

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

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


« ____ » _____ 2024р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК СУДНОВОГО ДВИГУНА 12ЧНР 26/34

(ДА 1600)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



В.С. Наливайко

Здобувач освіти



М.А. Павлійчук

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

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

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Павлійчуку Максиму Анатолійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи *Розрахунок суднового двигуна 12ЧНР 26/34 (ДА 1600)*

2. Керівник роботи к.т.н., професор НУК Наливайко В.С.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “___” _____ 20__ року №_____

3. Строк подання здобувачем роботи _____

4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 1650 кВт; частота обертання колінчатого валу – 600 хв⁻¹; ступінь стиснення – 12,5; коефіцієнт надлишку повітря – 1,8.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Загальна конструкція і опис двигуна; Моделювання робочого циклу двигуна; Розрахунок динаміки двигуна типу; Розрахунок турбокомпресора; Розробка принципів схем основних систем двигуна; Організація охорони праці.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна; Діаграми динаміки, індикаторна діаграма;
Турбокомпресор; Схеми основних систем двигуна

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка

Здобувач освіти

Керівник роботи

(підпис)

/М.А. Павлійчук /

(прізвище та ініціали)

/В. С. Наливайко/

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Загальна конструкція і опис двигуна	6
1.1 Сфера застосування та технічна характеристика двигуна.....	6
1.2 Загальна компоновка двигуна.....	12
1.3 Конструктивні схеми двигуна прототипа.....	12
1.4 Тенденції розвитку двигунів даного типу.....	16
1.5 Висновок по розділу.....	17
2 Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна типу ...	18
2.1 Вступ	18
2.2 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна	18
2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна	20
2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми	28
2.5 Висновок по розділу.....	33
3 Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу	34
3.1 Кінематичний розрахунок КШМ.....	34
3.2 Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна.....	39
3.3 Висновки по розділу.....	46
4 Розрахунок турбокомпресора для двигуна типу 12ЧНР 26/34...	47
4.1 Вибір турбокомпресора.....	47
4.2 Розрахунок турбокомпресора	48
4.3 Розрахунок параметрів і показників компресора.....	48
4.4 Розрахунок вхідного пристрою	49
4.5 Розрахунок робочого колеса	50
4.6 Розрахунок безлопаточного дифузора	52
4.7 Розрахунок лопаточного дифузора	54
4.8 Розрахунок збірної ракли	55
4.9 Розрахунок параметрів стиснутого повітря.....	57

					КРБ.142.2227.ст 06.02.СК	Арк.
						2
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.10 Розрахунок турбіни.....	58
4.11 Розрахунок основних параметрів і показників турбіни	59
4.12 Розрахунок соплового апарату	59
4.13 Розрахунок робочого колеса турбіни	61
4.14 Розрахунок потужності і ККД турбіни	62
5 Розробка принципів схем основних систем двигуна та розрахунок основних елементів	71
5.1 Паливна система.....	71
5.2 Розрахунок паливної системи.....	72
5.2.1 Розрахунок ПНВТ.	74
5.3 Розрахунок системи мащення.....	80
5.4 Система охолодження	85
6 Організація охорони праці.....	89
6.1. Загальні питання з охорони праці	89
6.2. Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал	90
Висновки.....	94
Список використаних джерел ...	95

ВСТУП

Машинобудування є ведучою галуззю світової промисловості. Постійне вдосконалення машин, що знаходяться у виробництві, і створення нових, високопродуктивних машин – непорушний закон розвитку машинобудування, оскільки механізація всіх виробничих процесів є технічна база підвищення продуктивності праці.

Загальні напрями розвитку двигунобудування – підвищення швидкості, збільшення напруженості, пов'язане із зниженням ваги, висувають все більш високі вимоги як до якості матеріалів, так і до технології виробництва, що є стимулом їх подальшого поліпшення.

Вихідним матеріалом для проектування нової машини служить проектне завдання, що містить технічні вимоги, яким повинні задовольняти основні показники роботи нової машини. Пропозиція створення нової машини і формулювання відповідного проектного завдання може виходити, по-перше, від експлуатуючих організацій, які на основі досвіду своєї роботи або вимог, що висуваються подальшим розвитком виробництва, ставлять перед машинобудівниками задачу підвищення показників машин, що випускаються; по-друге, від самого ж двигунобудівного заводу, оскільки постійне вдосконалення продукції, що випускається, є його безпосередньою задачею; по-третє, від самих найвищих керівних органів на основі принципово нових досягнень науки.

Загальні вимоги, які пред'являються при створенні нового двигуна заданої потужності і числа оборотів, зводяться до забезпечення якнайменшої ваги і габаритів, найбільшої економічності, найбільшої надійності і збільшення терміну служби, найбільшої простоти конструкції і дешевизни виробництва і експлуатації, безпеки і зручності обслуговування.

Одночасне задоволення цих вимог представляє значні труднощі, оскільки окремі вимоги знаходяться в деякій суперечності між собою.

					КРБ.124.2227ст.06.ПЗ	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таким чином, залежно від призначення двигуна у кожному окремому випадку повинно бути вирішено питання, які з перерахованих вимог є основними і яким чином можуть бути виконані інші.

Для авіаційних двигунів в першу чергу повинна бути забезпечена якнайменша вага і мінімальні габарити при високій надійності і, по можливості, високій економічності навіть в збиток терміну служби, простоті і дешевизні виробництва і експлуатації.

Для суднових двигунів вагові показники вже не мають такого вирішального значення, оскільки вага самого двигуна складає відносно малу частину ваги всієї установки. Проте в деяких випадках мінімальними габаритами двигуна, особливо по ширині, визначається можливість розміщення його в корпусі судна. Крім того, для суднового двигуна висувуються підвищені вимоги економічності для забезпечення найбільшої дальності плавання без поповнення запасів пального, високої надійності і достатнього терміну служби при можливій простоті обслуговування.

Для стаціонарних двигунів найважливішими вимогами є висока економічність, надійність і великий термін служби при можливій простоті виробництва і експлуатації.

Двигуни для наземного транспорту і для механізації сільськогосподарських і інших робіт повинні задовольняти в значній мірі всім вказаним вимогам.

Слід зазначити, що масовий характер виробництва таких двигунів забезпечує його відносно дешевизну навіть при необхідній складності конструкції, застосуванні якісних матеріалів і високій точності обробки деталей.

Для легких транспортних двигунів великої потужності пред'являються підвищені вимоги до габаритів і загальної жорсткості конструкції.

Проте розвиток двигунобудування здійснюється не тільки шляхом вдосконалення конструкцій окремих слабих і застарілих вузлів, без зміни основних конструктивних характеристик але і створенням принципово нових конструкцій.

					КРБ.124.2227ст.06.ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ЗАГАЛЬНА КОНСТРУКЦІЯ І ОПИС ДВИГУНА.

1.1 Сфера застосування та технічна характеристика двигуна.

Судно спроектоване на клас КМУЛ|1|A2 (буксир) Морського Регістра. Його технічні засоби забезпечують виконання наступних завдань:

- патрулювання у відкритому морі в районах інтенсивного рибного промислу і судноплавства; пошук аварійних суден і надання їм допомоги (зняття з мілини, боротьба з водою і пожежами);

- буксирування або супровід аварійних суден до місця ремонту;

- виконання водолазних робіт;

- пошук, порятунок людей і надання їм медичної допомоги;

- виконання морських буксирувань судів і плавучих споруд.

Основні елементи і характеристики судна [Л1]

Довжина, м

найбільша58,3

між перпендикулярами51,6

Ширина, м

найбільша12,64

на шпангоуті міделя12,00

Висота борту на міделі, м....5,9

Водотоннажність повна, т ...1620

Осідання середнє, м4,6

Потужність дизелів, кВт.....1600

Швидкість вільного ходу, вуз . . 13,5

Тяга, тс

на швартовах..... 32

при швидкості буксирування 7 вуз . .18

Автономність, сут

					КРБ.124.2227ст.06.01ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

по паливу (на повній потужності) . . 20

по провізії і воді..... 30 ,

Буксир-рятувальник є одногвинтовим судном необмеженого району плавання з дизельною установкою, подовженим баком і триярусною рубкою. Характерними особливостями форми корпусу є криголамні форштевень, збільшена (в порівнянні із стандартною) сидлувата, а також наявність конструктивного диферента (1,0 м), необхідного для достатнього заглиблення гребного гвинта, що в сукупності з протильодовим захистом гвинторульового комплексу оберігає гвинт від пошкоджень. Судно володіє хорошими маневреними якостями: діаметр циркуляції на повному передньому ході складає близько двох довжин корпусу, інерція гаситься з повного переднього ходу на відстані в 2,5 довжини корпусу, час зупинки, включаючи час реверсу (8 с), складає 50 с. Остійність задовольняє вимогам Правил Морського Регістра для буксирних суден потужністю більше 1000 кВт. необмеженого району плавання, що займаються рятувальними роботами. Непотоплюваність забезпечена у всіх експлуатаційних умовах при затопленні одного будь-якого відсіку.

Корпус буксира-рятувальника виготовлений з вуглецевої сталі марок ВСтЗсп2 і ВСтЗсп4 з межею текучості 24 кгс/мм². Товщина льодового поясу в носовій частині судна 20 мм, в кормовій — 16 мм.

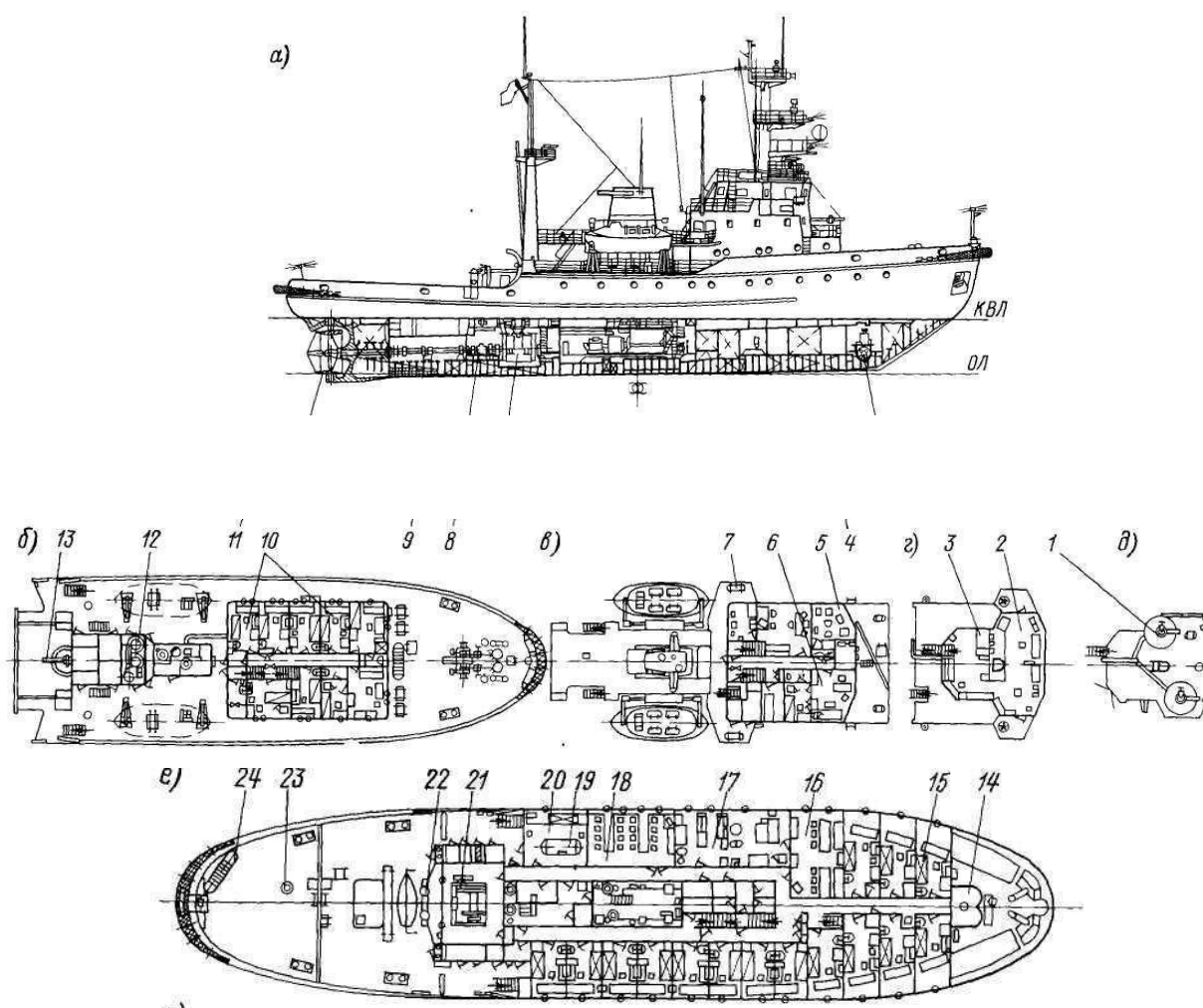
Система набору корпусу поперечна, величина шпациї 600 мм по всій довжині судна. Для набору використаний симетричний полособульбовий прокат. Триярусна рубка і кожух димаря виготовлені з алюмінієво-магнієвих сплавів. З'єднання цих конструкцій із сталевією палубою зварне із застосуванням біметалічних вставок. Для забезпечення комфортних умов на судні застосована автоматизована двоканална система цілорічного кондиціонування повітря житлових, суспільних і службових приміщень, яка обслуговується двома кондиціонерами 5РІЗ-30 і фреоновим компресорно-конденсаторним агрегатом МАК-6ОРЭ/IV. У всі

					КРБ.124.2227ст.06.01 ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

каюти подається гаряча і холодна вода.

Для капітана і старшого механіка передбачені каюти блоку, що складаються з кабінету, спальні санвузла, решта комскладу розміщується в одномісних каютах, команда — в двомісних.

Всього на судні 35 спальних місць. У всіх каютах є м'які дивани, які у разі потреби можуть використовуватися для розміщення екіпажів аварійних суден.



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.124.2227ст.06.01ПЗ

Арк.

8

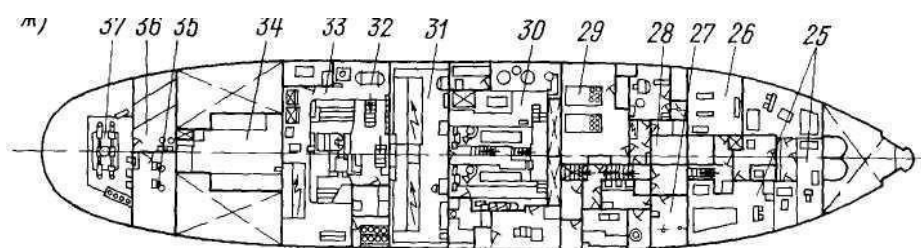


Рисунок. 1.1 Загальне розташування буксира-рятувальника:

а — бічний вигляд; б — палуба бака; в — план першого ярусу рубки; г — план ходового містка; д — план верхнього містка; е — план верхньої палуби; ж — платформа; з — трюм.

1 — лафетний стовбур; 2 — рульова рубка; 3 - штурманський стіл; 4 — підрулюючий пристрій, 5 — апаратна, 6 — кабінет капітана, 7 — рятувальний плот; 8 — гребний електродвигун; 9 — опірний підшипник; 10 — каюти комскладу; 11 — поворотна направляюча насадка, 12 — вентилятори головної енергетичної установки; 13 — буксирний гак; 14 — ланцюговий ящик; 15 — каюта команди; 16 — кают-компанія 17 — камбуз; 18 — їдальня команди; 19 — рекомпресійна камера; 20 — водолазний пост; 21 — буксирна лебідка; 22 — буксирний біт 23 — швартовий шпиль; 24 — балон пневматичного кранця; 25 — провізійні комори; 26 — холодильна установка провізійного блоку; 27 — душова; 28 — гирокомпасна; 29 — кондиціонери; 30 — дизель-генераторне відділення; 31 — центральний пост управління; 32 — сепаратор льяльних вод; 33 — моторне відділення; 34 — трюм аварійно-рятувального майна; 35 — насоси буксирної лебідки 36 — кладова аварійно-рятувального майна (для допомоги аварійним суднам); 37 — рульова машина;

Головна установка складається з дизельного двигуна 12ЧРН 26/34 встановленого в машинному відділені. Також в машинному відділені встановлено дизель-генератор резервної стоянки ДГР150/750 потужністю 150 кВт, напругою 400 В.

Управління частотою обертання гребного гвинта проводиться з рульової рубки або, при необхідності, з ЦПК. У ЦПК розташовані силові розподільні щити, щит контролю і сигналізації енергетичної установки, а також необхідні засоби зв'язку з рульовою рубкою і іншими постами і приміщеннями судна .

Для забезпечення споживачів парою на судні встановлений автоматизований котел КВА 1,0/5, що виробляє 1 т/г пара при тиску 5 кгс/см².

Рульовий пристрій з поворотною насадкою забезпечує судну хорошу керованість і стійкість на курсі. Електрогідравлічна рульова машина Р15, що має момент на баллері 16 тс-м, перекладає насадку з борту на борт за 28 с, а при роботі одночасно двох насосів — за 15 с.

Внутрішня поверхня насадки виготовлена з неіржавіючої сталі, баллер прямий, підвішений на опірному підшипнику ковзання і з'єднується з насадкою фланцем.

Підрулюючий пристрій, встановлений в носовій частині судна, є ГРШ в поперечному каналі з електроприводом потужністю 130 кВт. При плаванні на малих ходах (в вузкостях, при швартовках, при підході до аварійного судна) підрулюючий пристрій в поєднанні з поворотною направляючою насадкою забезпечує судну високі маневрені якості. Крім того, воно може використовуватися для компенсації реакції струменів носових лафетних стовбурів. Управління підрулюючим пристроєм здійснюється з рульової рубки, є також місцевий пост управління.

Вантажний пристрій буксира-рятувальника складається з кормової механізованої стріли вантажопідйомністю 5 т з вильотом за борт до 3,5 м, призначеної в основному для ведення операцій з аварійно-рятувним устаткуванням. У носовій частині судна на лобовій стінці рубки для вантаження провізії передбачена переносна стріла вантажопідйомністю 1 т з вильотом за борт близько 1,7 м яка може бути встановлена на будь-якому

					КРБ.124.2227ст.06.01ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

борту.

Якірний пристрій складається з двох станових і одних запасних якорів Холу масою по 1250 кг, пожежних ланцюгів калібром 37 мм, завдовжки 200 м (лівий борт) і 225 м (правий борт). Для роботи з якорями встановлений електроприводний брашпіль Б5Т що забезпечує вибір якоря із швидкістю 12 м/хв з глибини 100 м. Брашпіль має лічильники довжини витравлених ланцюгів, які встановлені в рульовій рубці. Турачки брашпіля з тягою, 3000 кгс і швидкістю вибору 13 м/хв. використовується при швартових операціях.

У кормовій частині встановлений швартовий шпиль Ш4 з тяговим зусиллям 3000 кгс і швидкістю вбирання під навантаженням 14 м/хв. Швартовий пристрій буксира-рятувальника дозволяє проводити буксирування лагом.

Для порятунку команди на судні встановлені дві пластмасові моторні шлюпки ЗСШПМ37 місткістю по 37 чоловік. Спуск і підйом шлюпок проводиться за допомогою гравітаційних шарнірних шлюпбалок ШБ2Ш63 В і електричних шлюпочних лебідок ЛШЗД з виносними постами управління. Крім того, на стелажах-зкидачах встановлені два рятувальні надувні плоти ПСН-10М на 10 чоловік кожен. Ще два плоти ПСН-10М і надувна рятувальна платформа СПМ-1 зберігаються в трюмі аварійно-рятувального майна.

На верхній палубі є пластмасовий двовесловий ял ЯЛП-2 з підвісним мотором. В майбутньому передбачається його заміна на крупнішу робочу шлюпку.

Встановлені на судні апаратура радіозв'язку і засоби електрорадіонавігації відповідають вимогам Морського Регістра і забезпечують безпечну експлуатацію судна відповідно до його призначення і умов плавання.

					КРБ.124.2227ст.06.01ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2 Загальна компоновка двигуна

За прототип взятий дизельний двигун 6ЧН26/34, який виготовляється на машинобудівному заводі ТДВ “Первомайськдизельмаш”. При приєднанні до нього синхронного генератора СБГ 800-750 ОМЧ ми отримуємо ще один тип двигуна, який випускає ТДВ “Первомайськдизельмаш” – дизель-генератор ДГР2А 800/750 ГОСТ 22246-84.

Основні показники дизеля 6ЧН26/34:

Номінальна потужність двигуна $P_e = 800$ кВт;

Номінальна частота обертання колінчастого валу $n = 750$ хв⁻¹;

Ступінь стиску $\epsilon = 12,5$

Питома витрата палива $v_e = 229+11$ г/кВт·год.

Кількість циліндрів $i=6$

З боку вільного кінця валу розташовані турбокомпресор, охолоджувач наддувочного повітря, насоси: водяні, масляний і для охолодження форсунок. Привід всіх насосів здійснюється від шестерні колінчастого валу.

З боку основного відбору потужності розташований регулятор швидкості типу 1.ОРН-100, щит приладів і пристрої автоматики.

Тракти впускання і випускання розташовані на правій стороні дизеля, що спрощує його обслуговування. Внутрішня порожнина верхньої частини блоку з правого боку дизеля використана в якості наддувочного ресивера.

1.3 Конструктивні схеми двигуна прототипа

Дизель повністю закапотован, трубопроводи високого тиску мають захист від розбризкування палива при розриві.

Паливні насоси високого тиску встановлюються на верхній площині

					КРБ.124.2227ст.06.01ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

блоку. Виймка розподільного валу передбачена убiк, без розбирання iнших вузлiв.

У нижнiй точцi корпусу охолоджувача повітря встановлений автоматичний клапан для спуску конденсату з корпусу охолоджувача на непрацюючому дизелі.

Витяжка шпильок кришки циліндра i витяжка болтів корінних опор колінчастого валу виконується за допомогою спеціального інструменту: гідравлічного для шпильок кріплення кришки циліндра i механізованого для кріплення опор колінчастого валу.

Кришка циліндра iндивідуальна для кожного циліндра, відлита з високоміцного чавуну, 4-х клапанна з послідовним розташуванням однойменних клапанів, кріпиться до блоку чотирма силовими шпильками, втулка циліндра з сорочкою кріпиться до кришки циліндра шістьма шпильками, які спільно з силовими шпильками забезпечують замикання газового стику.

Паливна система дизеля забезпечує роботу, як на моторному паливі, так i на дизельному паливі. Система складається з: устаткування підготовки моторного палива, насоса (шестерного типу) для охолодження форсунок, паливного насоса високого тиску золотникового типу для кожного циліндра.

					КРБ.124.2227ст.06.01ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

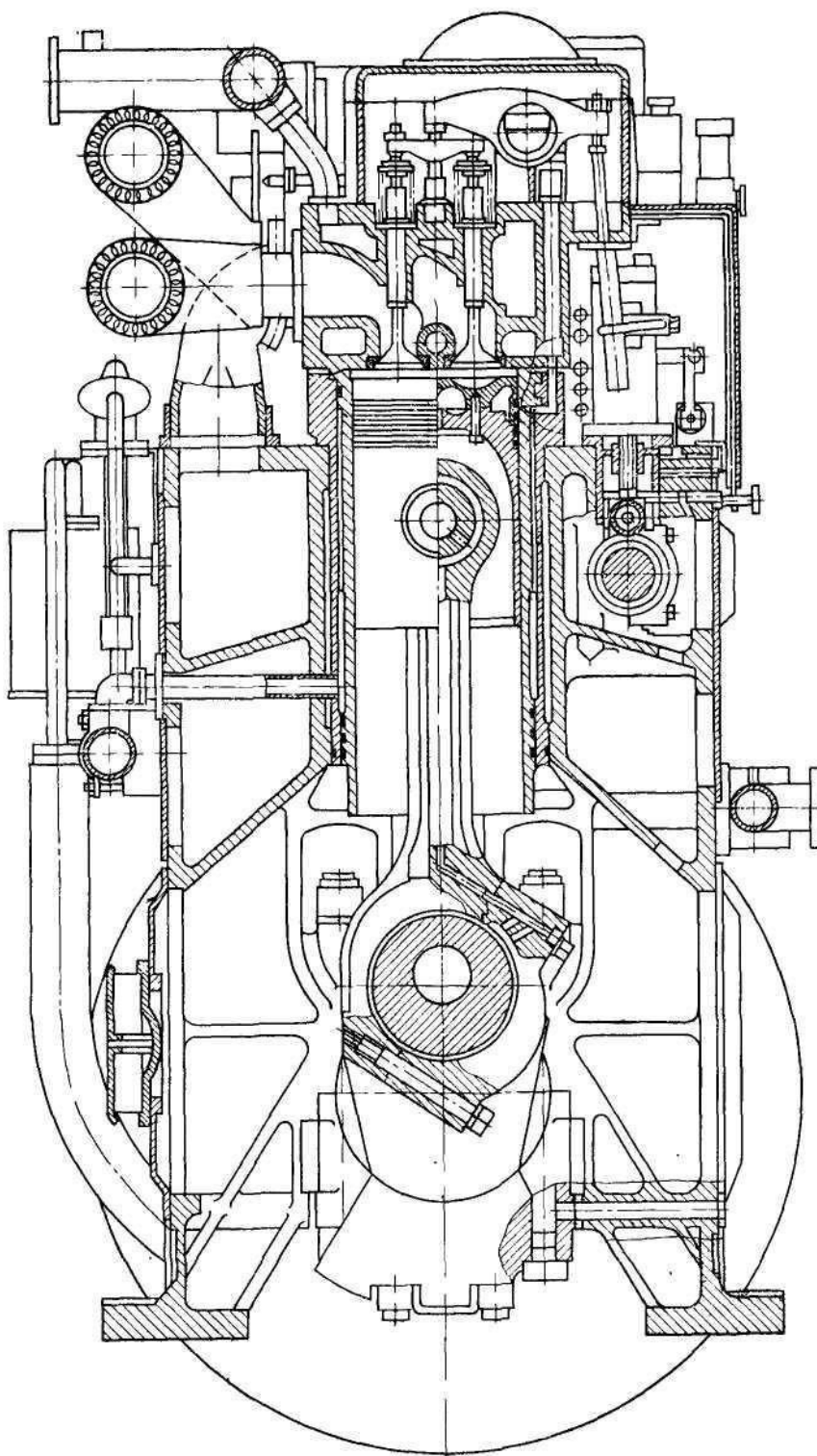


Рисунок. 1.2 Поперечний розріз дизеля 6ЧН26/34

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.124.2227ст.06.01ПЗ

Арк.

14

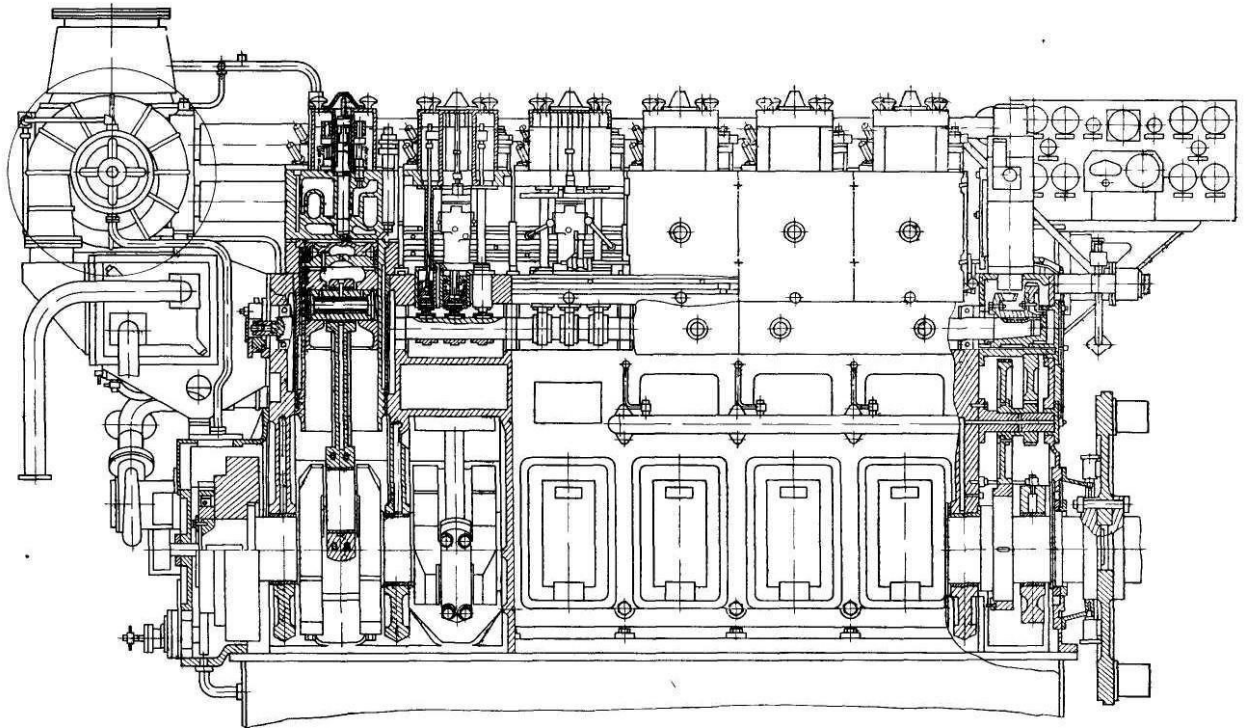


Рисунок. 1.3 Поздовжній розріз дизеля 6ЧН26/34

Форсунка – закрита з багатодирчастим розпилювачем, що охолоджується дизельним паливом і гідравлічним управлінням підйому голки. Перед нагнітальним колектором встановлений паливний фільтр. У систему охолодження форсунок встановлений охолоджувач палива з терморегулятором. Кріплення форсунки до кришки здійснюється за допомогою спеціальної скоби.

Основні конструктивні особливості паливної системи полягають у тому, що здійснена проточна подача палива через паливні насоси високого тиску, що є обов'язковою умовою при роботі на моторному паливі.

Нагнітальний клапан паливного насоса високого тиску виконаний з внутрішнім запірним конусом, що значно знижує об'єм палива над плунжером.

Привід паливного насоса високого тиску є окремим від насоса

					КРБ.124.2227ст.06.01ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

вузлом.

Система мащення – комбінована під тиском і розбризкуванням. Масляний насос забирає масло з рами дизеля і через охолоджувач, повно потоковий фільтр тонкого очищення подає його до корінних і мотильових підшипників, поршнів, шестерень, підшипників розподільчого вала, турбокомпресора і генератора. Для підтримки заданого температурного режиму в системі мастила є регулятор температури масла. Передпускове прокачування масла здійснюється автономним маслонасосом з електроприводом.

Система охолодження – водоповітряна. На дизелі встановлено водяний насос, який для охолодження качає воду через холодильник. Більшість систем проектованого двигуна однакові, як і у двигуна-прототипу.

1.4 Тенденції розвитку двигунів даного типу

Останній час спостерігається зростанням чисельності транспортного і особливо промислового флоту, збільшенням тоннажу судів, потужності енергетичних установок і швидкості ходу. Через це, не дивлячись на насичення судів новітніми технічними засобами судноводіння, число аварій залишається значним. Тому останніми роками все більша увага приділяється питанню створення спеціальних суден, призначених для надання допомоги на морі. Одним з них є буксир-рятувальник типу «Буслай» оснащений двигуном 12 ЧНР 26/34. Даний тип двигунів в порівнянні з аналогічними має кращі співвідношення масогабаритних показників та економічності при експлуатації за рахунок V подібного розташування циліндрів.

					КРБ.124.2227ст.06.01ПЗ	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.5 Висновок по розділу

В цьому розділі надано технічну характеристику двигуна, описано загальну конструкцію та визначено сферу його застосування. Також у цьому розділі наведені короткий опис окремих елементів та деталей двигуна прототипа.

					КРБ.124.2227ст.06.01 ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна типу 12ЧНР 26/34

2.1 Вступ

Основною метою розрахунку робочого циклу є визначення основних параметрів і показників робочого процесу, що характеризують ефективність і економічність роботи дизеля. Розрахунки робочого циклу, як правило, виконуються для номінального режиму. Для перемінних режимів схема розрахунку залишається тією ж, однак вибір вихідних даних повинен бути зроблений відповідно до особливостей розрахункового режиму. Розрахунковий цикл ДВЗ складається з п'яти послідовно протікаючих процесів: наповнення, стиску, згоряння палива, розширення та випуску. Розрахунковий цикл проектуемого двигуна проведено за допомогою електронних програм за методикою, яка основана на методі теплового розрахунку Гриневецького В. І. Метод теплового розрахунку базується на загальновідомих положеннях термодинаміки та термохімії. Достатньо точно охоплює зміст теплових явищ, які відбуваються у робочому циліндрі, та являє собою інженерно – аналітичне дослідження.

2.2 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна

Вихідні параметри для розрахунку робочого циклу підбираються за паспортними даними двигуна (у розрахунку на номінальний режим), або вибираються з довідкових даних для заданого типу двигуна, його швидкохідності і призначення.

Проаналізувавши всі існуючі моделі двигунів внутрішнього згоряння даного класу, дослідивши споживчий ринок пропонується V подібна конструкція двигуна 12 ЧНР 26/34 з такими основними параметрами двигуна:

Ефективна потужність $P_e = 1600 \text{ кВт}$

Частота обертання колінчастого валу $n = 600 \text{ хв}^{-1}$

					КРБ.124.2227ст.06.02 ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ступінь стиску	$\epsilon=12,5$
Кількість циліндрів	$i=12$ шт
Тиск надуву	$P_v=0,3$ МПа
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha=1,8$
Середній ефективний тиск	$P_{me}=1,48$ МПа

Усі додаткові параметри були взяті із підручника Ю. Я. Фомин (Судові двигуни внутрішнього згоряння). Температура навколишнього повітря T_o . Приймаємо $T_o = 300$ К (нормальні атмосферні умови). Тиск навколишнього повітря P_a . В усіх випадках варто приймати $P_a = 0,1$ МПа (нормальні атмосферні умови) [4]. Ступінь стиску ϵ . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для СОД $\epsilon = 12...18$ [4]. Приймаємо $\epsilon = 12,5$. Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння, $D_{ц} > 200$ мм та $\epsilon = 12,5$, α буде знаходитись у межах $1,6...2,6$ [4]. Приймаємо $\alpha = 1,8$. Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці ξ . Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проєктованого. Для СОД нових моделей ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,80...0,92$; $\xi = 0,90...0,95$; [4]. Приймаємо $\xi_z = 0,85$; $\xi_b = 0,95$. Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: $(5...20)$ К – для ДВЗ з наддувом та $(10...15)$ К – для ДВЗ без наддуву [4]. Приймаємо $\Delta T_a = 20$ К. Температура залишкових газів T_g . Для двигунів такого типу T_g знаходиться у межах $600...900$ К. Приймаємо $T_g = 870$ К [4]. Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу [4]: $C = 0,87$ кг – кількість вуглецю; $H = 0,126$ кг – кількість водню; $S = 0$ кг – кількість сірки; $O = 0,004$ кг – кількість кисню. Нижча теплота згоряння палива. Приймаємо $Q_H = 42500$ (кДж/кг). Початкові параметри обиралися по рекомендованим даним для середньо обертових двигунів. [4].

					КРБ.124.2227ст.06.02ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна.

Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	1650 кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	600 хв ⁻¹
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	12,5
Число циліндрів	$i =$	12
Тиск наддуву	$P_B =$	0,31 МПа

Вихідні дані теплового розрахунку.

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,8
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	0,1 МПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293 К
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	20 К
Тиск залишкових газів	$P_r =$	0,18 МПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	870 К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	1,5
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,85
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,95

Паливо:

Дизельне пальне Л - 0.2 - 40 ДСТУ 7688:2015

Середній елементарний склад палива

C=0.86 H=0.13 O=0.01

Найнижча теплота згорання палива

$Q_H = 42500$ кДж/кг

Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{0.86}{12} + \frac{0.13}{4} - \frac{0.01}{32} \right) = 0.495 \text{ кмоль/кг}$$

$$l_0 = 28.95 \times L_0 = 28.95 \times 0.495 = 14.33 \text{ кг}$$

Кількість свіжого заряду

$$M_1 = \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_1 = 0,891 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згорання.

					КРБ.124.2227ст.06.02ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

Кількість CO₂: $M_{CO_2} = \frac{C}{12}, \text{ кмоль/кг}$ 0,072 кмоль/кг

Кількість H₂O: $M_{H_2O} = \frac{H}{2}, \text{ кмоль/кг}$ 0,065 кмоль/кг

Кількість O₂: $M_{O_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль/кг}$ 0,083 кмоль/кг

Кількість N₂: $M_{N_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг}$ 0,704 кмоль/кг

Загальна кількість продуктів згоряння.

$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг}$ 0,924 кмоль/кг

Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_{\epsilon} = T_a \times \left(\frac{P_{\epsilon}}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, K$$

$n_k =$ 1,7 показник політропи стиску повітря в нагнітачі.

$T_b =$ 466,867 K

Тиск в кінці впуску.

$P_d = (0.9 - 0.95) \times P_{\epsilon}$

число з інтервалу = 0,93

$P_d =$ 0,2883 МПа

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_{\epsilon} - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\epsilon \times P_d - P_r}$$

де $\Delta T_1 = (30 - 50^0)$ ступінь охолодження повітря.

$\Delta T_1 =$ 50 K

$\gamma_r =$ 0,0264

Температура в кінці впуску.

$$T_d = \frac{T_{\epsilon} - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} =, K$$

$T_d =$ 448,007 K

Коефіцієнт наповнення.

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_\varepsilon} \times \frac{T_\varepsilon - \Delta T_1}{T_d (1 + \gamma_r)} =$$

$$\Phi_c = 0,91641$$

Густина заряду на впуску.

$$\rho_\varepsilon = \frac{P_\varepsilon \times 10^6}{R_{II} \times (T_\varepsilon - \Delta T_1)} =, \text{кг/м}^3$$

$R_{II} = 287 \text{ Дж/кг} \times \text{К}$ - універсальна газова постійна для повітря.

$$\rho_\varepsilon = 2,59109 \text{ кг/м}^3$$

Параметри процесу стиску.

Вибираємо значення

$$n_1 = 1,39$$

Тиск в кінці стиску.

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1} =, \text{МПа}$$

$$P_c = 9,65049 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1} =, \text{К}$$

$$T_c = 1199,72 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mCv' = 1988 + 0.002638 \times T_c, \frac{\text{КДж}}{\text{Кмоль} \times \text{К}}$$

$$mCv' = 23,045 \text{ КДж/Кмоль} \times \text{К}$$

Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,03672$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

					КРБ.124.2227ст.06.02ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$\beta = 1,03577$$

Емпіричні формули середніх мольних теплоємкостей окремих газів при сталому об'ємі.

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,00155 \times T_z$$

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

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

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

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому об'ємі.

$$mCv'' = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} \times (mCv''_{CO_2}) + M_{H_2O} \times (mCv''_{H_2O}) + M_{O_2} \times (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \times (mCv''_{N_2}) \right] = \frac{\text{КДж}}{\text{Кмоль} \times \text{К}}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv'' = a + b \times T_z, \frac{\text{КДж}}{\text{Кмоль} \times \text{К}}$$

де:

$$a = 23,3092$$

$$b = 0,00182$$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому тиску.

$$mC''_p = mCv'' + 8,134, \frac{\text{КДж}}{\text{Кмоль} \times \text{К}}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC''_p = a + b \times T_z, \frac{\text{КДж}}{\text{Кмоль} \times \text{К}}$$

де:

$$a = 31,4432$$

$$b = 0,00182$$

Максимальний тиск згоряння.

$$P_{\max} = \lambda \times P_c, \text{МПа}$$

$$P_{\max} = 14,4757 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння.

					КРБ.124.2227ст.06.02ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + (mC'v + 8.134 \times \lambda) \times T_c = \beta(mC''p) \times T_z$$

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

$$A \times T_z^2 + B \times T_z - C = 0$$

де:

$$A = 0,00189$$

$$B = 32,5681$$

$$C = 81786,7$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times C}}{2 \times A} = K$$

$$T_z = 2224,52 \text{ K}$$

Ступінь попереднього розширення.

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c}$$

$$\rho = 1,280$$

Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

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

$$\delta = 9,76292$$

Середній показник політропи розширення.

Вибираємо значення

$$n_2 = 1,26$$

Тиск в кінці розширення.

$$P_\varepsilon = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} = \text{МПа}$$

$$P_\varepsilon = 0,81992 \text{ МПа}$$

					КРБ.124.2227ст.06.02 ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Температура в кінці розширення.

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

$$T_B = 1230,12 \text{ K}$$

Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{P_C}{\epsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right) \right] =, \text{МПа}$$

$$P'_{mi} = 1,77563 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$P_{mi} = \xi \times P'_{mi} =, \text{МПа}$$

$$P_{mi} = 1,68684 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_{\epsilon} \times \Phi_c \times 10^{-3}}$$

$$\eta_i = 0,43115$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$v_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i} =, \text{кг/кВт год}$$

$$v_i = 0,19646 \text{ кг/кВт год}$$

Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0,089 + 0,0118 \times V_{П.СР} \text{ МПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{П.СР} = \frac{S_{ПР} \times n}{30} =, \text{М/с}$$

$$S_{ПР} = 0,34 \text{ Хід поршня по прототипу.}$$

					КРБ.124.2227ст.06.02ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_{П.СР.} = 6,8 \text{ м/с}$$

$$P_M = 0,1692 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{ МПа}$$

$$P_{me} = 1,5176 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,89967$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M$$

$$\eta_e = 0,3879$$

Питома ефективна витрата палива.

$$v_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e} =, \text{ кг/квт. год.}$$

$$v_e = 0,21837 \text{ кг/квт год}$$

Годинна витрата палива.

$$B = v_e \times P_e =, \text{ кг/год}$$

$$B = 360,315 \text{ кг/год}$$

Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e}{P_{me} \times n} =, \text{ Л}$$

Z=4 - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 217,448 \text{ Л}$$

Робочій об'єм циліндра.

					КРБ.124.2227ст.06.02ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 18,1207 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

$$d = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} =, \text{ мм}$$

$$m = \frac{S_{\text{пп}}}{d_{\text{пп}}}$$

$$d_{\text{пп}} = 0,26 \text{ м}$$

$$m = 1,30769$$

$$d = 260,375 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d =, \text{ мм}$$

$$S = 340,491 \text{ мм}$$

Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 260 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

$$V_{st} = \frac{\pi \times d^2 \times S \times i}{4 \times 10^6} =, \text{ Л}$$

$$V_{st} = 216,509 \text{ Л}$$

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{st} \times n}{30 \times Z} =, \text{ кВт}$$

$$P_{ep} = 1642,88 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{еср}} \times 100\% \quad P_{еср} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

Для подальшого розрахунку приймаємо $P_e = 1650 \text{ кВт}$

$$P_{еср} = 1646,44 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,43262 \%$$

					КРБ.124.2227ст.06.02ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.

Вихідні дані

$P_{mi} =$	1,687	МПа	Середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,2880	МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,390		Показник політропи стиску.
$\varepsilon_c =$	12,50		Ступінь стиску.
$P_{max} =$	14,476	МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
$n_2 =$	1,260		Показник політропи розширення.
$\rho =$	1,280		Ступінь попереднього розширення.
$m_p =$	0,070	МПа/мм	Масштаб по осі тиску.
$\xi =$	0,95		Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми.

Таблиця 1.2

Результати розрахунку.

V / V_c	$P_{CT}, \text{МПа}$	$P_{CT}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$
1	9,64	138		207
1,250	7,07	101		
1,280	6,84	98	14,48	
1,75	4,43	63	9,76	
2	3,68	53	8,25	118
3	2,09	30	4,95	71
4	1,40	20	3,44	49
5	1,03	15	2,60	37
6	0,80	11	2,07	30
7	0,64	9	1,70	24
8	0,54	8	1,44	21
9	0,45	6	1,24	18
10	0,39	6	1,09	16
11	0,34	5	0,96	14
12	0,30	4	0,86	12
12,5	0,29	4	0,82	12

Об'єм камери згорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}, \text{ мм}$$

$$V_s = [AB] = 172,5 \text{ мм} \quad \text{Приведений робочий об'єм}$$
$$V_c = 15 \text{ мм}$$

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$A = 4124 \text{ мм}^2 - \text{площа діаграми.}$$

Дійсний середній індикаторний тиск по діаграмі

$$P_{mi}^D = \frac{A}{[AB]} \times m_p, \text{ МПа}$$

$$P_{mi}^D = 1,67351 \text{ МПа}$$

$$\Delta P_{mi} = \frac{|P_{mi} - P_{mi}^D|}{P_{mi}} \times 100\%$$

$$\Delta P_{mi} = 0,79981 \%$$

Похибка не перевищує 5%

					КРБ.124.2227ст.06.02ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Побудова дійсної індикаторної діаграми.

$C', \text{ ДоВМТ}$ точка подачі іскри,
визначається кутом випередження запалювання;
 $f, \text{ ДоВМТ}$ точка початку згорання, визначається кутом затримки
згорання: $\Delta\varphi_1 =, ^\circ \text{ ПКВ}$
 $\Delta\varphi_2, \text{ ПісляВМТ}$ кут після ВМТ, де тиск максимальний
 $b', \text{ ПісляВМТ}$ точка відкриття випускного клапану
 $r', \text{ ДоВМТ}$ точка відкриття впускного клапану
 $r'', \text{ ПісляВМТ}$ точка закриття випускного клапану
 $d', \text{ ДоВМТ}$ точка закриття впускного клапану
 c'' точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску
 Z_d точка максимального тиску газів

Вихідні дані.

$\lambda_L =$	0,27	Кривошипно-шатунне відношення.
$[AB]=$	172,50	мм Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі
$\Delta \varphi_1 =$	10,00	$^\circ \text{ ПКВ}$ Кут затримки згорання.
$P_r=$	0,180	МПа Тиск залишкових газів.
$m_p=$	0,070	МПа/мм Маштаб тиску.
$S=$	340,00	мм Хід поршня.
$P_c=$	9,650	МПа Тиск в кінці стиску.
$P_{\max}=$	14,476	МПа Максимальний тиск.

Таблиця 1.2 Визначення точок дійсної індикаторної діаграми.

Позначка точки $\varphi^0, \text{ ПКВ}$	Положення точки відносно ВМТ, $\varphi^0, \text{ ПКВ}$	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \times \frac{[AB]}{2}, \text{ мм}$
$C', \text{ ДоВМТ}$	14	0,038	3
$f, \text{ ДоВМТ}$	4	0,003	0
$\Delta\varphi_2, \text{ ПісляВМТ}$	10	0,019	2
$b', \text{ ДоНМТ}$	114	1,519	131
$r', \text{ ДоВМТ}$	13	0,032	3
$r'', \text{ ПісляВМТ}$	10	0,019	2
$d', \text{ ПісляНМТ}$	131	1,733	149

Ордината точки г

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 3 \quad \text{мм}$$

Тиск газів в ВМТ.

$$P_c'' = (1.15 - 1.25) \times P_c$$

1,2 Число з інтервалу.

$$P_c'' = 11,58 \quad \text{МПа}$$

$$P_c'' = 165 \quad \text{мм}$$

Максимальний тиск згорання.

для газодизельних двигунів $P_{zd} = P_{\max}$

$$P_{zd} = 14,48 \quad \text{МПа}$$

$$P_{zd} = 207 \quad \text{мм}$$

Визначаємо поправку Брікса.

$$OO = \frac{r \times \lambda_L}{2}$$

$$OO = 22,95 \quad \text{мм}$$

Визначаємо масштаб переміщення.

$$M_s = \frac{S}{[AB]}$$

$$M_s = 1,971 \quad \text{мм/мм}$$

Визначаємо поправку Брікса в масштабі переміщення.

$$OO_1 = \frac{OO}{M_s}$$

$$OO_1 = 11,64375 \quad \text{мм}$$

Швидкість наростання тиску

$$\frac{\Delta P}{\Delta \varphi_2} = \frac{P_{\max} - P_{c11}}{\Delta \varphi_1}, \text{ МПа/град}$$

$$\left[\frac{\Delta P}{\Delta \varphi_2} \right] \leq 1,0 - 1,2, \text{ МПа/град}$$

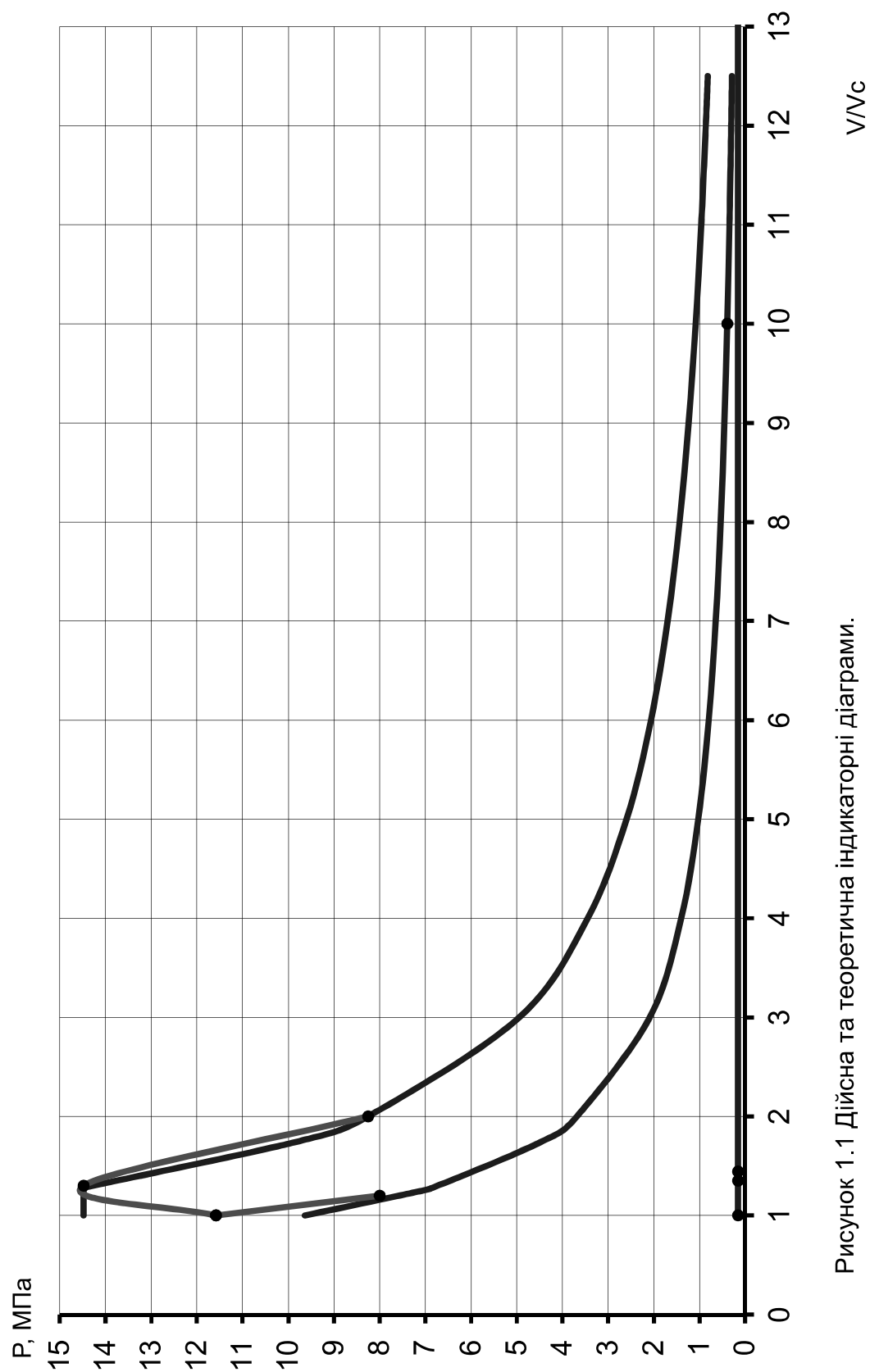


Рисунок 1.1 Дійсна та теоретична індикаторні діаграми.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.124.2227ст.06.02ПЗ

Арк.

32

2.5 Висновок по роділу

Таблиця 2.3

Порівняння ефективних показників.

Показники спроектованого двигуна	
Ефективна потужність	$P_e=1600 \text{ кВт}$
Ефективна годинна витрата палива	$B_e=218 \text{ г/кВт*год.}$
Годинна витрата палива	$B=350 \text{ кг/год.}$
Частота обертання колінчастого валу	$n=600 \text{ хв}^{-1}$
Кількість циліндрів	$i=12$

Методика розрахунку забезпечує достатню для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, який проходить в двигуні описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні. Показник економічності двигуна (питома ефективна витрата пального) дорівнює $0,218 \text{ кг/(кВт*год)}$. Можна зробити висновок, що за цим параметром двигун належить до машин з середнім показником економічності і має можливість конкурувати з іншими двигунами приблизно такої ж потужності і розмірності.

3. Перевірочний розрахунок динаміки двигуна

Кінематичний розрахунок двигуна

Побудувати графік переміщення поршня в залежності від кута повороту колінчастого валу, якщо:

$$\begin{aligned} S &= 340 \text{ мм} \\ L_{ш} &= 720 \text{ мм} \end{aligned}$$

Визначаємо радіус кривошипа

$$R = \frac{S}{2} = \frac{340}{2} = 170,0 \text{ мм}$$

Кривошипно шатунне відношення

$$\lambda_L = \frac{R}{L_{ш}} = \frac{170,0}{720} = 0,270$$

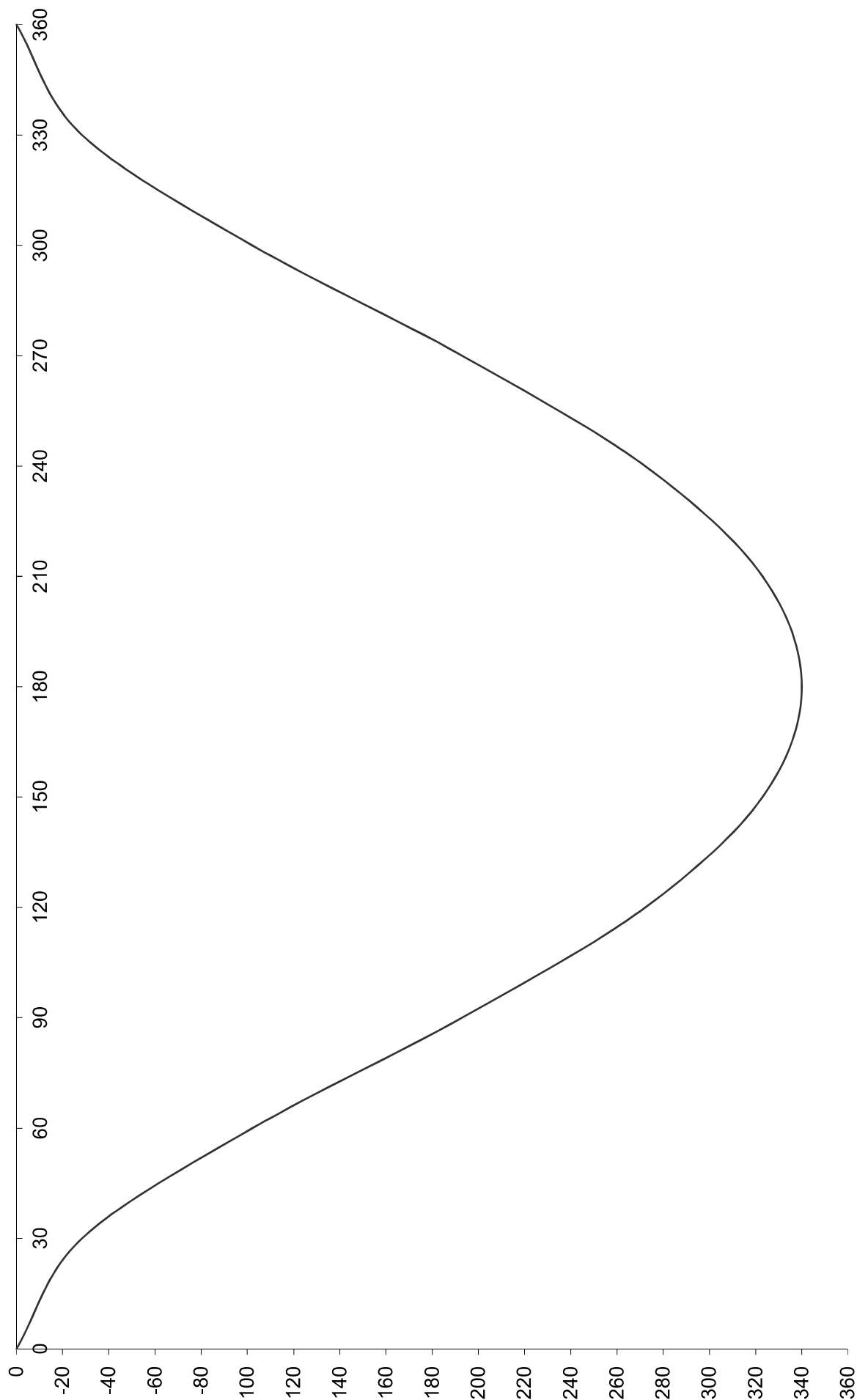
Визначаємо переміщення поршня аналітичним способом

$$x = R[(1 - \cos \varphi) + 0.25\lambda_L(1 - \cos 2\varphi)], \text{ мм}$$

Розрахунки ведемо з кроком 30

Результати розрахунків заносимо в таблицю.

φ	X, мм
0	0
30	-28,51
60	-102,2
90	-193
120	-272,2
150	-323
180	-340
210	-323
240	-272,2
270	-193
300	-102,2
330	-28,51
360	0



					КРБ.124.2227ст.06.03 ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Побудова графіка швидкості поршня в залежності від кута повороту колінчастого валу, якщо:

$$S = 340 \text{ мм}$$

$$L_u = 720 \text{ мм}$$

$$n = 600 \text{ хв}$$

Визначаємо радіус кривошипа

$$R = \frac{S}{2} = \frac{340}{2} = 170 \text{ мм}$$

Кривошипно шатунне відношення

$$\lambda_L = \frac{R}{L_u} = \frac{170}{720} = 0,27$$

Кутова швидкість обертання колінчастого валу

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 600}{30} = 62,8$$

Визначаємо швидкість поршня аналітичним способом

$$v = R \omega [\sin \varphi + 0,5 \lambda_L \sin 2\varphi], \text{ м / с}$$

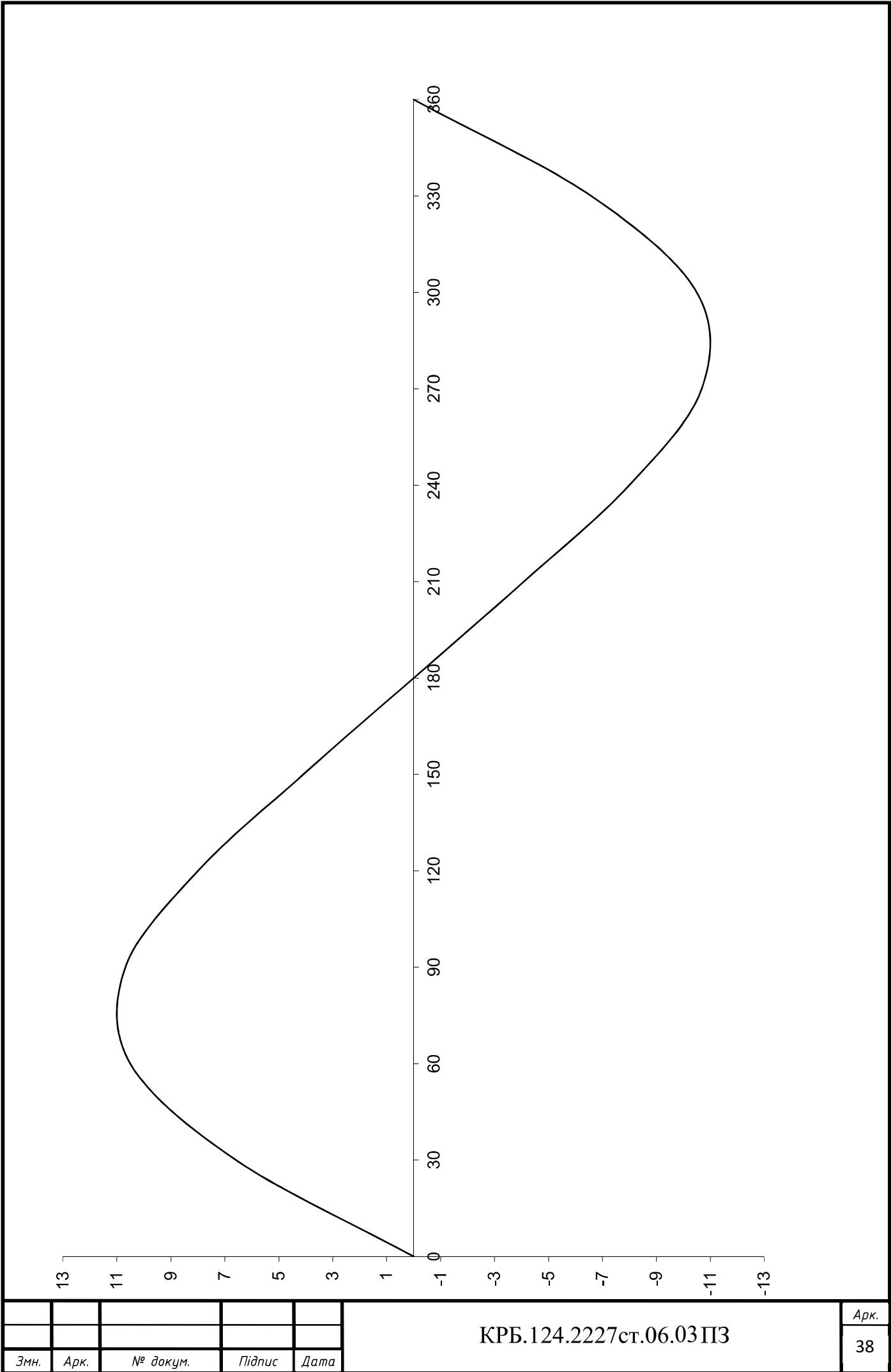
Розрахунки ведемо з кроком 30

Результати розрахунків заносимо в таблицю.

φ	v, м/с
0	0
30	6,586
60	10,49
90	10,68
120	7,998
150	4,09
180	0
210	-4,09
240	-7,998
270	-10,68
300	-10,49
330	-6,586
360	0

φ	V1,м/с	V2,м/с	V,м/с
0	0	0	0
30	5,338	1,248	6,586
60	9,246	1,248	10,49
90	10,68	0	10,68
120	9,246	-1,248	7,998
150	5,338	-1,248	4,09
180	0	-4E-16	0
210	-5,338	1,248	-4,09
240	-9,246	1,248	-7,998
270	-10,68	0	-10,68
300	-9,246	-1,248	-10,49
330	-5,338	-1,248	-6,586
360	-3E-15	-7E-16	-3E-15

					КРБ.124.2227ст.06.03ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.124.2227ст.06.03 ПЗ

3.2 Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна

На деталі КШМ діють:

Сили тиску газу

$$F_z = (P_y - P_a) \times \frac{\pi d^2}{4}, H$$

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально.

$$F_u = -m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_L \cos 2\varphi), H$$

сумарна сила (дійсна).

$$F_d = F_z \pm F_u, H$$

Нормальна сила.

$$F_n = F_d \times \operatorname{tg} \beta, H$$

Радіальна сила.

$$F_r = F_d \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

Дотична сила.

$$F_K = F_d \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

Вихідні дані:

A	=	0,053 м ²	Площа поршня
λ_L	=	0,270	Кривошипно-шатунне відношення.
m_s	=	105,0 кг	Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально.
r	=	0,170 м	Радіус кривошипа.
ω	=	62,80 с ⁻¹	Кутова швидкість.
m_F	=	4,5 кН/мм	Масштаб сил.
P_d	=	288,0 кПа	Тиск в кінці впуску
P_a	=	101 кПа	Атмосферний тиск
π_1	=	1,390	Показник політропи стиску
π_2	=	1,26	Показник політропи розширення
$P_{\max}$	=	14470 кПа	Теоретичний тиск згорання
P_{zd}	=	14470 кПа	Дійсний тиск згорання
$P_{c''}$	=	11580 кПа	Дійсний тиск в кінці стиску
P_r	=	180 кПа	Тиск залишкових газів
P_b	=	819 кПа	Тиск в кінці розширення
d	=	0,26 м	Діаметр циліндра
S	=	0,34 м	Хід поршня
ε	=	12,5	Ступінь стиску

$n = 600 \text{ хв}^{-1}$ Частота обертання

$$V_s = \frac{\pi d^2}{4} S, \text{ м}^3$$

робочий об'єм

$$V_s = 0,018042 \text{ м}^3$$

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}, \text{ м}^3$$

об'єм камери стиску

$$V_c = 0,001569 \text{ м}^3$$

$$V_a = V_s + V_{c, \text{ м}^3}$$

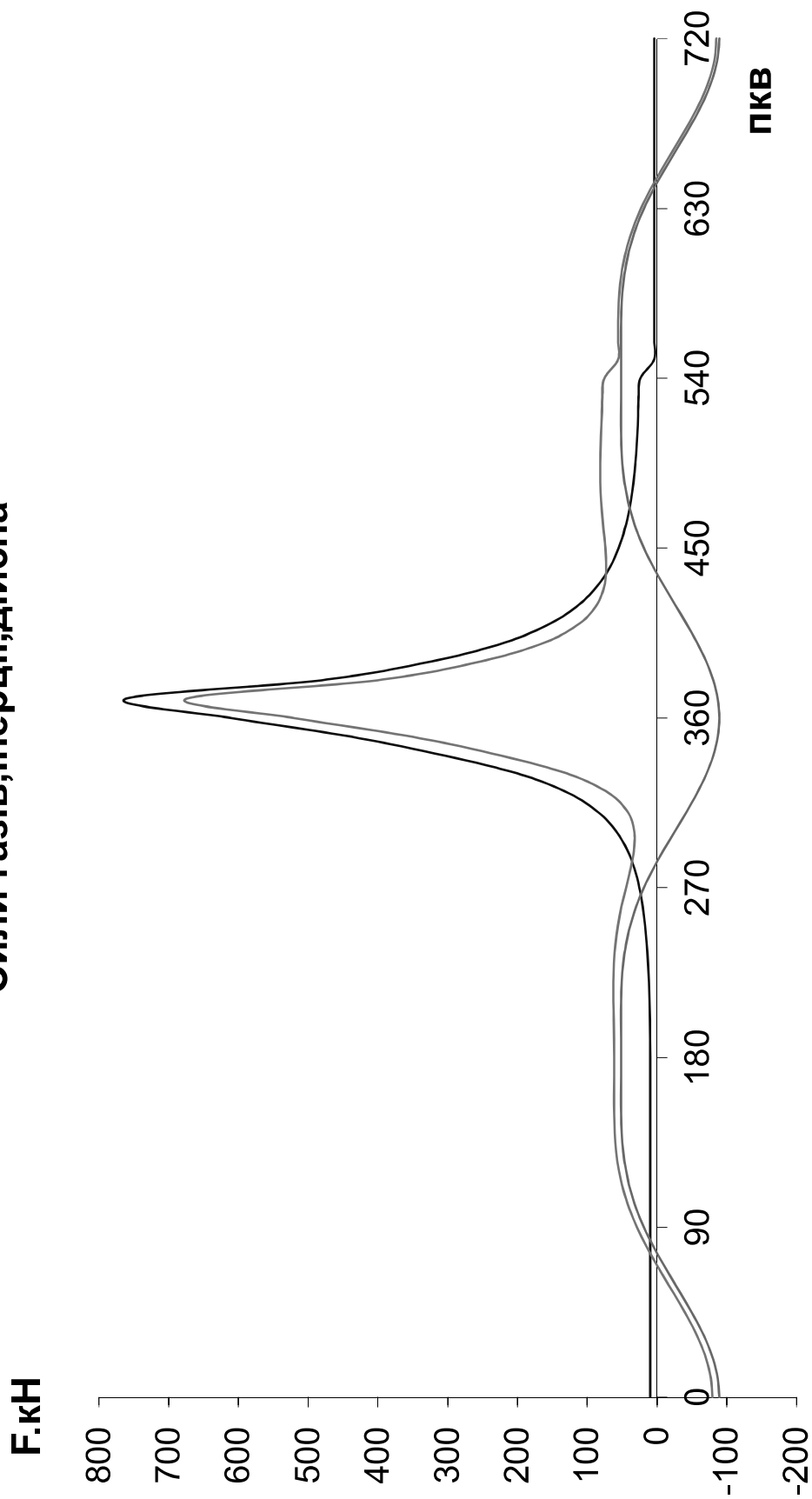
повний об'єм

$$V_a = 0,019611 \text{ м}^3$$

Об'єм над поршнем в залежності від кута повороту кривошипа

$$V_f = Ar \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_L}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] + V_c, \text{ м}^3$$

Сили газів, інерції, дійсна



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

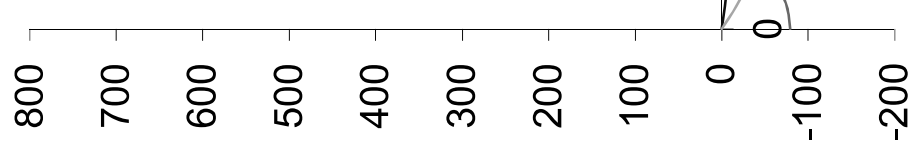
КРБ.124.2227ст.06.03 ПЗ

Арк.

41

Сили радіальна, дотична, нормальна

F.кН



ПКВ

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.124.2227ст.06.03ПЗ

Арк.

42

Результати динамічного розрахунку.

Таблиця №3.1

φ^0	V_f	F_T	F_H	F_d	F_N	F_r	F_k	F_T	F_H	F_d	F_N	F_r	F_k
ПКВ	M^3	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	0,0016	9,9233	-89,4049	-79,482	0	-79,482	0	2,2052	-19,868	-17,663	0	-17,663	0
10	0,0017	9,9233	-87,1891	-77,266	-3,6266	-75,462	-16,989	2,2052	-19,375	-17,17	-0,8059	-16,769	-3,7752
20	0,0023	9,9233	-80,7125	-70,789	-6,5651	-64,275	-30,381	2,2052	-17,936	-15,731	-1,4589	-14,283	-6,7512
30	0,0031	9,9233	-70,4697	-60,546	-8,2493	-48,31	-37,417	2,2052	-15,66	-13,455	-1,8332	-10,736	-8,315
40	0,0042	9,9233	-57,2282	-47,305	-8,3364	-30,879	-36,793	2,2052	-12,717	-10,512	-1,8525	-6,862	-8,1762
50	0,0055	9,9233	-41,9501	-32,027	-6,7706	-15,4	-28,886	2,2052	-9,3222	-7,1171	-1,5046	-3,4222	-6,4191
60	0,007	9,9233	-25,6951	-15,772	-3,793	-4,601	-15,555	2,2052	-5,71	-3,5048	-0,8429	-1,0225	-3,4567
70	0,0086	9,9233	-9,51691	0,4064	0,1066	0,0388	0,4184	2,2052	-2,1149	0,0903	0,0237	0,0086	0,093
80	0,0102	9,9233	5,63665	15,56	4,2919	-1,5247	16,069	2,2052	1,2526	3,4578	0,9537	-0,3388	3,5709
90	0,0118	9,9233	19,0073	28,931	8,1126	-8,1126	28,931	2,2052	4,2239	6,429	1,8028	-1,8028	6,429
100	0,0133	9,9233	30,0855	40,009	11,036	-17,815	37,485	2,2052	6,6857	8,8908	2,4523	-3,959	8,3299
110	0,0148	9,9233	38,6378	48,561	12,738	-28,578	41,276	2,2052	8,5862	10,791	2,8306	-6,3507	9,1725
120	0,016	9,9233	44,7024	54,626	13,137	-38,69	40,739	2,2052	9,9339	12,139	2,9194	-8,5978	9,0531
130	0,0171	9,9233	48,5513	58,475	12,362	-47,056	36,848	2,2052	10,789	12,994	2,747	-10,457	8,1885
140	0,018	9,9233	50,6271	60,55	10,671	-53,243	30,747	2,2052	11,25	13,456	2,3712	-11,832	6,8326
150	0,0187	9,9233	51,4624	61,386	8,3636	-57,343	23,45	2,2052	11,436	13,641	1,8586	-12,743	5,2111
160	0,0192	9,9233	51,5916	61,515	5,705	-59,756	15,678	2,2052	11,465	13,67	1,2678	-13,279	3,4841
170	0,0195	9,9233	51,467	61,39	2,8815	-60,958	7,8226	2,2052	11,437	13,642	0,6403	-13,546	1,7384
180	0,0196	9,9233	51,3902	61,314	0,00	-61,314	0,00	2,2052	11,42	13,625	0,00	-13,625	0,00
190	0,0195	10,033	51,467	61,5	-2,89	-61,067	-7,84	2,2295	11,437	13,667	-0,6415	-13,57	-1,7415
200	0,0192	10,369	51,5916	61,961	-5,7464	-60,19	-15,792	2,3043	11,465	13,769	-1,277	-13,375	-3,5093
210	0,0187	10,96	51,4624	62,422	-8,5048	-58,311	-23,846	2,4355	11,436	13,872	-1,89	-12,958	-5,299
220	0,018	11,852	50,6271	62,479	-11,011	-54,939	-31,726	2,6339	11,25	13,884	-2,4468	-12,209	-7,0503
230	0,0171	13,125	48,5513	61,676	-13,039	-49,633	-38,866	2,9166	10,789	13,706	-2,8974	-11,029	-8,6368

Продовження таблиці 3.1 Результати динамічного розрахунку														
φ°	V_f	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k	
ПКВ	M^3	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	
240	0,016	14,895	44,7024	59,598	-14,333	-42,212	-44,447	3,3101	9,9339	13,244	-3,1851	-9,3804	-9,8771	
250	0,0148	17,346	38,6378	55,984	-14,685	-32,947	-47,585	3,8547	8,5862	12,441	-3,2632	-7,3215	-10,574	
260	0,0133	20,758	30,0855	50,843	-14,024	-22,64	-47,635	4,6128	6,6857	11,298	-3,1164	-5,031	-10,586	
270	0,0118	25,577	19,0073	44,584	-12,502	-12,502	-44,584	5,6837	4,2239	9,9076	-2,7782	-2,7782	-9,9076	
280	0,0102	32,533	5,63665	38,17	-10,528	-3,7402	-39,418	7,2296	1,2526	8,4822	-2,3396	-0,8312	-8,7596	
290	0,0086	42,862	-9,51691	33,345	-8,7464	3,1857	-34,325	9,5248	-2,1149	7,41	-1,9436	0,7079	-7,6279	
300	0,007	58,72	-25,6951	33,025	-7,9422	9,6342	-32,571	13,049	-5,71	7,3388	-1,7649	2,1409	-7,2381	
310	0,0055	83,976	-41,9501	42,026	-8,8844	20,208	-37,904	18,661	-9,3222	9,3391	-1,9743	4,4906	-8,4232	
320	0,0042	125,55	-57,2282	68,323	-12,04	44,599	-53,14	27,9	-12,717	15,183	-2,6756	9,9108	-11,809	
330	0,0031	194,77	-70,4697	124,3	-16,936	99,182	-76,819	43,283	-15,66	27,623	-3,7636	22,04	-17,071	
340	0,0023	303,53	-80,7125	222,82	-20,665	202,32	-95,628	67,452	-17,936	49,516	-4,5922	44,959	-21,251	
350	0,0017	436,72	-87,1891	349,53	-16,406	341,37	-76,852	97,049	-19,375	77,674	-3,6457	75,86	-17,078	
360	0,0016	609,14	-89,4049	519,74	0	519,74	0	135,37	-19,868	115,5	0	115,5	0	
370	0,0017	762,51	-87,1891	675,32	31,697	659,55	148,48	169,45	-19,375	150,07	7,0438	146,57	32,996	
380	0,0023	480,68	-80,7125	399,97	37,094	363,16	171,65	106,82	-17,936	88,882	8,243	80,702	38,145	
390	0,0031	322,59	-70,4697	252,12	34,351	201,17	155,81	71,687	-15,66	56,027	7,6336	44,704	34,625	
400	0,0042	217,85	-57,2282	160,62	28,305	104,85	124,93	48,41	-12,717	35,693	6,2901	23,299	27,762	
410	0,0055	152,5	-41,9501	110,55	23,371	53,158	99,71	33,889	-9,3222	24,567	5,1936	11,813	22,158	
420	0,007	111,45	-25,6951	85,752	20,623	25,016	84,575	24,766	-5,71	19,056	4,5829	5,5591	18,794	
430	0,0086	84,909	-9,51691	75,392	19,775	7,2029	77,609	18,869	-2,1149	16,754	4,3945	1,6006	17,246	
440	0,0102	67,192	5,63665	72,829	20,088	-7,1364	75,21	14,932	1,2526	16,184	4,464	-1,5859	16,713	
450	0,0118	55,007	19,0073	74,014	20,755	-20,755	74,014	12,224	4,2239	16,448	4,6121	-4,6121	16,448	
460	0,0133	46,417	30,0855	76,502	21,101	-34,065	71,676	10,315	6,6857	17	4,6892	-7,5701	15,928	
470	0,0148	40,247	38,6378	78,884	20,691	-46,424	67,05	8,9437	8,5862	17,53	4,5981	-10,316	14,9	

Продовження таблиці 3.1 Результати динамічного розрахунку														
φ^o	V_f	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k	
ПКВ	M^3	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм
480	0,016	35,761	44,7024	80,464	19,351	-56,99	60,008	7,947	9,9339	17,881	4,3002	-12,665	13,335	
490	0,0171	32,489	48,5513	81,04	17,132	-65,216	51,068	7,2198	10,789	18,009	3,8071	-14,492	11,348	
500	0,018	30,12	50,6271	80,747	14,23	-71,002	41,002	6,6932	11,25	17,944	3,1622	-15,778	9,1116	
510	0,0187	28,447	51,4624	79,91	10,887	-74,648	30,526	6,3216	11,436	17,758	2,4194	-16,588	6,7836	
520	0,0192	27,337	51,5916	78,928	7,3199	-76,672	20,117	6,0748	11,465	17,54	1,6267	-17,038	4,4703	
530	0,0195	26,702	51,467	78,169	3,669	-77,618	9,9606	5,9338	11,437	17,371	0,8153	-17,249	2,2135	
540	0,0196	24,012	51,3902	75,403	0	-75,403	0	5,3361	11,42	16,756	0	-16,756	0	
550	0,0195	4,1922	51,467	55,659	-2,6125	-55,267	-7,0924	0,9316	11,437	12,369	-0,5805	-12,282	-1,5761	
560	0,0192	4,1922	51,5916	55,784	-5,1735	-54,189	-14,218	0,9316	11,465	12,396	-1,1497	-12,042	-3,1595	
570	0,0187	4,1922	51,4624	55,655	-7,5828	-51,99	-21,26	0,9316	11,436	12,368	-1,6851	-11,553	-4,7245	
580	0,018	4,1922	50,6271	54,819	-9,6606	-48,204	-27,837	0,9316	11,25	12,182	-2,1468	-10,712	-6,1859	
590	0,0171	4,1922	48,5513	52,743	-11,15	-42,444	-33,237	0,9316	10,789	11,721	-2,4778	-9,4321	-7,3859	
600	0,016	4,1922	44,7024	48,895	-11,759	-34,631	-36,465	0,9316	9,9339	10,865	-2,6131	-7,6957	-8,1032	
610	0,0148	4,1922	38,6378	42,83	-11,234	-25,206	-36,405	0,9316	8,5862	9,5178	-2,4965	-5,6012	-8,0899	
620	0,0133	4,1922	30,0855	34,278	-9,4547	-15,263	-32,115	0,9316	6,6857	7,6173	-2,1011	-3,3919	-7,1367	
630	0,0118	4,1922	19,0073	23,2	-6,5055	-6,5055	-23,2	0,9316	4,2239	5,1555	-1,4457	-1,4457	-5,1555	
640	0,0102	4,1922	5,63665	9,8289	-2,7111	-0,9631	-10,15	0,9316	1,2526	2,1842	-0,6025	-0,214	-2,2556	
650	0,0086	4,1922	-9,51691	-5,3247	1,3967	-0,5087	5,4813	0,9316	-2,1149	-1,1833	0,3104	-0,113	1,2181	
660	0,007	4,1922	-25,6951	-21,503	5,1713	-6,273	21,208	0,9316	-5,71	-4,7784	1,1492	-1,394	4,7128	
670	0,0055	4,1922	-41,9501	-37,758	7,9821	-18,156	34,055	0,9316	-9,3222	-8,3906	1,7738	-4,0346	7,5678	
680	0,0042	4,1922	-57,2282	-53,036	9,3464	-34,62	41,251	0,9316	-12,717	-11,786	2,077	-7,6934	9,1668	
690	0,0031	4,1922	-70,4697	-66,278	9,0301	-52,883	40,959	0,9316	-15,66	-14,728	2,0067	-11,752	9,102	
700	0,0023	4,1922	-80,7125	-76,52	7,0966	-69,478	32,84	0,9316	-17,936	-17,005	1,577	-15,44	7,2978	
710	0,0017	4,1922	-87,1891	-82,997	3,8956	-81,06	18,249	0,9316	-19,375	-18,444	0,8657	-18,013	4,0553	
720	0,0016	4,1922	-89,4049	-85,213	0	-85,213	0	0,9316	-19,868	-18,936	0	-18,936	0	

3.3 Висновки по розділу Аналіз результатів кінематичного розрахунку і динаміки КШМ дозволяє судити про достатню врівноваженість моменту другого порядку для проектуемого двигуна. Для врівноваження цього моменту необхідно штучне введення додаткових рухомих мас. Врівноваження досягають противагами, що встановлюються на щоках колінчатого валу.

					КРБ.124.2227ст.06.03 ПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 Розрахунок турбокомпресора для двигуна 12ЧНР 26/34

4.1 Вибір турбокомпресора

Марка двигуна по ДСТ 12ЧНР^{26/34}

Діаметр циліндра

$D_{ц} = 0,26 \text{ м}$

Хід поршня

$S = 0,34 \text{ м}$

Температура навколишнього повітря

$t_0 = 293 \text{ К}$

Барометричний тиск повітря

$P_0 = 101300 \text{ 0,1013 Па}$

Теоретично необхідна кількість повітря необхідна для повного згоряння

1-го кг палива (береться з теплового розрахунку), при відсутності теплового

розрахунку береться з проміжку $L_0 = 14,2 \dots 14,5$

$L_0 = 14,3 \text{ кг пов. / кг пал}$

Коефіцієнт надлишку повітря

$\alpha = 1,5 \dots 2,5$ 1,8

Швидкість поршня

$C_m = 6 \dots 10$ 6,8 м/с

Адіабатний ККД

$n_{ad} = 0,68 \dots 0,76$ 0,73

$P_s/P_k = 0,98 \dots 0,9$ 0,984

$n_o = 0,7 \dots 0,8$ 0,76

$T_{o1} = 300 \dots 310$ 305 К

$\Delta T_a = 10 \dots 40$ 20 К

$Y_r = 0,01 \dots 0,04$ 0,025

$T_r = 650 \dots 950$ 650

$E = 12 \dots 16$ 12,5

$P_a/P_s = 0,85 \dots 0,95$ 0,92

$R = 287$

Температура вихлопних газів

$z = 6$

Ступінь стиску

$i = 2$

Газова стала

Кількість циліндрів

Тактність двигуна

Витрата пального

$g =$

180-220 180 0,218

Ступінь підвищення тиску

$\Pi_k = 1,85$

$\Phi_a = 1,15$ 1,16

$\Delta P_a = 0,002$

Обороти

$$n = \frac{C_m \cdot 30}{S} = 600 \text{ об/хв}$$

Тиск повітря у ресивері двигуна

$$P_s = \pi_k \cdot P_0 \cdot \frac{P_s}{P_k} = 184407 \text{ Па}$$

Температура повітря після компресора

$$T_k = T_0 \cdot \left(1 + \frac{\pi_k^{0,289} - 1}{\eta_{ad}} \right) = 370 \text{ К}$$

Температура повітря у ресивері

$$T_s = T_k \cdot \eta_0 \cdot (T_k - T_{o1}) = 321 \text{ К}$$

Температура повітря на початку стиску

					КРБ.124.2227ст.06.04ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = 348 \text{ K}$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} = 0,898$$

Змінний об'єм циліндра

$$V_s = \frac{\pi \cdot D^4}{4} \cdot S \quad 1,81\text{E-}02 \text{ м}^3$$

Витрата повітря через компресор

$$G = V_s \cdot \frac{P_s}{R \cdot T_s} \cdot \eta_Y \cdot i \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{1}{x} \cdot \varphi_a = 1,131 \text{ м/сек}$$

Потужність двигуна

$$Ne = 3600 \cdot G \cdot \frac{1}{L_o \cdot g_e \cdot \alpha \cdot \varphi_a} = 625 \text{ кВт}$$

3600

Середній ефективний тиск

$$P_e = \frac{3600}{R \cdot L_o} \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{g_e \cdot \alpha \cdot T_s} = 2171 \text{ Па}$$

Густина повітря

$\rho = 1,205$

Об'ємний розхід

$$Q = \frac{G}{\rho} = 0,939 \text{ м}^3/\text{с}$$

Вибираємо турбокомпресор за Q або G за діаграмами ТК - 23

4.2 Розрахунок компресора

Витрати повітря через компресор (з розрахунків)

$G_k = 1,131 \text{ кг/с}$

Ступінь підвищення тиску (з попередніх розрахунків)

$\pi_k = 1,85$

ККД компресора по ГОСТ 9658-81. $\eta_k = 0,68 \dots 0,82$

$\eta_k = 0,73$

Діаметр колеса на виході

$D_2 = 0,23 \text{ м}$

Число лопаток колеса

$z_k = 12, 14, 16 \dots$

$z_k = 14$

Число лопаток дифузора

$z_d = 13, 17, 19 \dots$

$z_d = 17$

4.3 Розрахунок параметрів і показників компресора.

Показник адіабати

$\kappa = 1,39 \dots 1,4$

$\kappa = 1,3938$

Температура після компресора при адіабатному стиску

$$T_{\kappa_{ad}} = T_0 \cdot \pi_{\kappa}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad 325 \text{ K}$$

					КРБ.124.2227ст.06.04 ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Середня температура в процесі стиску

$$t_{cp} = \frac{1}{2} \cdot (T_0 + T_{\kappa_{ag}}) - 273 \quad 26 \quad ^\circ\text{C}$$

Середня теплоємність при постійному об'ємі

$$mC_{V_m} = 20,95 + 419 \cdot 10^{-5} t_{cp} \quad 21,06 \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Уточнене значення показника адіабати

$$K = 1 + \frac{8,314}{mC_{V_m}} \quad 1,3948$$

Перевірка:

$$\Delta K = \frac{|K_{np} - K|}{K_{np}} \times 100 \% \quad 0,072 \quad \%$$

K_{np} - значення прийняте на початку розрахунку.

ΔK - повинна бути в межах 0,2%

Питома робота, затрачувана на привід компресора

$$L_K = R \cdot T_0 \frac{K}{K-1} \left(\pi_k^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k} \quad 72125,4 \text{ Дж/кг}$$

$$R = 287 \quad - \text{газова постійна}; \quad \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$$

Товщина лопаток на виході $\delta_2 = 0,001 \dots 0,002 \text{ м}$

$$\delta_2 = 0,0015 \text{ м}$$

Емпіричний коефіцієнт циркуляції $K_{90} = 0,015 \dots 0,030$

$$K_{90} = 0,027$$

					КРБ.124.2227ст.06.04 ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт циркуляції

$$\mu = 1 - \frac{\pi}{z_K} + \frac{\delta_2}{D_2} + K_{90} \quad 0,809$$

Коефіцієнт дискового тертя $\alpha_D = 0,04 \dots 0,06$

$$\alpha_D = 0,055$$

Коефіцієнт роботи

$$\mu_1 = \mu + \alpha_D \quad 0,864$$

Окружна швидкість колеса на діаметрі D_2

$$u_2 = \sqrt{\frac{L_K}{\mu_1}} \quad 289 \quad \text{м/с}$$

Частота обертання ротора турбокомпресора

$$n_{TK} = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot D_2} \quad 24000,58 \text{ хв}^{-1}$$

Потужність, що споживається компресором

$$N_K = 10^{-3} \cdot G_K \cdot L_K \quad 81,57 \quad \text{кВт}$$

4.5 Розрахунок вхідного пристрою та обертового
прямуючого апарата (ОПА)

Тиск перед компресором

$$P_a^* = P_0 - \Delta P_K \quad 0,0993 \quad \text{МПа}$$

Швидкість на вході в компресор $C_a = 30 \dots 70$

$$C_a = 60 \quad \text{м/с}$$

Параметри потоку на вході:

- температура

$$T_a = T_0 - \frac{(k-1) \cdot C_a^2}{2 \cdot \kappa \cdot R} \quad 271,22 \quad \text{К}$$

- тиск

$$P_a = P_a^* \times \left(T_a / T_0 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad 0,0970 \quad \text{МПа}$$

- щільність

$$\rho_a = \frac{10^6 \cdot P_a}{R \cdot T_a} \quad 1,2466 \quad \text{кг/м}^3$$

Прохідний перетин вхідного патрубку

$$f_a = \frac{G_K}{C_a \cdot \rho_a} \quad 0,01512 \text{ м}^2$$

					КРБ.124.2227ст.06.04 ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Відносна величина швидкості потоку на вході в колесо (рекомендовані значення)

$$\overline{C}_1 = \frac{C_1}{u_2} = 0,25 \dots 0,35 \qquad \overline{C}_1 = 0,3$$

Швидкість на вході в колесо

$$C_1 = \overline{C}_1 \cdot u_2 \qquad 86,67 \text{ м/с}$$

Температура повітря перед колесом

$$T_1 = T_a + \frac{(\kappa - 1) \cdot (C_a^2 - C_1^2)}{2 \cdot \kappa \cdot R} \qquad 269,296 \text{ К}$$

Коефіцієнт втрат у вхідному пристрої

$$\xi_{\text{вх}} = 0,05 \dots 0,10 \qquad \xi_{\text{вх}} = 0,07$$

Втрати у вхідному пристрої

$$L_{\text{рвх}} = \xi_{\text{вх}} \cdot \frac{C_1^2}{2} \qquad 262,885 \text{ Дж/кг}$$

Коефіцієнт для визначення ділення показника політропи

$$m_a = \frac{K}{K - 1} - \frac{L_{\text{рвх}}}{R \cdot (T_1 - T_a)} \qquad 4,00785$$

Показник політропи у вхідному пристрої

$$n_a = \frac{m_a}{m_a - 1} \qquad 1,332$$

Тиск на вході в колесо

$$P_1 = P_a \cdot (T_1 / T_a)^{\frac{n_a}{n_a - 1}} \qquad 0,0943 \text{ МПа}$$

Щільність на вході

$$\rho_1 = \frac{10^6 \cdot P_1}{R \cdot T_1} \qquad 1,22013 \text{ кг/м}^3$$

Прохідний перетин колеса на вході

$$f_1 = \frac{G_K}{\rho_1 \cdot C_1} \qquad 0,0107 \text{ м}^2$$

Відносна величина діаметра маточини колеса

$$\overline{D}_0 = \frac{D_0}{D_2} = 0,2 \dots 0,3 \qquad \overline{D}_0 = 0,25$$

Діаметр маточини

$$D_0 = \overline{D}_0 \cdot D_2 \qquad 0,058 \text{ м}$$

Відносний зовнішній діаметр колеса на вході

$$\overline{D}_n = \sqrt{\frac{4f_1}{\pi \cdot D_2^2} + \overline{D}_0^2} \qquad 0,57$$

					КРБ.124.2227ст.06.04 ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Відносний зовнішній діаметр колеса на вході повинен бути в межах

$$\overline{D}_n = 0,55 \dots 0,67$$

Зовнішній діаметр колеса на вході

$$D_n = \overline{D}_n \cdot D_2 \quad 0,130 \text{ м}$$

Середній діаметр колеса на вході

$$D_1 = \sqrt{\frac{1}{2} (D_0^2 + D_n^2)} \quad 0,101 \text{ м}$$

Окружна швидкість на середньому діаметрі

$$u_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_{TK}}{60} \quad 126,34 \text{ м/с}$$

Відносна швидкість потоку на вході у ОПА

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + u_1^2} \quad 153 \text{ м/с}$$

Кут потоку на вході в колесо

$$\beta_1 = \arctg \frac{C_1}{u_1} \quad 34,4^\circ$$

4.6 Розрахунок робочого колеса компресора

Коефіцієнт втрат на вході в колесо

$$\xi_1 = 0,1 \dots 0,2 \quad \xi_1 = 0,15$$

Втрати на вході в колесо

$$L_{r1} = \xi_1 \frac{W_1^2}{2} \quad 1761 \text{ Дж/кг}$$

Коефіцієнт втрат при повороті потоку в колесі

$$\xi_2 = 0,1 \dots 0,2 \quad \xi_2 = 0,15$$

Втрати при повороті потоку

$$L_{r2} = \xi_2 \frac{C_1^2}{2} \quad 563 \text{ Дж/кг}$$

Втрати на тертя диска о газ

$$L_{r\phi} = \alpha_D \cdot u_2^2 \quad 4590 \text{ Дж/кг}$$

Сумарні втрати в колесі

$$L_r = L_{r1} + L_{r2} + L_{r\phi} \quad 6914 \text{ Дж/кг}$$

Температура повітря на виході з колеса

$$T_2 = T_1 + \left(\mu_1 - \frac{\mu^2}{2} \right) \cdot \frac{(\kappa - 1) \cdot u_2^2}{\kappa \cdot R} \quad 313,479 \text{ К} \quad t_2 = 40,479^\circ \text{C}$$

					КРБ.124.2227ст.06.04 ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт для визначення показника політропи в колесі

$$m_2 = \frac{\kappa}{\kappa - 1} - \frac{L_r}{R \cdot (T_2 - T_1)} \quad 2,98767$$

Показник політропи стиску повітря в колесі

$$n_2 = \frac{m_2}{m_2 - 1} \quad 1,503$$

Тиск на виході з колеса

$$P_2 = P_1 (T_2 / T_1)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}} \quad 0,1485 \text{ МПа}$$

Щільність повітря на виході

$$\rho_2 = \frac{10^6 \cdot P_2}{R \cdot T_2} \quad 1,65025 \text{ кг/м}^3$$

Крок лопаток на виході

$$t_2 = \frac{\pi D_2}{Z_K} \quad 0,0516 \text{ м}$$

Коефіцієнт загромадження перетину на виході

$$\tau_2 = 1 - \frac{\delta_2}{t_2} \quad 0,971$$

Радіальні складові абсолютної і відносної швидкостей

$$C_{2r} = W_{2r} = C_1 \quad 86,67 \text{ м/с}$$

Окружна складова абсолютної швидкості

$$C_{2u} = \mu \cdot u_2 \quad 234 \text{ м/с}$$

Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса

$$C_2 = \sqrt{C_{2r}^2 + C_{2u}^2} \quad 249 \text{ м/с}$$

Окружна складова відносної швидкості

$$W_{2u} = C_{2u} - u_2 \quad -55 \text{ м/с}$$

Відносна швидкість потоку на виході

$$W_2 = \sqrt{W_{2r}^2 + W_{2u}^2} \quad 103 \text{ м/с}$$

					КРБ.124.2227ст.06.04ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кут виходу потоку в абсолютному русі

$$\alpha_2 = \arctg \frac{C_{2r}}{C_{2u}} \quad 20,3^\circ$$

Кут виходу потоку у відносному русі

$$\beta_2 = \arctg \frac{W_{2r}}{W_{2u}} \quad -57,55^\circ$$

Кут відставання потоку

$$\delta = 90 - |\beta_2| \quad 32,5^\circ$$

Ширина лопаток колеса на виході

$$e_2 = \frac{G_K}{\pi \cdot D_2 \cdot C_{2r} \cdot \tau_2 \cdot \rho_2} \quad 0,011 \text{ м}$$

Ступінь підвищення тиску в колесі

$$\pi_2 = \frac{P_2}{P_1} \quad 1,57443$$

Адіабатний ККД робочого колеса

$$\eta_{2ad} = \left(\pi_2^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) / \left(\pi_2^{\frac{n_2-1}{n_2}} - 1 \right) \quad 0,836$$

4.7 Розрахунок безлопаточного дифузора

Відносний зовнішній діаметр дифузора

$$\overline{D}_3 = \frac{D_3}{D_2} = 1,07 \dots 1,18 \quad \overline{D}_3 = 1,1$$

Зовнішній діаметр дифузора

$$D_3 = \overline{D}_3 \cdot D_2 \quad 0,253 \text{ м}$$

Відносна ширина дифузора на виході

$$\overline{e}_3 = \frac{e_3}{e_2} = 0,95 \dots 1,00 \quad \overline{e}_3 = 0,99$$

Ширина дифузора на виході

$$e_3 = \overline{e}_3 \cdot e_2 \quad 0,011 \text{ м}$$

Відносна зміна щільності повітря в дифузорі

$$\text{Оцінка } \frac{\rho_3}{\rho_2} \quad 0,9872$$

Швидкість потоку на виході із дифузора

$$C_3 = C_2 \cdot \tau_2 \cdot \frac{D_2}{D_3} \cdot \frac{e_2}{e_3} \cdot \frac{\rho_2}{\rho_3} \quad 225 \text{ м/с}$$

Температура потоку на виході

$$T_3 = T_2 + \frac{(\kappa - 1) \cdot (C_2^2 - C_3^2)}{2\kappa \cdot R} \quad 319 \text{ К}$$

Показник політропи процесу стиску в дифузорі

$$n_3 = 1,9 \dots 2,0 \quad n_3 = 1,95$$

					КРБ.124.2227ст.06.04 ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тиск на виході з дифузора

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

0,1498 МПа

Щільність повітря на виході

$$\rho_3 = \frac{10^{-6} \cdot P_3}{R \cdot T_3}$$

1,635 кг/м³

Перевірка відносної зміни щільності

$$\frac{\rho_3}{\rho_2} = 0,9909$$

Перевірка:

$$\Delta \frac{\rho_3}{\rho_2} = \frac{\left| \left(\frac{\rho_3}{\rho_2} \right)_{np} - \frac{\rho_3}{\rho_2} \right|}{\left(\frac{\rho_3}{\rho_2} \right)_{np}} \times 100\%$$

0,3727 %

$(\rho_3/\rho_2)_{np}$ - значення прийняте на початку розрахунку.

$\Delta(\rho_3/\rho_2)$ - повинна бути в межах 1%

Втрати в щілинному дифузорі

$$L_{r3} = R \cdot \left(\frac{\kappa}{\kappa-1} - \frac{n_3}{n_3-1} \right) \cdot (T_3 - T_2)$$

2401 Дж/кг

Ступінь підвищення тиску в дифузорі

$$\pi_3 = \frac{P_3}{P_2}$$

1,01

Адіабатний ККД безлопаточного дифузора

$$\eta_{3ad} = \left(\pi_3^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) / \left(\pi_3^{\frac{n_3-1}{n_3}} - 1 \right)$$

0,580

4.8 Розрахунок лопаточного дифузора

Зовнішній діаметр дифузора

$$D_4 = (1,4 \dots 1,8) \cdot D_2$$

0,39 м Число з проміжку 1,7

Кут розкриття дифузора в меридиальній площині

$$\theta = 0^0 \dots 6^0$$

$\Theta = 0^0$

Ширина дифузора на виході

$$e_4 = e_3 + \frac{1}{2} (D_4 - D_3) \cdot \tan \theta$$

0,011 м

$B_4 =$

Кут потоку на вході в дифузор

$$\alpha_3 = \alpha_2 + (0^0 \dots 3^0)$$

20,3⁰ Число з проміжку 0⁰

Кут виходу потоку

$$\alpha_4 = \alpha_3 + (10^0 \dots 18^0)$$

34,3⁰ Число з проміжку 14⁰

					КРБ.124.2227ст.06.04 ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Крок лопаток на вході при 17

$$t_3 = \frac{\pi \cdot D_3}{z_\partial} \quad 0,0467 \text{ м}$$

Товщина лопаток на вході

$$\delta_3 = 0,0015 \dots 0,0025$$

$$\delta_3 = 0,002 \text{ м}$$

Коефіцієнт загромадження перетину на вході

$$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3}{t_3} \quad 0,957$$

Прохідний перетин на вході в дифузор

$$f_3 = \pi \cdot D_3 \cdot \epsilon_3 \cdot \tau_3 \cdot \sin \alpha_3 \quad 29,51 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Швидкість потоку на вході в дифузор

$$C_{3\partial} = \frac{G_K}{f_3 \cdot \rho_3} \quad 234 \text{ м/с}$$

Товщина лопаток на виході з дифузора

$$\delta_4 = 0,0015 \dots 0,0025$$

$$\delta_4 = 0,0023 \text{ м}$$

Крок лопаток на виході

$$t_4 = \frac{\pi \cdot D_4}{z_\partial} \quad 0,072 \text{ м}$$

Коефіцієнт загромадження перетину на виході

$$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4}{t_4} \quad 0,968$$

Прохідний перетин на виході

$$f_4 = \pi \cdot D_4 \cdot \epsilon_4 \cdot \tau_4 \cdot \sin \alpha_4 \quad 74,86 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Дифузорність каналів лопаточного дифузора

$$f_\partial = \frac{f_4}{f_3} \quad 2,54$$

Показник політропи в дифузорі

$$n_4 = 1,6 \dots 1,7$$

$$n_4 = 1,65$$

Коефіцієнти безрозмірного рівняння збереження енергії

$$\sigma = \frac{(k-1) \cdot C_{3\partial}^2}{2kRT_3} \quad 0,08$$

$$q = \left(\frac{f_3}{f_4} \right)^2 \quad 0,155$$

$$m = \frac{2}{n_4 - 1} \quad 3,08$$

					КРБ.124.2227ст.06.04ПЗ	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ступінь підвищення температури в дифузорі

$$\beta = \frac{T_4}{T_3} \quad \text{з} \quad \frac{\beta - 1}{\sigma} + \frac{q}{\beta^m} = 1$$

$$\frac{\beta - 1}{\sigma} + \frac{q}{\beta^m} = 1,09 \quad \text{при} \quad \beta = 1,0820$$

Температура повітря на виході

$$T_4 = \beta \cdot T_3 \quad 345 \quad \text{К}$$

Швидкість потоку на виході із дифузора

$$C_4 = C_{3\partial} \cdot \sqrt{1 - \frac{\beta - 1}{\sigma}} \quad 43 \quad \text{м/с}$$

Тиск повітря на виході

$$P_4 = P_3 \cdot \beta^{\frac{n_4}{n_4 - 1}} \quad 0,183 \quad \text{МПа}$$

Щільність повітря

$$\rho_4 = \frac{10^6 \cdot P_4}{R \cdot T_4} \quad 1,8 \quad \text{кг/м}^2$$

Втрати в лопаточному дифузорі

$$L_{r4} = R \cdot \left(\frac{\kappa}{\kappa - 1} - \frac{n_4}{n_4 - 1} \right) \cdot (T_4 - T_3) \quad 7469 \quad \text{Дж/кг}$$

Ступінь підвищення тиску в дифузорі

$$\pi_4 = \frac{P_4}{P_3} \quad 1,22$$

Адіабатний ККД лопаточного дифузора

$$\eta_{4\partial\partial} = \left(\pi_4^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right) / \left(\pi_4^{\frac{n_4 - 1}{n_4}} - 1 \right) \quad 0,711$$

4.9 Розрахунок збірного равлика

Швидкість потоку на виході з компресора

$$C_5 = 50 \dots 80$$

$$C_5 = 60 \quad \text{м/с}$$

Температура потоку на виході з компресора

$$T_5 = T_4 + \frac{(\kappa - 1) \cdot (C_4^2 - C_5^2)}{2\kappa R} \quad 344 \quad \text{К}$$

Показник політропи в збірному равлику

$$n_5 = 1,9 \dots 2,0$$

$$n_5 = 1,95$$

Тиск на виході

$$P_5 = P_4 \left(T_5 / T_4 \right)^{\frac{n_5}{n_5 - 1}} \quad 0,18 \quad \text{МПа}$$

Щільність повітря на виході

$$\rho_5 = \frac{10^6 \cdot P_5}{R \cdot T_5} \quad 1,8 \quad \text{кг/м}^3$$

					КРБ.124.2227ст.06.04ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Прохідний перетин вихідного патрубку

$$f_5 = \frac{G_K}{C_5 \cdot \rho_5} \quad 0,0102 \quad \text{м}^2$$

Втрати у вихідному пристрої

$$L_{i_5} = R \cdot \left(\frac{\kappa}{\kappa-1} - \frac{n_5}{n_5-1} \right) \cdot (T_5 - T_4) \quad -364 \quad \text{Дж/кг}$$

Ступінь підвищення тиску в равлику

$$\pi_5 = \frac{P_5}{P_4} \quad 0,995$$

Адіабатний ККД равлика

$$\eta_{5_{ад}} = \left(\pi_5^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) / \left(\pi_5^{\frac{n_5-1}{n_5}} - 1 \right) \quad 0,58$$

4.10 Розрахунок параметрів стиснутого повітря і ККД компресора

Температура загальмованого потоку на виході

$$T_K = T_5 + \frac{(\kappa-1) \cdot C_5^2}{2\kappa R} \quad 346 \quad \text{К}$$

Тиск загальмованого потоку

$$P_K = P_5 \cdot \left(\frac{T_K}{T_5} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad 0,185 \quad \text{МПа}$$

Ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\pi_K = \frac{P_K}{P_0 - \Delta P_K} \quad 1,867$$

Перевірка:

$$\Delta \pi_K = \frac{|\pi_{K_{пп}} - \pi_K|}{\pi_{K_{пп}}} \times 100\% \quad 0,892 \quad \%$$

$\pi_{K_{пп}}$ - значення прийняте на початку розрахунку.

$\Delta \pi_K$ - повинна бути в межах 3%

Питома адіабатна робота компресора

$$L_{K_{ад}} = R \cdot T_0 \frac{K}{K-1} \left(\pi_K^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right) \quad 53481 \quad \text{Дж/кг}$$

Сумарна витрата енергії на подолання опорів

$$L_{i_K} = L_{i_{ex}} + L_r + L_{i_3} + L_{i_4} + L_{i_5} \quad 16682 \quad \text{Дж/кг}$$

Коефіцієнт для випередження показника політропи в компресорі

$$m = \frac{K}{K-1} - \frac{L_{r_K}}{R \cdot (T_K - T_0)} \quad 2,74$$

					КРБ.124.2227ст.06.04ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Показник політропи стиску повітря в компресорі

$$n = \frac{m}{m-1} \quad 1,58$$

Робота компресора при політропному стиску

$$L_{ПК} = R \cdot T_0 \frac{n}{n-1} \cdot \left(\pi_K^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad 54915 \text{ Дж/кг}$$

Адіабатний ККП компресора

$$\eta_{к_{ад}} = \frac{L_{к_{ад}}}{L_{ПК} + L_{r_K}} \quad 0,75$$

Перевірка:

$$\Delta \eta_K = \frac{|\eta_K - \eta_{к_{ад}}|}{\eta_K} \times 100 \% \quad \Delta \eta_K = 2,3 \%$$

$\Delta \eta_K$ - повинна бути в межах 3%

4.11 Розрахунок турбіни

Потужність газової турбіни

$$N_T = N_K \quad 81,57 \text{ кВт}$$

Якщо відомо витрату палива то, користуватися формулою 1,
а якщо не відомо витрату палива то - формулою 2.

$$1 \quad G_T = G_K + \frac{B_e \cdot N_e}{3600} \quad 1,131 \text{ кг/с}$$

$$2 \quad G_T = (1,00 \dots 1,01) \cdot G_K \quad 1$$

ККД газової турбіни

$$\eta_T = 0,6-0,8 \text{ – по ГОСТ 9658-81} \quad \eta_T = 0,64$$

Температура газів перед турбіною

T_T – з розрахунку робочого процесу двигуна

$$T_T = 923 \text{ К}$$

Опір тракту на виході з турбіни

$$\Delta P_T = 0,001 \dots 0,003 \quad \Delta P_r = 0,003 \text{ МПа}$$

Тиск на виході з турбіни

$$P_2 = P_0 + \Delta P_T \quad 0,1043 \text{ МПа}$$

Число лопаток соплового апарата

$$\text{Обирається} \quad Z_c = 13,15,17 \quad z_c = 15$$

Число лопаток робочого колеса

$$\text{Обирається} \quad Z_K = 12,14,16 \dots \quad z_K = 14$$

Частота обертання ротора

n_{TK} – з розрахунку компресора

$$n_{TK} = 24000,6 \text{ хв}^{-1}$$

4.12 Розрахунок основних параметрів і показників турбіни

Питома адіабатна робота турбіни

$$L_{Тад} = \frac{10^3 \cdot N_T}{G_T \cdot \eta_T} \quad 112696 \text{ Дж/кг}$$

Показник адіабати для турбіни (оцінка)

$$K_T = 1,32 \dots 1,35 \quad K_T = 1,327$$

					КРБ.124.2227ст.06.04ПЗ	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ступінь зниження тиску в турбіні

$$\pi_T = \frac{1}{\left[1 - \frac{(K_T - 1) \cdot L_{Tad}}{K_T \cdot R \cdot T_T}\right]^{\frac{K_T}{K_T - 1}}} \quad 1,567$$

Температура після турбіни при адіабатному розширенні

$$T_{2ad} = T_T \cdot \left(\frac{1}{\pi_T}\right)^{\frac{K_T - 1}{K_T}} \quad 826 \quad \text{K}$$

Середня температура газів у процесі розширення

$$t_{CP} = \frac{1}{2} \cdot (T_T + T_{2ad}) - 273 \quad 602 \quad ^\circ\text{C}$$

Коефіцієнт надлишку повітря при згоранні палива

α – з розрахунку робочого процесу двигуна

$$\alpha = 1,8$$

Коефіцієнт витоку продувального повітря

ν – з розрахунку газообміну або оцінка

$$\nu = 0,009$$

Сумарний коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha_T = \frac{\alpha}{1 - \nu} \quad 1,81635$$

Коефіцієнт мольної теплоємності продуктів згорання

$$a_{PC} = 21,03 + \frac{2,14}{\alpha_T} \quad 22,21 \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}^\circ\text{C}}$$

$$b_{PC} = \left(427 + \frac{184}{\alpha_T}\right) \cdot 10^{-5} \quad 528 \quad *10^{-5} \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}(\text{}^\circ\text{C})^2}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згорання при $V = \text{const}$

$$mC_{Vm} = a_{PC} + b_{PC} \cdot t_{CP} \quad 25,39 \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}^\circ\text{C}}$$

Уточнене значення показника адіабати

$$K_T = 1 + \frac{8,314}{mC_{Vm}} \quad 1,3275$$

Перевірка:

$$\Delta K_T = \frac{|K_{Tnp} - K_T|}{K_{Tnp}} \times 100\% \quad 0,0374 \quad \%$$

K_{Tnp} - значення прийняте на початку розрахунка

ΔK_T - повинна бути в межах 0,2%

Тиск газів перед турбіною

$$P_T = \pi_T \cdot P_2 \quad 0,2 \quad \text{МПа}$$

Теоретична швидкість по повному перепаді тисків у турбіні

$$C_O = \sqrt{2 \cdot L_{Tad}} \quad 475 \quad \text{м/с}$$

Відносна окружна швидкість робочого колеса

$$\bar{U}_1 = \frac{U_1}{C_O} = 0,55 \dots 0,65 \quad \bar{U}_1 = 0,6$$

					КРБ.124.2227ст.06.04 ПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Окружна швидкість робочого колеса

$$U_1 = \bar{U}_1 \cdot C_o \quad 285 \quad \text{м/с}$$

Діаметр колеса турбіни

$$D_1 = \frac{60 \cdot U_1}{\pi \cdot n_{TK}} \quad 0,227 \quad \text{м}$$

4.13 Розрахунок соплового апарата (СА)

Ступінь реактивності турбіни

$$\rho = 0,45 \dots 0,55 \quad \rho = 0,5$$

Робота адіабатного розширення газів у СА

$$L_{Cад} = (1 - \rho) \cdot L_{Тад} \quad 56348 \quad \text{Дж/кг}$$

Тиск газів на виході із СА

$$P_1 = P_T \cdot \left[1 - \frac{(K_T - 1) \cdot L_{Cад}}{K_T \cdot R_T \cdot T_T} \right]^{\frac{K_T}{K_T - 1}} \quad 0,17151 \quad \text{МПа}$$

де, R_t - газова постійна для відпрацьованих газів

$$R_t = 204 \dots 208 \quad R_t = 207,585 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Коефіцієнт швидкості

$$\varphi = 0,92 \dots 0,97 \quad \varphi = 0,97$$

Швидкість на виході із СА при надкритичному витіканні

$$C_1 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{K_T}{K_T + 1} \cdot R_T \cdot T_T} \quad 453 \quad \text{м/с}$$

Швидкість на виході із СА при докритичному витіканні

$$C_1 = \varphi \cdot \sqrt{1 - \rho} \cdot C_o \quad 326 \quad \text{м/с}$$

Температура газів на виході із сопла

$$T_1 = T_T - \frac{C_1^2 \cdot (K_T - 1)}{2 \cdot K_T \cdot R_T} \quad 860 \quad \text{К}$$

Щільність газів

$$\rho_1 = \frac{10^{-6} \cdot P_1}{R \cdot T_1} \quad 0,69 \quad \text{кг/м}^3$$

Прохідний перетин соплового апарата

$$f_1 = \frac{G_T}{\rho_1 \cdot C_1} \quad 49,98 \cdot 10^{-4} \quad \text{м}^2$$

Внутрішній діаметр СА

$$D_c = (1,05 \dots 1,10) \cdot D_1 \quad 0,249 \quad \text{м} \quad \text{Число з проміжку} \quad 1,1$$

Крок решітки СА на внутрішньому діаметрі

$$t_c = \frac{\pi \cdot D_c}{z_c} \quad 0,052 \quad \text{м}$$

Товщина лопаток СА на виході

$$\delta_c = 0,0015 \dots 0,0020 \quad \delta_c = 0,002 \quad \text{м}$$

Коефіцієнт загромождження соплового апарата

$$\tau_c = 1 - \frac{\delta_c}{t_c} \quad 0,962$$

					КРБ.124.2227ст.06.04ПЗ	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кут виходу потоку із СА

$$\alpha_1 = 14^\circ \dots 19^\circ$$

$$\alpha_1 = 16^\circ$$

Ширина соплової решітки

$$e_c = \frac{f_1}{\pi \cdot D_c \cdot \tau_c \cdot \sin \alpha_1} \quad 0,0241 \text{ м}$$

4.14 Розрахунок робочого колеса (РК) турбіни

Радіальні складові швидкостей C_1 і W_1 на вході в РК

$$C_{1r} = W_{1r} = C_1 \cdot \sin \alpha_1 \quad 90 \text{ м/с}$$

Окружна складова абсолютної швидкості

$$C_{1u} = C_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad 313 \text{ м/с}$$

Окружна складова відносної швидкості

$$W_{1u} = C_{1u} - U_1 \quad 28 \text{ м/с}$$

Відносна швидкість входу потоку на РК

$$W_1 = \sqrt{W_{1r}^2 + W_{1u}^2} \quad 94 \text{ м/с}$$

Кут входу потоку на РК у відносному русі

$$\beta_1 = \arctg \frac{W_{1r}}{W_{1u}} \quad 72,6^\circ$$

Швидкісний коефіцієнт

$$\varphi_1 = 0,85 \dots 0,95 \quad 0,95$$

Ступінь радіальності турбіни (оцінка)

$$r = \frac{D_2}{D_1} \quad 1$$

Відносна швидкість виходу потоку з РК

$$W_2 = \varphi_1 \cdot \sqrt{W_1^2 + \rho \cdot C_0^2 - (1 - r^2) \cdot u_1^2} \quad 331 \text{ м/с}$$

Температура газів на виході з колеса

$$T_2 = T_1 - \frac{(Kt - 1) - (W_2^2 - W_1^2)}{2 \cdot K_T \cdot R_T} \quad 800 \text{ К}$$

Щільність газів на виході з РК

$$\rho_2 = \frac{10^6 \cdot P_2}{R_T \cdot T_2} \quad 0,63 \text{ кг/м}^3$$

Коефіцієнт втрат газів у радіальному зазорі

$$\xi_{BT} = 0,02 \dots 0,03 \quad \xi_{BT} = 0,03$$

Прохідний перетин робочих лопаток на виході

$$f_2 = \frac{G_T}{(1 + \xi_{BHT}) \cdot \rho_2 \cdot W_2} \quad 52,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Кут лопаток на виході

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{f_2}{\pi \cdot D_2 \cdot l_2 \cdot \tau_2} \right) \quad 26,995^\circ$$

					КРБ.124.2227ст.06.04 ПЗ	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Товщина лопаток РК на виході

$$\delta_2 = 0,001 \dots 0,002$$

$$\delta_2 = 0,002 \text{ м}$$

Середній діаметр колеса РК на виході

$$D_2 = r \cdot D_1 \quad 0,2268 \text{ м}$$

Крок лопаток на виході з РК

$$t_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{z_K} \quad 0,0509 \text{ м}$$

Коефіцієнт загромадження перетину на виході

$$\tau_2 = 1 - \frac{\delta_2}{t_2} \quad 0,961$$

Висота робочих лопаток на виході з РК

$$l_2 = l_C - \Delta \quad 0,017 \text{ м}$$

$$l_C = 0,015$$

$$\Delta = 0,002$$

Діаметр маточини колеса турбіни

$$D_0 = D_1 \cdot (0,6-0,9) \quad 0,204 \text{ м}$$

0,9

Зовнішній діаметр колеса на виході

$$D_n = D_0 + 2 \cdot l_2 \quad 0,238 \text{ м}$$

Середній діаметр колеса на виході. Уточнений

$$D_2 = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (D_0^2 + D_n^2)} \quad 0,222 \text{ м}$$

Перевірка:

$$\Delta D_2 = \frac{|D_{2np} - D_2|}{D_{2np}} \times 100\% \quad 2,2 \%$$

D_{2np} - значення прийняте на початку розрахунка

ΔD_2 - повинна бути в межах 5%

Уточнення ступеня радіальності

$$r = \frac{D_2}{D_1} \quad r = 0,98$$

Перевірка:

$$\Delta r = \frac{|r_{np} - r|}{r_{np}} \times 100 \% \quad 2,2 \%$$

r_{np} - значення прийняте на початку розрахунка

Δr - повинне бути в межах 5%

Окружна швидкість колеса на діаметрі D_2

$$U_2 = r \cdot U_1 \quad 278,54 \text{ м/с}$$

					КРБ.124.2227ст.06.04 ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Осьові складові швидкостей C_2 і W_2 на виході з РК

$$C_{2a} = W_{2a} = W_2 \cdot \sin \beta_2 \quad 150 \quad \text{м/с}$$

Окружна складова відносної швидкості

$$W_{2u} = W_2 \cdot \cos \beta_2 \quad 295,12 \quad \text{м/с}$$

Окружна складова абсолютної швидкості

$$C_{2u} = W_{2u} - U_2 \quad 16,5766 \quad \text{м/с}$$

Абсолютна швидкість виходу потоку з РК

$$C_2 = \sqrt{C_{2a}^2 + C_{2u}^2} \quad 151 \quad \text{м/с}$$

Кут виходу потоку з колеса в абсолютному русі

$$\alpha_2 = \arctg \frac{C_{2a}}{C_{2u}} \quad 83,7 \quad ^\circ$$

4.15 Розрахунок ККД і потужності газової турбіни

Втрати в сопловому апараті

$$L_{rc} = (1 - \varphi_1^2) \cdot L_{Ca0} \quad 5494 \quad \text{Дж/кг}$$

Втрати в робочому колесі

$$L_{rk} = \left(\frac{1}{\varphi_1^2} - 1 \right) \cdot \frac{W_2^2}{2} \quad 5925,3 \quad \text{Дж/кг}$$

Втрати з вихідною швидкістю

$$L_{rc2} = \frac{C_2^2}{2} \quad 11437,9 \quad \text{Дж/кг}$$

Середня щільність газів у РК

$$\rho = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} \quad 0,66 \quad \text{кг/м}^3$$

Коефіцієнт втрат на тертя і вентиляцію

$$\beta_{TB} = 3..5 \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad 4 \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Втрати на тертя і вентиляцію

$$L_{TB} = \beta_{TB} \cdot \frac{D_1^2}{G_T} \cdot \left(\frac{U_1}{100} \right)^3 \cdot \rho \cdot 10^3 \quad 2781 \quad \text{Дж/кг}$$

Втрати на перетікання в радіальному зазорі

$$L_{BT} = \xi_{BT} \cdot \frac{C_0^2}{2} \quad 3381 \quad \text{Дж/кг}$$

Загальні внутрішні втрати в турбіні

$$L_{rT} = L_{rc} + L_{rk} + L_{rc2} + L_{TB} + L_{BT} \quad 29019 \quad \text{Дж/кг}$$

Внутрішній ККД турбіни

$$\eta_{oi} = 1 - \frac{L_{rT}}{L_{Tad}} \quad 0,743$$

					КРБ.124.2227ст.06.04 ПЗ	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Механічний ККД турбокомпресора

$$\eta_{MT} = 0,94 \dots 0,97$$

$$\eta_{MT} = 0,97$$

ККД турбіни

$$\eta_T = \eta_{oi} \cdot \eta_{MT} \quad 0,72$$

Перевірка:

$$\Delta \eta_T = \frac{|\eta_{T_{PP}} - \eta_T|}{\eta_{T_{PP}}} \times 100 \% \quad 13 \%$$

$\eta_{T_{PP}}$ - значення прийняте на початку розрахунку;

$\Delta \eta_T$ - повинне бути в межах 3%

Потужність газової турбіни

$$N_T = 10^{-3} G_T \cdot L_{T_{ad}} \cdot \eta_T \quad 91,79 \text{ кВт}$$

Перевірка:

$$N_T = \frac{|N_{T_{PP}} - N_T|}{N_{T_{PP}}} \times 100 \% \quad 13 \%$$

$N_{T_{PP}}$ - значення прийняте на початку розрахунку;

N_T - повинне бути в межах 3%

					КРБ.124.2227ст.06.04 ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.15 КОНСТРУКТИВНИЙ ОГЛЯД ТУРБОКОМПРЕСОРА

Турбокомпресор ТК-23 є основним видом спеціального агрегату, призначеного для підвищення потужності дизелів за допомогою наддуву. Він складається з радіального колеса компресора і осьового колеса турбіни встановленого на загальному валу агрегата.

Турбокомпресор ТК-23 призначений для наддува дизелів середньої та великої потужності різного призначення до 1103 кВт на один турбокомпресор.

Турбокомпресор надійно працює при температурі всмоктуючого повітря від -50 до +60 °С і відносної вологості повітря до 98%. В суднових умовах турбокомпресор може працювати при нахилі осі ротора від горизонтального положення до 15°, а в мовах коливання – до 45°. Турбокомпресор розрахований на температуру газу перед турбіною при тривалій роботі до 600 °С і максимальну ступінь підвищення тиску 3,6. Частота обертання ротора при тривалій роботі не більше 2500 об/с, тиск масла на вході в турбокомпресор при номінальному навантаженні дизеля 147-294 кПа, температура масла на входів турбокомпресор при номінальному навантаженні дизеля не більше 80 °С, температура масла на вході в турбокомпресор, перед пуском дизеля не більш 8 °С.

Остов турбокомпресора складається з корпусу компресора, корпусу підшипників та корпусу турбіни. Корпус компресора та корпус турбіни відлитий з чавуну. Випускний і газоприємний мають водяну сорочку, в якій циркулює вода з системи охолодження дизеля.

Відцентровий компресор складається з корпусу компресора, колеса компресора та дифузорів (лопатковий та равликовий). На даний момент робочі колеса компресорів використовують виключно напівзакритого типу з радіально-направленими лопатками (беручи до уваги простоту їх виготовлення та хорошу опорність дії відцентрових сил). Колесо

					КРБ.124.2227ст.06.04ПЗ	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

компресора виготовляють з алюмінієвих сплавів (тип АЛ-9, АЛ-4) шляхом відцентрового лиття. Також можуть бути фрезеровані колеса, які складаються з двох частин колеса з радіальними лопатками і приставного обертального направляючого апарату. Найбільш дешеві – цільно литі з алюмінієвих сплавів, в яких обертаючий направляючий апарат і радіальна частина об'єднані в одне ціле.

Лопаточний дифузор являє собою колову решітку з направляючих лопаток. Лопатки можуть бути виготовлені з постійною товщиною з закрученою входною кромкою, можуть бути зрізані по зовнішньому радіусу вихідної кромки і профілюючими. Лопаточний дифузор служить для перетворення швидкості повітря в тиск.

Вихідний пристрій відцентрового компресора може мати різноманітну форму. Його виконують, наприклад, у вигляді зібраного равлика з кінцевим дифузором, котрий розташований у відлитому із чавуну корпусі. Збірний равлик збирає стиснуте повітря і зменшує його швидкість до (50-70 м/сек) за рахунок незначної дифузорності. Форми поперечних перерізів равликів бувають трапецієподібними, грушоподібними, круглими.

Ротор найбільш навантажена і відповідальна деталь ТК. Від його досконалості і якості виготовлення залежить ККД, надійність і довговічність ТК в цілому. На ротор діють інерційні сили, виникаючі при його обертанні і сили тиску повітря і газу. Ці сили врівноважуються внутрішніми напруженнями в елементах ротора і реакціями в підшипниках. При роботі ТК на двигуні осьова сила ротора може мати значну перемінну складову. В осьових турбінах найчастіше застосовують наступні три способи кріплення лопаток до диска: 1) розбірне з'єднання за допомогою ялинкового замка; 2) кріплення лопаток за допомогою зварювання; 3) цільно лите робоче колесо, у яких диск з лопатками представляє одне ціле.

На турбокомпресорах ТК-23 ротор турбокомпресора складається із робочого колеса турбіни, з'єданого з валом за допомогою зварювання

					КРБ.124.2227ст.06.04 ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тертям і робочого колеса компресора, притиснутого до упорної шайби ущільнюється гайкою.

Колесо турбіни відливають із жаростійкої сталі. Масляна порожнина ущільнюється трьома розрізними кільцями типу поршневих.

В сучасних високо обертових ТК дуже великі вимоги до якості балансування ротора. Для таких роторів слід виконувати незалежне статичне і динамічне балансування турбінного і компресорного колеса. Балансування ротора ТК виконується в двох-чотирьох площинах. Для знімання металу на колесах турбіни і компресора передбачають кільцеві пояски, іноді для цієї мети на вал надягають спеціальні шайби.

Сопловий апарат турбіни – направляючий лопаточний апарат, в якому гази частково розширюються і при цьому забезпечується заданий кут виходу потоку газів із сопел. Сопловий апарат виконується частіше всього у вигляді двох кілець, полу кілець і сегментів з вставними лопатками, залитими чи звареними. З'єднання соплового апарата повинно забезпечити наявність теплових розширень апарата при нагріві. В зв'язку з цим закріплюють внутрішнє кільце, тоді як зовнішнє може вільно розширюватись у витках корпусу. Лопатки соплового апарата повинні бути профільюючими, профіль лопаток по висоті робиться постійним, що спрощує виготовлення лопаток. Основним конструктивним параметром соплового апарата являється його переріз, який ретельно перевіряють при виготовленні.

Корпусні деталі ТК утворюють проточну частину турбіни і компресора за межами коліс. Їх вплив на ККД ТК дуже значний. Корпус підшипників відливається з алюмінієвого сплаву підшипники зі сторони компресора і турбіни радіально-опорні така схема розташування підшипників застосовується для турбокомпресорів типу ТК-23, середньої та великої потужності, мащення підшипникового вузла виконується від масляної системи дизеля. Середня корпусна деталь в ТК з радіально-опорними

					КРБ.124.2227ст.06.04 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

підшипниками відносно проста, об'єднує в одне ціле всі корпусні деталі при збиранні, слугує для відводу газів, несе в собі роздільний елемент для ізоляції повітря від газу. При внутрішньому розташуванні підшипників цей корпус ускладнюється так, як несе в собі підшипниковий вузол і ущільнювачі, підведення і відведення масла, а також формує відведення газу, підшипники ТК сприймають навантаження, які створюються ротором.

Вони складаються із маси ротора, динамічних зусиль, які викликаються неврівноваженими масами, інерційних гіроскопічних навантажень, виникаючих при вібраціях ТК на двигуні, осьових зусиль від рівнодіючих тиску газів і повітря на колесах турбіни і компресора. Динамічне зусилля в крупних ТК складають незначну частину.

					КРБ.124.2227ст.06.04 ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.17 Висновок по розділу

Результати розрахунку підтвердили можливість застосування ТК 23 для двигуна 12 ЧНР 26/34 На підставі розрахунку визначені його основні конструктивні розміри з такими відхиленнями, які несуттєві для проведення компоновочних побудов. Спроектований відцентровий компресор має ступінь підвищення тиску $P_k = 2,15$. Компресор має не гірший адіабатний ККД $\eta_{AD} = 0,73$ ніж у подібних сучасних компресорних машинах такого ж класу. Зроблені розрахунки свідчать, що спроектований турбокомпресор має параметри, які спроможні забезпечити ефективну роботу двигуна 12 ЧНР 26/34 при заданих степені підвищення тиску та обертах колінчастого валу, що відповідають потужності двигуна 950 кВт.

					КРБ.124.2227ст.06.04 ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

Розробка принципів схем основних систем двигуна та розрахунок основних елементів

Система – це одна із найважливіших складових дизельної установки. Від її конструкції, технології виготовлення і якості монтажу залежить ефективність використання установки і безпека роботи. Системою ДВЗ називається сукупність трубопроводів, механізмів, апаратів, приладів, ємностей, призначених для виконання визначених функцій по забезпеченню експлуатації ДВЗ.

5.1 Паливна система Паливна система призначена для прийому, зберігання, перекачування, очищення, підігріву й подачі палива до головних і допоміжних двигунів внутрішнього згоряння й парогенераторів, а також для передачі його на берег або на інші судна. Більшість дизелів транспортних теплоходів на основних режимах плавання працюють на важких сортах палива. При запуску, на перехідних режимах і перед зупинкою використовують легкі (мало в'язкі) палива. Тому в складі СДУ необхідна наявність обох паливних систем важкого і легкого палива. Перша забезпечує також роботу допоміжного парогенератора а друга – роботу допоміжних двигунів. Витратні цистерни розташовують на верхніх площадках машинного відділення. Запас палива в цих цистернах повинен забезпечити роботу головних двигунів протягом 8 годин. Для важкого палива цистерна має змішувач для підігріву. Цистерна повинна також мати вентиляційну трубу, що виходить на палубу, трубу для переливу палива в одну із цистерн основного запасу на випадок переповнень й горловину для огляду й очищення. Паливоперекачуючі насоси подають паливо у відстійні цистерни, звідки воно надходить до сепараторів, включених послідовно. Сепаратор працює як пурифікатор (із безперервним виділенням води) та як кларифікатор. Очищене від води й механічних домішок паливо надходить у видаткову цистерну.

					КРБ.124.2227ст.06.05 ПЗ	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.2 Розрахунок паливної системи

Розрахунок паливної системи

Визначаємо подачу паливопідкачуючого насоса:

$$W = K \cdot \frac{N_e \cdot g_e}{\rho_n};$$

де:

$P_e = 1650$ кВт - ефективна потужність двигуна;

$g_e = 0,218$ кг/(кВт год) - питома витрата палива двигуна;

ρ_n - густина палива; приймається $\rho_n = 0,85$ т/м³;

Примемо $\rho_n = 850$ кг/м³;

$K = 2 - 3$ - коефіцієнт запасу подачі;

Примемо $K = 3$

$$W = K \cdot \frac{P_e \cdot g_e}{\rho_n} = 1,2695 \text{ м}^3/\text{год};$$

Визначаємо потужність споживану паливопідкачуючим насоом:

$$N_{\text{пн}} = 0,272 \cdot \frac{W \cdot H \cdot \rho_n}{\eta_n} \times 10^{-5};$$

де:

H - напор насоса, приймається орієнтовно $H = 30 - 60$ м;

Примемо $H = 50$;

η_n = ККД насоса.

Для шестерених насосів $\eta_n = 0,7 - 0,75$; для гвинтових: $\eta_n = 0,8 - 0,85$;

Примемо $\eta_n = 0,7$

$$N_{\text{пн}} = 0,272 \cdot \frac{W \cdot H \cdot \rho_n}{\eta_n} \times 10^{-5} = 0,2097 \text{ кВт};$$

Визначаємо площу фільтруючої поверхні паливного фільтра:

$$F_{\phi} = \frac{W}{3600 \cdot v_n \cdot k_{\text{жс}}};$$

де:

v_n - швидкість фільтрації

Для сітчатих фільтрів: $v_n = 0,02 - 0,05$ м/сек;

Для пластінчатих фільтрів: $v_n = 0,06 - 0,12$ м/сек;

Для дотно-щільових фільтрів: $v_n = 0,02 - 0,05$ м/сек;

Примемо $v_n = 0,05$ м/сек;

$k_{\text{жс}} = 0,2 - 0,3$ - коефіцієнт живого перетину;

Примемо $k_{\text{жс}} = 0,3$

					КРБ.124.2227ст.06.05 ПЗ	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таким чином, отримано наступні результати розрахунків:

Подача паливопідкачуючого насоса W , м ³ /год	1,2695
Потужність споживана маслопідкачуючим насосом $N_{\text{пн}}$, кВт	0,210
Площа фільтруючої поверхні фільтра $F_{\text{ф}}$, м ²	0,0235

Розрахунок паливопроводів.

Нагнітальні паливопроводи підбирають по діаметру плунжера

При довжині паливопровода $l_T > 1\text{ м}$ $d_{\text{п}}/d_{\text{в}} = 4,5-5$, якщо $l_T < 1\text{ м}$ то

$$d_{\text{п}}/d_{\text{в}} = 5-6$$

Трубопроводи повинні бути міцними та жорсткими інакше в наслідок деформації буде змінюватись протікання робочого процесу.

Найбільше нормальне напруження розтягання в тангенціальному напрямі на внутрішні поверхні паливопроводів

$$\sigma_{\chi 1} = P_{\text{max}} \cdot \frac{D_T^2 + d_{\text{в}}^2}{D_T^2 - d_{\text{в}}^2}$$

приймаємо:

$P_{\text{max}} = 14,47$ МПа максимальний тиск згоряння

$D_T = 8$ мм наружній діаметр трубки

$d_{\text{в}} = 5$ мм внутрішній діаметр трубки

$$\sigma_{\chi 1} = 33,02128 \text{ МПа}$$

$\sigma_{r1} = -P_{\text{max}}$ Нормальне напруження стискання в радіальному напрямку

Найменше нормальне напруження розтягання в тангенціальному напрямку біля наружньої поверхні паливопроводу

$$\sigma_{\chi 2} = P_{\text{max}} \cdot \frac{2d_{\text{в}}^2}{D_T^2 - d_{\text{в}}^2}$$

$$\sigma_{\chi 2} = 18,551$$

$$\sigma_{r 2} = 0$$

Напруження стискання

Еквівалентне напруження на внутрішні поверхні

$$\sigma_{\text{сум}} = P_{\text{max}} \cdot \frac{2D_T^2}{D_T^2 - d_{\text{в}}^2}$$

$$\sigma_{\text{сум}} = 47,49128 \text{ МПа}$$

Для сталевих трубопроводів еквівалентне напруження знаходиться в межах

$$\sigma_{\text{сум}} = 60 - 150 \text{ МПа}$$

Нижчі значення еквівалентних напружень забезпечують достатню жорсткість

					КРБ.124.2227ст.06.05ПЗ	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.2.1 Визначення основних параметрів паливного насоса високого тиску.

4 -х тактного

Вихідні данні.

Ефективна потужність	$P_e =$	1650
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	600
Кількість циліндрів	$Z =$	12
Ефективна питома витрата палива	$Be =$	0,218

$$\text{Циклова подача палива} \quad B_{\text{ц}} = \frac{Be \times Pe \times 10^3}{60 \times Z \times n_{\kappa}} = 1,66527778$$

де n_{κ} - частота обертання кулачкового валу, хв^{-1}

$$n_{\kappa} = \frac{n}{2} = 300 \text{ хв}^{-1}, \text{ для чотирьохтактного ДВЗ.}$$

$$n_{\kappa} = n = 600 \text{ хв}^{-1}, \text{ для двотактного ДВЗ.}$$

Об'ємна циклова подача палива

$$V_f = \frac{B_{\text{ц}} \times 10^6}{\rho_f} = 1959 \frac{\text{мм}^3}{\text{ц и кл}}$$

де $\rho_f = 850 - 900 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ - щільність палива

$$\rho_f = 850$$

Теоретична подача секції паливного насоса

$$V_T = \frac{V_f}{\eta_n} = 2176,834 \frac{\text{мм}^3}{\text{ц и кл}}$$

де $\eta_n = 0,7 - 0,9$ - об'ємний коефіцієнт подачі

$$\eta_n = 0,9$$

Повна подача секції паливного насоса

враховуючи перепуск палива і перегрузки дизеля .

$$V_n = (2,5 - 3,2) \times V_T = 5442,084 \frac{\text{мм}^3}{\text{ц и кл}}$$

2,5 число з проміжку (2,5 - 3,2)

Діаметр плунжера .

$$d_{пл} = \sqrt[3]{\frac{4 \times V_n}{\pi \times m}} \approx 1.08 \times \sqrt[3]{\frac{V_n}{m}} = 19,06771 \text{ мм.}$$

$$\text{де } m = \frac{h_{пл}}{d_{пл}} \approx 1,0 - 1,7 = 1 \text{ мм.}$$

Повний хід плунжера .

$$h_{пл} = m \times d_{пл} = 19,06771 \text{ мм.}$$

Скоректувати получені в розрахунку значення
діаметра і хода плунжера по ГОСТ 10578-74

$$d_{пл} = \dots .5;5,5;6;6,5;7;7,5;8;8,5;9;9,5;10;11;.12 \dots \text{ мм.}$$

$$h_{пл} = \dots .7;8;10;12;16;20;\dots \text{ мм.}$$

$$d_{пл} = 19 \text{ мм.}$$

$$h_{пл} = 19 \text{ мм.}$$

Активний хід плунжера .

$$h_{акт} = \frac{4 \times V_T}{\pi \times d_{пл}^2} = 7,681542 \text{ мм.}$$

Вибір матеріала і розрахунок на міцність втулки
і плунжера насоса .

Вибір матеріала втулки і плунжера .

Умови праці плунжерной пари .

Плунжерні пари насосів високого тиску працюють в умовах великих навантажень і інтенсивного стирання . В процесі зворотньоопустального руху плунжера і при малих зазорах відбувається велике зношення , обумовленні вмістом в паливі твердих домішок , деформаціями плунжера і втулки , боковими силами.

Вимоги до матеріалу втулки і плунжера насоса .

Матеріали плунжерних пар повинні мати: високу твердість,

					КРБ.124.2227ст.06.05 ПЗ	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ізносоустійкість в умовах підвищеного тиску палива , малий коефіцієнт лінійного розширення , зберігати розміри і геометричну форму, добре оброблятися .

Вибір марки матеріала втулки і плунжера насоса .

Вибираємо інструментальну леговану сталь ХВГ ГОСТ 5950-73

Хімічний склад сталі ХВГ

C =0,9 -1,05 % ;

Mn = 0,8 - 1,1 % ;

Si = 0,15 - 0,35 %;

Cr =0,9 - 1,2 % ;

W = 1,2 - 1,6 % .

Механічні властивості сталі ХВГ

Стандартом не регламентуються .

Розрахунок на міцність втулки насоса .

Напруження розтягання на внутрішній поверхні

(ф-ла Ляме)

$$\sigma_p = \rho_f \times \frac{d_n^2 + d_{вн}^2}{d_n^2 - d_{вн}^2} = 94,96368 \text{ МПа.}$$

Де ρ_f - максимальний тиск палива внаосі .
50-80 МПа - в нерозділених камерах .

$\rho_f = 60$

d_n -зовнішній діаметр втулки 40 мм.

$d_{вн}$ -внуиришній діаметр втулки 19 мм.

$$\sigma_p \leq [\sigma_p] = 80 - 100 , \text{ МПа } ;$$

Умова виконується

Розрахунок на міцність плунжера насоса .

Напруження стиску

$$\sigma_{ст} = \rho_f \times \frac{A_{пл}}{A_o} = 66,85185 \text{ МПа.}$$

					КРБ.124.2227ст.06.05ПЗ	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$A_{nl} = \frac{\pi \times d_{nl}^2}{4} = 283,385 \text{ мм.}$$

$$A_o = \frac{\pi \times d_{min}^2}{4} = 254,34 \text{ мм.}$$

$d_{min} = 18 \text{ мм.}$ - діаметр найменшого перетину плунжера .

$$\sigma_{CT} \leq [\sigma_{CT}] = 100 \div 120 \text{ МПа}$$

Умова виконується

Де $A_{nl} = 283,385$ - площа торця плунжера , мм^2

$A_o = 254,34$ - площа найменшого перетину плунжера, мм^2

Вибір матеріалу і розрахунок пружини плунжера .

Вибір матеріалу пружини плунжера .

Умови праці пружини плунжера .

Пружина плунжера сприймає значні знакоперемінні навантаження при великій швидкості їх прикладання .

Вимоги до матеріалу пружини .

Матеріал повинен витримувати багаторазові перемінні навантаження і мати високу усталостну міцність .

Вибір марки матеріалу пружини .

Вибираємо . сталь 60 С2А.

.....

Хімічний склад сталі $C=0,57$: $Si=1,8$: $Mn=0,8$: $Cr=0,4$.

Механічні властивості сталі

Розрахунок на міцність .

Вихідні данні :

середній діаметр пружини $D_{cp} = 30 \text{ мм.}$

діаметр проволочи пружини $d = 2,5 \text{ мм.}$

число робочих витків $n = 7$

Попередній прогин пружини (конструктивно) . $f_1 = 22 \text{ мм.}$

Мінімальна сила пружини

					КРБ.124.2227ст.06.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		77

$$F_1 = \frac{G \times d^4 \times f_1}{8 \times n \times D_{cp}^3 \times K_2} = 43,79678 \text{ Н.}$$

Де $G = 8 \times 10^4$ - модуль зрушення .

$$K_2 = \frac{1}{2 \times c} - \frac{1}{2 \times c^2} + 1 = 1,038194 \text{ поправочний коефіцієнт.}$$

$$c = \frac{D_{cp}}{d} = 12 \text{ індекс пружини .}$$

Максимальна сила пружини

$$F_2 = F_1 \times \frac{f_2}{f_1} = 82 \text{ Н.}$$

Де $f_2 = f_1 + h_{nl} = 41$ максимальний прогин пружини мм.

Мінімальне і максимальне напруження в пружині МПа.

$$\tau_{\min} = \frac{2,55 \times D_{cp} \times K_1}{d^3} \times F_1 = 240,0387 \text{ МПа.}$$

Де $K_1 = \frac{4 \times c - 1}{4 \times c - 4} + \frac{0,615}{c} = 1,119432$ поправочний коефіцієнт .

$$\tau_{\max} = \tau_{\min} \times \frac{f_2}{f_1} = 447,3449 \text{ МПа.}$$

$$\tau_{\max} \leq [\tau] = 450 \div 650 \text{ МПа}$$

Умова виконується

					КРБ.124.2227ст.06.05 ПЗ	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Середнє напруження і амплітуда циклу .

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = 343,6918 \text{ МПа.}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = 103,6531 \text{ МПа.}$$

Запас міцності по межі втоми

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a + \varphi_\tau \times \tau_m} = 2,07213$$

Де $\tau_{-1} = 0,22 \times \sigma_B = 286 \text{ МПа.}$

$\varphi_\tau = 0,1$ Коефіцієнт приведення циклу для вуглецевих сталей і легированих сталей .

$\sigma_B = 1300$

$$n_\tau \geq [n_\tau] = 1,2 - 2$$

Умова виконується

Частота власних коливань пружини за хвилину

кол / хв

$$n_c = 2,17 \times 10^7 \times \frac{d}{n \times D_{cp}^2} = 287,037$$

Перевірка на резонанс

$$\frac{n_c}{n_k} \neq 0,95679 \text{ цілому числу}$$

Резонанс відсутній

					КРБ.124.2227ст.06.05 ПЗ	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.3 Розрахунок системи змащення

Система змащення забезпечує подачу масла до поверхонь тертя для зменшення тертя, відводу теплоти, що виділяється при терті, а також для очищення поверхонь тертя від продуктів зносу, нагару та інших сторонніх частинок.

Змащувальна рідина подається на втулки циліндрів, підшипники колінчастого та розподільного валів, турбокомпресорів, насосів, шестерні приводів та передач, спрямовуючі клапанів, штовхачі паливних насосів та механізму газорозподілення, штанги та коромисла приводу клапанів.

Система змащення включає в себе:

- масляні насоси;
- масляні фільтри;
- охолоджувачі масла;
- масляні цистерни (ємкості);
- маслопроводи.

Масляний насос

Насоси, що застосовуються у системі змащення бувають шестеренного або гвинтового типів. Ці насоси прості по конструкції, надійні в роботі та забезпечують рівномірну подачу масла. Насоси забезпечуються редукційними (перепускними) клапанами з пружиною, зміна натягу якої дозволяє регулювати тиск масла шляхом перепуску частини масла в картер.

Для розрахунків параметрів масляного насосу необхідно ввести наступні данні:

Потужність двигуна N_e , кВт	1650
Питома витрата палива g_e , мЗ/(кВт год)	0,218
Механічний ККД двигуна η_m (приймається у межах $\eta_m=0,8 - 0,9$)	0,899
Теплоємність масла c_m , кДж/(кг К) (приймається у межах 1,98 - 2,00 кДж/(кг К))	2
Густина масла ρ_m , кг/м ³ (приймається у межах 850 - 920 кг/м ³)	900
Температура масла на вході у двигун $t_{вх}$, °С	70
Температура масла на виході з двигуна $t_{вих}$, °С ($t_{вих}=55 - 70$ °С)	80
Перепад температур масла, охолоджуючого поршні Δt_n , °С	10
Доля теплоти тертя, яка сприймається маслом $\alpha_{тр}$ (лежить у межах $\alpha_{тр}=0,4 - 0,45$)	0,43
Доля теплоти, яка сприймається маслом, охолоджуючим поршні α_n (в межах $\alpha_n=0,04 - 0,05$)	0,05

Нижча теплота згоряння палива Q_H^p , кДж/кг (приймається $Q_H^p=41000$ кДж/кг)	36525
Коефіцієнт запасу подачі насосу K_v ($K_v=1,2 - 1,5$; менші значення беруться для МОД)	1,35
Напор насоса H , м (для МОД и СОД лежить у межах 30 - 40 м, для ДПО и ВОД - 40 - 60 м)	45
ККД насоса η_n (для шестеренних насосів $\eta_n=0,70 - 0,75$; для гвинтових - $\eta_n=0,80 - 0,85$)	0,73

Кількість теплоти, що виділяється за рахунок тертя в двигуні, кДж/год

$$Q_{тр} = 3600 \cdot N_e \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \cdot \alpha_{mp} = 286956,8$$

Проток масла для відводу $Q_{тр}$, м³/год

$$W_1 = \frac{Q_{mp}}{c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_m} = 15,94$$

Кількість теплоти, яка сприймається маслом при охолодженні поршнів, кДж/год

$$Q_n = \alpha_n \cdot g_c \cdot N_e \cdot Q_n^p = 656902,125$$

Проток масла через поршні, м³/год

$$W_2 = \frac{Q_n}{c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_n} = 36,49$$

Подача головного циркуляційного масляного насосу, м³/год

$$W_{цн} = K_v \cdot (W_1 + W_2) = 70,79$$

Потужність, споживана насосом, кВт

$$N_{цн} = 0,272 \cdot \frac{W_{цн} \cdot H \cdot \rho_m}{\eta_n} \cdot 10^{-5} = 10,68$$

Фільтр грубої очистки (ФГО)

В процесі роботи двигуна циркулююче в системі масло повинно піддаватись

					КРБ.124.2227ст.06.05 ПЗ	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

безперервному ретельному очищенню від механічних домішок та асфальтосмолистих речовин. Для цього застосовують масляні фільтри

Фільтри грубого очищення затримують частки розмірами більше 0,07 мм. Фільтри такого типу встановлюються на приймальних та напорних лініях головних масляних насосів. Ці фільтри включаються в систему змащення послідовно.

Фільтри грубого очищення поділяються на сітчаті та щільові. Фільтри виконують здвоєними та перемикаючимися трьохходовим краном. Сітчаті ФГО виконують циліндричними і дисковими (секційними), останні застосовують для більш потужних дизелів.

Як фільтруючий елемент застосовують латунну чи мідну сітку з клітинами на світу діаметром 0,125; 0,15 и 0,18 мм. Швидкість руху масла у сітчатому фільтрі складає приблизно 2 - 5 м/с

Пластинчато-щільові ФГО мають фільтруючий елемент, який складається з набору фільтруючих пластин. Товщина пластин визначає висоту щілин, через які фільтрується масло (0,05; 0,08 і 0,12 мм). Щілини очищаються від затриманих фільтром забруднень, котрі потім видаляються із фільтра.

Фільтр оснащений запобіжним клапаном на випадок його забруднення або значного зниження температури масла.

Для розрахунку параметрів ФГО необхідно ввести наступні дані:

Коефіцієнт живого перетину $K_{жс}$ ($K_{жс} = 0,2 \dots 0,3$)	0,3
--	-----

(Коефіцієнт живого перетину $K_{жс}$ показує яку частину сітки складає "живий" перетин. $K_{жс}=0,2$ - для товстого дроту; $K_{жс}=0,3$ - для тонкого дроту)

Допустима швидкість масла v_m , м/с	0,06
---------------------------------------	------

Для сітчатих фільтрів $v_m=0,02 - 0,04$ м/с; для дротово-щільових фільтрів $v_m=0,025 - 0,05$ м/с; для пластинчато-щільових фільтрів $v_m=0,06 - 0,12$ м/с

Площа фільтруючої поверхні фільтра грубого очищення, m^2

$$F_{фго} = \frac{W_{ш}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{жс}} = 1,09$$

Фільтр тонкого очищення (ФТО)

Для збільшення терміну служби двигуна встановлюють також фільтри тонкого очищення (паперові, картонні та інші). Фільтри тонкого очищення затримують не тільки відносно тонкі механічні забруднення, а і асфальтосмолисті речовини, кислоти, воду та інші домішки.

Фільтри тонкого очищення затримують частинки розмірами більш ніж 0,005 - 0,010 мм. Такі фільтри створюють великий гідравлічний опір. Тому вони розраховуються на пропуск 5-10% повної витрати масла і встановлюють в систему змащення паралельно.

					КРБ.124.2227ст.06.05 ПЗ	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для розрахунків параметрів ФТО необхідно ввести наступні дані:

Питома пропускна здатність матеріалу фільтруючого елементу q_{ϕ} , $\text{м}^3/(\text{м}^2 \text{ год})$	1,5
--	-----

(Для вітчизняного паперу типу ДРКБ $q_{\phi}=1,0 - 1,2 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \text{ год})$; НКФМ $q_{\phi}=1,5 - 2,0 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \text{ год})$ при перепаді тиску до 0,2 МПа)

Площа поверхні повнопоточного фільтра тонкого очищення, м^2

$$F_{\text{ФТО}} = \frac{W_{\text{ш}}}{q_{\phi}} = 47,19$$

Масляний охолоджувач

Для охолодження циркуляційного масла встановлюють маслоохолодильники, в яких тепло масла передається через стінки охолоджуваних трубок забортній або прісній воді, яка омиває ці трубки.

Холодильники охолоджують масло на $10 - 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ при нагріванні проточної води на $4 - 6 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Охолоджувачі масла поділяються на трубчаті та пластинчаті; найбільше поширення отримали трубчаті охолоджувачі.

Охолоджувачі масла робляться з мідних, латунних або мельхіорових труб круглого чи еліптичного перетину.

Масло звичайно циркулює зовні труб у корпусі в напрямку, зворотному напрямку руху води. Для збільшення циркуляції масла в корпусі встановлюють перегородки перпендикулярні до осі охолоджувача. При циркуляції масла всередині труб для збільшення змочуваної поверхні та турбулізації потоку застосовують особливі завіхрювачі, які дозволяють значно збільшити коефіцієнт теплопередачі

Для розрахунків масляного охолоджувача необхідно ввести наступні дані:

Коефіцієнт теплопередачі k , $\text{кДж}/(\text{м}^2 \text{ год К})$	1100
--	------

Коефіцієнт теплопередачі k для трубок діаметром $d=10 - 15 \text{ мм}$ $k=(800 - 1100) \text{ кДж}/(\text{м}^2 \text{ год К})$; для трубок діаметром $d<10 \text{ мм}$ $k=(1100 - 1500) \text{ кДж}/(\text{м}^2 \text{ год К})$; для трубок с турбулізаторами $k=\text{до } 4000 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \text{ год К})$

Температура забортної води на вході в маслоохолоджувач $t_{\text{вх}}^{\text{ЗВ}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	32
Температура забортної води на виході із маслоохолоджувача $t_{\text{вих}}^{\text{ЗВ}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	39
Коефіцієнт забруднення холодильника K_3 (приймається в межах $K_3=1,3 - 1,4$)	1,3

Температурний напор в маслоохолоджувачі $\Delta t, \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\Delta t = \frac{t_{\text{вх}} + t_{\text{вих}}}{2} - \frac{t_{\text{вх}}^{\text{ЗВ}} + t_{\text{вих}}^{\text{ЗВ}}}{2} = 39,5$$

					КРБ.124.2227ст.06.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		83

Площа теплопередаючої поверхні маслоохолоджувача F_m , m^2

$$F_m = \frac{Q_{mp} + Q_n}{k \cdot \Delta t} \cdot K_s = 28,24$$

Таким чином, отримані наступні результати розрахунків:

Подача головного циркуляційного масляного насосу W_{MH} , $m^3/год$	70,79
Потужність, споживана насосом N_{MH} , кВт	10,68
Площа фільтруючої поверхні ФГО F_{FGO} , m^2	1,09
Площа фільтруючої поверхні ФТО F_{FTO} , m^2	47,19
Площа теплопередаючої поверхні маслоохолоджувача F_m , m^2	28,24

Ємкість системи мащення приймаємо по прототипу рівною 700 кг

					КРБ.124.2227ст.06.05 ПЗ	Арк.
						84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.4 Система охолодження

Система охолодження використовується для охолодження деталей, що нагріваються від згоряння палива й від тертя, для відводу теплоти від робочих рідин (масла, палива, води) і наддувочного повітря. Охолоджувати деталі двигуна необхідно з різних причин: кришку циліндра – для зниження температури вогневого днища й температурних напруг до значень, що забезпечують збереження механічних властивостей і тривалу міцність деталі; втулку циліндра – для зниження температури дзеркала до значень, що забезпечують збереження масляної плівки; поршень – для зниження температурних напруг і забезпечення правильної роботи поршневих кілець; корпус турбіни турбокомпресора – для зменшення підігріву повітря в компресорі; випускний колектор або його кожух – для запобігання опіків обслуговуючого персоналу й зменшення виділення теплоти в машинному відділенні судна. Система охолодження складається з водяних насосів, охолоджувачів, розширювальної цистерни, терморегуляторів, трубопроводів. Водяні насоси забезпечують безперервний рух охолоджуючої води в системі. Охолоджувачі призначені для відводу у воду надлишкової теплоти від охолоджуваних рідин і наддувочного повітря. Розширювальна цистерна (бак) служить для компенсації змін обсягу води в системі внаслідок зміни її температури, для заповнення втрат води в системі через виток й випар, а також видалення із системи повітря й водяної пари. В одноконтурній системі охолодження насос заборотної води через фільтр й усмоктувальну трубу приймає забортну воду й подає її в нагнітальну магістраль, прокачуючи через маслоохолоджувач. Після проходження через двигун вода, що нагрілася, зливається за борт. У двоконтурній системі охолодження насос прісної води нагнітає воду у двигун через магістраль. Вихідна гаряча вода по трубопроводу направляється в охолоджувач прісної води повертається до насоса. Таким чином, система прісної води виявляється замкнутою й вода в цій системі циркулює безупинно. До цього замкнутого кільця підключені труби, що виходять на розширювальний бачок, у ньому завжди повинна бути вода.

					КРБ.124.2227ст.06.05 ПЗ	Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок водяного насоса

Розрахункова продуктивність насоса визначається з урахуванням витоків рідини з нагнітальної порожнини у всмоктуючу

$$G_{ж.р.} = \frac{G_{ж.}}{\eta} = 0,02237 \text{ м}^3/\text{сек}$$

де η - коефіцієнт подачі, дорівнює 0,85

Циркуляційна витрата води в системі охолодження двигуна

$$G_{ж.} = \frac{Q_v}{c_{ж.} \rho_{ж.} \Delta t_{ж.}} = 0,01902 \text{ м}^3/\text{сек}$$

де Q_v - кількість тепла, що відводиться від двигуна системою охолодження,

$c_{ж.}$ - теплоємність води, рівна 4187 Дж/(кг град);

$\rho_{ж.}$ - густина води, рівна 1000 кг/м³

$\Delta t_{ж.}$ - температурний перепад води в радіаторі, рівний 8

$$Q_v = a \cdot g_e \cdot Q_n \cdot N_e = 636969 \text{ Дж/сек}$$

де a - відносна тепловіддача у воду складає 0,15

g_e - питома витрата палива, кг/(кВт ч) $g_e = 0,218 \text{ м}^3/(\text{кВт ч})$

Q_n - низька теплотворна здатність палива; $Q_n = 42500$

N_e - ефективна потужність двигуна, кВт $N_e = 1650$

Вхідний отвір насоса повинен забезпечити підведення розрахункової кількості
Це досягається при виконанні умови:

$$\frac{G_{ж.р.}}{c_1} = \pi \cdot (r_1^2 - r_0^2) \cdot \eta, \text{ м}^2$$

де r_0 - радіус ступиці крильчатки, м Приймаємо $r_0 = 0,015 \text{ м}$

c_1 - швидкість води на вході, рівна 1,5 м/сек

r_1 - радіус вхідного отвору крильчатки, м;

Схема побудови профілю лопатки див. додаток 1

Радіус вхідного отвору крильчатки

					КРБ.124.2227ст.06.05 ПЗ	Арк.
						86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$r_1 = \sqrt{\frac{G_{\text{ж.р.}}}{\pi c_1} + r_0^2} = 0,071 \text{ м}$$

Окружна швидкість сходу води

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{ctg} \beta_2} \sqrt{\frac{P_{\text{жс}}}{\rho_{\text{жс}} \eta_h}} = 9,56 \text{ м/сек}$$

де $P_{\text{ж}}$ - напор, створюваний насосом. Величина напору досягає 40000

η_h - гідравлічний ККД, рівний 0,65

α_2 і β_2 - кути між напрямками швидкостей c_2 , u_2 і w_2 (додаток 1)

$\alpha_2 = 10$

$\beta_2 = 20$ (із збільшенням β_2 зросте напор, створюваний насосом)

Радіус крильчатки на виході

$$r_2 = \frac{30 u_2}{\pi n_{\text{в.н.}}} = \frac{u_2}{\omega_{\text{в.н.}}} = 0,152 \text{ м}$$

де $\omega_{\text{в.н.}}$ - кутова швидкість крильчатки водяного насоса;

$n_{\text{в.н.}}$ - число обертів крильчатки в хвилину, приймаємо $n_{\text{в.н.}} = 600$

Окружна швидкість входу потоку визначається з рівності

$$\frac{u_1}{r_1} = \frac{u_2}{r_2}$$

звідки

$$u_1 = u_2 \frac{r_1}{r_2} = 4,43 \text{ м/сек}$$

Якщо кут α_1 між швидкостями c_1 і u_1 дорівнює 90° , то кут β_1 знаходиться із співвідн

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1}{u_1} = 0,33855$$

звідки $\beta_1 = 18,704^\circ$

Ширина лопатки на вході b_1 і на виході b_2 (див. додаток 1, а) визначається з виразу:

					КРБ.124.2227ст.06.05ПЗ	Арк.
						87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$b_1 = \frac{G_{ж.р.}}{(2\pi r_1 - z \frac{\delta_1}{\sin \beta_1})c_1} = 0,052 \text{ м}$$

$$b_2 = \frac{G_{ж.р.}}{(2\pi r_2 - z \frac{\delta_2}{\sin \beta_2})c_1} = 0,036 \text{ м}$$

де z - число лопаток на крыльчатке, принимаемое равным 10
 δ_1 і δ_2 – товщина лопатки біля входу і виходу, м/сек
 $\delta_1 = 0,003 \text{ м}$
 $\delta_2 = 0,003 \text{ м}$

Потужність, споживана водяним насосом

$$N_{в.н.} = \frac{G_{ж.р.} \cdot p_{ж.}}{1000 \eta_m} = 1,12 \text{ кВт}$$

де η_m - механічний ККД водяного насоса, рівний 0,8

РОЗДІЛ 6

Організація охорони праці

6.1 Загальні питання з охорони праці

Охорона праці – це система законів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально – економічних, організаційних, технічних і санітарно – гігієнічних заходів. Задачі охорони праці – звести до мінімуму можливі поранення і захворювання працюючих, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів. Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання чи зниженню працездатності. Між небезпечним і шкідливим факторами не завжди можна провести чітку границю. Той самий фактор може привести до нещасного випадку чи до зниження продуктивності праці. При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТ 12.0.003 – 83. Пари палива та мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів. За ДСТ 12.1.005-88 установлені припустимі границі концентрації пар дизельного палива – 100 мг/м³ – у повітрі виробничих приміщень. При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й мастила. По СНіПу 245-71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³ . Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячі частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

					КРБ.124.2227ст.06.06ПЗ	Арк.
						89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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. Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення машинного відділення. Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів: щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц; світильники з лампами накаливання потужністю 100 Вт; світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт; світильники аварійного освітлення; пробки освітлення; вимикачі.

6.2 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (СО; SO₂; СН). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції. Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення. Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНіП . Вентиляції, що застосовуються в машинному відділенні: штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення

					КРБ.124.2227ст.06.06ПЗ	Арк.
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

здійснюється природним шляхом через газонепроникні перегородки і жалюзі, установлені на кожухах димарів. Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором. Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

1. Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.

2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.

3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна. Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається втома слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10...12 дБ. Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10...15 дБ, а додатково на 20 дБ і вище. Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями. Вібрація виникає через динамічну невідновленість мас кривошипношатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4...30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші. Шум і вібрація, присутня двигунам внутрішнього згоряння впливає на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує

					КРБ.124.2227ст.06.06 ПЗ	Арк.
						91
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 малошумних 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 машинного 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 на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з яких провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15...20 дБ. Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал. До роботи на дизелі допускаються люди, що пройшли спеціальну технічну підготовку і мають посвідчення по техніці безпеки з правил експлуатації ДВЗ. Перед пуском дизеля необхідно дотримуватися наступних правил:

- перевірити колінчастий вал дизеля з відкритими газовими клапанами не менше двох обертів;
- попередити присутніх про запуск дизеля;
- за допомогою приладів визначити загазованість машинного відділення;

					КРБ.124.2227ст.06.06 ПЗ	Арк.
						92
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- при роботі в нічний час забезпечити нормальне освітлення машинного відділення;
- при роботі дизеля відкривати індикаторні крани без приєднаних до них вимірювальних пристосувань забороняється.

					КРБ.124.2227ст.06.06 ПЗ	Арк.
						93
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

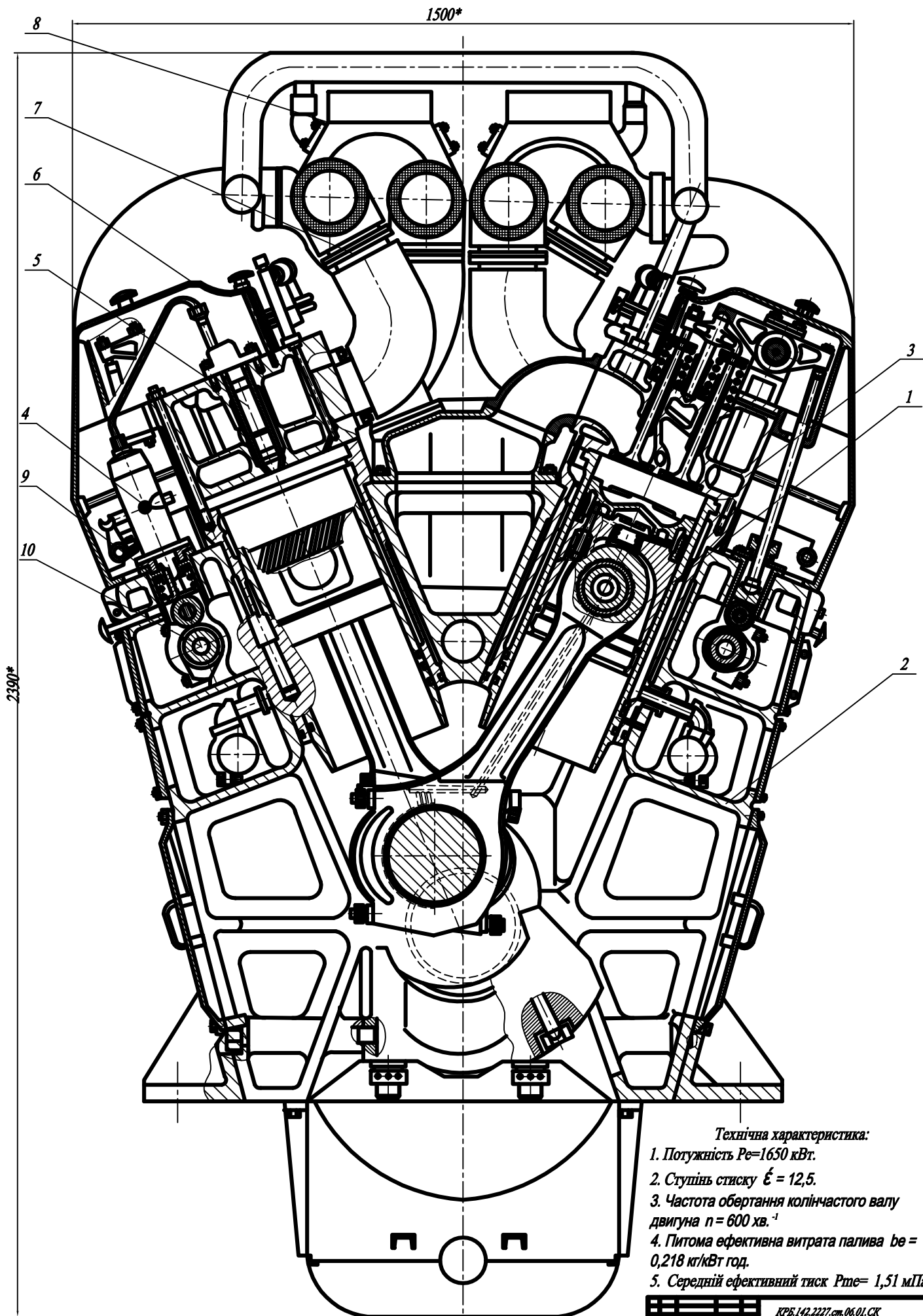
У даній випускній кваліфикаційній роботі було розглянуто двигун 12ЧНР 26/34 який використовується у якості головного суднового двигуна. У даній роботі було розглянуто загальну будову, технічні характеристики, вимоги, яким повинен відповідати двигун. Проведено тепловий розрахунок робочого процесу ДВЗ, визначення індикаторних та ефективних показників, розрахунок динаміки двигуна. Вибір та розрахунок елементів агрегату надуву, опис та розрахунок систем і їх елементів обслуговуючих двигун, описано теоретичні дані охорони праці в машинному відділенні. У першому розділі приведено технічні характеристики двигуна. Сфера його застосування. Приведено конструктивні особливості, компоновка двигуна та його окремих вузлів. У другому розділі було проведено основні розрахунки по двигуну. Такі, як розрахунок робочого процесу двигуна, визначення середнього індикаторного тиску та розрахунок динаміки двигуна тощо. У третьому розділі було проведено вибір марки та необхідної кількості турбокомпресорів та проведено їх розрахунок з метою визначення конструктивних параметрів проточної частини компресора і основних параметрів робочого тіла. У четвертому розділі була проведена розробка принципових схем основних систем двигуна та розраховано системи двигуна згідно з завданням. Останній розділ роботи містить у собі теоретичні дані з охорони праці у машиному відділенні судна.

					КРБ.124.2227ст.06.ПЗ	Арк.
						94
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

- 1 Журнал «Судостроение и судоремонт» №1 (10), 1987г.
- 2 Судовие двигатели внутреннего сгорания: Ученик Ю.Я. Фомін, А.И. Горбань, В.В. Добровольский, А.И. Лукин, и др. –Л.: Судостроение, 1989.
- 3 Автомобільні двигуни. Підручник. За редакцією. І.І.Тимченка.-Харків, Основа, 1996.
- 4 Автомобильные двигатели. Под редакцией.М.С. Ховаха. Учебник для вузов. – М.,”Машиностроение”, 1977.
- 5 Богданов С.Н. и др. Автомобильные двигатели. Учебник для техникумов.- М.,Машиностроение,1987.
- 6 Вешкельский С.А., Лукьянченко Б.С.Техническая эксплуатация двигателей внутреннего сгорания. Учебник для техникумов.- Л., „Машиностроение”, 1978
- 7 Двигатели внутреннего сгорания. Учебник для вузов. Хачиян А.С. ,Морозов К.А. , Луканин В.Н. и др.- М., Высшая школа, 1978, 1985.
- 8 Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов. Под редакцией. Орлина А.С. -М., „Машиностроение”, 1984
- 9 Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов. Под ред. Орлина А.С., Круглова М.Г.- М., „Машиностроение”,1985.
- 10 Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов./Под редакцией Орлина А.С., Круглова М.Г.- М., „Машиностроение”,1983.
- 11 Моргулис Ю.Б. Двигатели внутреннего сгорания. Теория конструкция и расчет. Учебник для техникумов. - М., „Машиностроение”, 1972

					КРБ.142.2227.ст 06.СК	Арк.
						95
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Технічна характеристика:

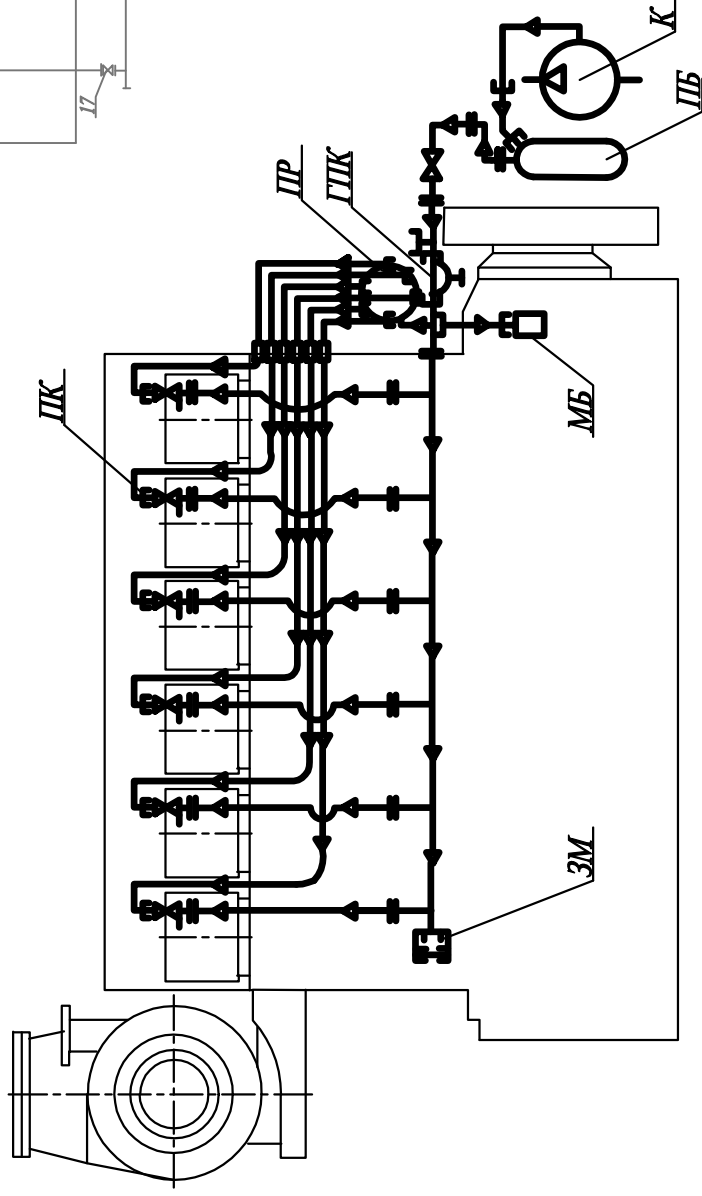
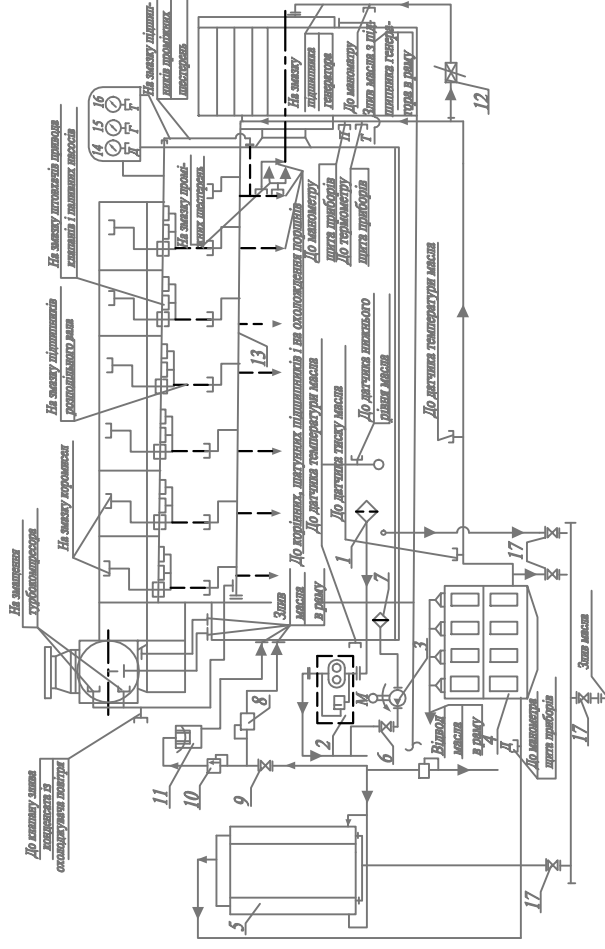
1. Потужність $P_e=1650$ кВт.
2. Ступінь стиску $\epsilon = 12,5$.
3. Частота обертання колінчастого валу двигуна $n = 600$ хв.⁻¹
4. Питома ефективна витрата палива $b_e = 0,218$ кг/кВт год.
5. Середній ефективний тиск $P_{me} = 1,51$ МПа.

КРБ.142.2227-см.06.01.СК			
Поперечний розріз двигуна 12ЧН26/34			
Масштаб	1:4	Масштаб	1:4

**Схема системы
машин**

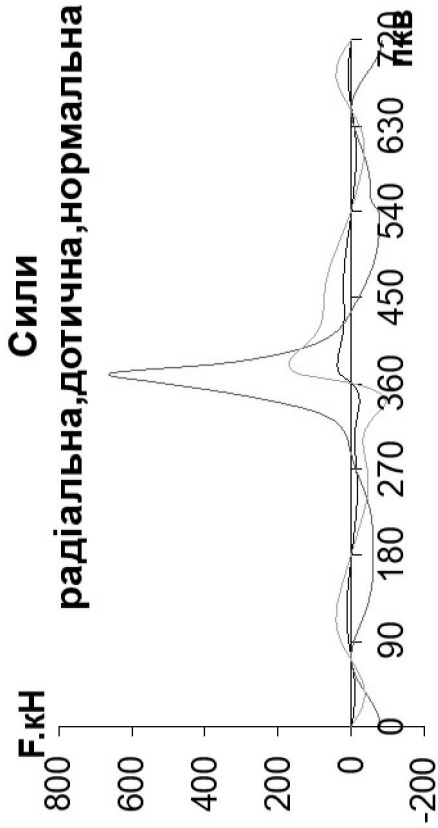
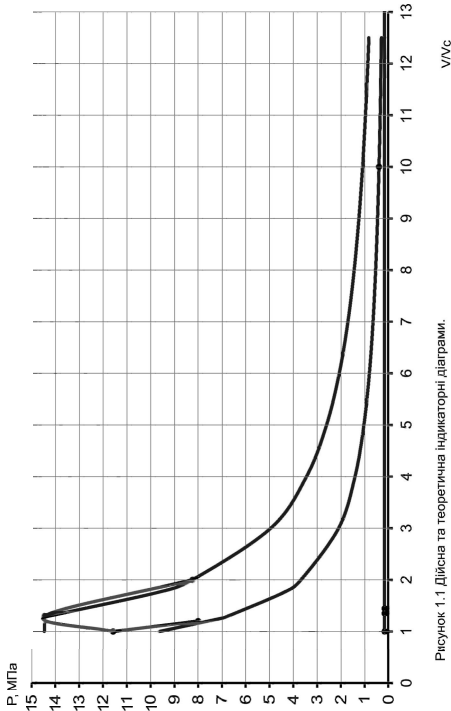
Система повітряного пуску

Лінійка	Найменування	клас	Ціна/місяць
ДВ	Пустовий балон	1	
К	Компресор	1	
ДР	Повітряний розподільник	1	
ПК	Пустовий кабель	6	
ПМ	Головний пусковий кабель	1	
МБ	Металізм безпечки	1	
ЗМ	Запобіжник безпечки	1	

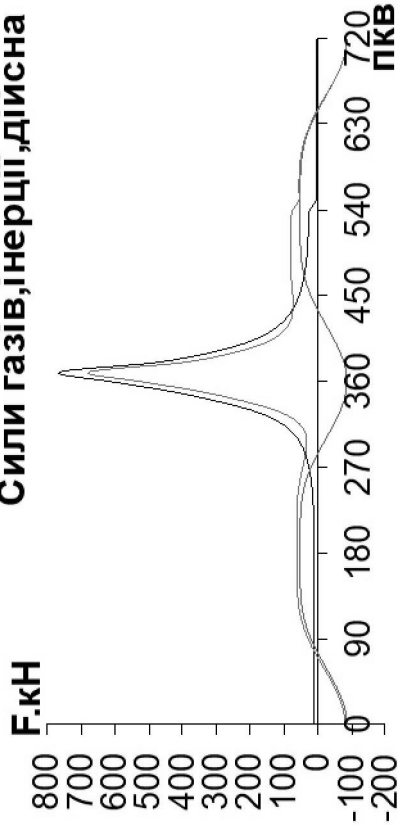


Пос.	Наименования	Класс	Примеч.
1	Фильтр забортный		
2	Насос маятниковый		
3	Електроавтоматический агрегат		
4	Помехоподавительный фильтр		
5	Радиотермостат блока охлаждения		
6	Зеркальный клапан		
7	Фильтр забортный		
8	Клапан перекусынный		
9	Вентиль запорный		
10	Клапан перекусынный		
11	Центрифуга		
12	Дроссель		
13	Головная маятниковая		
14	Манометр		
15	Манометр		
16	Термометр		
17	Вентиль запорный		

[illegible]



Сили газів, інерції, дійсна



[illegible]

					КРБ 142.2227ст.06.01СК				
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Розроб.		Павлійчук			Двигун 12 ЧНР 26/34	Лім.		Арк.	Акрушів
Перевір.		Наливайко						1	1
Реценз.									
Н. Контр.									
Затверд.									

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кільк.	Примітка
				Документація		
A1			КРБ.142.2227.см 06.02.СК	Складальне креслення	1	
				Складальні одиниці		
		1	КРБ.142.2227.см 06.02.СК	Корпус компресора	1	
		2	КРБ.142.2227.см 06.02.СК	Корпус підшипників	1	
		3	КРБ.142.2227.см 06.02.СК	Корпус турбіни	1	
		4	КРБ.142.2227.см 06.02.СК	Ротор	1	
				Деталі		
		5	КРБ.142.2227.см 06.02.СК	Вставка	1	
		6	КРБ.142.2227.см 06.02.СК	Колесо компресора	1	
		7	КРБ.142.2227.см 06.02.СК	Колесо турбіни	1	
		8	КРБ.142.2227.см 06.02.СК	Лопаточний дифузор	1	
		9	КРБ.142.2227.см 06.02.СК	Сопловий апарат.	1	
		10	КРБ.142.2227.см 06.02.СК	Штуцер	1	
		11	КРБ.142.2227.см 06.02.СК	Підшипник	1	
		12	КРБ.142.2227.см 06.02.СК	Підшипник	1	
		13	КРБ.142.2227.см 06.02.СК	Кришка	1	
		14	КРБ.142.2227.см 06.02.СК	Фасонна вставка	1	
				КРБ.142.2227.см 06.02.СК		
Змн...	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Турбокомпресор ТК-23	
Розроб.	Павлійчук				Літ. Арк. Аркушів	
Перевір.	Наливайко					
Т.контр.						
Н.контр.						
Затверд.						
					1	2