

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

_____ 2022 р.
« ____ » _____

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення ефективності роботи стаціонарного двигуна потужністю 900 кВт за рахунок удосконалення конструкції шатунно-поршневої групи.

Виконав:
студент групи 61-ТЕМмаг-21

_____ ***Ізбаи С. В.***

(підпис)

Керівник роботи:
професор кафедри ЕМ, д.т.н.,

(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ ***Каіров С.В.***

(підпис)

м. Первомайськ, 2022 рік

3M1CT

ВСТУП.....	5
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1 Технічна інформація про об’єкт використання двигуна....	7
1.2 Опис конструкції двигуна– прототипу.....	9
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	
2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу.....	12
2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна.....	14
2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна.....	21
2.4 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми.....	25
2.5 Динамічний розрахунок двигуна.....	30
3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ	
3.1 Призначення, опис та вимоги до конструкції шатуна, матеріали для його виготовлення.....	35
3.2 Конструкція елементів шатуна	36
3.3 Опис конструкції шатуна двигуна – прототипу.....	39
3.4 Розробка покращеної конструкції шатунно-поршневої групи.....	40
3.5 Розрахунок на міцність шатунного болта.....	44
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Характеристика обладнання і умов праці на підприємстві.....	47
4.2 Аналіз умов праці на робочому місці.....	51
4.3 Розрахунок інтегральної бальної оцінки важкості праці.....	54
4.4 Розробка заходів з охорони праці.....	55
ВИСНОВКИ.....	56
ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ.....	58

					ПІНІ НУК 131.61.22.07 ПЗ							
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата								
Розробив	Ізбаш				Пояснювальна записка			Літера	Лист	Листів		
Перевірів	Каіров							н		3	58	
								61-ТЕМмаг-21				
Н. контр	Каіров											
Затвердив	Нестеренко											

Додатки:

ДОДАТОК А Двигун 6ЧН26/34 (Поперечний розріз), СК, А1

ДОДАТОК Б Шатунно-поршнева група, СК, А1

ДОДАТОК В Стержень шатуна, РК, А1

ДОДАТОК Г Тронк поршня, РК, А1

ДОДАТОК Д Діаграма індикаторна та сил, що діють в КШМ, А1

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Широке застосування двигунів внутрішнього згоряння у всіх сферах промисловості та транспорту пояснюється рядом їх переваг, із яких основними є висока економічність (навіть в агрегатах малої потужності), відносно малі габаритні розміри та маса, пристосованість до різних перемінних умов роботи та автономність (тобто можливість використовувати у відриві від місця постачання тривалий проміжок часу).

Розробка сучасного двигуна внутрішнього згоряння - складний процес, в якому приймають участь різні спеціалісти. Центральне місце в цьому процесі займає розробка конструкторського проекту.

Конструювання двигуна заключається в інженерній розробці його конструкції. Науково – технічний прогрес вимагає від конструкторів створення двигунів з високими значеннями основних його показників:

1. Надійність роботи, тобто здатність працювати при різних режимах (швидкісних та навантажувальних) стійко, без перебоїв та вимушених зупинок.
2. Простота конструкції. Мінімальна кількість вузлів та агрегатів.
3. Найменші габаритні розміри та маса двигуна та його допоміжних пристосувань
4. Мінімально можлива витрата палива та мастила.
5. Зручність та безпека обслуговування під час роботи.
6. Надійний запуск при різному тепловому стану двигуна
7. Можливо повне врівноваження сил та моментів мас, що рухаються.
8. Відсутність заборонених «критичних» зон частот обертання для експлуатаційних режимів роботи агрегату із приводним ДВЗ.
9. Наявність регулятора, що автоматично діє на органи подачі паливних насосів та підтримує встановлені частоту обертання та навантаження двигуна.
10. Технологічність конструкції деталей, застосування уніфікованих деталей, простота складання двигуна, а також його окремих вузлів та агрегатів.

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

11. Доступність для спостереження та огляду відповідальних вузлів двигуна.

Успішне вирішення цих проблем в основному визначається принциповим підходом до проектування двигунів з врахуванням їх типу, призначення і особливостей експлуатації.

Запроектований дизельний двигун призначений для приводу електрогенератора і встановлюється в машинній залі електростанції на рамі спільно із електрогенератором. Для забезпечення надійної та тривалої роботи дизеля 6ЧН26/34 з підвищеною потужністю розроблена конструкція шатунно-поршневої групи, яка дозволяє її демонтаж при технічному обслуговуванні та ремонті через втулку циліндру. Для зменшення механічних витрат на тертя поршня та поршневих кілець покращене змащування пари тертя ШПГ: тронк поршня – втулка циліндру.

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Технічна інформація про об'єкт використання двигуна

Двигун – прототип 6ЧН26/34 входить в склад стаціонарного дизель-генератора ДГА-800, який призначений для установки на електростанціях в якості основного або резервного джерела електроенергії змінного трьохфазного струму в режимі автономної або паралельної роботи поміж собою або з промисловою мережею. Основні параметри ДГА-800 приведені в таблиці 1.1

Таблиця 1.1 Основні параметри та характеристики ДГА-800:

Параметри	Величина
Номінальна потужність (тривала експлуатаційна потужність) на клеммах генератора	800 кВт
Потужність перегрузки (тривалістю не більше 1 години протягом 6 годин роботи)	880 кВт
Середній ефективний тиск	1,35 МПа
Максимальний тиск згоряння	11,5 МПа
Тиск на початку впорскування палива	27,0 МПа
Частота обертання колінчастого валу	750 хв ⁻¹
Середня швидкість поршня	8,5 м/с
Число циліндрів	6
Діаметр циліндру	260 мм
Хід поршня	340 мм
Робочий об'єм циліндра	18,04 л
Загальний літраж двигуна	108,25 л
Ступінь стиску	12,5 : 1
Порядок роботи циліндрів	1-5-3-6-2-4
Напрямок обертання	праве
Об'єм масла в системі змащування	800 л
Об'єм води в системі охолодження	210 л
Питома витрата палива на номінальній потужності, приведеної до теплоти згоряння 42700 кДж/кг	0,225кг/кВт год
Питома витрата палива: - на угар - сумарна з врахуванням зливання при заміні	1,0 г/кВт год 1,4 г/кВт год
Рід струму - змінний, трьохфазний - частота - напруга - струм статора на номінальній потужності при $\cos \varphi=0,8$	50 Гц 400 В 1445 А
Габаритні розміри: - довжина	5980 мм

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

- ширина	2070 мм
- висота	3160 мм
Маса дизель-генератора (суха), в зборі на подмоторній рамі із всіма навішаними агрегатами, охолоджувачами і фільтрами	21950 ⁺⁶⁵⁰ кг

Загальна будова дизель-генератора ДГА-800.

Дизель-генератор ДГА-800 складається із дизеля 6ЧН26/34 та генератора СБГ 800-750, змонтованих на спільній рамі, шафів управління і допоміжного обладнання встановленого в приміщенні електростанції окремо (шафа управління, силова шафа, бачок води розширювальний, пускові балони, компресор для підкачування балонів, глушник - іскрогасник).

З'єднання колінчастого вала дизеля з ротором генератора - жорстке фланцеве.

По виконанню дизель-генератор правої моделі (газовипускний колектор знаходиться з правої сторони, а сторона управління зліва, якщо дивитися із сторони генератора).

Генератор синхронний типу СБГ 800-750 ОМ4, трьохфазний, із статичною системою збудження, автоматичним регулятором напруги, одноопорний, без щіток, с комплектним пристроєм збуджувальним КУВМ-0,4-800 з приладами контролю електричних параметрів, що здійснюють прийом та розподіл електроенергії.

Засоби контролю за роботою дизель-генератора та станом його параметрів розташовані на щиті приладів дизеля, а також в шафі КУВМ-0,4-800

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						8
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2 Опис конструкції двигуна– прототипу

Дизель 6ЧН26/34 - чотирьохтактний, шестициліндровий, з вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, з безпосереднім впорскуванням палива, з газотурбінним наддувом, охолодженням наддувочного повітря.

Дизель складається із блок - картера з підвісним колінчастим валом і під моторної рами з'єднаних болтами, на яких змонтовані всі інші деталі та вузли.

На передньому торці дизеля розміщені: турбокомпресор, охолоджувач наддувочного повітря, фільтр палива, насоси води, масла, паливопідкачний та маслопрокачний насоси, розподільувач пускового повітря.

Із сторони заднього торця розміщені: щит приладів, головний пусковий клапан, механізм безпеки, регулятор швидкості, привід розподільчого вала.

На верхній частині дизеля розміщені кришки робочих циліндрів, до яких кріпляться: випускний колектор та колектор відведення води із кришок циліндрів.

На стороні управління дизелем розміщені: розподільчий вал, паливні насоси та їх приводи, привод впускних та випускних клапанів, механізм регулювання подачі палива і тяга із клямками механізму безпеки.

На протилежній управлінню стороні дизеля розташовані: колектор подачі охолоджуючої води до втулок робочих циліндрів, запобіжні проти вибухові клапани, фільтр тонкого очищення масла, охолоджувачі масла і води з регуляторами температури прямої дії, система вентиляції картера.

Колінчастий вал - сталевий, азотований, підвісний, кріпиться до блок-картеру за допомогою бугелів. Вкладиші корінних підшипників біметалеві сталеві, демонтуються без необхідності виймання колінчастого вала. Із сторони переднього торця на колінчастому валу розташовані шестерні привода насосів води і масла і паливопідкачного насоса, які закриті кожухом. Шестерневий привід розподільчого вала виконується від колінчастого вала із сторони заднього торця.

На фланці колінчастого вала закріплений маховик, який спільно з ротором генератора забезпечує необхідну рівномірність обертання колінчастого вала.

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Поршень – складеної конструкції, охолоджується маслом, головка поршня стальна від’ємна, тронк поршня виготовлений із чавуну.

Шатун – виготовлений із якісної сталі з прямим роз’ємом нижньої головки.

Втулка циліндра - відлита із чавуну, вставна, складається із гільзи та сорочки. У верхній та нижній частині порожнина охолодження поміж втулкою та сорочкою ущільнюється гумовими кільцями круглого перерізу.

Кришка циліндра – чотирьох - клапанна, з центральне розташованою форсункою, випускний та всмоктувальний канали виведені в одну сторону, прикріплена до блок-картера за допомогою чотирьох шпильок.

Турбокомпресор типу ТК-23С-37 з фільтром глушником на вході.

Регулятор швидкості типу 1ОРН-100 гідравлічний непрямої дії із вмонтованим серводвигуном і стоп - пристроєм.

Паливна система складається із шестерневого паливопідкачного насоса з редукційним клапаном, подвійного фільтра тонкого очищення, окремих паливних насосів високого тиску для кожного циліндру та охолоджуваних форсунок.

Система змащування дизеля циркуляційна, під тиском, із вільним зливанням масла в раму. На дизелі встановлений масляний насос з редукційним клапаном, що нагнітає масло через фільтр в дизель. Передпускова прокачка дизеля маслом проводиться електроагрегатом, змонтованим на під моторній рамі. Фільтрація масла проводиться фільтром повно поточним тонкого очищення із змінними фільтруючими елементами (40 мк) та відцентровим фільтром.

Система охолодження дизеля водяна двох контурна, складається із двох водяних насосів внутрішнього та зовнішнього контурів, охолоджувача наддувочного повітря, охолоджувача масла, охолоджувача води, регулятора температури масла, регулятора температури води та розширювального бачка. Дизель і турбокомпресор охолоджуються циркулюючою прісною водою внутрішнього контуру, а наддувочне повітря, масло і вода охолоджуються в охолоджувачах повітря, води і масла проточною водою зовнішнього контуру.

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						10
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Система пуску - пневматична, складається із головного пускового клапана, розподільвача повітря золотникового типу, пускових клапанів на кришках циліндрів, пускових балонів і компресора для підкачки балонів.

На щитку приладів дизеля встановлені:

1. Манометри для заміру тисків: - масла, що поступає в дизель;

- масла до фільтра;

- палива після фільтра;

- циркуляційної води;

- води зовнішнього контуру;

- пускового повітря;

- наддувочного повітря;

2. Термометри для заміру температури: - води, що виходить із дизеля;

- масла, що поступає в дизель;

- палива охолодження форсунок.

3. Система для заміру температури випускних газів на виході із кожного циліндру, перед турбокомпресором та за турбокомпресором.

4. Тахометр частоти обертання колінчастого валу.

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						11
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу двигуна

При виконанні розрахунку робочого циклу двигуна потрібно враховувати призначення двигуна, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та конструктивні особливості проектного двигуна. При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу може бути використаний досвід накопичений при конструюванні і експлуатації подібних двигунів, і наявні експериментальні дані.

В основі прийнятого методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького-Мазинга.

Аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

а) Тиск і температура навколишнього середовища.

При розрахунках робочого циклу приймається тиск навколишнього середовища $P_0 = 0,1$ МПа, а температура $t_0 = 20^\circ\text{C}$.

б) Ступінь стиску.

Ступінь стиску для дизельних двигунів $\varepsilon = 12 \dots 20$ і обмежується в основному міцністю поршня, втулки циліндру, кришки циліндру та колінчастого валу [3].

в) Коефіцієнт надлишку повітря.

Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння дизельного палива складає $\alpha = 1,8 \dots 2,5$ [1] і уточнюється при виконанні розрахунку робочого циклу двигуна.

г) Підігрів заряду свіжого повітря, або газо - повітряної суміші від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$ [3]. Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

д) Коефіцієнти використання теплоти.

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,85$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,95$. [3] стор.103. Для двигунів із порівняно низькими обертами колінчастого валу $n = 500 \dots 750$ об/хв приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,95$.

е) Ступінь підвищення тиску

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів. При розрахунках для середньооборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,2$. [2].

ж) Механічний ККД

Механічний ККД двигуна залежить від його від конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше. ККД проектного двигуна визначаємо по емпіричній формулі.

з) Охолодження наддувочного повітря

Зниження температури наддувочного повітря суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $40 \dots 120^\circ\text{C}$ [3].

к) Температура залишкових газів

При виконанні розрахунку робочого процесу двигуна температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900$ К. В розрахунку приймаємо $T_r = 750$ К. [3].

л) Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми.

Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми рекомендується приймати в межах $\varphi = 0,93 \dots 0,97$. [3] стор.107

м) Показник політропи стиску в компресорі.

Показник політропи стиску у відцентровому компресорі із не охолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45 \dots 1,8$. [3] стор.170. Для розрахунку робочого циклу приймаю $n_k = 1,6$.

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна

1. Вихідні дані для розрахунку робочого процесу:

Ефективна потужність	$P_e = 900 \text{ кВт}$
Частота обертання колінчастого валу	$n = 750 \text{ хв}^{-1}$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 12,5$
Число циліндрів	$i = 6$
Коефіцієнт тактності	$z = 4$
Тиск наддуву	$p_b = 0,255 \text{ МПа}$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 2,25$
Тиск навколишнього середовища	$P_a = 0,101$
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k = 1,6$
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293 \text{ К}$
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T = 10 \text{ К}$
Тиск залишкових газів	$p_r = 0,24 \text{ МПа}$
Температура залишкових газів	$T_r = 750 \text{ К}$
Ступінь підвищення тиску	$\lambda = 1,6$
Коефіцієнт використання теплоти в точці «z»	$\xi_z = 0,85$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0,95$
Паливо:	
Пальне – дизельне пальне	
Середній елементарний склад палива	
$C = 0,87$ $H = 0,126$ $O = 0$ $S = 0$	
Нижча теплота згорання палива	
$Q_H = 34013C + 125600H - 10900(O - S)$	$Q_H = 41743 \text{ кДж/кг}$

2. Параметри робочого газу

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \times \left[\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0}{2} \right] = 0,4946 \text{ кмоль}$$

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

$$l_0 = 28,95L_0 = 28,90,4946 = 14,32 \text{ кг/кг}$$

Кількість свіжого заряду повітря

$$M_1 = \alpha \times L_0, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} = 2,250,4946 = 1,113 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{вуглекислого газу } \text{CO}_2: M_{\text{CO}_2} = C/12 = 0,87/12 = 0,0725 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{водяної пари } \text{H}_2\text{O}: M_{\text{H}_2\text{O}} = H/2 = 0,126/2 = 0,063 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{кисню } \text{O}_2: M_{\text{O}_2} = 0,21(\alpha - 1)L_0 = 0,21(2,25-1)0,4946 = 0,13 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{азоту } \text{N}_2: M_{\text{N}_2} = 0,79\alpha L_0 = 0,792,250,4946 = 0,8792 \text{ кмоль/кг}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 0,0725 + 0,063 + 0,13 + 0,8792 = 1,1446 \text{ кмоль/кг}$$

3. Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_g = T_a \times \left(\frac{P_g}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 293 \times \left[\frac{0,255}{0,101} \right]^{\frac{1,6-1}{1,6}} = 414,7 \text{ K}$$

$$\text{Тиск в кінці впуску. } P_d = (0,9 - 0,95) \times P_g = 0,92 \times 0,255 = 0,242 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_g - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r} = \frac{391 - 100 + 10}{750} \times \frac{0,24}{12,5 \times 0,242 - 0,24} = 0,037$$

$$\text{де } \Delta T_1 = (30 - 120^\circ) \quad \text{ступінь охолодження повітря} \quad \Delta T_1 = 100 \text{ K}$$

Температура в кінці впуску.

$$T_d = \frac{T_g - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{414,7 - 100 + 10 + 0,037 \times 750}{1 + 0,037} = 340 \text{ K}$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{p_d}{p_b} \times \frac{T_b - \Delta T_1}{T_d \times (1 + \gamma_r)} = \frac{12,5}{12,5 - 1} \times \frac{0,242}{0,255} \times \frac{414,7 - 100}{340 \times (1 + 0,037)} = 0,921$$

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						15
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Густина заряду на впуску.

$$\rho_n = \frac{P_6 \times 10^6}{R_{II} \times (T_6 - \Delta T_1)}, \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_n = 2,52 \text{ кг/м}^3$$

Універсальна газова постійна для повітря

$$R_{II} = 287 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$$

4. Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску $n_1 = 1,4 - 15/n$ при $n = 350 \dots 750 \text{ хв-1}$

$$n_1 = 1,37$$

Тиск в кінці стиску.

$$p_c = p_d \times \varepsilon^{n_1} = 0,242 \times 12,5^{1,37} = 6,38 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1-1} = 340 \times 12,5^{1,37-1} = 831,6 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємкість повітря.

$$mC_{v'} = 19,88 + 0,002638 \times T_c, \frac{\text{КДж}}{(\text{Кмоль} \times \text{К})} \quad mC_{v'} = 22,07 \text{ КДж/(кмоль)}$$

5. Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1,1446}{1,113} = 1,030$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,029 + 0,037}{1 + 0,037} = 1,029$$

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

$$\text{для } O_2: mC_{v'}_{O_2} = 23,3 + 0,00155T_Z$$

$$\text{для } N_2: mC_{v'}_{N_2} = 21,554 + 0,001457T_Z$$

$$\text{для } CO_2: mC_{v'}_{CO_2} = 38,609 + 0,003349T_Z$$

$$\text{для } H_2O: mC_{v'}_{H_2O} = 25,459 + 0,004438T_Z$$

					ПІННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						16
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі

$$mC v'' = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} \times (mC v''_{CO_2}) + M_{H_2O} \times (mC v''_{H_2O}) + M_{O_2} \times (mC v''_{O_2}) + M_{N_2} \times (mC v''_{N_2}) \right], \text{ КДж} / (\text{ККмоль} \times K)$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC v'' = a + v \times T_z$$

де: $a = 23,125 \text{ КДж/моль}$

$v = 0,0018$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску

$$mC''p = mC v'' + 8,134, \text{ КДж} / (\text{Кмоль} \times K)$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC''p = a + v \times T_z, \text{ КДж} / (\text{Кмоль} \times K)$$

де: $a = 31,439 \text{ КДж/кмоль} \times K$

$v = 0,0018$

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \lambda \times P_c = 1,6 \times 6,38 = 10,2 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння знаходиться із рівняння

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + (mC'v + 8,134 \times \lambda) \times T_c = \beta(mC''p) \times T_z$$

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де: $A = 0,0018$

$B = 32,36$

$C = 62120,7$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times C}}{2 \times A} = \frac{-32,36 + \sqrt{32,36^2 + 4 \times 0,0018 \times 62120,7}}{2 \times 0,0018} = 1753 K$$

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c} = \frac{1,027 \times 1753}{1,6 \times 887,6} = 1,35$$

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

6. Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12,5}{1,35} = 9,25$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1,18 + \frac{50}{n} = 1,18 + \frac{50}{750} = 1,26$$

Тиск в кінці розширення.

$$p_{\varepsilon} = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{10,2}{9,25^{1,26}} = 0,61 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\varepsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1753}{9,25^{1,26-1}} = 973 \text{ К}$$

7. Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$
$$\frac{7,91}{12,5 - 1} \times \left[1,6 \times (1,35 - 1) + \frac{1,6 \times 1,35}{1,26 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{9,25^{1,26-1}} \right) - \frac{1}{1,38 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{12,5^{1,38-1}} \right) \right] = 1,618 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$p_{mi} = \xi \times P'_{mi} = 0,95 \times 1,352 = 1,537 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_{\varepsilon} \times \varphi_n \times 10^{-3}} = \frac{1,537 \times 14,32 \times 2,25}{41743 \times 0,255 \times 0,921 \times 10^{-3}} = 0,46$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$\varepsilon_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i} = \frac{3600}{41743 \times 0,46} = 0,189 \text{ кг/(квт.год.)}$$

8. Ефективні показники робочого циклу.

Хід поршня двигуна – прототипу

$$S_{\text{пр}} = 0,34 \text{ м}$$

Середня швидкість поршня

$$V_{\text{п.ср.}} = \frac{S_{\text{пр.}} \times n}{30} = \frac{0,34 \times 750}{30} = 8,5 \text{ м/с}$$

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Середній тиск механічних втрат.

$$p_M = 0,089 + 0,0148 \times V_{\text{п.ср}} = 0,089 + 0,0148 \times 8,5 = 0,215 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$p_{me} = p_{mi} - p_m = 1,537 - 0,215 = 1,322 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{1,322}{1,579} = 0,86$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M = 0,46 \times 0,86 = 0,39$$

Питома ефективна витрата палива.

$$g_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e} = \frac{3600}{41743 \times 0,39} = 0,220 \text{ кг/(квт. год)}$$

Годинна витрата палива.

$$G = g_e \times P_e = 0,220 \times 900 = 198 \text{ кг/год}$$

9. Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e}{P_{me} \times n} = 30 \times 4 \times \frac{900}{1,322 \times 750} = 108,9 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{108,9}{6} = 18,2 \text{ л}$$

Діаметр циліндру двигуна – прототипа

$$D_{\text{пр}} = 260 \text{ мм}$$

Хід поршня двигуна – прототипа

$$S_{\text{пр}} = 340 \text{ мм}$$

Відношення $m = S_{\text{пр}}/D_{\text{пр}} = 340/260 = 1,31$

Діаметр циліндра.

$$D = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times 18,2}{3,14 \times 1,31}} = 260,2 \text{ мм}$$

Хід поршня

$$S = m \times D = 1,31 \times 260,2 = 340,3 \text{ мм}$$

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						19
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10. Уточнені розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра $D = 260$ мм

Хід поршня $S = 340$ мм

Літраж двигуна.
$$V_{st} = \frac{\pi \times D^2 \times S \times i}{4 \times 10^6} = \frac{3,14 \times 260^2 \times 340 \times 6}{4 \times 10^6} = 108,3 л$$

Ефективна потужність двигуна розрахункова.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{st} \times n}{30 \times Z} = \frac{1,322 \times 108,3 \times 750}{30 \times 4} = 895 кВт$$

Середня потужність двигуна

$$P_{esp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{895 + 900}{2} = 897,3 кВт$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої

на:
$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{esp}} \times 100\% = \frac{895 - 900}{897,3} \times 100\% = -0,6\%$$

Розбіжність заданої та розрахункової потужностей ΔP_e менше 5 %, отже розрахунок робочого процесу виконаний вірно.

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						20
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна

1 Вихідні дані :

Ефективна потужність:	$P_e = 900 \text{ кВт}$
Частота обертання колінчастого валу:	$n = 750 \text{ хв}^{-1}$
Діаметр циліндру:	$D = 260 \text{ мм}$
Хід поршня:	$S = 340 \text{ мм}$
Число циліндрів:	$i = 6$
Коефіцієнт тактності:	$z = 4$

Нижча теплота згорання дизельного

палива:	$Q_H = 41743 \text{ кДж/кг}$
Годинна витрата пального:	$B_r = 198 \text{ кг/год}$
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i = 0,46$
Ефективний к.к.д. :	$\eta_e = 0,39$
Кількість свіжого заряду	$M_1 = 1,113 \text{ кмоль/кг}$
Загальна кількість продуктів згорання	$M_r = 1,1446 \text{ кмоль/кг}$
Температура залишкових газів	$T_{г.} = 750 \text{ К}$
Температура на початку стиску	$T_d = 340 \text{ К}$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 2,25$

2. Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_{II} = Q_e + Q_B + Q_{г.} + Q_M + Q_{н.в.}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;

Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

$Q_{г.}$ - теплота, яка виноситься випускними газами;

Q_M - теплота, яка відводиться маслом;

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

2.1 Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом

$$Q_{II} = B^e \cdot Q_H^e / 3,6 = 198 \cdot 41743 / 3,6 = 2279 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%.

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

2.2 Теплота, еквівалентна ефективній роботі

$$\text{двигуна: } Q_e = 1000 \cdot P_e = 1000 \cdot 900 = 900 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_n \cdot 100 \% = 900 / 2279 \cdot 100 \% = 39,5\%$$

Перевірка:

$$Q'_e = Q_n \cdot \eta_e = 2279 \cdot 0,39 = 911,5 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q'_e) / Q_e \cdot 100 \% = 900 - 911,5 / 900 \cdot 100 \% = -1,3 \%$$

2.3 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_{\text{с}} = Q_w + Q_{T.П} + Q_{\text{в.н.}}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{T.П.}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

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

2.3.1 Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{\text{нап}} + W_{CT} + W_{Г.Р.} + W_{\text{вип}}) \cdot Q_n = (0 + 0 + 0,03 + 0,12) \cdot 2279 = 341,8 \text{ кВт}$$

де $W_{\text{нап.}}$, $W_{\text{ст.}}$, $W_{\text{г.р.}}$, $W_{\text{вип}}$ - відповідно відносні втрати палива на дільницях наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндру.

З експериментальних даних:

$$W_{\text{нап.}} = 0 \quad W_{\text{г.р.}} = 0,12$$

$$W_{\text{ст.}} = 0 \quad W_{\text{вип}} = 0,03$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{\text{мд}} = (a + v \cdot C_m) \cdot 10^3 = (0,12 + 0,015 \cdot 8,50) \cdot 10^3 = 120,0 \text{ кПа}$$

де $a = 0,12$, $v = 0,015$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат;

$$C_m = S \cdot n / 30 = 340 \cdot 750 / 30 = 8,50 \text{ м/с} \quad \text{- середня швидкість поршня}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0,6 \cdot P_{\text{мд}} = 0,6 \cdot 120,0 = 72 \text{ кПа}$$

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Потужність тертя поршнів двигуна:

$$P_n = P_{CP.T} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z) = 72 \cdot 0,01804 \cdot 750 \cdot 6 / (30 \cdot 4) = 48,71 \text{ кВт}$$

де V_s - робочий об'єм циліндру

$$V_s = \pi D^2 S / 4 = 3,14 \cdot 0,26^2 \cdot 0,34 / 4 = 0,01804 \text{ м}^3$$

$$P_n = 48,71 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{T.П.} = P_{П.} = 48,71 \text{ кВт}$$

Визначаємо витрату води для відведення теплоти, що передається із камери згоряння через стінки втулок циліндрів та утворюється при терті поршнів

$$Q'_B = Q_w + Q_{T.П.} = 328,77 + 48,71 = 377,49 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_e \cdot C_{те} \cdot \Delta T_e} = \frac{377,49 \cdot 10^{-3} \cdot 1,2}{1000 \cdot 4,19 \cdot 8} = 0,01351 \text{ м}^3/\text{с}$$

$K=1,2$ - коефіцієнт запасу.

$\rho_e = 1000 \text{ кг/м}^3$ - середня щільність води.

$C_{те}=4,19 \text{ кДж/кг}$ - середня теплоємність води.

$\Delta T_e = (6 - 10) \text{ К}$ - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_e = 8 \text{ К}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насоса $P_{в.н.} = V_e \cdot \Delta P_e / \eta_{в.н.} = 0,01351 \cdot 98 / 0,55 = 2,41 \text{ кВт}$

$\Delta P_e = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{в.н.} = 0,5 - 0,6$ - ккд водяного насоса.

$$\eta_{в.н.} = 0,55$$

Тоді $Q_{в.н.} = 2,41 \text{ кВт}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_e = Q_w + Q_{T.П.} + Q_{в.н.} = 328,77 + 48,71 + 2,41 = 379,89 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_e = Q_e / Q_{П.} \cdot 100 \% = 379,89 / 2279 \cdot 100 \% = 17,3 \%$$

					ПІННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						23
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_r = \frac{B_r}{3,6} [M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_2} \cdot T_r - M_1 \cdot (mC_p')_{T_0}^{T_d} \cdot T_d] = \frac{191,10}{3,6} [12,95 \cdot 30,83 \cdot 477 - 1,088 \cdot 29,09 \cdot 327,6] = 782,4 \text{ кВт}$$

$mC_p'' = 30,83$ ізобарна теплоємність продуктів згорання

$mC_p' = 29,09$ ізобарна теплоємність свіжого заряду.

Вибираємо по таблиці додатку:

$t_r = T_r - 273^0 = 750 - 273 = 477^0\text{C}$ - температура залишкових газів

$t_d = T_d - 273^0 = 340 - 273 = 67^0\text{C}$ - температура повітря на початку стиску.

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_r = Q_r / Q_{\Pi} 100\% = (807,4 / 2279) 100\% = 35,4\%$$

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу:

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_s = (328,77 + 192,0) - 377,49 = 140,9 \text{ кВт}$$

$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{\Pi}$ - теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмі двигуна.

де $\Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \eta_i = (120,00 / 0,63) \cdot 0,46 = 0,0876$ - доля втрат в механізмах двигуна.

$P_{mi} = 0,63 \text{ МПа}$ – середній індикаторний тиск

$$\Delta_{MD} = 0,0876, Q_{MD} = 192 \text{ кВт}, Q_{M1} = 140,9 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta} = \frac{1,4 \cdot 140,9}{900 \cdot 2,094 \cdot 10} = 0,01309 \text{ м}^3/\text{с}$$

$K = 1,4$ - Коефіцієнт запасу

$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3$ - щільність масла;

$C_{mm} = 2,094 \text{ кДж/кг}$ - середня теплоємність масла.

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						24
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\Delta T_m = 6-15 \text{ K}$ – температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$\Delta T_m = 10 \text{ K}$$

$$V_m = 0,01309 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка витрачається на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3} = \frac{0,01309 \cdot 400000}{0,65 \cdot 10^3} = 8,05 \text{ кВт}$$

де $P_0 = 400000 \text{ Па}$ - робочий тиск масла в системі;

$\eta_m = 0,65$ - механічний к.к.д масляного насоса.

$$\text{тоді } Q_{M2} = P_{MH} = 8,05 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 148,65 + 8,05 = 156,7 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_m = Q_M / Q_{\Pi} 100\% = (156,7 / 2279) 100\% = 6,9\%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_{B.} + Q_{B.G.} + Q_m) = 2279 - (900 + 393,2 + 807,4 + 156,7) = 21,4 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{\Pi} 100\% = (21,4 / 2279) 100\% = 0,9\%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 3

Таблиця 3 Тепловий баланс дизеля 6ЧН26/34

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	900,00	39,5
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	393,2	17,3
теплота, яка виноситься випускними газами	807,4	35,4
теплота, яка відводиться маслом	156,7	6,9
невраховані теплові втрати	21,4	0,9
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	2278,7	100,0

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						25
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми

2.4.1 Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу дизельного двигуна 6ЧН26/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 2.2 Вихідні дані для розрахунку індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,544
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	7,91
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,38
4.Ступінь стиску	ε	-	12,5
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	12,65
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,27
8.Ступінь послідуочого розширення	δ	-	9,83
9.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$p_{ct} = p_c / (V/V_c)^{n_1}, \text{ МПа } (1)$$

де p_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$p_{роз} = p_{max} \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = 12,651,27^{1,25} / (V/V_c)^{n_2} = 17,05 / (V/V_c)^{n_2}, \text{ МПа } (2)$$

Результати розрахунків по формулам (1) і (2) приведені в таблиці 2.3

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						26
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.3 Координати ліній стиску і розширення індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}, \text{МПа}$	$p_{ст}, \text{мм}$	$p_{роз}, \text{МПа}$	$p_{роз}, \text{мм}$
1	7,91	158,2	12,65	253
1,27	5,33	106,6	12,65	253
1,5	4,58	91,6	10,27	205,4
2,0	3,10	62	7,17	147,5
2,5	2,30	46	5,42	108,4
3	1,79	35,8	4,32	86,4
4	1,22	24,4	3,01	60,2
5	0,90	18,0	2,28	45,6
7	0,57	11,4	1,54	30,8
9	0,41	8,2	1,09	21,8
10	0,35	7,0	0,96	19,2
12,5	0,26	5,2	0,73	14,6

2.4.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми дизеля 6ЧН26/34

Дійсну індикаторну діаграму будуюмо із врахуванням її характерних точок:

c' – точка початку подачі палива форсункою, яка визначається випередженням впорскування палива.

f - точка початку згоряння, яка визначається кутом затримки згоряння $\Delta\phi_1=10^\circ$ ПКВ.

$\Delta\phi_2=10^\circ$ ПКВ- кут після ВМТ, де тиск газів максимальний.

b - точка початку відкриття випускного клапана.

r' - точка початку відкриття впускного клапану.

r'' - точка закриття випускного клапана.

d - точка закриття впускного клапану.

c'' - точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску.

Z_d - точка максимального тиску газів.

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						27
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми:

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,72 = 0,236$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі АВ = 230 мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,25$ МПа
5. Масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,34$ м
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 7,91$ МПа
8. Максимальний тиск $p_{\max} = 12,65$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведені в таблиці 2.4

Таблиця 2.4 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ, ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25\lambda(1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X(AB)/2$, мм
c, до ВМТ	20	0,0747	8,6
f, до ВМТ	10	0,0189	2,2
b, після ВМТ	130	1,7147	197,2
r', до ВМТ	70	0,7664	88,1
r'', після ВМТ	50	0,4292	49,4
d, до ВМТ	150	1,8968	218,1

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,23/0,05 = 4,6$ мм.

Тиск газів у ВМТ $p_c' = 1,2p_c = 1,27,91 = 9,49$ МПа; $p_c'/m_p = 9,49/0,05 = 189,8$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = p_{\max} = 12,65$ МПа.

$p_{zd}/m_p = 12,65/0,05 = 253$ мм.

Поправка Брікса $OO_1 = R\lambda/2 = 1700,236/2 = 20,06$ мм.

Масштаб переміщення $m_s = S/AB = 340/230 = 1,478$ мм/мм.

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						28
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

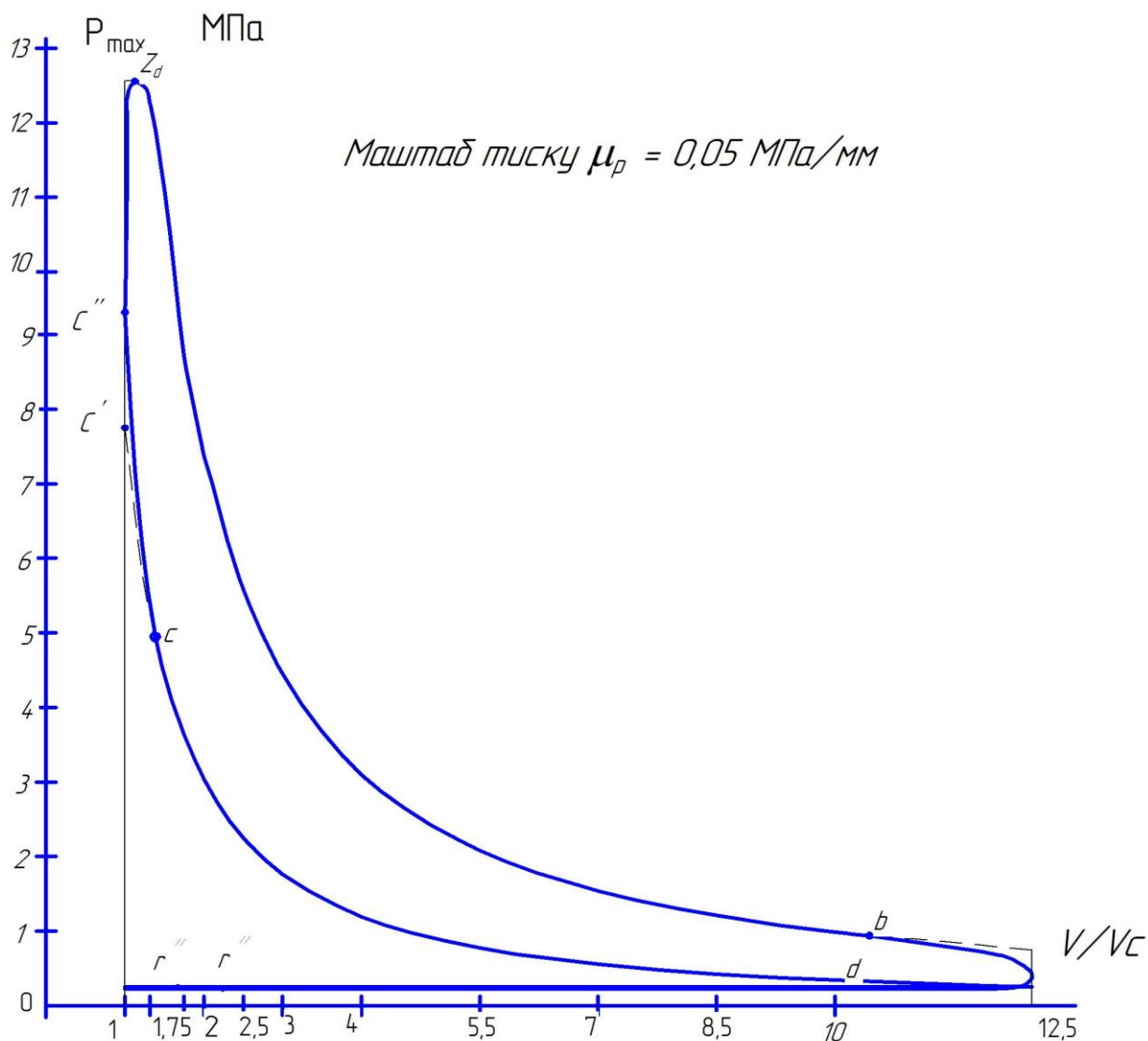


Рисунок 2.1 Індикаторна діаграма дизеля 6ЧН26/34

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO_1 = OO_1 / m_s = 20,06 / 1,478 = 14,1 \text{ мм.}$$

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована в Додатку Д

Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

					ПІННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

2.5 Динамічний розрахунок двигуна

Для виконання розрахунків на міцність деталей дизеля, що рухаються необхідно знати величини сил, які діють на КШМ. Для знаходження сил, що діють на деталі КШМ і виконується динамічний розрахунок двигуна.

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

сили тиску газів на поршень

$$F_r = p_c \cdot \pi \cdot D^2 / 4, \text{ Н}$$

де p_c – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

D – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

$$F = - m_s R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi), \text{ Н}$$

де m_s – маса деталей КШМ, що рухаються зворотно- поступально, кг

R – радіус кривошипу, м

ω - кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

$\lambda = R / L$ – кривошипно – шатунне відношення.

- сумарна сила

$$F_d = F_r + F_{и}, \text{ Н}$$

- нормальна сила, що діє із сторони поршня на втулку циліндру.

$$F_N = F_d \operatorname{tg} \beta, \text{ Н}$$

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

- радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

$$F_r = F_d \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

- дотична сила, що діє на коліно колінчастого валу і створює крутний момент двигуна

$$F_k = F_d \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						30
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

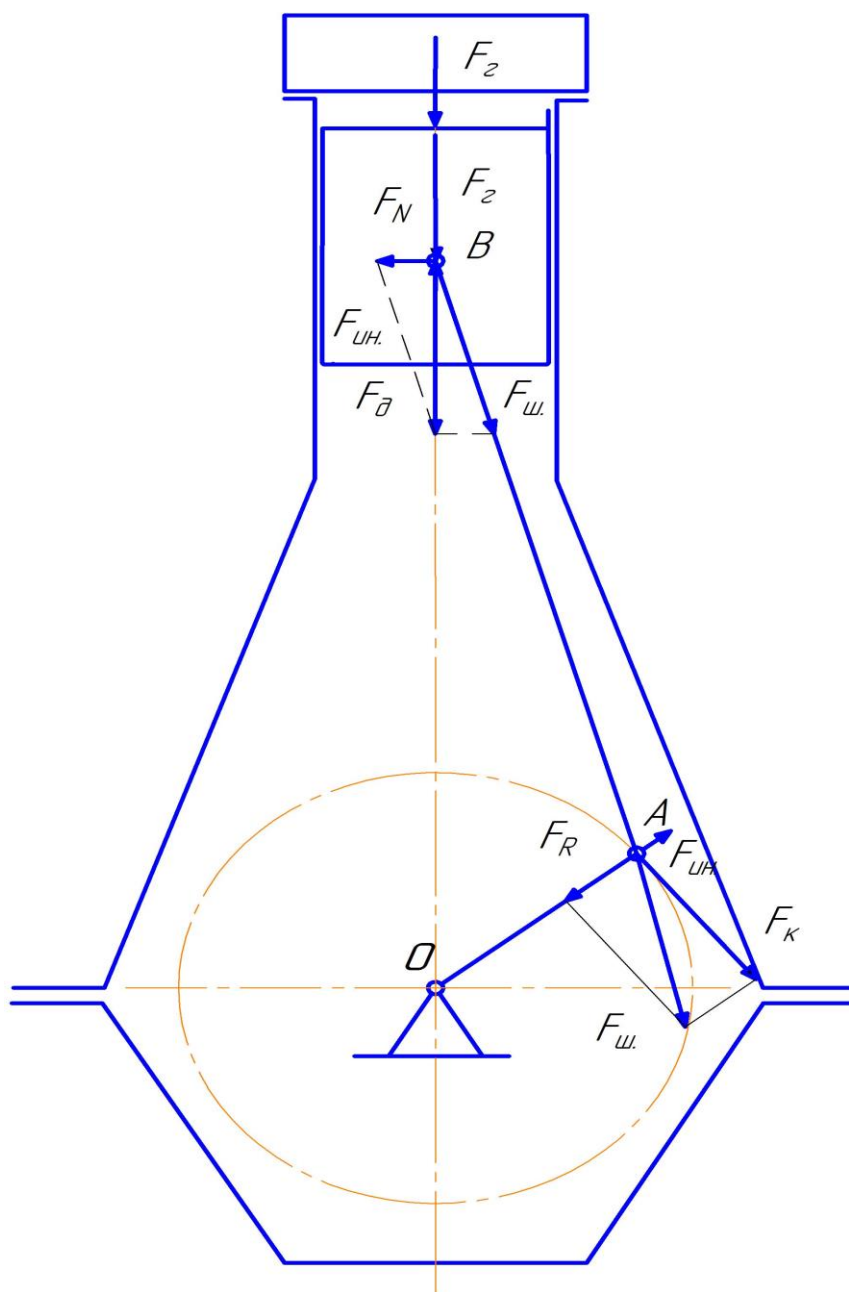


Рисунок 2.2 Схема КШМ та сили, що діють в ньому

Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 26/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

- | | |
|--|-------------------------------------|
| а) діаметр поршня | $D = 0,26\text{м}$ |
| б) частота обертання колінчастого валу | $n = 750 \text{ хв}^{-1}$ |
| в) ордината прийнята для $p_{\max}$ | $h_{\max} = 253 \text{ мм}$ |
| г) максимальний тиск згоряння | $p_{\max} = 12,65 \text{ МПа}$ |
| д) кривошипно- шатунне відношення | $\lambda = R/L = 0,17/0,72 = 0,236$ |

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

э) масштаб індикаторної діаграми

$$m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$$

ж) маса деталей, що рухаються зворотно-поступально

$$m_s = 80,6 \text{ кг}$$

з) радіус кривошипу $R = 0,17 \text{ м}$

к) кут максимального тиску $\Delta\varphi = 10^\circ$

л) кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi n / 30 = 3,14750 / 30 = 78,5 \text{ с}^{-1}$.

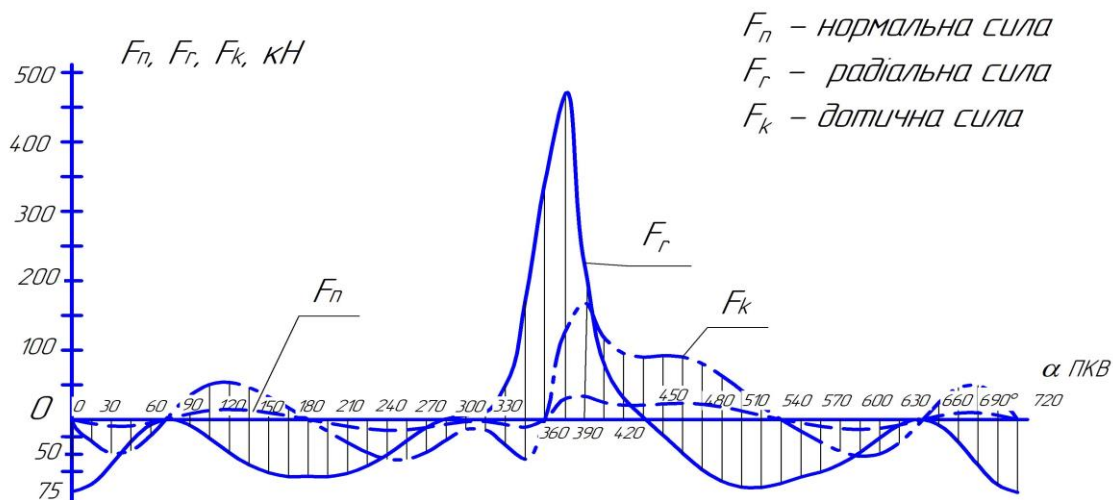
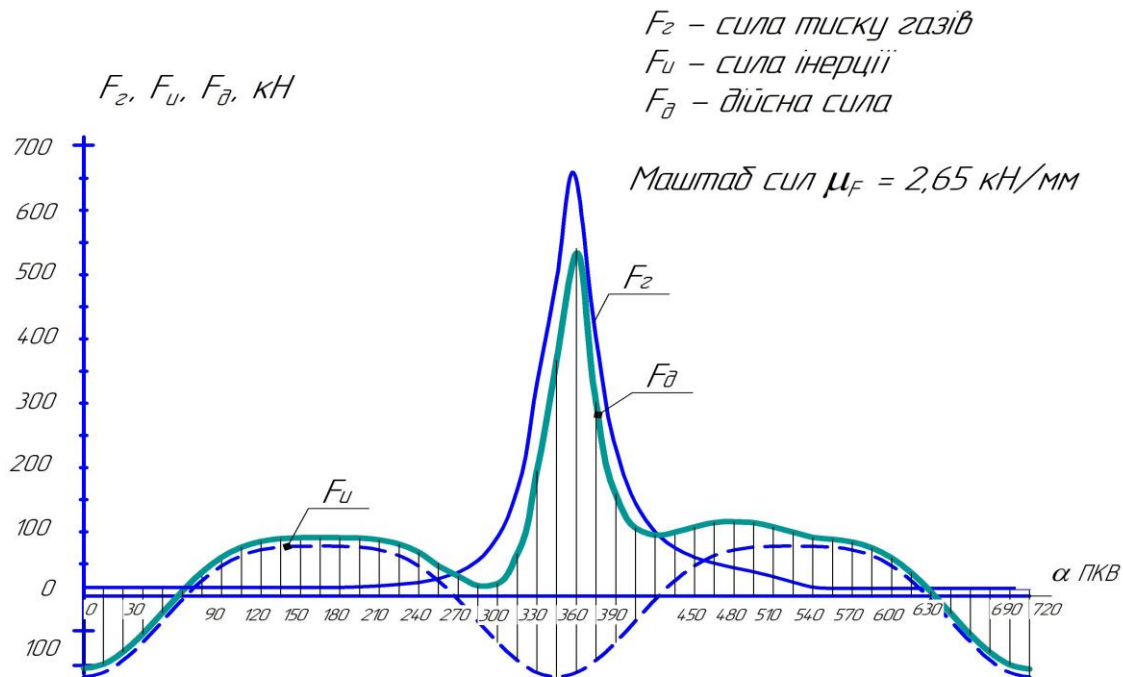


Рисунок 2.3 Діаграми сил, що діють в КШМ

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі, а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені на листі Додатку Д графічної частини кваліфікаційної роботи.

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

Таблиця 2.6 Результати динамічного розрахунку

φ °	P _ц	F _г	F _и	F _d	F _N	F _г	F _k	F _г	F _и	F _d	F _N	F _г	F _k
ПКВ	ММ	КН	КН	КН	КН	КН	КН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
0	5,0	13,3	-104,4	-91,1	0,0	-91,1	0,0	5,0	-39,3	-34,3	0,0	-34,3	0,0
15	5,0	13,3	-98,8	-85,5	-5,2	-81,3	-27,2	5,0	-37,2	-32,2	-2,0	-30,6	-10,3
30	5,0	13,3	-83,1	-69,8	-8,3	-56,3	-42,1	5,0	-31,3	-26,3	-3,1	-21,2	-15,9
45	5,0	13,3	-59,7	-46,4	-7,9	-27,3	-38,4	5,0	-22,5	-17,5	-3,0	-10,3	-14,5
60	5,0	13,3	-32,3	-19,0	-4,0	-6,1	-18,4	5,0	-12,2	-7,2	-1,5	-2,3	-6,9
75	5,0	13,3	-4,6	8,7	2,0	0,3	8,9	5,0	-1,7	3,3	0,8	0,1	3,4
90	5,0	13,3	19,9	33,2	8,1	-8,1	33,2	5,0	7,5	12,5	3,0	-3,0	12,5
105	5,0	13,3	39,1	52,4	12,3	-25,4	47,4	5,0	14,7	19,7	4,6	-9,6	17,9
120	5,0	13,3	52,2	65,4	13,7	-44,6	49,8	5,0	19,7	24,7	5,2	-16,8	18,8
135	5,0	13,3	59,7	73,0	12,4	-60,3	42,9	5,0	22,5	27,5	4,7	-22,7	16,2
150	5,0	13,3	63,2	76,4	9,1	-70,7	30,3	5,0	23,8	28,8	3,4	-26,7	11,4
165	5,0	13,3	64,3	77,6	4,7	-76,2	15,5	5,0	24,2	29,2	1,8	-28,7	5,8
180	5,0	13,3	64,5	77,8	0,0	-77,8	0,0	5,0	24,3	29,3	0,0	-29,3	0,0
195	5,1	13,5	64,3	77,8	-4,8	-76,4	-15,5	5,1	24,2	29,3	-1,8	-28,8	-5,9
210	5,4	14,3	63,2	77,5	-9,2	-71,7	-30,8	5,4	23,8	29,2	-3,5	-27,0	-11,6
225	5,9	15,7	59,7	75,4	-12,8	-62,3	-44,3	5,9	22,5	28,4	-4,8	-23,5	-16,7
240	6,8	18,0	52,2	70,2	-14,7	-47,8	-53,5	6,8	19,7	26,5	-5,5	-18,0	-20,2
255	8,0	21,2	39,1	60,3	-14,1	-29,3	-54,6	8,0	14,7	22,7	-5,3	-11,0	-20,6
270	10,2	27,1	19,9	47,0	-11,4	-11,4	-47,0	10,2	7,5	17,7	-4,3	-4,3	-17,7
285	13,9	36,9	-4,6	32,3	-7,6	1,1	-33,1	13,9	-1,7	12,2	-2,8	0,4	-12,5
300	20,8	55,2	-32,3	22,9	-4,8	7,3	-22,3	20,8	-12,2	8,6	-1,8	2,8	-8,4
315	34,5	91,5	-59,7	31,8	-5,4	18,7	-26,3	34,5	-22,5	12,0	-2,0	7,0	-9,9
330	62,6	166,1	-83,1	83,0	-9,9	67,0	-50,0	62,6	-31,3	31,3	-3,7	25,2	-18,9
345	118,5	314,4	-98,8	215,6	-13,2	204,8	-68,5	118,5	-37,2	81,3	-5,0	77,2	-25,8
360	186,0	493,5	-104,4	389,2	0,0	389,2	0,0	186,0	-39,3	146,7	0,0	146,7	0,0
375	246,5	654,0	-98,8	555,2	34,0	527,5	176,5	246,5	-37,2	209,3	12,8	198,8	66,5
390	151,9	403,0	-83,1	319,9	38,0	258,1	192,9	151,9	-31,3	120,6	14,3	97,3	72,7
405	87,1	231,1	-59,7	171,4	29,0	100,7	141,7	87,1	-22,5	64,6	10,9	37,9	53,4
420	54,8	145,4	-32,3	113,1	23,6	36,1	109,8	54,8	-12,2	42,6	8,9	13,6	41,4
435	37,8	100,3	-4,6	95,7	22,4	3,1	98,2	37,8	-1,7	36,1	8,4	1,2	37,0
450	28,4	75,4	19,9	95,3	23,1	-23,1	95,3	28,4	7,5	35,9	8,7	-8,7	35,9
465	22,8	60,5	39,1	99,6	23,3	-48,3	90,2	22,8	14,7	37,5	8,8	-18,2	34,0
480	19,4	51,5	52,2	103,7	21,6	-70,6	78,9	19,4	19,7	39,1	8,2	-26,6	29,8

продовження таблиці 2.6

495	16,6	44,0	59,7	103,7	17,6	-85,8	60,9	16,6	22,5	39,1	6,6	-32,3	23,0
510	14,3	37,9	63,2	101,1	12,0	-93,6	40,1	14,3	23,8	38,1	4,5	-35,3	15,1
525	11,4	30,2	64,3	94,5	5,8	-92,8	18,9	11,4	24,2	35,6	2,2	-35,0	7,1
540	8,2	21,8	64,5	86,3	0,0	-86,3	0,0	8,2	24,3	32,5	0,0	-32,5	0,0
555	5,2	13,8	64,3	78,1	-4,8	-76,7	-15,6	5,2	24,2	29,4	-1,8	-28,9	-5,9
570	4,6	12,2	63,2	75,4	-9,0	-69,7	-29,9	4,6	23,8	28,4	-3,4	-26,3	-11,3
585	4,6	12,2	59,7	71,9	-12,2	-59,5	-42,2	4,6	22,5	27,1	-4,6	-22,4	-15,9
600	4,6	12,2	52,2	64,4	-13,4	-43,8	-49,0	4,6	19,7	24,3	-5,1	-16,5	-18,5
615	4,6	12,2	39,1	51,3	-12,0	-24,9	-46,5	4,6	14,7	19,3	-4,5	-9,4	-17,5
630	4,6	12,2	19,9	32,1	-7,8	-7,8	-32,1	4,6	7,5	12,1	-2,9	-2,9	-12,1
645	4,6	12,2	-4,6	7,6	-1,8	0,2	-7,8	4,6	-1,7	2,9	-0,7	0,1	-2,9
660	4,6	12,2	-32,3	-20,0	4,2	-6,4	19,5	4,6	-12,2	-7,6	1,6	-2,4	7,3
675	4,6	12,2	-59,7	-47,5	8,0	-27,9	39,3	4,6	-22,5	-17,9	3,0	-10,5	14,8
690	4,6	12,2	-83,1	-70,9	8,4	-57,2	42,7	4,6	-31,3	-26,7	3,2	-21,5	16,1
705	4,6	12,2	-98,8	-86,6	5,3	-82,3	27,5	4,6	-37,2	-32,6	2,0	-31,0	10,4
720	4,6	12,2	-104,4	-92,2	0,0	-92,2	0,0	4,6	-39,3	-34,7	0,0	-34,7	0,0

3 НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Призначення, опис та вимоги до конструкції шатуна, матеріали для його виготовлення

Шатун є частиною кривошипно – шатунного механізму двигуна і служить для передачі зусиль від поршня до колінчастого валу і, навпаки, від колінчастого валу до поршня (в залежності від співвідношення діючих сил).

Основними елементами шатуна є:

- а) поршнева голівка, що з'єднується за допомогою поршневого пальця з поршнем;
- б) кривошипна голівка, що з'єднується з шатунною шийкою колінчастого валу;
- с) стержень шатуна.

В залежності від конструкції в комплект шатуна входять також втулки, вкладиші, болти (або шпильки) з гайками, елементи кріплення вкладишів та елементи шплінтовки гайок.

При роботі двигуна шатун здійснює складний рух, під час якого він піддається дії змінних по величині і напрямку газових та інерційних сил. В деяких випадках дія цих сил носить ударний характер. Матеріал шатуна працює на втому.

У зв'язку з цим до шатуна виставляються наступні вимоги:

а) міцність та жорсткість; ці вимоги обумовлюють необхідність правильного вибору матеріалу та розробки оптимальної форми шатуна. Зважаючи на знакоперемінний характер нагрузок, діючих на шатун, матеріал шатуна повинен мати високий опір при роботі на втому. Такими матеріалами є високої якості вуглецеві, а також леговані сталі. Для виготовлення шатунів звичайно застосовують сталі 40, 45, 40Х, 40ХН. Шатуни двигунів з малою напруженістю виготовляють із сталі 5; для виготовлення дуже навантажених шатунів застосовують леговані сталі 18ХМА, 18ХНВА, 40ХНМА.

б) мала маса шатуна; ця вимога необхідна для зменшення сил інерції шатуна.

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						35
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Конструкція шатуна залежить від типу та призначення двигуна, від його швидкохідності та напруженості, а також від масштабу виробництва. Форма шатуна має бути найбільш технологічною для прийнятого масштабу виробництва.

Шатуни двигунів індивідуального виробництва виготовляють за допомогою токарних операцій, крупносерійного та масового виробництва – штамповкою. Шатуни двигунів з високою напруженістю повністю оброблюються, поліруються і для підвищення міцності на втому наклепуються (наприклад, обдування дробом).

3.2 Конструкція елементів шатуна (рис.3.1)

3.2.1 Поршнева голівка шатуна

Поршнева (верхня) голівка шатуна проектується з врахуванням наступного:

- Шарнірне з'єднання поршневого пальця з шатуном працює при високих питомих тисках, підвищеній температурі та недостатньому змащенні.
- На надійність роботи підшипника суттєво впливає жорсткість поршневої голівки. При цьому необхідно врахувати небажаність збільшення маси голівки і, відповідно, сил інерції мас, що рухаються поступально.

Поршнева голівка шатуна піддається згинанню силами інерції мас, що рухаються поступально, та силами від тиску газів. Напруження згинання мають максимальне значення в місці переходу головки в стержень шатуна. Для зменшення напружень перехід має бути плавним, з максимально можливим радіусом.

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						36
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

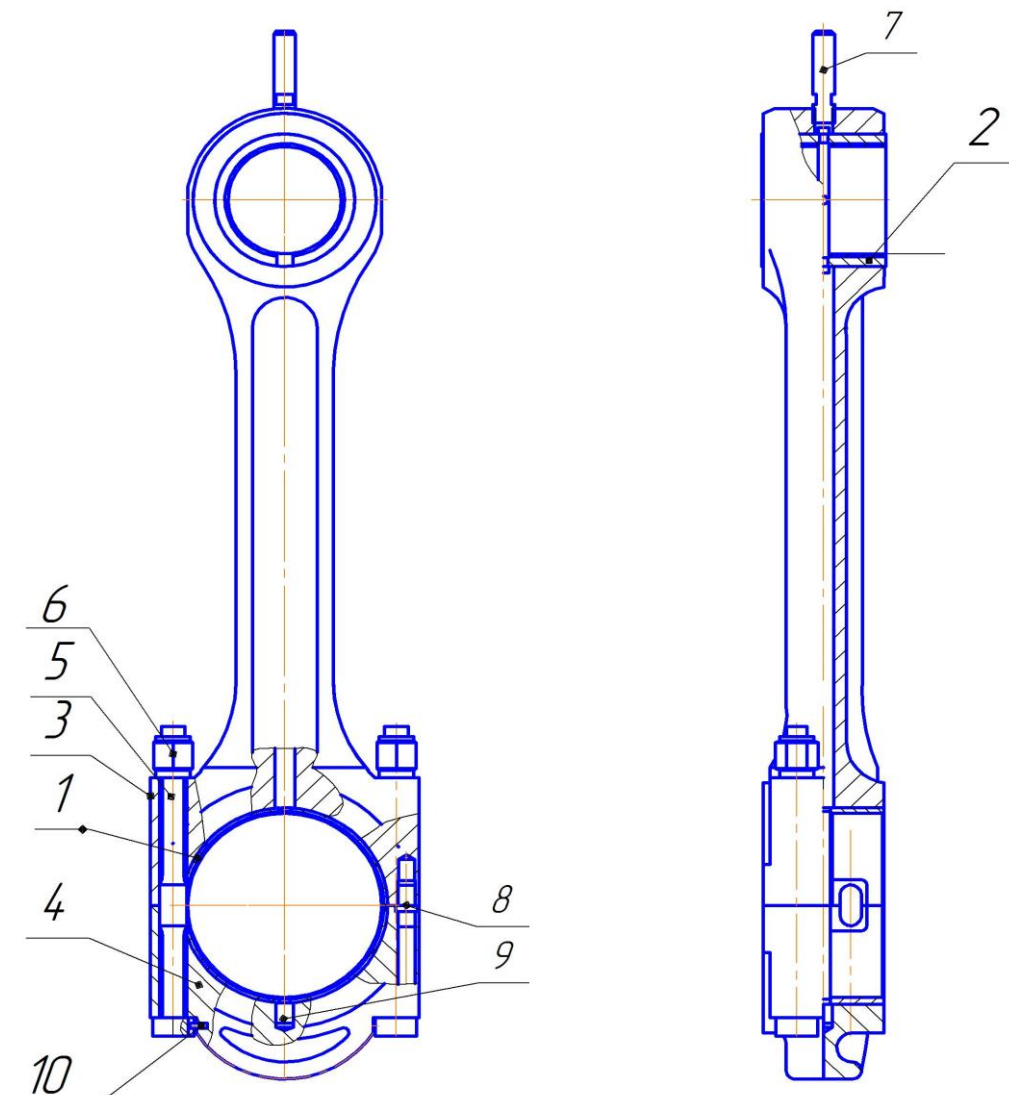


Рисунок 1 Шатун в зборі

1 – вкладиш шатунний, втулка верхньої головки,
3 – стержень шатуна, 4 – кришка нижньої головки шатуна,
5 – болт шатунний, 6 – гайка шатунного болта, 7 – сопло,
8, 9, 10 – штифт

Підшипник поршневої голівки шатуна звичайно представляє собою втулку із бронзи БрОФ10–1, БрОЦ10-2, БрАЖ9-4 або ж із сталі з заливкою свинцевистою бронзою БрС30. У ненапружених двигунах інколи застосовують заливку бабітом.

Змащування підшипника виконується примусово по отвору в стержні шатуна, що різко зменшує зношування втулки поршневої голівки, або розбризкуванням через отвори, які розташовані в найменш навантажених місцях.

Чим вища напруженість двигуна, тим більш старанно має бути оброблена поверхня поршневої голівки для підвищення міцності втоми, яка у штампованих

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

шатунів вища, ніж у оброблених грубо. В окремих випадках шатун не має шарнірного з'єднання з поршневим пальцем і жорстко кріпиться до нього болтами. Фірма “Зульцер” застосовує кульове з'єднання шатуна з поршнем.

В цьому випадку верхня голівка шатуна кульова.

3.2.2 Стрижень шатуна

Стрижень шатуна у більшості двигунів має двотавровий переріз і лише у малосерійних та крупних двигунів – кругле або трубчате. Вісь більшої жорсткості двотавра поперечного перерізу в залежності від конструкції кривошипної голівки для надання їй більшої жорсткості може лежати як в площині гойдання шатуна, так і перпендикулярно до неї. Це допустимо, так як стрижень шатуна працює на стиск та розтягування і при звичайних конструктивних співвідношеннях шатуна поздовжнього згинання практично не має.

Конструкція стрижня шатуна визначається виходячи із наступного:

- 1) форма поперечного перерізу шатуна вибирається із необхідності отримання великої жорсткості при малій масі і витраті метала, а також забезпечення найкращої технологічності при даному масштабі виробництва;
- 2) двигуни середнього форсування крупносерійного виробництва мають штамповані шатуни; з підвищенням форсування приходиться збільшувати міцність на втому шатуна поліруванням стрижня та нагартуванням поверхні обдувкою дробом;
- 3) для забезпечення жорсткості кривошипної голівки поперечні розміри стрижня шатуна часто збільшують по мірі віддалення від поршневої голівки;
- 4) довжина шатуна L визначається величиною $\lambda = L/R$, де R – радіус кривошипу. У швидкохідних двигунів звичайно $\lambda = 3,7 \dots 4,2$; у тихохідних $\lambda = 4 \dots 5$; чим менше λ , тим більший боковий тиск поршня на стінку циліндра;
- 5) в стрижні шатуна часто роблять отвір для підведення змащення до поршневої голівки шатуна;
- 6) стрижень шатуна працює на втому під дією газових та інерційних сил;

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

розраховувати стрижень шатуна на поздовжнє згинання немає потреби, тому що реально “ступінь гнучкості” шатуна не має таких значень, щоб мала місце втрата стійкості в робочих умовах.

3.3 Опис конструкції шатуна двигуна - прототипу

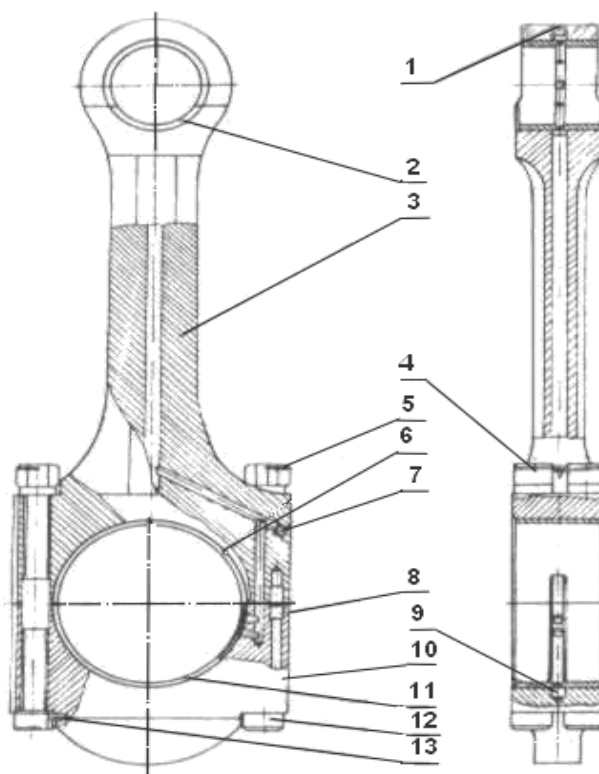
Шатун (рис.3.2) виготовлений із легованої сталі, конструктивно виконаний з прямим розємом нижньої головки. Стержень шатуна 3 має центральний осьовий канал. У верхній головці шатуна виконана кільцева канавка, а в нижній головці встановлені вкладиші шатуна 9,10 по канавках якого масло із шатунного підшипника поступає в головний.

В розточку верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка 2, яка є головним підшипником. На внутрішній поверхні втулки виконані канавки і отвори для проходу масла до отворів в поршневому пальці, через який масло подається на охолодження поршня.

В нижній головці шатуна розташовані тонкостінні біметалеві сталеполімерні вкладиші шатунного підшипника. Від осьового переміщення та обертання вкладиші утримуються стопорним штифтом 9.

Рисунок. 3.2 Шатун
двигуна-прототипу

- 1,7 – пробка,
- 2 – втулка шатуна,
- 3 – стержень шатуна,
- 4 – дріт контрольний
Ø 2 мм,
- 5 – гайка шатунного болта,
- 6 – вкладиш верхній,
- 8,9,13 – штифт,
- 10 – кришка шатуна,
- 11 – вкладиш нижній,
- 12 – болт шатунний,



Вкладиші мають перевищення розміру над площиною розему в кришці 10 і стержні шатуна 3, завдяки чому після обтискання підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхонь вкладишів до поверхні розточки (натяг).

На внутрішній поверхні нижнього вкладиша 11 є кільцева проточка і свердлення для забезпечення надходження масла до головного підшипника.

Кришка шатуна 10 кріпиться до стержня шатуна 3 за допомогою чотирьох шатунних болтів 12. Взаємне положення стержня шатуна 3 і кришки 10 фіксується штифтами 8. Гайки шатунних болтів 5 після затяжки стопоряться дротом від самовільного відгвинчування.

На обох торцях шатунного болта 5 є пази (площадки) для заміру залишкового подовження болта при експлуатації. Початкова довжина болта, заміряна з точністю до 0,01 мм, маркірована на головці шатунного болта. Залишкове подовження болта не повинно перевищувати 0,60 мм. При більшому подовженні болти необхідно замінити.

На гайках 8 нанесені поділки для контролю затяжки шатунних болтів.

Шатуни для одного дизеля підбираються або підганяються по масі з допустимою різницею мас не більше 0,5 кг.

3.4 Розробка покращеної конструкції шатунно - поршневої групи

3.4.1 Вдосконалення конструкції шатуна

В сучасних поршневих двигунах внутрішнього згоряння широко застосовується подача масла по каналу, що просвердлений в стержні шатуна, на змащення головного підшипника і на охолодження поршня. Масло, що проходить через стержень шатуна, здійснює складний рух, при цьому в стовпі масла виникають значні сили інерції, що створюють надлишковий тиск в каналі, який негативно впливає на його витрату.

Шлях масла в двигуні-прототипі 6ЧН26/34 такий: масло, що підводиться до рамового підшипника, заповнює кільцеву канавку у вкладишах і частина його

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						40
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

змащує рамовий підшипник. Інша його частина через канали в колінчастому валу подається від рамової шийки до шатунної шийки і заповнює кільцеву канавку в вкладишах підшипника нижньої головки. Частина його витрачається на змащення підшипника, а друга його частина із кільцевої канавки попадає через отвори у нижньому вкладиші в канали кришки і стержня шатуна шатуна (рис.3.2), по якому направляється на змащення підшипника верхньої головки шатуна і через отвори в поршневому пальці та бобишках поршня на охолодження днища поршня. Масло, що пройшло через поршень, зливається в фундаментну раму двигуна.

Суттєвим недоліком вказаної схеми подачі масла на охолодження поршня є великий гідравлічний опір для його протікання через канали в кришці нижньої головки та стержні шатуна. Крім того, виконати вказані канали технологічно складно і їх співвісність важко проконтролювати.

Тому в кваліфікаційній роботі пропонується конструкція шатуна, яка немає вказаних недоліків (рис.3.1). Для зменшення гідравлічного опору протіканню масла на змащування підшипника верхньої головки шатуна та охолодження днища поршня пропонується виконати у верхньому вкладиші нижньої головки кільцеву канавку і отвір через які масло безпосередньо потраляє в осьовий отвір в стержні шатуна і далі у верхню головку шатуна і на охолодження поршня. Вказані конструктивні зміни конструкції шатуна легко запровадити у виробництво, так як вони є технологічними і правильність їх виконання легко проконтролювати.

3.4.2 Вдосконалення конструкції поршня

Поршень базового двигуна (рис.3.3) охолоджується маслом, складеної конструкції: складається із сталюї головки 4 и чавунного тронка 3, з'єднаних болтами 7, які стопоряться від відкручування стопорними шайбами 9. Тронк поршня 3 і стержень шатуна з'єднуються сталюим пустотілим поршневим пальцем 1. Зовнішня поверхня пальця цементована і загартована.

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						41
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

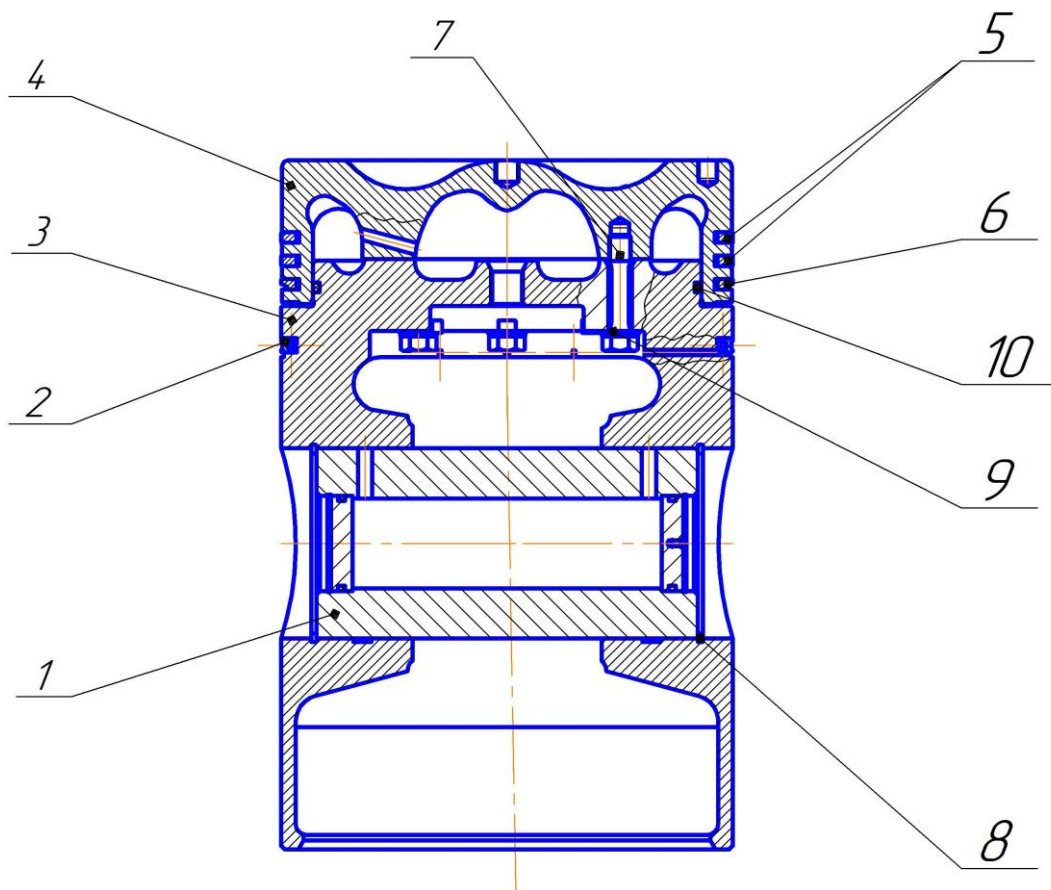


Рисунок 3.3 Поршень базового двигуна

1 – палець поршневий, 2 – маслозємне кільце, 3– тронк поршня, 4 – головка поршня, 5,6 –кільце поршневе компресійне, 7 – болт, 8 – кільце стопорне, 9 – шайба стопорна, 10– кільце ущільнююче

Від осьового переміщення поршневий палець утримується пружинними кільцями 8, встановленими в кільцевих канавках бобишок тронка поршня 3. На головці поршня 4 є три канавки, в яких розміщені поршневі компресійні кільця 5, 6, а на тронку поршня 3 є одна канавка з радіальними отворами, в якій розташоване одне маслоз'ємне кільце 2 з експандером. Два верхні компресійні кільця 5 прямокутного перерізу, хромовані. Третє компресійне кільце 6 - «минутное», що забезпечує добре прилягання його до стінки втулки циліндру.

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

Пропозиції по вдосконаленню конструкції поршня

Вдосконалена конструкція поршня (рис.3.4) відрізняється від поршня базового двигуна тим, що у нього для зменшення витрат на механічне тертя поршня на робочих поверхнях тронку поршня з виконані маслоакumuлюючі та маслорозподільчі кільцеві канавки, які розташовані симетрично осі поршневого пальця.

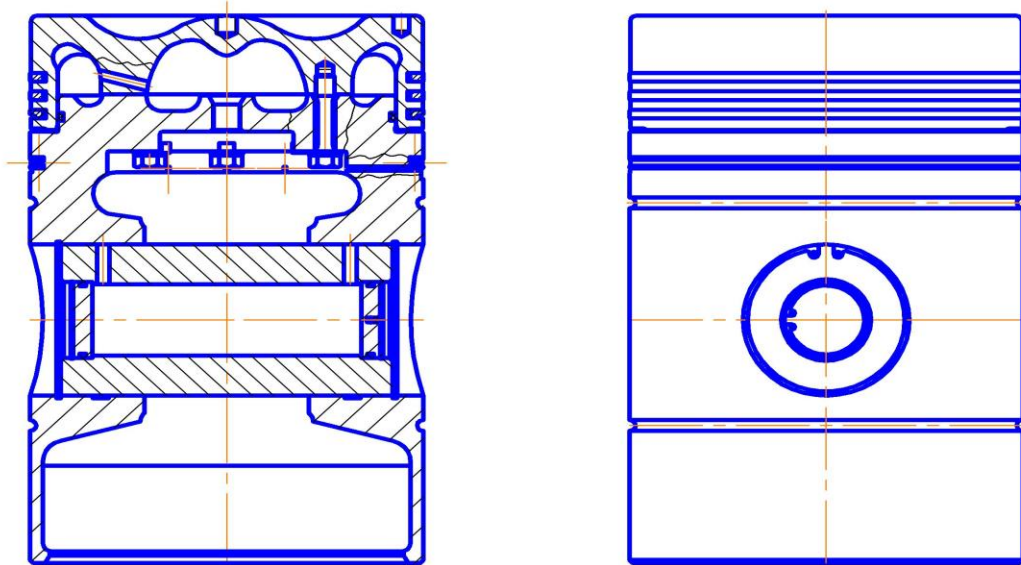


Рисунок 3.4 Поршень покращеної конструкції

Наявність вказаних канавок дає можливість забезпечити мінімальний діаметральний зазор в парі тертя: тронк поршень – втулка циліндру. Застосування вдосконаленої конструкції поршня забезпечує високі антифрикційні властивості пари: поршень – втулка циліндру, режим змащування якої не завжди є рідинним. Зменшення величини коефіцієнту тертя дає підвищення механічного ККД двигуна, а отже зменшує питому витрату палива при роботі двигуна. Також при цьому зменшується шум та вібрація двигуна.

3.7 Розрахунок на міцність шатунного болта

Мета розрахунку

Задачою розрахунку на міцність шатунного болта є знаходження в ньому напруг і запасів міцності і порівняння їх з допустимими для матеріалу з якого вони виготовлені [3]

Вихідні дані

1.Число оборотів колінчастого валу двигуна	$n =$	750	хв^{-1}
2.Маса поршня	$m_{\text{п}} =$	62	кг
3.Маса стрижня шатуна	$m_{\text{ш}} =$	48,5	кг
4.Кількість шатунних болтів	$i =$	4	
5.Радіус кривошипу	$R =$	0,17	м
6.Довжина шатуна	$L =$	0,72	м
7.Коефіцієнт динамічного навантаження болта	$a =$	0,25	
8.Внутрішній діаметр різьби	$d_{\text{вн.}} =$	0,02	м
9.Середній діаметр різьби	$d_{\text{ср.}} =$	0,022	м
10.Коефіцієнт тертя в різьбі	$\beta =$	0,1	
11.Ефективний коефіцієнт концентрації в різьбі	$K_{\sigma} =$	2,7	
12.Границя текучесті матеріалу болта Сталь 40ХН2МА	$\sigma_{\text{м}} =$	850	МПа
13.Границя втоми матеріалу болта при розтягуванні	$\sigma_{-1\text{р}} =$	400	МПа

Розрахунок

1.Кутова швидкість обертання колінчастого валу	$\omega =$	78,5	рад/с
$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$			
2.Кривошипне відношення	$\lambda = \frac{R}{L}$	$\lambda =$	0,236

3. Сила інерції, що діє на шатунні болти

$$P_{jp} = (m_n + m_u) \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda)$$

$$P_{jp} = 143181 \quad \text{Н}$$

4. Сила затяжки одного болта

$$P_3 = 3 \cdot P_{jp} / i$$

$$P_3 = 89488 \quad \text{Н}$$

5. Сила, що діє на шатунний болт

$$P_6 = P_3 + a \cdot P_{jp} / i$$

$$P_6 = 98437 \quad \text{Н}$$

6. Сумарні напруги в болті

$$\sigma = \frac{P_6 \cdot 4}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}$$

$$\sigma = 313,4 \quad \text{МПа}$$

7. Крутний момент, що діє на стрижень болта при його затяжці за рахунок тертя поверхней нитків різьби болта та гайки

$$M_{\text{кр}} = \frac{\beta \cdot P_3 \cdot d_{\text{сер}}}{2}$$

$$M_{\text{кр}} = 98,4 \quad \text{Н} \cdot \text{м}$$

8. Дотичні напруги при крученні болта

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{0,2 \cdot d_{\text{вн}}^3}$$

$$\tau = 61,5 \quad \text{МПа}$$

9. Складна напруга в розрахунковому перерізі болта

$$\sigma_{\text{скл}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma_{\text{скл}} = 331,0 \quad \text{МПа}$$

10. Запас статичної міцності по пластичним деформації

$$n_{\sigma} = \sigma_T / \sigma_{\text{скл}}$$

$$n_{\sigma} = 2,6$$

У виконаних двигунах

$$n_{\sigma} \approx 1,5 \dots 3,0$$

Розрахунок шатунного болта на втому

Шатунні болти розраховуються на втому в наступному порядку. В процесі роботи різьбового з'єднання зусилля затяжки залишається постійним і до напруги затяжки додаються змінні напруги від зовнішнього навантаження, яке змінюється у часі

1. Амплітуда змінних напруг в різьбовій частині болта

$$\sigma_a = \frac{a \cdot P_{jp}}{i \cdot 0,785 \cdot d_{\text{вн}}^2}$$

$$\sigma_a = 28,5 \quad \text{МПа}$$

2.Запас міцності різьбового з'єднання по змінним напругам

$$n_a = \frac{\sigma_{-1p}}{K_\sigma \cdot \sigma_a} \quad n_a = 5,2$$

У виконаних двигунах, [3]

$$n_a \approx 2.5...5.0$$

Висновок

Результати виконаного розрахунку свідчать про те, що працездатність шатунного болта запроектованого дизеля 6ЧН26/34 забезпечується, так як запас статичної міцності $n_\sigma = 2,6$ і запас міцності по змінним напругам $n_a = 5,2$ є достатніми.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Характеристика обладнання і умов праці на підприємстві

Продукція машинобудування – це, переважно, складні вироби, що складаються з великої кількості деталей та вузлів. Таке різноманіття останніх призводить до існування різноманітних взаємопов'язаних технологічних процесів, які здійснюються за допомогою різнотипного обладнання, що розміщене у різних цехах, дільницях та на лініях. Процес виробництва продукції машинобудування зображений розгалуженою сіткою різноманітних та складних потоків заготовок та деталей, які пізніше складаються у вузли та агрегати, а в підсумку – у готові вироби. Традиційно машинобудівні підприємства належать до найскладніших промислових підприємств, оскільки асортимент їх продукції є різноманітним, кількість працівників сягає кількох тисяч осіб, характерні різні основні, допоміжні та додаткові процеси. Відрізняються такі підприємства за своїм складом, виробничою структурою, масштабами та типом виробництва. Для машинобудівних підприємств характерне велике різноманіття технологічного обладнання, безперервне освоєння нових видів виробів, різноманіття форм та методів організування праці.

Структура машинобудівельного підприємства залежить від виду продукції, що випускається. Але зазвичай завод має ливарне виробництво, термічні, зварювальні, ковальські, механічні, механоскладальні і складальні цехи. Крім цього є ще допоміжні підрозділи і цехи: інструментальні, малярні та ін. Вони відрізняються не тільки матеріалами, обладнанням і технологічними процесами, але й умовами праці робітників.

Серед процесів обробки металів щодо різноманітності операцій та умов праці ливарне виробництво залишається одним із найбільш складних і трудомістких.

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						47
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Технологічний процес ливарного виробництва полягає в одержанні виробів шляхом заливання металу в непостійні форми (що руйнуються, переважно земляні) або в постійні форми з металу (кокільне лиття) чи інших матеріалів.

Основними процесами ливарного виробництва є: підготовка шихтових матеріалів для плавки, завантаження в печі; плавка металу; випускання і заливання металу у форми; вибивка затверділих виробів із форм; обрубання й очищення виробів. Паралельно проводиться підготовка формувальної і стрижневої землі, готування форм і стрижнів. Плавка металу виконується у плавильних печах: чавун виплавляється у вагранках (тип шахтної печі); сталь - звичайно в електродугових печах; кольорові метали і їхні сплави одержують шляхом плавки в електropечах. При готуванні формувальної землі і стрижневих сумішей, формуванні опок, вибивці литва з форм та його очищенні, ремонті вогнетривкої кладки плавильних печей працівники зазнають інтенсивної дії пилу. Вміст вільного діоксиду кремнію в пилу досягає 20-30% і більше. Найвищі концентрації пилу (до десятків міліграмів на 1 м³) можуть спостерігатися при готуванні суміші, вибивці та очищенні литва.

Повітря ливарних цехів нерідко забруднюється різноманітними токсичними речовинами. Вони виділяються при плавці і заливанні металу, виготовленні стрижнів, сушінні ковшів та під час інших процесів. Як правило, може з'явитися оксид вуглецю, що в основному утворюється при горінні палива у вагранці, вигорянні органічних складових із формувальної землі та стрижнів. При роботі печей на твердому і рідкому паливі в повітря робочих приміщень може виділятися сірчистий газ, аміак, бензол.

Технологічні процеси у ковальсько-пресових і термічних цехах характеризуються присутністю в повітрі робочої зони оксиду вуглецю, оксидів азоту, пилу, пари олій, ціаністого водню та ін. Термічна обробка призначена для надання металу певних фізико-хімічних властивостей - твердості, в'язкості, пружності, електропровідності тощо - шляхом нагрівання до заданої температури (від 450 до 1300°C) і наступного охолодження у певних середовищах.

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						48
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрізняють термічне загартування, відпуск, томління, відпал металу. У необхідних випадках у поверхневий шар металу додатково вводять різні хімічні елементи і сполуки: вуглець (цементация), ціаністі сполуки (ціанування), азот (азотування) та ін.

Нагрівання заготовок виконують в електропечах. Цементация здійснюється нагріванням у деревному вугіллі з домішкою вуглекислої соди або у ваннах з ціаністими сполуками; азотування - у струмені аміаку при температурі близько 500°C. Досить поширеною є термообробка металу струмами високої частоти шляхом застосування індукційного нагрівання у високочастотному електромагнітному полі.

Найпоширенішим засобом термічної обробки є занурення виробів після нагрівання в гартівні ванни з мінеральними оліями.

Повітря робочої зони в термічних цехах забруднюється різними хімічними речовинами, склад яких визначається технологією виробництва. Загартування у ваннах з мінеральними оліями супроводжується виділенням парів вуглеводнів і продуктів їх піролізу. При поганій роботі вентиляції концентрації цих речовин можуть бути значними. При азотуванні повітря забруднюється аміаком.

Технологічні процеси в механічних і механоскладальних цехах є джерелами туманів, емульсій, олій, дрібнодисперсного абразивного пилю на ділянках шліфування і полірування, парів бензину, етанолу на ділянках промивання і знежирення деталей.

У механічних цехах виконуються всі види холодної обробки металу на верстатах. У процесі обробки металу необхідне охолодження різального інструменту та оброблюваного виробу, у зв'язку з чим вони густо змочуються мастильно-охолоджуючою рідиною (МОР). Такими рідинами є мінеральні олії, їх емульсії, лужні розчини, розчини деяких синтетичних речовин. Для надання певних якостей до складу МОР включають різні добавки (присадки): сульфонати, нітрати, нітрити, сполуки молібдену, хрому, сірковмісні сполуки, триетаноламін, поверхнево-активні речовини.

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						49
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

МОР і мастила при їх вдиханні здатні викликати подразнення слизових оболонок верхніх дихальних шляхів. Лужні розчини і деякі присадки, що входять до складу МОР, можуть викликати дерматити. небезпека виникнення дерматитів збільшується при механічній обробці легованих сталей, які містять такі сильні алергени, як хром і нікель, що здатні розчинятися в лужних середовищах.

Процеси абразивної обробки металу (шліфування, полірування, заточення) супроводжуються виділенням у повітря мінерально-металевого пилу. Його концентрація залежить від виду абразивного інструменту, характеру оброблюваного металу, сухого чи вологого способу обробки, ефективності пиловідсмоктувальних пристроїв.

Технологічні процеси зварювального виробництва включають велику групу процесів з'єднання, роз'єднання (різання), наплавлення, напилювання, спікання, пайки, локальної обробки та ін. Ці процеси проходять із застосуванням на місці обробки термічної, термомеханічної або електричної енергії. Найширше застосовуються термічні процеси з використанням енергії хімічних реакцій (горіння паливних газів у кисні), електричної енергії (електродугові, електрошлакові, плазмові, електронно-променеві процеси та ін.), а також енергії звуку і світла (процеси ультразвукового, лазерного зварювання, різання, прошивання отворів, термообробки тощо). При термомеханічному зварюванні використовується гаряче механічне стискання (газопресове, індукційне, контактне, дифузійне зварювання тощо).

Основними шкідливими чинниками процесу електродугового зварювання є зварювальний аерозоль, що містить пил, пари і гази (наприклад, фтористі сполуки, оксид вуглецю, оксиди азоту, озон тощо); УФ-випромінювання; бризки розплавленого металу і шлаку. Склад пилу і газів, які утворюються при зварюванні, залежить, головним чином, від складу електродних покриттів. Основу пилу складають оксиди заліза, а домішками є сполуки марганцю, хрому, нікелю, ванадію, молібдену й інших металів, що входять у зварювальний дріт, покриття або в розплавлений метал.

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						50
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Найбільш шкідливо впливають оксиди марганцю і фтористі сполуки, їх вміст у порівнянні з оксидами заліза є звичайно невеликим, однак унаслідок своєї токсичності вони мають вирішальне значення при виборі типу електродів і покриттів. Необхідно застосовувати електроди з найменшим вмістом марганцевих і фтористих сполук.

При всіх видах зварювання утворюється озон і оксиди азоту (головним чином, оксид азоту, а в окремих випадках і діоксид азоту). При неповному згорянні вуглецю, що міститься в металі, утворюється оксид вуглецю, У зоні дуги оксид вуглецю з'являється за рахунок дисоціації вуглекислого газу, що використовується як захисний газ. Озон, оксид азоту й оксид вуглецю мають високу токсичність.

Пил, що утворюється при зварюванні, є високодисперсним, кількість часток діаметром менше 1 мкм становить 98-99%. Тривалий вплив зварювального аерозолі може стати причиною захворювання електрозварників на пневмоконіози.

4.2 Аналіз умов праці на робочому місці

Стаціонарні міні електростанції (МЕС) на дизельних і бензинових двигунах-генераторах широко застосовувалися для електропостачання малих населених пунктів СРСР у довоєнні та перші повоєнні роки.

У наступні роки стаціонарні МЕС на рідкому паливі застосовувалися як аварійно-резервні джерела електропостачання відповідальних об'єктів (атомні електростанції, об'єкти цивільної оборони, Міністерства оборони та ін.), а також як автономні джерела електроживлення окремих об'єктів, віддалених від мереж централізованого електропостачання.

В останні роки у зв'язку з широким розповсюдженням комп'ютерної техніки, електронних систем охоронної сигналізації, робототехніки, що висувають підвищені вимоги до надійності електропостачання, затребуваність МЕС як аварійно-резервних джерел електропостачання істотно зростає.

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						51
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Сьогодні малі електростанції широко застосовують у складі джерел безперебійного електроживлення банків, торговельних підприємств, офісів, адміністративних та цивільних будинків.

Такі електростанції автоматично включаються в роботу при втраті напруги зовнішньої мережі, здійснюють автономне електропостачання об'єктів протягом певного розрахункового періоду часу, автоматично відключаються при поновленні зовнішнього електропостачання.

Улаштування малої електростанції вимагає дотримання певних правил безпеки.

При використанні стаціонарного варіанту двигуни потрібно монтувати у спеціальних приміщеннях міцно закріпивши на цегляному чи бетонному фундаменті. Об'єм приміщення повинен бути не менше 20-кратного об'єму станції.

У приміщенні повинно бути два виходи з дверима, які оббиваються негорючим матеріалом (листовим металом) з виходами назовні. Вихлопні труби повинні проходити не ближче 0,5 м від трубопроводів з горючими чи мастильними матеріалами, виводитися з приміщення для викидів відпрацьованих газів в атмосферу і бути обладнаними глушниками та іскрогасниками. Приміщення потрібно постійно провітрювати, забезпечити надійною вентиляцією й засобами пожежогасіння. Якщо в одному приміщенні змонтовано декілька двигунів, то вільний прохід між ними повинен бути не менше 1,5 м. В машинному відділенні на видних місцях розміщуються інструкції по догляду за ДВЗ і правила їх експлуатації.

Знаходячись в приміщенні стаціонарної електростанції людина відчуває негативні впливи виробничих факторів, що створюються працюючим двигуном:

- шум;
- вібрація;
- відпрацьовані гази;
- підвищена температура;

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

-сухість повітря;

-наявність хімічних речовин в повітрі робочої зони.

Робота стаціонарного двигуна супроводжується шумом і вібрацією. Рівень шуму зазвичай складає 85-95 дБ, що перевищує нормовані значення (80дБ). Вплив шуму полягає у погіршенні функцій слуху і появі професійної приглухуватості. Крім цього страждають нервова і серцево-судинна системи. Вібрація проявляється у невеликих значеннях, оскільки коливання гасяться в масивному фундаменті двигуна.

В приміщенні електростанції реєструється підвищена температура і низька відносна вологість повітря. Це може призвести до пересихання слизових оболонок органів дихання і очей, що викликає часті інфекційні захворювання і хвороби очей. Крім цього підвищена температура повітря – це причина перегрівання тіла і можливих теплових ударів.

Для промивання фільтрів та інших деталей двигуна використовується дизельне паливо. Воно негативно впливає слизові оболонки і шкіру людини. Але такі наслідки рідко виникають, оскільки дизельне паливо малотоксичне, а концентрація в повітрі незначна внаслідок низької випаровуваності речовини.

Серед негативних сторін роботи моториста – робота у 2-3 зміни. Тривалість зміни 8-12 годин.

Під час ремонтних робіт виникають фізичні перенапруження окремих груп м'язів і органів при переміщенні чи підніманні деталей двигуна та інших вантажів.

На стаціонарних електростанціях існують електро- і пожежовибухонебезпеки. Такі умови роботи вимагають застосування засобів і заходів пожежної безпеки. Наявність електричного струму високої напруги і сили передбачає улаштування штучного заземлення.

Безпечна робота ДВЗ забезпечується також загородженням небезпечних місць, відповідними процедурами підготовки двигунів до роботи, своєчасним технічними оглядами і обслуговуванням, а також чітким дотриманням правил техніки безпеки при їх експлуатації.

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

Перед пуском двигуна перевіряються рівні охолоджувальної рідини і оливи в системі змащення. Не можна запускати двигун при несправних контрольних приладах. В холодну пору року не можна при труднощах з пуском двигуна прогрівати його відкритим вогнем: паяльними лампами, факелами тощо. Для цього використовується спеціальний прогриваючий пристрій. Працюючий двигун не можна залишати без нагляду. По завершенні роботи двигун підлягає відповідному огляду і обслуговуванню.

У результаті проведення гігієнічної оцінки умов праці слюсаря механоскладальних робіт підприємства встановлені певні характеристики робочого місця (табл.4.1).

Таблиця 4.1 Бальна оцінка елементів умов праці слюсаря механоскладальних робіт

Показник	Значення	Бал
Температура, °С	29	4
Відносна вологість, %	42	1
Шум, дБА	85	3
Нервово-емоційне навантаження	Прості дії за заданим планом	2
Змінність	2 зміни	2
Точність зорових робіт	груба	1
Число об'єктів спостереження	4	1
Освітленість, лк	300	2

4.3 Розрахунок інтегральної бальної оцінки важкості праці

Визначимо інтегральну бальну оцінку тяжкості праці згідно показників, що характеризують умови праці на робочому місці.

$$I_t = 10 \cdot \left(x_{\max} + \frac{(6 - x_{\max}) \cdot \sum x_i}{6 \cdot (N - 1)} \right) = 10 \cdot \left(4 + \frac{(6 - 3) \cdot 12}{6 \cdot (8 - 1)} \right) = 48,5$$

Інтегральна бальна оцінка тяжкості праці в 48,5 балів відповідає 4 категорії тяжкості праці.

Ступінь втомлюваності визначаємо за формулою:

$$Y = \frac{I_t - 15,6}{0,64} = \frac{48,5 - 15,6}{0,64} = 51,4$$

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

Працездатність людини в даних умовах праці – величина, протилежна втомлюваності:

$$R = 100 - Y = 100 - 51,4 = 48,6$$

Оцінка умов праці показала, що вони не є комфортними (4 категорія тяжкості праці). Відповідно, необхідно розробити заходи по забезпеченню безпечних и комфортних умов праці.

4.4 Розробка заходів з охорони праці

Гігієнічна оцінка умов праці на робочому місці моториста (машиніста) стаціонарної електроустановки визначила, що найгірші значення мають такі виробничі фактори, як шум, температура повітря робочої зони, освітлення робочого місця, змінність. Крім цього протягом зміни швидко настає втома. Відповідно, саме для їх покращення а також для зменшення втоми працівника можна використовувати такі заходи:

- встановлення раціональних режимів праці і відпочинку;
- обов'язкові додаткові перерви;
- використання навушників для зменшення впливу шуму;
- акустична обробка приміщення за рахунок укривання стелі і стін звукопоглинальними матеріалами;
- заміна ламп загального освітлення на більш потужні;
- регулярне миття вікон і плафонів світильників;
- встановлення раціональної системи вентиляції приміщення;
- регулярне провітрювання виробничого приміщення.

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						55
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота на тему «Підвищення ефективності роботи стаціонарного двигуна внутрішнього згоряння потужністю 900 кВт за рахунок удосконалення конструкції шатунно-поршневої групи» містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 6ЧН26/34 і детальну розробку конструкції шатунно-поршневої групи. Кваліфікаційна робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини роботи загальною кількістю 5 листів формату А1.

Дизельний двигун 6ГЧН26/34 потужністю 900 кВт застосовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється на промислових виробництвах, де постійно споживаються електрична та теплова енергія і перебоїв з їх постачанням не допускаються. Особливості конструкції дизеля 6ЧН26/34 показані в Додатку Б графічної частини кваліфікаційної роботи.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P_e = 900$ кВт) визначений двигун – прототип 6ЧН26/34 потужністю 850 кВт при частоті обертання колінчастого валу $n=750 \text{ хв}^{-1}$ і виконані розрахунки робочого циклу. Результати розрахунків показали, що задана потужність дизельного двигуна забезпечується при тиску газоповітряної суміші у впускному колекторі двигуна $p_k = 0,255$ МПа, ступеню стиску $\varepsilon = 12,5$, коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 2,25$.

По результатам розрахунків робочого процесу побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна. Вказані діаграми побудовані в Додатку 6 графічної частини роботи.

Значне місце в кваліфікаційній роботі зайняла розробка конструкцій шатуну та поршня, які забезпечують підвищення надійності та ресурсних показників двигуна завдяки покращенню роботи поршневих кілець та юбки поршня, що стало можливим завдяки кращому охолодженню головки поршня.

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						56
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В пояснювальній записці приведений детальний опис запроектованого шатуна та поршня та виконане обґрунтування зміни їх конструкцій. Складальне креслення шатунно-поршневої групи показано в Додатку Б, а в Додатку В розроблене робоче креслення стержня шатуна з покращеною схемою підведення масла від шатунного підшипника до верхньої головки шатуна та на охолодження головки поршня. Конструкція поршня покращеної конструкції показана на кресленні Додатку В.

Враховуючи те, що запроектований дизельний двигун 6ЧН26/34 є джерелом шуму і вібрації, велику увагу в кваліфікаційні роботі відведено на розробку заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. Серед цих заходів слід відмітити захист людей від підвищеної температури випускного колектору двигуна шляхом його ізоляції; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в компресор ТК,

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						57
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

1. Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей машин. Справочник.- М.:Машиностроение, 1979.
2. Биргер И.А., Шнейдерович Р.М. Расчет на прочность деталей машин. Справочное пособие.- М.: Машиностроение, 1966.
3. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей.- Л.: Судостроение, 1969.
4. В.А. Ваншейдт, П.А. Гордеев и др. Судовые установки с двигателями внутреннего сгорания.- Л.: Судостроение, 1978.
5. Горбов В.М. Енергетичні палива: Навчальний посібник.-Миколаїв: УДМТУ, 2003.- 328 с.
6. Дизели. Справочник под ред.В.А.Ваншейдта. -Л.: Машиностроение, 1977.
7. Іодловський В.І., Доценко С.М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Первомайськ, ПП, 2000.
8. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы. Под ред. Н.Х. Дьяченко.- Л.: Машиностроение, 1974.
9. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Діденко О.В - Первомайськ ПП НУК, 2012. – 40с.
10. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни „ Теорія двигунів внутрішнього згоряння” Доценко С.М. – Первомайськ ПП НУК, 2014.
11. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин.- Л.: Высшая школа, 1991.
12. Якович П., Лозбін В., Гащук П. Мікротец як засіб оптимізації систем енергопостачання, Львів, 2000.

					ПННІ НУК 131.61.22.07 ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

