

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

«__» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Проект стаціонарного дизельного двигуна потужністю 630 кВт з дослідженням характеру викидів діоксиду вуглецю при роботі на соєвої олії.

Виконав: студент групи 44-ЕМ-22

_____ Вульчин Е.Р.

(підпис)

Керівник роботи: Доцент

_____ Доценко С. М.

(підпис)

Первомайськ - 2024 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Факультет - Інженерно-економічний

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

« ____ » _____ 2024 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Вульчину Едуарду Руслановичу

1. Тема роботи: «Проект стаціонарного дизельного двигуна потужністю 630 кВт з дослідженням характеру викидів діоксиду вуглецю при роботі на соєвій олії. Прототип 6ЧН25/34».

Керівник роботи Доценко С.М.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 05.02.2024 року за № 9.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 10.05.2024 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН25/34 потужністю 630 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів). Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Дослідження ефективних показників при роботі на соєвій олії. 4. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Двигун 6ЧН25/34 – поперечний переріз (СК). 2. Графіки впливу виду палива на M_{H_2O} , M_{CO_2} , M_{N_2} , M_{O_2} . 3. Графіки впливу виду палива на B_T , b_e , l_0 .

6. Консультанти роботи

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

7. Дата видачі завдання «06» лютого 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	20.02.2024	
2	Загальний розділ.	05.03.2024	
3	Конструкторський розділ.	26.03.2024	
4	Дослідження ефективних показників при роботі на соєвій олії.	16.04.2024	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	23.04.2024	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	30.04.2024	
7	Оформлення кваліфікаційної роботи.	10.05.2024	

Студент _____ Вульчин Е.Р.
(підпис)

Керівник роботи _____ Доценко С.М.
(підпис)

АНОТАЦІЯ

Завданням на кваліфікаційну роботу «Проект стаціонарного дизельного двигуна потужністю 630 кВт з дослідженням характеру викидів діоксиду вуглецю при роботі на соєвої олії».

В описі двигуна приведений детальний опис конструкції дизельного двигуна-прототипу 6ЧН 25/34 виконані розрахунки робочого процесу при роботі на дизельному паливі, соєвій олії та суміші дизельного палива та соєвої олії, розрахунок індикаторної діаграми, теплового балансу, шатунно-поршневої групи та динаміки двигуна при роботі на соєвій олії. Проведено порівняльну характеристику роботи двигуна на цих типах палива, проведено економічне дослідження та порівняння ефективності роботи дизельного двигуна при роботі на альтернативному паливі.

Ключові слова: *дизельний двигун, альтернативне паливо, соєва олія, біопаливо.*

ANOTATION

The task for the qualification work is "Project of a stationary diesel engine with a capacity of 630 kW with a study of the nature of carbon dioxide emissions when working on soybean oil."

The description of the engine contains a detailed description of the design of the prototype diesel engine 6FB 25/34, calculations of the work process when working on diesel fuel, soybean oil and a mixture of diesel fuel and soybean oil, calculation of the indicator diagram, heat balance, connecting rod-piston group and engine dynamics at work on soybean oil. A comparative characteristic of the operation of the engine on these types of fuel was carried out, an economic study was carried out and a comparison of the efficiency of the diesel engine when operating on alternative fuel was carried out.

Keywords: diesel engine, alternative fuel, soybean oil, biofuel.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА	5
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ	7
2.1 Розрахунок робочого процесу дизеля	7
2.2 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	17
2.3 Розрахунок теплового балансу дизеля	22
2.4 Розрахунок деталей шатуно - поршневої групи	29
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	40
РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРИ РОБОТІ НА СОЄВІЙ ОЛІЇ	45
3.1 Обґрунтування вибору соєвої олії	45
3.2 Визначення впливу соєвої олії на ефективні показники	45
3.3 Висновок	47
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	48
4.1 Загальні питання охорони праці і навколишнього середовища	48
4.2 Вплив енергетичної установки на навколишнє середовище	49
ВИСНОВКИ	51
ЛІТЕРАТУРА	52
ДОДАТКИ:	
1. Поперечний переріз двигуна	СК Ф-А1
2. Графіки впливу виду палива на M_{H_2O} , M_{CO_2} , M_{N_2} , M_{O_2} ,	
3. Графіки впливу виду палива на B_T , b_e , l_0	

					ПННІ НУК 142.44.24.03				
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата					
Розроб.		Вульчин Е.Р.			Пояснювальна записка	Літ.	Аркуш	Аркушів	
Перевір.		Доценко С.М.							
Реценз.		Грабовенко О.І.					3	52	
Н. Контр.						44-ЕМ-22			
Затвер.		Нестеренко							

ВСТУП

Останнім часом погляд науковців в галузі двигунобудування прикутий до альтернативних палив. Однією з причин пошуку альтернативних видів палив це виснаження світові запасів нафти та газу. Друга причина це покращення екологічного становища в світі.

Ці проблеми ще більш гостро постає перед Україною яка імпортує більшу частину нафти та газу.

Одним зі способів вирішення цієї проблеми є перехід з нафти на біопаливо.

Серед рідких палив альтернативного походження особлива увага приділяється паливам отриманим в ході переробки рослинної сировини, до переваг яких треба віднести: можливість відновлення запасів сировини, відносно дешевизну їх отримання, зберігання та переробки, а також можливість отримання значних обсягів сировини, достатніх для забезпечення власних потреб [1-2].

Застосування рослинних олій в якості альтернативи дизельному паливу має цілий ряд переваг. Так, рослинні олії мають виключно низький вміст сірки та ароматичних з'єднань, що означає практично повну відсутність у вихлопних газах оксидів сірки та канцерогенних поліциклічних ароматичних вуглеводнів. У викидах міститься менша кількість вуглеводнів, вони відносно нешкідливі для навколишнього середовища, так як при розливанні на ґрунт піддаються швидкому біологічному розкладанню, як і будь-який інший компонент рослинної сировини [1,3].

Але при роботі на соєвій олії, паливо перед подачею в систему попередньо підігрівається до температури 70 - 75 ° С. Підігрів здійснюється в баку водою, яка нагрівається в електричному котлі і подається циркуляційним водяним насосом в змішувач резервуара [2-3].

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА

Завдання дипломної роботи: проект стаціонарного дизельного двигуна потужністю 630 кВт з дослідженням характеру викидів діоксиду вуглецю при роботі на соєвої олії. За двигун прототип використовую дизельний двигун 6ЧН 25/34.

Дизельний двигун 6ЧН25/34 – чотиритактний, тронковий, простої дії, з газотурбінним наддувом, нереверсивний і відноситься до складу середньо-оборотних двигунів. Дизель призначений для використання в якості головного суднового двигуна [4].

Судновий двигун – одна з найбільш складних теплових машин, для дії якої потрібна велика кількість агрегатів, пристроїв, складальних одиниць, деталей. Ці складові впливають одна на одну, і разом з тим кожна з них виконує певну функцію [5].

Розглядати такі складні машини зручно за такою схемою, як сукупність взаємозв'язаних елементів різного рівня складності. Судновий ДВЗ складається з вузлів, які мають різні функціональні призначення [5].

Остав двигуна підтримує і спрямовує рухомі деталі, сприймає всі зусилля при роботі двигуна, являє собою сукупність нерухомих деталей – фундамента рами, блок-картеру, кришок циліндру, а також анкерних пов'язей, шпильок та болтів, що стягують ці деталі [5].

Кривошипно-шатунний механізм (КШМ) – сприймає зусилля від тиску газів та перетворює зворотно-поступальний рух поршня в обертальний рух колінчастого валу. Основні деталі КШМ – поршень, поршневий палець, шатун, колінчастий вал [5].

Механізм газорозподілу – відкриває та закриває впускні та випускні органи згідно з прийнятими фазами газообміну; складається з робочих клапанів та деталей, що передають до них рух від колінчастого вала – шестерень, розподільного вала, штовхачів, штанг, важелів [5].

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Фундаментна рама відлита з чавуну, суцільна або зварно-складова, ночноподібної форми, забезпечена поперечними перегородками, посилена ребрами. Внутрішня порожнина рами служить для збору мастила, яке стікає з деталей двигуна що підлягають тертю, і мастила після охолодження поршня. В постелях, розточених в поперечних перегородках рами і кришках, встановлюються вкладиші рамових підшипників колінчастого валу [6].

З обох боків по всій довжині, фундаментна рама має приливи з отворами для болтів кріплення двигуна до рами. З боку вільного кінця валу двигуна до рами кріпиться кришка, на яку встановлюються два водяних і один масляний насоси, а з боку маховика – кожух фланця колінчастого валу з масло відбивним кільцем і сальниковим ущільненням [6].

У днищі фундаментної рами дизеля 6ЧН 25/34 з цільною рамою – один зливний отвір знаходиться з боку переднього торця, а другий – посередині. На площині роз'єму блоку з рамою є канавка, в яку укладається гумовий шнур ущільнювача [6].

Блок-картер чавунний. У верхній частині блоку розміщені втулки робочих циліндрів. Простір між втулками і стінками блоку служить для циркуляції холодної води [6].

Порожнина охолодження ущільнюється мідною прокладкою, що встановлюється під верхній борт втулки і двома гумовими кільцями, розташованими в кільцевих виточках нижнього поясу втулки робочого циліндру [6].

В проточку на верхньому торці втулки робочого циліндра встановлюється мідна прокладка. В отворах поперечних перегородок встановлюються анкерні пов'язі. Нижня частина блоку є частиною картера двигуна. Зі сторони розподілення по всій довжині блоку є горизонтальна полиця, на якій встановлені корпуси штовхачів впускних і випускних клапанів [6].

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кришка робочого циліндру виготовлена з чавуну, окрема для кожного циліндру, кріпиться до блок-картеру чотирма шпильками. На днищі кришки є борт, який входить в проточку на втулці робочого циліндру. Під борт для ущільнення камери згоряння встановлюється прокладка з відпаленої червоної міді [6].

Вибором товщини прокладки встановлюється висота камери згоряння. На стояках встановлена вісь, на якій розташовані два коромисла для приводу клапанів. Змащення їх підшипників відбувається маслом з системи мащення двигуна [6].

Колінчастий вал сталевий, суцільно кований, має сім рамових і шість шатунних шийок, при цьому остання рамова шийка не використовується. Кривошипи дизеля 6ЧН 25/34 розташовані по відношенню один до одного під кутом 90°. Мастило з канавок рамових підшипників поступає до шатунних підшипників по каналах, які з'єднують рамові шийки з шатунами, міняючи внутрішні порожнини шийок [6].

На передньому кінці валу встановлені шестерні приводу масляного і водяного насосів. Шестерня приводу масляного насоса болтами і штифтами жорстко сполучена з маточиною демпфіруючої шестерні. Демпфіруюча шестерня насаджена на маточину, яка шпонкою жорстко сполучена з колінчастим валом. Це забезпечує надійну роботу зубчатих зачеплень приводу водяних насосів. Від осьового зміщення шестерня утримується упорним кільцем з одного боку і кільцем опорним та чотирма болтами з другого боку [6].

Маховик переднього торця за допомогою шпонки з'єднаний з колінчастим валом і утримується від осьового зміщення упорним кільцем з одного боку і буртом колінчастого валу з іншого. На задньому кінці валу є опорна кільцева поверхня на яку насаджена шестерня колінчастого валу, яка призначена для приводу розподільного валу через проміжну пару шестерень. Від осьового переміщення утримується шістьма притисками, які кріпляться болтами [6].

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Шатун виготовлений з вуглецевої сталі. Стрижень шатуна двотаврового перетину має в центрі канал. У верхній головці шатуна проти каналу виконана кільцева канавка, а в нижній головці – канали, по яких мастило з шатунного підшипника потрапляє в головний [6].

У розточування верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка, яка є головним підшипником. На внутрішній поверхні втулки виконані кільцева канавка і вісім отворів. Мастило з каналу поступає в кільцеву канавку у верхній головці шатуна, а потім в розпилювач на охолодження поршня і одночасно через отвори втулки – в кільцеву канавку на змащування поршневого пальця [6].

У нижній головці шатуна розташовані тонкостінні сталєалюмінієві вкладиші шатунного підшипника. Від провертання і осьового переміщення вкладиші утримуються штифтом і шатунними болтами [6].

Кришка шатунного підшипника кріпиться до стрижня шатуна чотирма шатунними болтами. Взаємне положення стрижня і кришки фіксується штифтом [6].

Поршень суцільнолитий, овальний, виготовлений з чавуну, охолоджуваний і має канавки, в які встановлюються компресійні і маслосборні кільця [6].

У днищі поршня виконана камера згорання і є різьбові отвори під рими для виїмки поршня з шатуном. Поршень і шатун з'єднуються сталевим, порожнистим поршневим пальцем. Зовнішня поверхня пальця цементована і загартована. Від осьового переміщення палець утримується стопорними кільцями, встановленими в кільцевих канавках бобишок поршня [6].

Кільця виготовлені з високоміцного чавуну. Комплект поршневих кілець складається з трьох компресійних і двох здвоєних маслосборних кілець. Компресійні і маслосборні кільця мають в перетині прямокутну форму і прямий замок. Верхнє і середнє кільце з зносостійким покриттям (хромоване), нижнє – без напилення, але кільця фосфатовані. Маслосборні

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

кільця мають гострі кромки, які при установці в канавки повинні бути направлені донизу [6].

Паливний насос здійснює стиснення палива до тиску уприскування. Уприскування палива відбувається через форсунку в камеру згорання циліндра дизеля. Кожен паливний насос високого тиску золотникового типу. У корпус насоса вставлена втулка з притертим до неї плунжером. Втулка і плунжер є прецизійною парою [6].

Форсунка призначена для розпилювання палива, що подається в камеру згорання газодизеля. Форсунка закритого типу, двох пружинна з гідравлічним управлінням підйому голки і охолоджуванням розпилювача [6].

Паливо, що подається паливним насосом високого тиску, проходить через щілистий фільтр і по каналу в корпусі форсунки поступає до розпилювача. Поверхні корпусу форсунки і корпусу розпилювача фіксуються штифтом і стягуються наживним ковпаком [6].

Витоки палива через зазор між голкою і корпусом розпилювача відводяться по каналу регулювального гвинта у відведення витоків. Підведення і відведення рідини охолоджування розпилювача здійснюється через штуцери [6].

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

2.1. Розрахунок робочого процесу [7]

2.1.1. Умова завдання:

ефективна потужність

$$P_e = 630 \text{ кВт}$$

частота обертання колінчастого валу

$$n = 600 \text{ хв}^{-1}$$

ступінь стиску

$$\varepsilon = 13$$

число циліндрів

$$i = 6$$

2.1.2. Вихідні дані теплового розрахунку:

тиск наддуву

$$P_b = 0,21 \text{ МПа}$$

коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha = 2$$

тиск навколишнього середовища

$$P_a = 0,103 \text{ МПа}$$

температура навколишнього середовища

$$T_a = 293 \text{ К}$$

підігрів свіжого заряду

$$\Delta T = 10 \text{ К}$$

температура залишкових газів

$$T_r = 750 \text{ К}$$

тиск залишкових газів

$$P_r = 0,168 \text{ МПа}$$

ступінь підвищення тиску

$$\lambda = 1,5$$

коефіцієнт використання теплоти в точці “Z”

$$\xi_z = 0,85$$

коефіцієнт повноти індикаторної діаграми

$$\xi = 0,98$$

Паливо

а) Соева олія

б) Середній елементарний склад палива

$$C = 0,775 \quad H = 0,115 \quad O = 0,11$$

в) Найнижча теплота згорання палива

$$Q_n = 37000 \text{ кДж/кг}$$

2.1.3. Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1кг палива:

$$L_o = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \text{ кмоль/кмоль}$$

$$L_o = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{0,775}{12} + \frac{0,115}{4} - \frac{0,11}{32} \right) = 0,428 \text{ кмоль/кмоль}$$

$$l_0 = 28,95 \cdot L_0, \text{ кмоль/кмоль}$$

$$l_0 = 28,95 \cdot 0,428 = 12,39 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду:

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

$$M_1 = 2 \cdot 0,428 = 0,856 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння:

двоокис вуглицю CO_2 :

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

$$M_{CO_2} = \frac{0,775}{12} = 0,065 \text{ кмоль/кмоль}$$

водяної пари H_2O :

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

$$M_{H_2O} = \frac{0,115}{2} = 0,058 \text{ кмоль/кмоль}$$

кисню O_2 :

$$M_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0, \text{ кмоль/кмоль}$$

$$M_{O_2} = 0,21 \cdot (2 - 1) \cdot 0,428 = 0,09 \text{ кмоль/кмоль}$$

азоту N_2 :

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0, \text{ кмоль/кмоль}$$

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot 2 \cdot 0,428 = 0,676 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння:

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

$$M_2 = 0,065 + 0,058 + 0,09 + 0,676 = 0,888 \text{ кмоль/кмоль}$$

2.1.4. Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача:

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{P_B}{P_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}}, \text{ К}$$

де: $n_K = 1,55$ показник політропи стиску повітря в нагнітачі

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

$$T_B = 293 \cdot \left(\frac{0,21}{0,103} \right)^{\frac{1,55-1}{1,55}} = 381 \text{ К}$$

Тиск в кінці впуску:

$$P_d = (0,9 \div 0,95) \cdot P_B, \text{ МПа}$$

$$P_d = 0,97 \cdot 0,21 = 0,204 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт залишкових газів:

$$\gamma_r = \frac{T_B - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon \cdot P_d - P_r}$$

де: $\Delta T_1 = 10 \text{ К}$ – ступінь охолодження повітря в двигунах

$$\gamma_r = \frac{381 - 10 + 10}{750} \cdot \frac{0,168}{13 \cdot 0,204 - 0,168} = 0,034$$

Температура в кінці впуску:

$$T_d = \frac{T_B - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ К}$$

$$T_d = \frac{381 - 10 + 10 + 0,034 \cdot 750}{1 + 0,034} = 394 \text{ К}$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_d}{P_B} \cdot \frac{T_B - \Delta T_1}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)}$$

$$\Phi_c = \frac{13}{13 - 1} \cdot \frac{0,204}{0,21} \cdot \frac{381 - 10}{394 \cdot (1 + 0,034)} = 0,958$$

Густина заряду на впуску:

$$\rho_b = \frac{P_B \cdot 10^6}{R_n \cdot (T_B - \Delta T_1)}, \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_b = \frac{0,21 \cdot 10^6}{287 \cdot (381 - 10)} = 1,971 \text{ кг/м}^3$$

де: $R_n = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$ – універсальна газова стала для повітря

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

2.1.5. Показник політропи стиску

$$n_1 = 1,37$$

Тиск в кінці стиску:

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

$$P_c = 0,204 \cdot 13^{1,37} = 6,841 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску:

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

$$T_c = 394 \cdot 13^{1,37-1} = 1017 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря:

$$mCv' = 19,88 + 0,002638 \cdot T_c, \text{кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

$$mCv' = 19,88 + 0,002638 \cdot 1017 = 22,562 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

2.1.6. Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни:

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

$$\beta_o = \frac{0,888}{0,856} = 1,038$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

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

$$\beta = \frac{1,038 + 0,034}{1 + 0,034} = 1,036$$

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

Після підстановки одержимо рівняння:

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

де: $a = 23,224$

$b = 0,0018$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

$$mC''p = mCv'' + 8,134, \text{кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

Після підстановки одержимо рівняння:

де: $a = 31,358$

$b = 0,0018$

Максимальний тиск згоряння:

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

$$P_{max} = 1,5 \cdot 6,841 = 10,261 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння:

$$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{M_1 \cdot (1 + \gamma_T)} + (mCv' + 8,314 \cdot \lambda) \cdot T_c = \beta(mC''p) \cdot T_z$$

Після підстановки одержимо квадратне рівняння:

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

де: $A = 0,00186$

$B = 32,498$

$C = 70855,32$

звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A}, \text{К}$$

$$T_z = \frac{-32,498 + \sqrt{32,498^2 + 4 \cdot 0,00186 \cdot 70855,32}}{2 \cdot 0,00186} = 1960 \text{ К}$$

2.1.7. Параметри процесу розширення

Ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}$$
$$\rho = \frac{1,036 \cdot 1960}{1,5 \cdot 1017} = 1,332$$

Ступінь подальшого розширення:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$
$$\delta = \frac{13}{1,332} = 9,758$$

Середній показник політропи розширення

$$n_2 = 1,2$$

Тиск в кінці розширення:

$$P_B = \frac{P_{max}}{\delta^{n_2}}, \text{МПа}$$
$$P_B = \frac{10,261}{9,758^{1,2}} = 0,667 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення:

$$T_B = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, \text{К}$$
$$T_B = \frac{1960}{9,758^{1,2-1}} = 1093,7 \text{ К}$$

2.1.8. Індикаторні показники робочого тіла

Середній теоретичний індикаторний тиск:

$$P'_{mi} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{МПа}$$
$$P'_{mi} = \frac{6,841}{13 - 1} \left[1,5 \cdot (1,332 - 1) + \frac{1,5 \cdot 1,332}{1,2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{9,758^{1,2-1}} \right) - \frac{1}{1,37 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{13^{1,37-1}} \right) \right] = 1,424 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск:

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

$$P_{mi} = 0,98 \cdot 1,424 = 1,396 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \cdot l_o \cdot \alpha}{Q_H \cdot \rho_a \cdot \Phi_c \cdot 10^{-3}}$$

$$\eta_i = \frac{1,396 \cdot 12,39 \cdot 2}{37000 \cdot 1,971 \cdot 0,958 \cdot 10^{-3}} = 0,495$$

Питома індикаторна витрата палива:

$$b_i = \frac{3600}{Q_H \cdot \eta_i}, \text{ кг/кВт} \cdot \text{год}$$

$$b_i = \frac{3600}{37000 \cdot 0,495} = 0,197 \text{ кг/кВт} \cdot \text{год}$$

2.1.9. Ефективний показник робочого циклу

Хід поршня двигуна-прототипу:

$$S_{пр} = 0,34 \text{ м}$$

Середня швидкість поршня:

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

$$V_{п.ср.} = \frac{0,34 \cdot 600}{30} = 6,8 \text{ м/с}$$

Середній тиск механічних втрат:

$$P_M = 0,089 + 0,0118 \cdot V_{п.ср.}, \text{ МПа}$$

$$P_M = 0,088 + 0,0118 \cdot 6,8 = 0,168 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск:

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

$$P_{me} = 1,396 - 0,168 = 1,227 \text{ МПа}$$

Механічний ККД:

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

$$\eta_M = \frac{1,227}{1,396} = 0,879$$

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Ефективний ККД:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$
$$\eta_e = 0,495 \cdot 0,879 = 0,435$$

Питома ефективна витрата палива:

$$b_e = \frac{3600}{Q_H \cdot \eta_e}, \text{ кг/кВт} \cdot \text{год}$$
$$b_e = \frac{3600}{37000 \cdot 0,435} = 0,224 \text{ кг/кВт} \cdot \text{год}$$

Годинна витрата палива:

$$B = b_e \cdot P_e, \text{ кг/год}$$
$$B = 0,224 \cdot 630 = 140,8 \text{ кг/год}$$

2.1.10. Основні розміри циліндра і двигуна

Літраж двигуна:

$$V_{st} = 30 \cdot z \cdot \frac{P_e}{P_{me} \cdot n}, \text{ л}$$
$$V_{st} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{630}{1,227 \cdot 600} = 102,65 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндра:

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ л}$$
$$V_s = \frac{102,65}{6} = 17,11 \text{ л}$$

Діаметр циліндра двигуна-прототипа:

$$d_{пр} = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня двигуна-прототипа:

$$S_{пр} = 340 \text{ мм}$$

Відношення:

$$m = \frac{S_{пр}}{d_{пр}}$$
$$m = \frac{340}{250} = 1,36$$

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

Діаметр циліндра:

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

$$d = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 17,11}{3,14 \cdot 1,36}} = 252,1 \text{ мм}$$

Хід поршня:

$$S = m \cdot d, \text{ мм}$$

$$S = 1,36 \cdot 252,1 = 340 \text{ мм}$$

Уточнені розміри циліндра і двигуна

діаметр циліндра:

$$d = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня:

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна:

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

$$V_{st} = \frac{3,14 \cdot 250^2 \cdot 340 \cdot 6}{4 \cdot 10^6} = 100,088 \text{ л}$$

Ефективна розрахункова потужність двигуна:

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

$$P_{ep} = \frac{1,227 \cdot 102,65 \cdot 600}{30 \cdot 4} = 614 \text{ кВт}$$

Середня потужність двигуна:

$$P_{esp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}, \text{ кВт}$$

$$P_{esp} = \frac{614 + 630}{2} = 622 \text{ кВт}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

Отримана величина $P_{\text{ер}}$ відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_{\text{е}} = \frac{|P_{\text{ер}} - P_{\text{е}}|}{P_{\text{еср}}} \cdot 100, \%$$

$$\Delta P_{\text{е}} = \frac{|614 - 630|}{622} \cdot 100 = 2,53 \%$$

Розбіжність заданої та розрахункової потужностей $\Delta P_{\text{е}}$ менше 5%, отже розрахунок робочого процесу виконаний вірно.

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2. Розрахунок індикаторної діаграми [7]

2.2.1. Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

Середній індикаторний тиск	$P_{mi} = 1,396$ МПа
Тиск в кінці впуску	$P_d = 0,204$ МПа
Показник політропи стиску	$n_1 = 1,37$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 13$
Максимальний тиск в циліндрі	$P_{max} = 10,261$ МПа
Показник політропи розширення	$n_2 = 1,2$
Ступінь попереднього розширення	$\rho = 1,332$
Масштаб по осі стиску	$m_p = 0,056$ МПа/мм

Розрахунок лінії стиску:

$$P_{ct} = \frac{P_d \cdot \varepsilon^{n_1}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}}, \text{ МПа}$$

Розрахунок лінії розширення:

$$P_{ct} = \frac{P_{max} \cdot \rho^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_2}}, \text{ МПа}$$

Таблиця 2.2.1 Результати розрахунку індикаторної діаграми.

V/V_c	P_{ct} , МПа	P_{ct} , мм	$P_{роз}$, МПа	$P_{роз}$, мм
1	6,851	122,3	-	-
1,332	4,626	82,6	10,261	183,2
1.5	3,931	70,2	158,9	158,9
1.75	3,183	56,8	132,1	132,1
2	2,650	47,3	112,5	112,5
3	1,521	27,2	69,2	69,2
4	1,025	18,3	49,0	49,0
5	0,755	13,5	37,5	37,5
6	0,588	10,5	30,1	30,1
7	0,476	8,5	25,0	25,0
8	0,397	7,1	21,3	21,3

Продовження таблиці 2.2.1

V/V_c	$P_{ст}, \text{МПа}$	$P_{ст}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$
9	0,338	6,0	18,5	18,5
10	0,292	5,2	16,3	16,3
11	0,256	4,6	14,5	14,5
12	0,228	4,1	13,1	13,1
13	0,204	3,6	11,9	11,9

Об'єм камери згоряння:

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

де: $V_s = [AB] = 302 \text{ мм}$ – приведений робочий об'єм

$$V_c = \frac{240}{13 - 1} = 20 \text{ мм}$$

Визначаємо середній індикаторний тиск по діаграмі:

$$P_{mi}^d = \frac{A_{ид}}{[AB]} \cdot m_p, \text{ МПа}$$

де: A_d – площа індикаторної діаграми, мм^2

$$A_d = 6092,034 \text{ мм}^2$$

$[AB]$ – відстань від ВМТ до НМТ по діаграмі, мм

$$[AB] = 240 \text{ мм}$$

$$P_{mi}^d = \frac{6092,034}{240} \cdot 0,056 = 1,421 \text{ МПа}$$

Знаходимо похибку середнього індикаторного тиску:

$$\Delta P_{mi} = \frac{|P_{mi} - P_{mi}^d|}{P_{mi}^{cp}} \cdot 100, \%$$

Де: P_{mi}^{cp} - середній індикаторний тиск

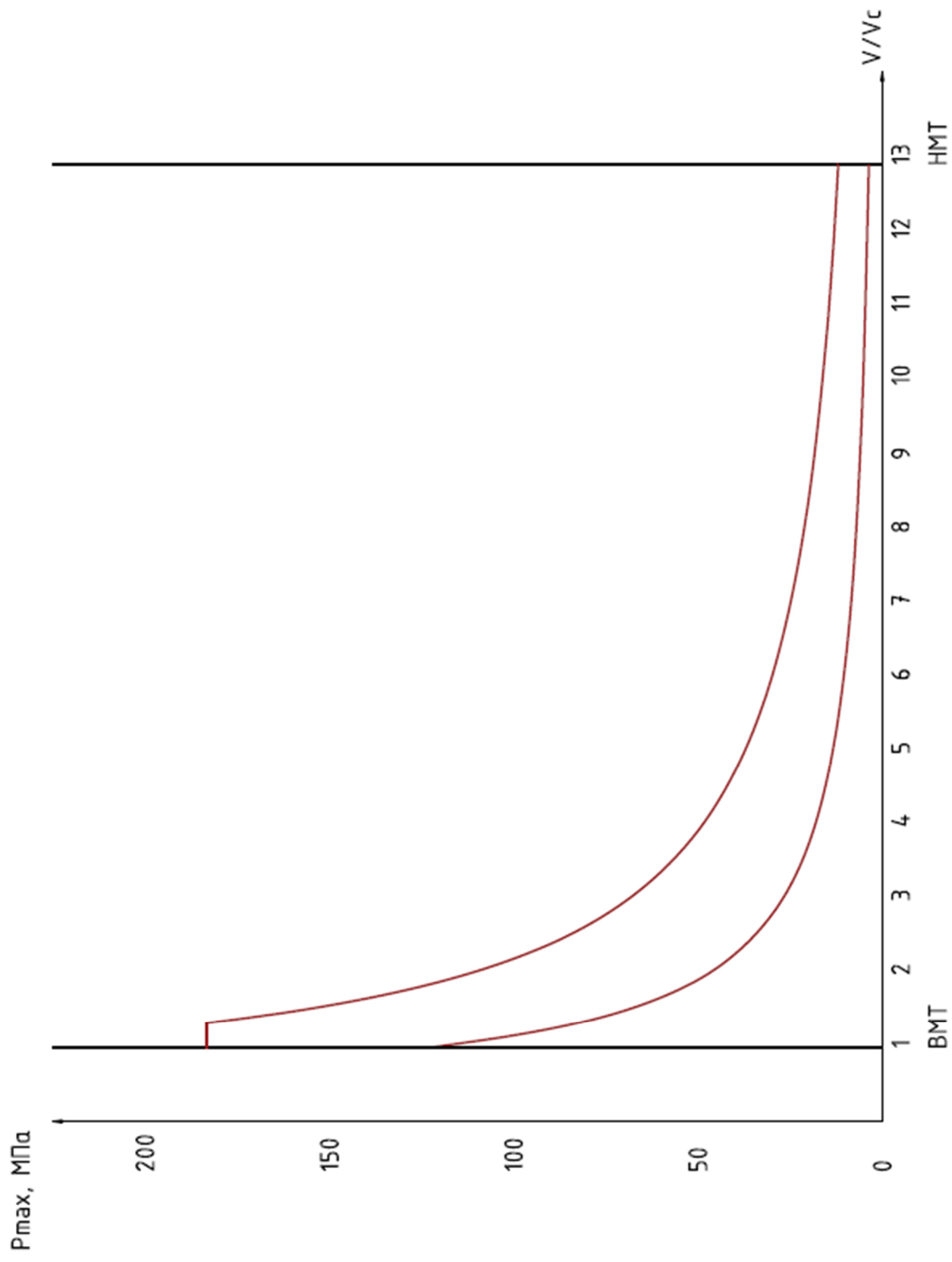
$$P_{mi}^{cp} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^d}{2}, \text{ МПа}$$

$$P_{mi}^{cp} = \frac{1,396 + 1,421}{2} = 1,409 \text{ МПа}$$

$$\Delta P_{mi} = \frac{|1,396 - 1,421|}{1,409} \cdot 100 = 1.81\%$$

Похибка не перевищує 5%

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23



2.2.2. Розрахунок дійсної індикаторної діаграми

C' , до ВМТ – точка подачі іскри

f , до ВМТ – точка початку згорання палива

$\Delta\varphi_2$, після ВМТ – точка після ВМТ де тиск максимальний

b' , після ВМТ – точка відкриття випускного клапана

r' , до ВМТ – точка відкриття впускного клапана

r'' , після ВМТ – точка закриття випускного клапана

d' , до ВМТ – точка закриття впускного клапана

Вихідні дані:

кривошипно-шатунне відношення

$$\lambda_L = 0,25$$

відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі

$$[AB] = 240 \text{ мм}$$

кут затримки згорання

$$\Delta\varphi_1 = 10^\circ$$

тиск залишкових газів

$$P_r = 0,168 \text{ МПа}$$

масштаб тиску

$$m_p = 0,056 \text{ МПа/мм}$$

хід поршня

$$S = 340 \text{ мм}$$

тиск в кінці стиску

$$P_c = 6,841 \text{ МПа}$$

максимальний тиск

$$P_{max} = 10,261 \text{ МПа}$$

Таблиця 2.2 Розрахунок дійсної індикаторної діаграми

Позначка точки φ , пкв	Положення точки відносно ВМТ φ° , пкв	Постійна $X = (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $\frac{X \cdot [AB]}{2}$, мм
C' , до ВМТ	30	0,165	19,8
f , до ВМТ	20	0,075	9,0
$\Delta\varphi_2$, після ВМТ	10	0,019	2,3
b' , після ВМТ	120	1,594	191,3
r' , до ВМТ	20	0,075	9,0
r'' , після ВМТ	30	0,165	19,8
d' , до ВМТ	130	1,716	205,9

Визначаємо ординату точки г:

$$r = \frac{P_r}{m_p}, \text{ мм}$$

$$r = \frac{0,168}{0,056} = 3,0 \text{ мм}$$

Тиск газів в ВМТ:

$$P_c'' = (1,15 \div 1,25) \cdot P_c, \text{ МПа}$$

$$P_c'' = 1,2 \cdot 6,841 = 8,209 \text{ МПа}$$

де: 1,2 – число з інтервалу

$$P_c'' = \frac{P_c''}{m_p}, \text{ мм}$$

$$P_c'' = \frac{8,209}{0,056} = 146,6 \text{ мм}$$

Максимальний тиск згоряння:

$$P_{zd} = P_{max} = 10,261 \text{ МПа}$$

$$P_{zd} = \frac{P_{zd}}{m_p}, \text{ мм}$$

$$P_{zd} = \frac{10,261}{0,056} = 183,2 \text{ мм}$$

Поправка Брікса:

$$OO' = \frac{R \cdot \lambda_L}{2}, \text{ мм}$$

де: $R = \frac{s}{2}$, мм – радіус кривошипа

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

$$OO' = \frac{170 \cdot 0,25}{2} = 21,3 \text{ мм}$$

Масштаб переміщення:

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

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

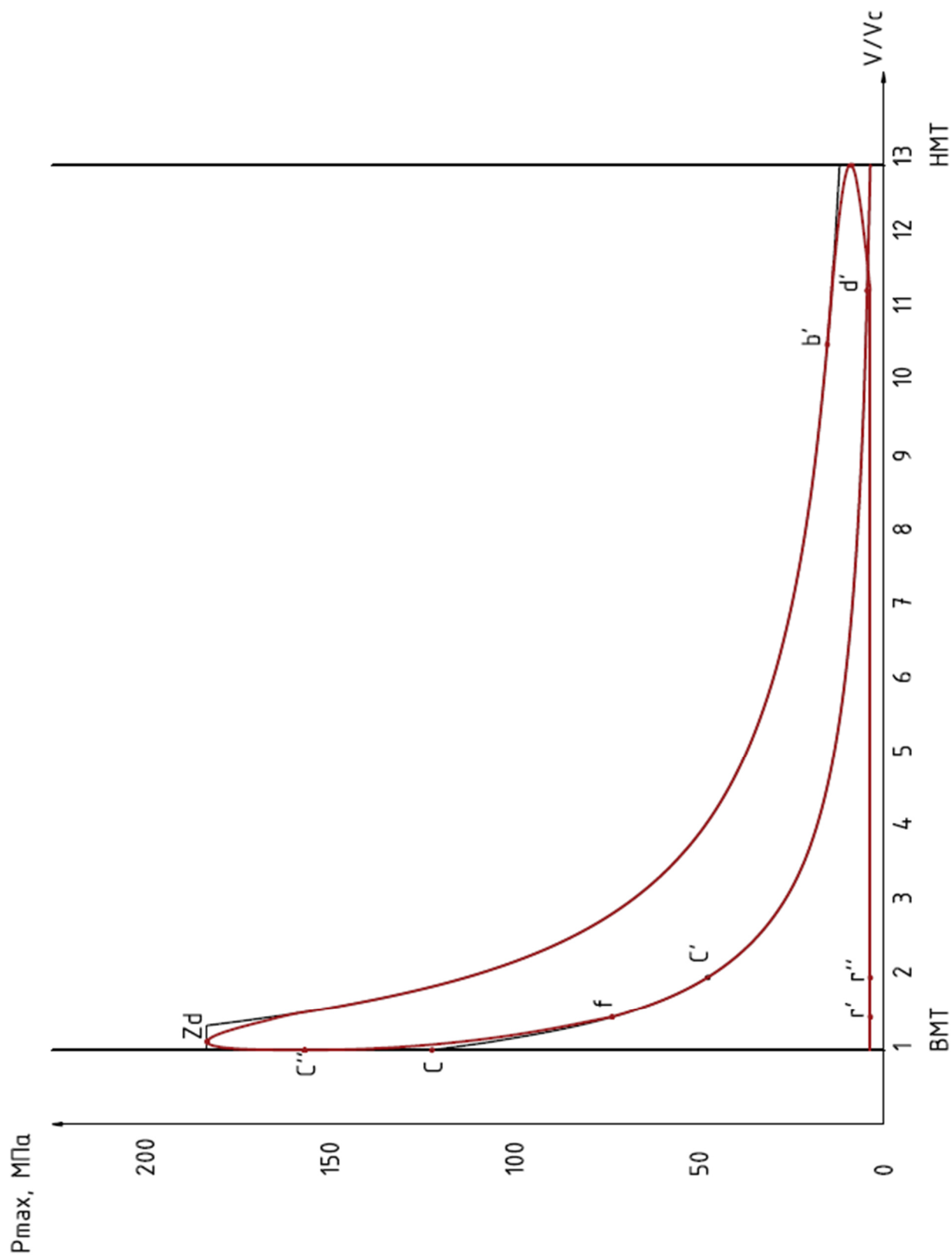
$$M_s = \frac{340}{240} = 1,417$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення:

$$OO_1 = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO_1 = \frac{21,3}{1,417} = 15,0 \text{ мм}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



2.3. Розрахунок зовнішнього теплового балансу двигуна [7]

2.3.1. Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e = 614 \text{ кВт}$
Частота обертання колінвалу	$n = 600 \text{ хв}^{-1}$
Діаметр циліндру	$d = 250 \text{ мм}$
Хід поршня	$S = 340 \text{ мм}$
Число циліндрів	$i = 6$
Коефіцієнт тактності	$Z = 4$
Нижча теплота згорання	$Q_H = 37000 \text{ кДж/кг}$
Годинна витрата газу	$B_r = 140,8 \text{ кг/год}$
Індикаторний ККД	$\eta_i = 0,495$
Ефективний ККД	$\eta_e = 0,435$
Кількість свіжого заряду	$M_1 = 0,856 \text{ кмоль/кг}$
Загальна кількість продуктів згорання	$M_2 = 0,888 \text{ кмоль/кг}$
Температура залишкових газів	$T_r = 750 \text{ К}$
Температура на початку стиску	$T_d = 394 \text{ К}$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 2$

2.3.2. Рівняння теплового балансу

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_b + Q_r + Q_m + Q_{н.в.}$$

де: Q_e – Теплота, еквівалентна ефективній роботі;

Q_b – Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

Q_r – Теплота, яка виноситься випускними газами;

Q_m – Теплота, яка відводиться маслом;

$Q_{н.в.}$ – Невраховані теплові втрати.

2.3.3 Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{\Pi} = \frac{B_{\Gamma} \cdot Q_{\text{H}}}{3,6}, \text{кВт}$$

$$Q_{\Pi} = \frac{140,8 \cdot 37000}{3,6} = 1447,1 \text{ кВт}$$

У відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100 %

2.3.4. Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e, \text{кВт}$$

$$Q_e = 1000 \cdot 614 = 614 \text{ кВт}$$

У відсотковому відношенні:

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

$$q_e = \frac{614}{1447,1} \cdot 100 = 42,43 \%$$

Перевірка:

$$Q'_e = Q_{\Pi} \cdot \eta_e, \text{кВт}$$

$$Q'_e = 1447,1 \cdot 0,435 = 629,5 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку:

$$\Delta = \frac{(Q_e - Q'_e)}{Q_e} \cdot 100, \%$$

$$\Delta = \frac{(614 - 629,5)}{614} \cdot 100 = -2,5 \%$$

Похибка не перевищує 1 %

2.3.5. Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{т.п.}} + Q_{\text{в.н.}}, \text{кВт}$$

де: Q_{w} – Теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{\text{т.п.}}$ – Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра:

$$Q_w = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р.}} + W_{\text{вып}}) \cdot Q_{\text{п}}, \text{ кВт}$$

де: $W_{\text{нап}}, W_{\text{ст}}, W_{\text{г.р.}}, W_{\text{вып}}$ – Відповідно відносні втрати палива на дільницях наповнення, стиск, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$$W_{\text{нап}} = 0 \quad W_{\text{г.р.}} = 0,16$$

$$W_{\text{ст}} = 0 \quad W_{\text{вып}} = 0,05$$

$$Q_w = (-0 + 0 + 0,16 + 0,05) \cdot 1447,1 = 303,9 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна:

$$P_{\text{мд}} = (a \cdot b \cdot C_m) \cdot 10^3, \text{ кПа}$$

де: $a = 0,12$ $b = 0,015$ – Коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат.

$$C_m = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{340 \cdot 600}{30} = 6,8 \text{ М/с}$$

$$P_{\text{мд}} = (0,12 \cdot 0,015 \cdot 6,8) \cdot 10^3 = 120 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

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

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

Потужність тертя поршня:

$$P_{\text{п}} = \frac{P_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i}{(30 \cdot Z)}, \text{ кВт}$$

де: V_s – Робочий об'єм циклу.

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

$$V_s = \frac{3,14 \cdot 250^2 \cdot 340}{4} = 0,017 \text{ м}^3$$

$$P_{\text{п}} = \frac{72 \cdot 0,017 \cdot 600 \cdot 6}{(30 \cdot Z)} = 36,03 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалента роботі тертя поршня:

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

$$Q_{\text{т.п.}} = 1000 \cdot 36,03 = 36,0 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насоса:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

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

$$Q'_{\text{в}} = 303,9 + 36,0 = 339,9 \text{ кВт}$$

Тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_{\text{в}} = \frac{Q'_{\text{в}} \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_{\text{в}} \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_{\text{в}}}, \text{ м}^3/\text{с}$$

де: $K = 1,3$ – Коефіцієнт запасу;

$\rho_{\text{в}} = 1000 \text{ кг/м}^3$ – Середня щільність води;

$C_{\text{тв}} = 4,19 \text{ кДж/кг}$ – Середня теплоємність води;

$\Delta T_{\text{в}} = 8 \text{ К}$ – Температурний перепад води в холодильнику.

$$V_{\text{в}} = \frac{339,9 \cdot 10^{-3} \cdot 1,3}{1000 \cdot 4,19 \cdot 8} = 0,013 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насоса:

$$P_{\text{в.н.}} = \frac{V_{\text{в}} \cdot \Delta P_{\text{в}}}{\eta_{\text{в.н.}}}, \text{ кВт}$$

де: $\Delta P_{\text{в}} = 98 \text{ кПа}$ – Гідравлічний опір системи охолодження;

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,55$ – ККД водяного насоса.

$$P_{\text{в.н.}} = \frac{0,013 \cdot 98}{0,55} = 2,35 \text{ кВт}$$

Тоді:

$$Q_{\text{в.н.}} = 2,35 \text{ кВт}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{т.п.}} + Q_{\text{в.н.}}, \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{в}} = 303,9 + 36,0 + 1,58 = 342,3 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\Pi}} \cdot 100, \%$$
$$q_B = \frac{342,3}{1447,1} = 23,7 \%$$

2.3.6. Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_{\Gamma}}{3,6 \cdot 22,4} \cdot \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{\Gamma}} \cdot t_{\Gamma} - M_1 \cdot (mC_p')_{T_0}^{T_d} \cdot t_d \right], \text{кВт}$$

де: $mC_p'' = 34,08 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$

$mC_p' = 29,09 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$

$$Q_{\Gamma} = \frac{140,8}{3,6 \cdot 22,4} \cdot [0,888 \cdot 33,83 \cdot 477 - 0,856 \cdot 29,09 \cdot 121] = 442,6 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100, \%$$
$$q_{\Gamma} = \frac{442,6}{1447,1} \cdot 100 = 30,6 \%$$

2.3.7. Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насоса:

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна:

$$Q_{M_1} = (Q_w + Q_{\text{мд}}) - Q_B, \text{кВт}$$

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi}, \text{кВт}$$

де: $\Delta_{\text{мд}} = \left(\frac{P_{\text{мд}}}{P_{\text{ми}}} \right) \cdot \eta_i = 0,043$ – Доля втрат в механізмах двигуна.

Тоді:

$$Q_{\text{мд}} = 0,043 \cdot 1447,1 = 61,6 \text{ кВт}$$

$$Q_{M_1} = (303,9 + 61,6) - 342,3 = 23,2 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення:

Витрата циркуляційного масла:

$$V_M = \frac{K \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{TM} \cdot \Delta T_M}, \text{ м}^3/\text{с}$$

де: $K = 1,4$ – Коефіцієнт запасу

$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3$ – Щільність масла

$C_{TM} = 2,094 \text{ кДж/кг}$ – Середня теплоємність масла

$\Delta T_M = 6 \text{ К}$ – Температурний перепад масла в охолоджувачі

$$V_M = \frac{1,4 \cdot 23,2}{900 \cdot 2,094 \cdot 6} = 0,003 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta_M \cdot 10^3}, \text{ кВт}$$

де: $P_0 = 400000 \text{ Па}$ – Робочий тиск масла в системі;

$\eta_M = 0,879$ – Механічний ККД масляного насоса.

$$P_{M.H.} = \frac{0,003 \cdot 400000}{0,879 \cdot 10^3} = 1,31 \text{ кВт}$$

Тоді:

$$Q_{M2} = P_{M.H.}, \text{ кВт}$$

$$Q_{M2} = 1,31 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2}, \text{ кВт}$$

$$Q_M = 23,2 + 1,31 = 24,5 \text{ кВт}$$

У відсотковому відношенні:

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

$$q_M = \frac{24,5}{1447,1} = 1,69 \%$$

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

2.3.8. Невраховані теплові втрати:

$$Q_{\text{н.в.}} = Q_{\text{п}} - (Q_{\text{е}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{г}} + Q_{\text{м}}), \text{Дж/с}$$

$$Q_{\text{н.в.}} = 1447,1 - (614 + 342,3 + 442,6 + 24,5) = 23,7 \text{ Дж/с}$$

Що у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{н.в.}} = \frac{Q_{\text{н.в.}}}{Q_{\text{п}}} \cdot 100, \%$$

$$q_{\text{н.в.}} = 1,6 \%$$

Всі отриманні дані зведені в таблицю 2.3.1.

Складові теплового балансу	кВт	%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі	614	42,4
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	342,3	23,7
Теплота, яка виноситься випускними газами	442,6	30,6
Теплота, яка відводиться маслом	24,5	1,7
Невраховані теплові втрати	23,7	1,6
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	102500	100

2.4. Розрахунок деталей шатуно - поршневої групи [8]

2.4.1. Розрахунок поршня

Матеріалу поршня: Чавун СЧ 25 ГОСТ 1412-85

Вихідні данні

Діаметр циліндра

$$d = 0,25 \text{ м}$$

Частота обертання

$$n = 600 \text{ хв}^{-1}$$

Максимальний тиск газів в циліндрі

$$P_{max} = 10,261 \text{ МПа}$$

Середній індикаторний тиск

$$P_{mi} = 1,396 \text{ МПа}$$

Розрахунок основних геометричних розмірів поршня

Товщина днища поршня:

$$\delta_{дн} = (0,05 \dots 0,1) \cdot d, \text{ м}$$

$$\delta_{дн} = 0,08 \cdot 0,25 = 0,02 \text{ м}$$

Висота поршня:

$$H = (1,4 \dots 2) \cdot d, \text{ м}$$

$$H = 1,5 \cdot 0,25 = 0,375 \text{ м}$$

Відстань від днища поршня до осі під поршневий палець:

$$h_1 = (0,6 \dots 1) \cdot d, \text{ м}$$

$$h_1 = 0,8 \cdot 0,25 = 0,2 \text{ м}$$

Висота юбки поршня:

$$l_{ю} = (0,6 \dots 1,1) \cdot d, \text{ м}$$

$$l_{ю} = 1,1 \cdot 0,25 = 0,275 \text{ м}$$

Відстань до першої поршневої канавки:

$$l_1 = (0,11 \dots 0,3) \cdot d, \text{ м}$$

$$l_1 = 0,2 \cdot 0,25 = 0,05 \text{ м}$$

Діаметр бобишки:

$$d_6 = (0,3 \dots 0,5) \cdot d, \text{ м}$$

$$d_6 = 0,4 \cdot 0,25 = 0,1 \text{ м}$$

Відстань між торцями бобишок:

$$b = (0,3 \dots 0,5) \cdot d, \text{ м}$$

$$b = 0,5 \cdot 0,25 = 0,125 \text{ м}$$

Товщина кільцевих перемичок:

$$h_{\Pi} = (0,04 \dots 0,07) \cdot d, \text{ м}$$

$$h_{\Pi} = 0,05 \cdot 0,25 = 0,0125 \text{ м}$$

Товщина стінки головки поршня:

$$S_1 = (0,05 \dots 0,1) \cdot d, \text{ м}$$

$$S_1 = 0,06 \cdot 0,25 = 0,015 \text{ м}$$

Радіальний зазор кільця в канавці поршня:

$$\Delta t = (0,7 \dots 1,2), \text{ мм}$$

$$\Delta t = 1 \text{ мм}$$

Радіальна товщина кільця:

$$t = (0,04 \dots 0,045) \cdot d, \text{ м}$$

$$t = 0,04 \cdot 0,25 = 0,01 \text{ м}$$

Внутрішній діаметр поршня:

$$d_i = d - 2 \cdot (S_1 + t + \Delta t), \text{ м}$$

$$d_i = 0,25 - 2 \cdot (0,015 + 0,01 + 0,001) = 0,198 \text{ м}$$

Монтажний зазор між головкою поршня і гільзою:

$$\Delta \Gamma = (0,004 \dots 0,01) \cdot d, \text{ м}$$

$$\Delta \Gamma = 0,008 \cdot 0,25 = 0,002 \text{ м}$$

Монтажний зазор між юбкою поршня і гільзою:

$$\Delta \Upsilon = (0,0008 \dots 0,0013) \cdot d, \text{ м}$$

$$\Delta \Upsilon = 0,001 \cdot 0,25 = 0,00025 \text{ м}$$

Діаметр головки поршня:

$$d_{\Gamma} = d - \Delta \Gamma, \text{ м}$$

$$d_{\Gamma} = 0,25 - 0,002 = 0,248 \text{ м}$$

Діаметр юбки поршня:

$$d_{\Upsilon} = d - \Delta \Upsilon, \text{ м}$$

$$d_{\Upsilon} = 0,25 - 0,00025 = 0,24975 \text{ м}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висота кільця:

$$h_k = (0,6 \dots 1) \cdot t, \text{ м}$$

$$h_k = 0,8 \cdot 0,01 = 0,008 \text{ м}$$

Діаметр масляних каналів:

$$d_m = (0,3 \dots 0,5) \cdot h_k, \text{ м}$$

$$d_m = 0,5 \cdot 0,008 = 0,004 \text{ м}$$

Число масляних каналів в поршні:

$$n_m = (6 \dots 14)$$

$$n_m = 10$$

Зовнішній діаметр поршневого пальця:

$$d_{\pi} = (0,3 \dots 0,45) \cdot d, \text{ м}$$

$$d_{\pi} = 0,45 \cdot 0,25 = 0,113 \text{ м}$$

Довжина пальця плаваючого типу:

$$l_{\pi} = (0,8 \dots 0,9) \cdot d, \text{ м}$$

$$l_{\pi} = 0,9 \cdot 0,25 = 0,225 \text{ м}$$

Довжина втулки верхньої головки шатуна плаваючого типу:

$$l_{\text{ш}} = (0,33 \dots 0,55) \cdot d, \text{ м}$$

$$l_{\text{ш}} = 0,45 \cdot 0,25 = 0,113 \text{ м}$$

Розрахунок поршня на міцність

Розрахунок поршня на згинання:

$$\sigma_x = \left(\frac{3}{16} \right) \cdot \left(\frac{d_i}{\delta_{\text{дн}}} \right) \cdot P_{\text{max}}, \text{ МПа}$$

$$\sigma_x = \left(\frac{3}{16} \right) \cdot \left(\frac{0,198}{0,02} \right) \cdot 10,261 = 19,047 \text{ МПа}$$

Допустимі значення: $[\sigma_x] = 80 \text{ МПа}$

$$\sigma_x < [\sigma_x]$$

$$19,047 \text{ МПа} < 80 \text{ МПа}$$

Висновок: Умова міцності виконана

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

Теплові напруження для поршнів, що охолоджуються

Питоме теплове навантаження:

$$q = (71000 + 310 \cdot n) \cdot P_{mi}, \text{Вт/м}^2$$

$$q = (71000 + 310 \cdot 600) \cdot 1,396 = 358772 \text{ Вт/м}^2$$

Коефіцієнт що залежить від матеріалу:

прийнято: $a = 0,00835$

Теплові напруження на днище поршня:

$$\sigma_t = a \cdot q \cdot \delta_{\text{дн}}, \text{МПа}$$

$$\sigma_t = 0,00835 \cdot 358772 \cdot 0,02 = 59,915 \text{ МПа}$$

Сумарні напруження у днищі поршня:

$$\sigma_{\text{сум}} = \sigma_x + \sigma_t, \text{МПа}$$

$$\sigma_{\text{сум}} = 19,047 + 59,915 = 78,962 \text{ МПа}$$

Допустимі значення: $[\sigma_{\text{сум}}] = 200 \text{ МПа}$

$$\sigma_{\text{сум}} < [\sigma_{\text{сум}}]$$

$$78,962 \text{ МПа} < 200 \text{ МПа}$$

Висновок: Умова міцності виконана

Розрахунок стискання проводять в найбільш небезпечному перерізі, завжди це переріз маслос'ємного кільця.

Максимальна сила газів:

$$F_{\text{max}} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot P_{\text{max}}, \text{МН}$$

$$F_{\text{max}} = \frac{3,14 \cdot 0,25^2}{4} \cdot 10,261 = 0,503 \text{ МН}$$

Площа перерізу по маслос'ємному кільцю головки:

$$A_{A-A} = \frac{\pi(d_i + 2S_i)^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} - d_m \cdot S_i \cdot n_m, \text{м}^2$$

$$A_{A-A} = \frac{3,14 \cdot (0,198 + 2 \cdot 0,015)^2}{4} - \frac{3,14 \cdot 0,198^2}{4} - 0,004 \cdot 0,015 \cdot 10$$
$$= 0,009 \text{ м}^2$$

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

Розрахунок головки поршня на стискання:

$$\sigma_{cm} = \frac{F_{max}}{A_{A-A}}, \text{ МПа}$$

$$\sigma_{cm} = \frac{0,503}{0,009} = 55,8 \text{ МПа}$$

Допустимі значення: $[\sigma_{cm}] = 80 \text{ МПа}$

$$\sigma_{cm} < [\sigma_{cm}]$$

$$55,8 \text{ МПа} < 80 \text{ МПа}$$

Висновок: Умова міцності виконана

Розрахунок юбки поршня

Максимальна нормальна сила, яка береться з динамічного розрахунку або розраховується за формулою:

$$F_N = 0,1 \cdot F_{max}, \text{ МН}$$

$$F_N = 0,1 \cdot 0,503 = 0,0503 \text{ МН}$$

Тиск від максимальної нормальної сили:

$$P_{ю} = \frac{F_N}{d \cdot l_{ю}}, \text{ МПа}$$

$$P_{ю} = \frac{0,0503}{0,25 \cdot 0,275} = 0,732 \text{ МПа}$$

Допустимі значення: $[P_{ю}] = 0,75 \text{ МПа}$

$$P_{ю} < [P_{ю}]$$

$$0,732 \text{ МПа} < 0,75 \text{ МПа}$$

Висновок; Умова міцності виконана

Розрахунок бобишки поршня

Довжина опорної поверхні бобишки:

$$l_0 = \frac{l_{\Pi} - b}{2}, \text{ м}$$

$$l_0 = \frac{0,225 - 0,125}{2} = 0,041 \text{ м}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

Тиск на опорну поверхню бобишки:

$$P_B = \frac{F_{max}}{d_{II} \cdot l_0 \cdot 2}, \text{ МПа}$$

$$P_B = \frac{0,503}{0,113 \cdot 0,05 \cdot 2} = 44,513 \text{ МПа}$$

Допустимі значення: $[P_B] = 60 \text{ МПа}$

$$P_B < [P_B]$$

$$44,513 \text{ МПа} < 60 \text{ МПа}$$

Висновок; Умова міцності виконана:

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4.2. Розрахунок поршневого пальця

Матеріал поршневого пальця: Сталь 20Х ГОСТ 4543-81.

Розрахунок на міцність

Вихідні дані;

Діаметр циліндра

$$d = 0,25 \text{ м}$$

Хід поршня

$$S = 0,34 \text{ м}$$

Частота обертання

$$n = 600 \text{ хв}^{-1}$$

Кривошипно-шатунне відношення

$$\lambda_L = 0,25$$

Максимальний тиск в циліндрі

$$P_{max} = 10,261 \text{ МПа}$$

Маса поршня і поршневих кілець

$$m_{пк} = 27,8 \text{ кг}$$

Внутрішній діаметр поршневого пальця

$$d_b = (0,4 \dots 0,7) \cdot d_{п}, \text{ м}$$

$$d_b = 0,5 \cdot 0,113 = 0,057 \text{ м}$$

Площа поршня

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \text{ м}^2$$

$$A = \frac{3,14 \cdot 0,25^2}{4} = 0,049 \text{ м}^2$$

Радіус кривошипа

$$r = \frac{S}{2}, \text{ м}$$

$$r = \frac{0,34}{2} = 0,17 \text{ м}$$

Кутова швидкість обертання колінчастого валу:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \text{ с}^{-1}$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 600}{30} = 62,8 \text{ с}^{-1}$$

Розрахункова сила, яка діє на поршневий палець:

$$F_{пп} = P_{max} A - m_{пк} r \omega^2 (1 + \lambda_L) 10^{-6}, \text{ МН}$$

$$F_{пп} = 10,261 \cdot 0,049 - 27,8 \cdot 0,17 \cdot 62,8^2 \cdot (1 + 0,25) \cdot 10^{-6} = 0,479 \text{ МН}$$

Коефіцієнт:

$$\alpha_1 = \frac{d_b}{d_n}$$
$$\alpha_1 = \frac{0,057}{0,113} = 0,5$$

Напруження згинання в середньому перерізі пальця:

$$\sigma_u = \frac{F_{\text{ПП}}(l_n + 2 \cdot b - 1,5 \cdot l_{\text{ш}})}{1,2 \cdot (1 - \alpha_1^4) \cdot d_n^3}, \text{ МПа}$$
$$\sigma_u = \frac{0,479 \cdot (0,225 + 2 \cdot 0,125 - 1,5 \cdot 0,113)}{1,2 \cdot (1 - 0,5^4) \cdot 0,113^3} = 90,148 \text{ МПа}$$

Допустимі значення: $[\sigma_u] = 500 \text{ МПа}$

$$\sigma_u < [\sigma_u]$$
$$90,148 \text{ МПа} < 500 \text{ МПа}$$

Висновок: Умова міцності виконана

Дотичні напруження зрізу в перерізах між бобишкою поршня і верхньою головкою шатуна:

$$\tau = \frac{0,85 \cdot F_{\text{ПП}}(1 + \alpha_1 + \alpha_1^4)}{(1 - \alpha_1^4)d_n^2}, \text{ МПа}$$
$$\tau = \frac{0,85 \cdot 0,479 \cdot (1 + 0,5 + 0,5^4)}{(1 - 0,5^4) \cdot 0,113^2} = 53,143 \text{ МПа}$$

Допустимі значення: $[\tau] = 250 \text{ МПа}$

$$\tau < [\tau]$$
$$53,143 \text{ МПа} < 250 \text{ МПа}$$

Висновок: Умова міцності виконана

Максимальна овалізація пальця:

$$d_n^{\text{max}} = \frac{0,09 \cdot F_{\text{ПП}}}{l_n \cdot E} \cdot \left(\frac{1 + \alpha_1}{1 - \alpha_1} \right)^3 \cdot [1,5 + 1,5 \cdot (\alpha_1 - 0,4)^3] \cdot 10^3, \text{ мм}$$
$$d_n^{\text{max}} = \frac{0,09 \cdot 0,479}{0,225 \cdot 2 \cdot 10^5} \cdot \left(\frac{1 + 0,5}{1 - 0,5} \right)^3 \cdot [1,5 + 1,5 \cdot (0,5 - 0,4)^3] \cdot 10^3 = 0,039 \text{ мм}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

Допустимі значення: $[d_{\Pi}^{max}] = 0,05 \text{ мм}$

$$d_{\Pi}^{max} < [d_{\Pi}^{max}]$$

$$0,039 < 0,05$$

Висновок: Умова міцності виконана

Тиск пальця на втулку верхньої головки шатуна:

$$P_{\text{ш}} = \frac{F_{\text{ПП}}}{d_n l_{\text{ш}}}, \text{ МПа}$$

$$P_{\text{ш}} = \frac{0,479}{0,113 \cdot 0,113} = 37,513 \text{ МПа}$$

Допустимі значення: $[P_{\text{ш}}] = 80 \text{ МПа}$

$$P_{\text{ш}} < [P_{\text{ш}}]$$

$$37,513 \text{ МПа} < 80 \text{ МПа}$$

Висновок: Умова міцності виконана

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4.3. Розрахунок компресійного кільця

Вибір матеріалу поршневого кільця: Чавун ВЧ 25 ГОСТ 1412-85.

Розрахунок основних розмірів поршневого кільця

Діаметр циліндра: $d = 0,25 \text{ м}$

Радіальна товщина кільця:

$$t = (0,04 \dots 0,045) \cdot d, \text{ м}$$

$$t = 0,04 \cdot 0,25 = 0,01 \text{ м}$$

Висота кільця:

$$h_k = (0,6 \dots 1,0) \cdot t, \text{ м}$$

$$h_k = 0,8 \cdot 0,01 = 0,008 \text{ м}$$

Зазор в замку

а) в вільному стані:

$$\delta_0 = (0,08 \dots 0,12) \cdot d, \text{ м}$$

$$\delta_0 = 0,096 \cdot 0,25 = 0,024 \text{ м}$$

б) в робочому стані:

$$\delta_1 = (0,005 \dots 0,0075) \cdot d, \text{ м}$$

$$\delta_1 = 0,0055 \cdot 0,25 = 0,0014 \text{ м}$$

Розрахунок на міцність

Деформація кільця

в робочому стані:

$$f' = \delta_0 - \delta_1, \text{ мм}$$

$$f' = 0,024 - 0,0014 = 0,0226 \text{ мм}$$

при надіванні кільця на поршень:

$$f'' = 2 \cdot \pi \cdot t - f', \text{ мм}$$

$$f'' = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,01 - 0,0226 = 0,0402 \text{ мм}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

Напруження згинання в робочому стані:

$$\sigma'_{\text{и}} = 0,425 E \frac{1}{\left(\frac{d}{t} - 1\right)^2} \cdot \frac{f'}{t}, \text{МПа}$$

$$\sigma'_{\text{и}} = 0,425 \cdot 1 \cdot 10^5 \frac{1}{\left(\frac{0,25}{0,01} - 1\right)^2} \cdot \frac{0,0226}{0,01} = 166,75 \text{ МПа}$$

де: $E = 1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$

Допустимі значення: $[\sigma'_{\text{и}}] = 400 \text{ МПа}$

$$\sigma'_{\text{и}} < [\sigma'_{\text{и}}]$$

$$166,75 \text{ МПа} < 400 \text{ МПа}$$

Висновок: Умова міцності виконана

Напруження згинання при надіванні кільця на поршень:

$$\sigma''_{\text{и}} = 0,425 E \frac{1}{\left(\frac{d}{t} + 1\right)^2} \cdot \frac{f''}{t}, \text{МПа}$$

$$\sigma''_{\text{и}} = 0,425 \cdot 1 \cdot 10^5 \cdot \frac{1}{\left(\frac{0,25}{0,01} + 1\right)^2} \cdot \frac{0,0402}{0,01} = 252,743 \text{ МПа}$$

Допустимі значення: $[\sigma''_{\text{и}}] = 450 \text{ МПа}$

$$\sigma''_{\text{и}} < [\sigma''_{\text{и}}]$$

$$252,743 \text{ МПа} < 450 \text{ МПа}$$

Висновок: Умова міцності виконана

Тиск кільця на стінку циліндра

$$P_{\text{к}} = \frac{0,33 \sigma'_{\text{и}} t^2}{d(d - t)}, \text{МПа}$$

$$P_{\text{к}} = \frac{0,33 \cdot 252,74 \cdot 0,01^2}{0,25(0,25 - 0,01)} = 0,092 \text{ МПа}$$

Допустимі значення: $[P_{\text{к}}] = 0,2 \text{ МПа}$

$$P_{\text{к}} < [P_{\text{к}}]$$

$$0,092 \text{ МПа} < 0,2 \text{ МПа}$$

Висновок: Умова міцності виконана

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

2.5. Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ [9]

Для виконання розрахунків на міцність деталей двигуна, 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 деталі КШМ:

Сили тиску газів на поршень:

$$F_r = \frac{P_{\text{ц}} \cdot \pi \cdot D^2}{4}, \text{ Н}$$

де: $P_{\text{ц}}$ – 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

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

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

$\lambda = \frac{R}{L}$ – кривошипно-шатунне відношення.

Сумарна сила:

$$F_d = F_r + F_{\text{и}}, \text{ Н}$$

Нормальна сила, що діє із сторони поршня на втулку циліндру:

$$F_N = F_d \cdot t_q \cdot \beta, \text{ Н}$$

де: β – кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу:

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

Дотична сила, що діє на коліно колінчастого валу і створює крутний момент двигуна:

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

Динамічний розрахунок двигуна 6ЧН 25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

Діаметр поршня:	$D = 0,25 \text{ м}$
Частота обертання колінчастого валу:	$n = 600 \text{ об/хв}$
Ордината прийнята для P_{max} :	$h_{max} = 183,2 \text{ мм}$
Максимальний тиск згоряння:	$P_{max} = 10261 \text{ кПа}$
Кривошипно-шатунне відношення:	$\lambda = 0,25$
Масштаб індикаторної діаграми:	$m_p = 56,0 \text{ кПа/мм}$
Масштаб сил	$m_p = 2,748 \text{ кПа/мм}$
Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально:	

$$m_s = m_{\Pi} + m_{\Pi\Pi} + m_{\Pi\Pi\Pi}, \text{ кг}$$

$$m_s = 27,8 + 13,2 + 63,6 = 104,6 \text{ кг}$$

Радіус кривошипу:	$R = 0,17 \text{ м}$
Кут максимального тиску:	$\Delta\varphi_2 = 10^\circ$
Кутова швидкість колінчастого валу:	$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = 62,8 \text{ рад/с}$

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

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

Таблиця 5.1 Результати динамічного розрахунку

φ°	$P_{ц}$	F_r	F_i	F_d	F_H	F_p	$F_{дот}$	F_r	F_i	F_d	F_H	F_p	$F_{дот}$
ПКВ	мм	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	3,8	10,44	-95,04	-84,60	0,0	-84,60	0,0	3,8	-34,6	-30,8	0,0	-30,8	0,0
15	3,8	10,44	-89,90	-79,46	-5,15	-75,42	-25,54	3,8	-32,7	-28,9	-1,9	-27,4	-9,3
30	3,8	10,44	-75,35	-64,91	-8,18	-52,12	-39,54	3,8	-27,4	-23,6	-3,0	-19,0	-14,4
45	3,8	10,44	-53,76	-43,32	-7,78	-25,13	-36,13	3,8	-19,6	-15,8	-2,8	-9,1	-13,1
60	3,8	10,44	-28,51	-18,07	-4,01	-5,56	-17,65	3,8	-10,4	-6,6	-1,5	-2,0	-6,4
75	3,8	10,44	-3,22	7,22	1,80	0,13	7,44	3,8	-1,2	2,6	0,7	0,0	2,7
90	3,8	10,44	19,01	29,45	7,60	-7,60	29,45	3,8	6,9	10,7	2,8	-2,8	10,7
105	3,8	10,44	36,14	46,58	11,59	-23,25	41,99	3,8	13,2	17,0	4,2	-8,5	15,3
120	3,8	10,44	47,52	57,96	12,85	-40,11	43,77	3,8	17,3	21,1	4,7	-14,6	15,9
135	3,8	10,44	53,76	64,20	11,53	-53,55	37,24	3,8	19,6	23,4	4,2	-19,5	13,6
150	3,8	10,44	56,34	66,78	8,41	-62,04	26,10	3,8	20,5	24,3	3,1	-22,6	9,5
165	3,8	10,44	56,98	67,42	4,37	-66,25	13,23	3,8	20,7	24,5	1,6	-24,1	4,8
180	3,8	10,44	57,02	67,46	0,0	-67,46	0,0	3,8	20,8	24,5	0,0	-24,5	0,0
195	3,8	10,44	56,98	67,42	-4,37	-66,25	-13,23	3,8	20,7	24,5	-1,6	-24,1	-4,8
210	3,9	10,72	56,34	67,05	-8,45	-62,30	-26,21	3,9	20,5	24,4	-3,1	-22,7	-9,5
225	4,1	11,26	53,76	65,03	-11,68	-54,24	-37,72	4,1	19,6	23,7	-4,3	-19,7	-13,7
240	4,6	12,64	47,52	60,16	13,34	-41,63	-45,43	4,6	17,3	21,9	-4,9	-15,1	-16,7
255	5,5	15,11	36,14	51,25	-12,75	-26,20	-46,20	5,5	13,2	18,7	-4,6	-9,3	-16,8

ПННІ НУК 142.44.24.03

Арк.

49

Змн.

Арк.

№ докум.

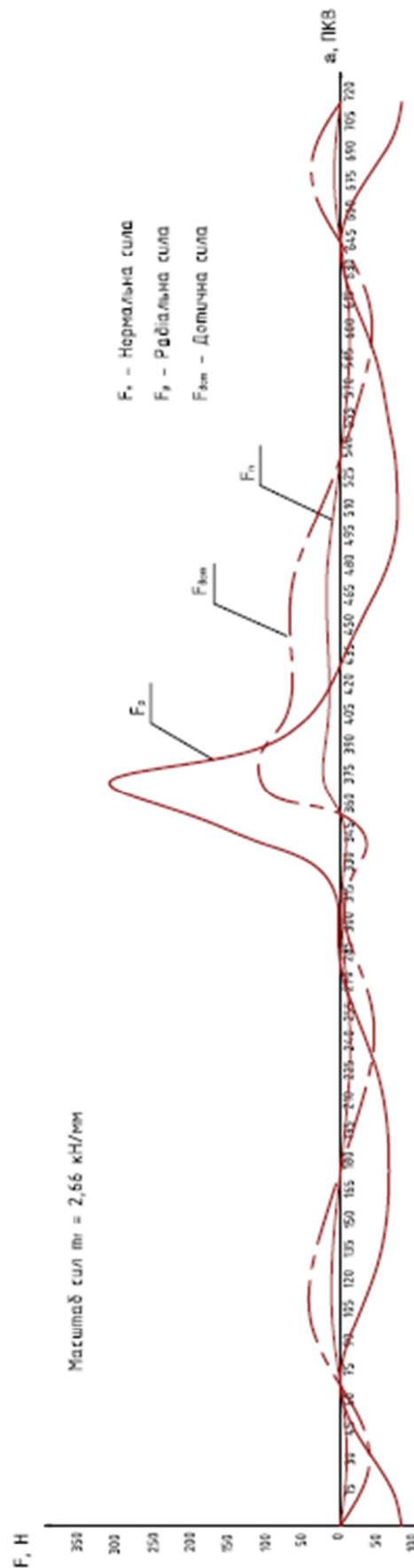
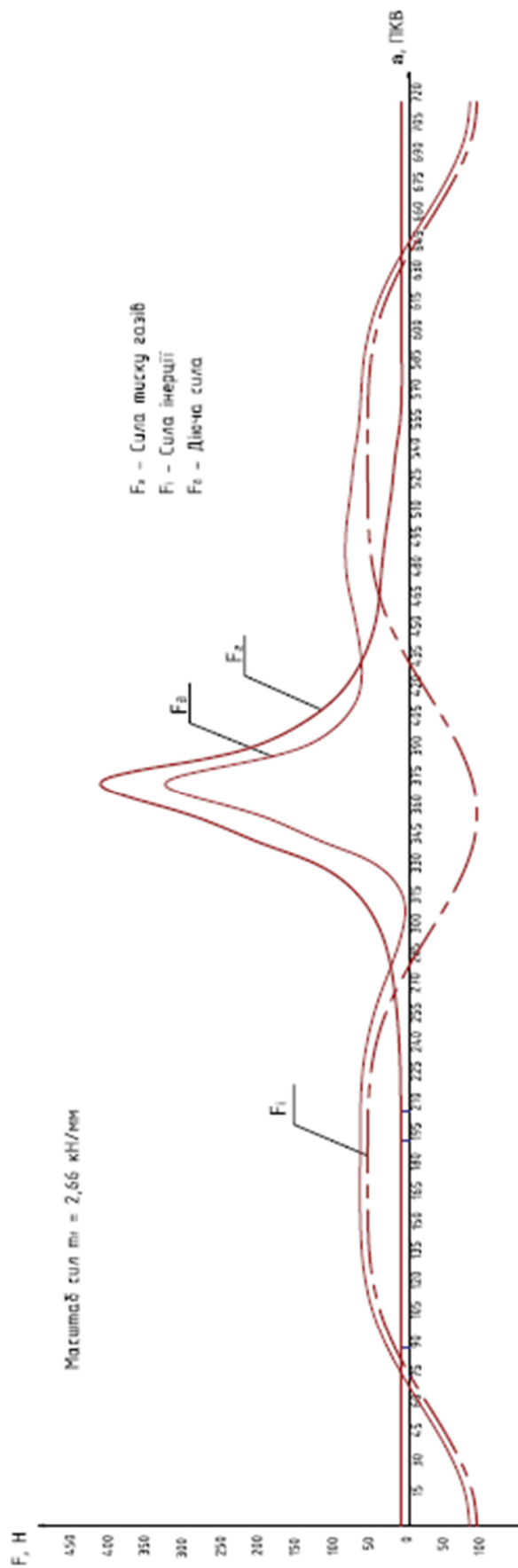
Підпис

Дата

Продовження таблиці 5.1													
270	7,0	19,23	19,01	38,24	-9,87	-9,87	-38,24	7,0	6,9	13,9	-3,6	-3,6	-13,9
285	9,4	25,83	-3,22	22,61	0,42	-5,63	-23,30	9,4	-1,2	8,2	-2,0	0,2	-8,5
300	13,8	37,92	-28,51	9,40	2,90	-2,09	-9,19	13,8	-10,4	3,4	-0,8	1,1	-3,3
315	22,2	60,99	-53,76	7,23	4,20	-1,30	-6,03	22,2	-19,6	2,6	-0,5	1,5	-2,2
330	38,2	104,9	-75,35	29,61	23,78	-3,73	-18,03	38,2	-27,4	10,8	-1,4	8,7	-6,6
345	73,9	203,0	-89,90	113,1	107,4	-7,34	-36,37	73,9	-32,7	41,2	-2,7	39,1	-13,2
360	112,0	307,7	-95,04	212,7	212,7	0,0	0,0	112,0	-34,6	77,4	0,0	77,4	0,0
375	155,7	427,8	-89,90	337,9	320,7	21,91	108,6	155,7	-32,7	123,0	8,0	116,7	39,5
390	94,1	258,5	-75,35	183,2	147,1	23,08	111,6	94,1	-27,4	66,7	8,4	53,5	40,6
405	55,6	152,8	-53,76	99,0	57,43	17,78	82,58	55,6	-19,6	36,0	6,5	20,9	30,0
420	35,8	98,36	-28,51	69,85	21,51	15,49	68,24	35,8	-10,4	25,4	5,6	7,8	24,8
435	25,0	68,69	-3,22	65,47	1,21	16,29	67,46	25,0	-1,2	23,8	5,9	0,4	24,5
450	18,6	51,10	19,01	70,11	-18,10	18,10	70,11	18,6	6,9	25,5	6,6	-6,6	25,5
465	15,3	42,04	36,14	78,18	-39,02	19,45	70,48	15,3	13,2	28,4	7,1	-14,2	25,6
480	14,0	38,47	47,52	85,98	-59,51	19,07	64,93	14,0	17,3	31,3	6,9	-21,7	23,6
495	12,4	34,07	53,76	87,83	-73,26	15,77	50,95	12,4	19,6	32,0	5,7	-26,7	18,5
510	10,5	28,85	56,34	85,19	-79,14	10,73	33,30	10,5	20,5	31,0	3,9	-28,8	12,1
525	8,4	23,08	56,98	80,06	-78,67	5,19	15,71	8,4	20,7	29,1	1,9	-28,6	5,7
540	6,9	18,96	57,02	75,98	-75,98	0,0	0,0	6,9	20,8	27,6	0,0	-27,6	0,0
555	4,7	12,91	56,98	69,89	-68,68	-4,53	-13,71	4,7	20,7	25,4	-1,6	-25,0	-5,0

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовження таблиці 5.1													
570	3,7	10,03	56,34	66,37	-8,36	-61,66	-25,94	3,6	20,5	24,2	-3,0	-22,4	-9,4
585	3,6	9,89	53,76	63,65	-11,43	-53,09	-36,92	3,6	19,6	23,2	-4,2	-19,3	-13,4
600	3,6	9,89	47,52	57,41	-12,73	-39,73	-43,35	3,6	17,3	20,9	-4,6	-14,5	-15,8
615	3,6	9,89	36,14	46,03	-11,45	-22,98	-41,50	3,6	13,2	16,8	-4,2	-8,4	-15,1
630	3,6	9,89	19,01	28,90	-7,46	-7,46	-28,90	3,6	6,9	10,5	-2,7	-2,7	-10,5
645	3,6	9,89	-3,22	6,67	-1,66	0,12	-6,88	3,6	-1,2	2,4	-0,6	0,0	-2,5
660	3,6	9,89	-28,51	-18,62	4,13	-5,73	18,19	3,6	-10,4	-6,8	1,5	-2,1	6,6
675	3,6	9,89	-53,76	-43,85	7,88	-25,56	36,59	3,6	-19,6	-16,0	2,9	-9,3	13,3
690	3,6	9,89	-75,35	-65,46	8,25	-52,56	39,87	3,6	-27,4	-23,8	3,0	19,1	14,5
705	3,6	9,89	-89,90	-80,01	5,19	-75,94	25,72	3,6	-32,7	-29,1	1,9	-27,6	9,4
720	3,6	9,89	-95,05	85,15	0,0	-85,15	0,0	3,6	-34,6	-31,0	0,0	-31,0	0,0



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.24.03

Арк.

52

РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРИ РОБОТІ НА СОЄВІЙ ОЛІЇ

3.1 Обґрунтування вибору соєвої олії

Оскільки в Україні немає нафтових родовищ вона вимушена імпортувати нафту з інших країн. Таким чином Україна залежить від країн які продають нам нафту. Вирішення цієї проблеми це перехід на альтернативні палива. Оскільки Україна аграрна країна більш вигідним буде перейти на біопаливо. Вирощування сої та її переробка на соєву олію в якості альтернативи дизельному паливу буде більш вигідним.

Крім економічних переваг соєвої олії над дизельним паливом є ще екологічні переваги.

Застосування соєвої олії в якості альтернативи дизельному паливу має такі переваги. Оскільки соєва олія має низький вміст сірки та ароматичних з'єднань, що означає практично повну відсутність у вихлопних газах оксидів сірки та канцерогенних поліциклічних ароматичних вуглеводнів. У викидах міститься менша кількість вуглеводнів, вони відносно нешкідливі для навколишнього середовища, так як при розливанні на ґрунт піддаються швидкому біологічному розкладанню, як і будь-який інший компонент рослинної сировини [1].

3.2 Визначення впливу соєвої олії на ефективні показники

Для визначення впливу соєвої олії на ефективні показники двигуна було побудовано порівняльну таблицю 3.1. В якій зведені ефективні показники двигуна при роботі на дизельному паливі (ДП), соєвій олії (СО) та суміші ДП 50% та СО 50%.

Найвищі показники теплотворності двигуна у дизельного палива (14.33 кмоль/кмоль), середня у суміші (13.37 кмоль/кмоль), найнижча у соєвої олії (12.39 кмоль/кмоль).

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Найнижча витрата палива у двигуна на дизельному паливі (0.194 кг/кВт·год), це означає, що для виробництва 1 кВт·год енергії потрібно найменша кількість палива.

Середня у суміші (0.208 кг/кВт·год), що трохи більше порівняно з дизельним паливом.

Найвища у соєвої олії (0.224 кг/кВт·год), це означає, що для виробництва 1 кВт·год енергії потрібно більше пального порівняно з іншими варіантами

Викиди CO₂ зменшуються при переході від ДП до СО, що свідчить про те, що соєва олія є більш екологічним паливом з точки зору викидів CO₂.

Викиди H₂O також зменшуються при переході від ДП до СО, що може свідчити про більш чисте згоряння соєвої олії.

Споживання кисню O₂ зменшується при використанні соєвої олії, що може бути показником більш ефективного процесу згоряння.

Зменшення мольної частки азоту N₂ при використанні соєвої олії вказує на можливе зменшення викидів оксидів азоту, що є шкідливими для навколишнього середовища.

З вище сказаного можна зробити висновки, що дизельне паливо є найбільш ефективним паливом з точки зору теплотворності та найменшої витрати палива. Проте соєва олія є більш екологічно чистим варіантом з меншими викидами CO₂ та інших продуктів згоряння. Суміш пропонує баланс між ефективністю та екологічністю.

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1 Результати розрахунку робочого процесу дизельного двигуна
6ЧН25/34 на різних видах палива

№	Найменування параметру	Вид палива		
		ДП	50%СО + 50%ДП	СО
1	L_0 , КМОЛЬ/КГ	0,495	0,462	0,428
2	l_0 , КГ/КГ	14,33	13,37	12,39
3	M_1 , КМОЛЬ/КМОЛЬ	0,99	0,924	0,856
4	M_{CO_2} , КМОЛЬ/КМОЛЬ	0,072	0,068	0,065
5	M_{H_2O} , КМОЛЬ/КМОЛЬ	0,065	0,062	0,058
6	M_{O_2} , КМОЛЬ/КМОЛЬ	0,104	0,097	0,090
7	M_{N_2} , КМОЛЬ/КМОЛЬ	0,782	0,730	0,676
8	M_2 , КМОЛЬ/КМОЛЬ	1,023	0,957	0,888
9	T_B , К	381		
10	P_d , МПа	0,204		
11	T_d , К	394		
12	γ_T	0,034		
13	Φ_c	0,958		
14	P_c , МПа	6,841		
15	T_c , К	1017		
16	β_0	1,033	1,035	1,038
17	β	1,032	1,034	1,036
18	P_{max} , МПа	10,261		
19	T_z , К	1965	1962	1960
20	ρ	1,330	1,330	1,332
21	δ	9,776	9,771	9,758
22	P_b , МПа	0,665	0,666	0,667
23	T_b , К	1245	1243	1243
24	P_{mi} , МПа	1,391	1,392	1,396
25	η_i	0,497	0,496	0,495
26	b_i , КГ/КВТ · ГОД	0,171	0,183	0,197
27	P_M , МПа	0,168		
28	η_M	0,879	0,879	0,879
29	P_{me} , МПа	1,223	1,224	1,227
30	η_e	0,437	0,436	0,435
31	b_e , КГ/КВТ · ГОД	0,194	0,208	0,224
32	B , КГ/ГОД	122,2	130,9	140,8
33	P_{ep} , КВТ	612	613	614

3.3 Висновок

Вибір соєвої олії в якості палива обґрунтовується кількома ключовими факторами.

По-перше, соєва олія є біологічно відновлюваним ресурсом, виробленим з соєвих бобів, що знижує залежність від не відновлюваних джерел енергії, таких як нафта і газ.

По-друге, біодизель на основі соєвої олії виробляє менше викидів CO₂ порівняно з традиційним дизельним паливом, оскільки рослини поглинають CO₂ під час росту. Біодизель з соєвої олії також має кращі змащувальні властивості, вищу точку спалаху, що робить його безпечнішим, і підтримує сільськогосподарський сектор, створюючи додаткові ринки збуту. Технологія виробництва біодизелю з соєвої олії є добре розвиненою, а отриманий біодизель відповідає міжнародним стандартам якості палива. Соєва олія як паливо сприяє зменшенню викидів парникових газів, підтримує сільське господарство та забезпечує надійне джерело енергії, що робить її важливою складовою стратегії переходу до стійких енергетичних систем.

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Загальні питання охорони праці і навколишнього середовища [11]

Охорона праці являє собою сукупність законів, нормативно-правових актів, а також комплекс різноманітних заходів та засобів, які забезпечують безпеку праці, збереження життя, здоров'я та працездатності людей при виконанні ними трудових обов'язків.

Охорона праці водночас вирішує дві задачі.

Одна з них – інженерно-технічна, що передбачає запобігання небезпечним подіям під час трудового процесу шляхом:

- заміни небезпечних матеріалів менш небезпечними;
- переходу на нові технології, які зменшують ризик травмування і захворювання;
- проектування і конструювання устаткування з урахуванням вимог безпеки праці;
- розробки засобів індивідуального та колективного захисту.

Друга задача – соціальна, пов'язана з відшкодуванням матеріальної та соціальної шкоди, отриманої внаслідок нещасного випадку або роботи в несприятливих умовах, тобто захист працівника та його прав.

Виходячи з поставлених перед нею задач, охорона праці складається з правових та організаційних основ, виробничої санітарії, виробничої та пожежної безпеки на виробництві.

Правові та організаційні основи охорони праці являють собою комплекс взаємопов'язаних законів та інших нормативно-правових актів, соціально-економічних та організаційних заходів, спрямованих на правильну і безпечну організацію праці, забезпечення працюючих засобами захисту, компенсацію за важку роботу та роботу в шкідливих умовах, навченість працівників безпечному веденню робіт, регламентацію відповідальності та

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

відшкодування шкоди в разі ушкодження здоров'я працівника або його смерті.

Виробнича санітарія – комплекс організаційних, гігієнічних і санітарно-технічних заходів та засобів, спрямованих на запобігання або зменшення дії на працюючих шкідливих виробничих факторів.

Виробнича безпека – безпека від нещасних випадків та аварій на виробничих об'єктах і від їх наслідків, що забезпечується комплексом організаційних та технічних заходів та засобів, спрямованих на запобігання або зменшення дії на працюючих небезпечних виробничих факторів.

Пожежна безпека на виробництві – комплекс заходів та засобів, спрямованих на запобігання запалювань, пожеж та вибухів у виробничому середовищі, а також на зменшення негативної дії небезпечних та шкідливих факторів, які утворюються в разі їх виникнення.

4.2 Вплив енергетичної установки на навколишнє середовище [2,10]

Зниження викидів парникових газів: Двигуни, що працюють на соєвій олії, можуть генерувати на 30-50% менше викидів парникових газів, ніж бензинові або дизельні двигуни. Це пов'язано з тим, що соєва олія є біопаливом, тобто вона поглинає вуглекислий газ з атмосфери під час росту рослин.

Зниження викидів шкідливих речовин: Двигуни, що працюють на соєвій олії, генерують менше шкідливих речовин, таких як оксиди азоту, тверді дихання та монооксид вуглецю, порівняно з бензиновими або дизельними двигунами.

Зменшення залежності від викопного палива: Використання соєвої олії як біопалива може допомогти зменшити залежність від викопного палива, такого як нафта та газ. Це може призвести до більшої енергетичної безпеки та стійкості.

Підтримка місцевого сільського господарства: Використання соєвої олії як біопалива може підтримати місцеве сільське господарство, створюючи нові ринки для фермерів.

ВИСНОВОК

Кваліфікаційна робота на тему «Проект стаціонарного дизельного двигуна потужністю 630 кВт з дослідженням характеру викидів діоксиду вуглецю при роботі на соєвої олії».

Кваліфікаційна робота оформлена текстовим документом у вигляді пояснювальної записки.

У першому розділі кваліфікаційної роботи приведено опис двигуна прототипу 6ЧН25/34.

У другому розділі кваліфікаційної роботи проведено розрахунки робочого процесу двигуна на дизельному паливі, соєвій олії та суміші дизельного палива та соєвої олії.

Розрахунок індикаторної діаграми двигуна на соєвій олії, за результатами якого були побудовані теоретична та дійсна індикаторні діаграми.

Розрахунок теплового балансу двигуна на соєвій олії, за результатами якого було виявлено теплотворні властивості соєвої олії.

У третьому розділі проведено аналіз ефективних показників двигуна при роботі на дизельному паливі, соєвій олій та суміші. За результатами аналізу було виявлено, що дизельне паливо є найбільш ефективним паливом з точки зору теплотворності та найменшої витрати палива. Соєва олія є більш екологічно чистим варіантом з меншими викидами CO₂ та інших продуктів згоряння. Суміш пропонує баланс між ефективністю та екологічністю.

У четвертому розділі розписано охорону праці та навколишнього середовища

Загалом проведена робота демонструє переваги та недоліки використання соєвої олії в якості палива.

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. О. Грабовенко, С. Доценко, В. Нестеренко, І. Швець «Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні». Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. С.79–86.
2. Доценко С.М. Грабовенко О.І. Швець І.А. Лисих А.Ю. Експериментальні дослідження екологічних параметрів дизельного двигуна при роботі на соєвій олії. Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2023 – № 2-3 (491-492). – С. 49-56.
3. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets Mathematical modelling of emissions of toxic components of a medium speed diesel engine when operating on soybean oil. // 27 International Scientific Conference on Transport Means 2023 04-06.10.2023:–Palanqa, Lithuania, 2023. – Pages 921-929.
4. Дизелі та газові двигуни. Галузевий каталог. Частина 1. Центральний науково-дослідний інститут інформації та техніко-економічних досліджень з важкого та транспортного машинобудування, 1986
5. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник /В.С.Наливайко, Б.Г.Тимошевський, С.Г.Ткаченко. – Миколаїв: 2015. -332с.
6. Дизели 6ЧН, 8ЧН, 8ЧНП 25/34 и дизель-генераторы ДГА, ДГРА. Руководство по эксплуатации, 1990
7. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна на альтернативних видах рідкого палива з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». // Доценко С.М.– Первомайськ: ПФ НУК, 2021 - 50 с.
8. Коваленко І.М. Конструкція та динаміка ДВЗ. Методичні вказівки до виконання розрахунків основних деталей двигунів внутрішнього згоряння. - Первомайськ, 2010. - 57 с.
9. Коваленко І.М. Методичні вказівки до виконання динамічного розрахунку кривошипно-шатунного механізму для практичної роботи, курсового та дипломного проектування з дисципліни «Конструкція та динаміка ДВЗ». - Первомайськ, 2010. - 43 с.

					<i>ПННІ НУК 142.44.24.03</i>	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 10.Доценко С.М. Економічні та екологічні переваги виробництва біопалива в Україні Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення (випуск 80): матеріали Міжнародної наукової інтернет - конференції, (м. Тернопіль, Україна – м. Ополе, Польща, 19-20.09. 2023р.); с. 199-202.
- 11.Основи охорони праці: Підручник. 2-ге видання, доповнене та перероблене. / К. Н. Ткачук, М. О. Халімовський, В. В. Зацарний, Д. В. Зеркалов, Р. В. Сабарно, О. І. Полукаров, В. С. Коз'яков, Л. О. Мітюк. — К.: Основа, 2006 — 448 с.

					ПННІ НУК 142.44.24.03	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61