МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Первомайська філія

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри
_____
«___» _____2021 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення ефективності роботи малопотужного дизельного двигуна 1Ч 7,8/6,2 за рахунок використання альтернативного палива

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-20

_____ ***Білоус І.В.***
(підпис)

Керівник роботи:
к. т. н., доцент кафедри «ЕМ»
(посада, науковий ступінь, вчене звання)

_____***Доценко С.М.***
(підпис)

Первомайськ - 2021 р.

ЗМІСТ

ВСТУП

1 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, що працює на дизельному паливі

2.2 Побудова індикаторної діаграми двигуна, що працює на дизельному паливі

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють на КШМ двигуна, що працює на дизельному паливі

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна, що працює на дизельному паливі

2.5 Розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, що працює на суміші палив

2.6 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна, що працює на суміші палив

3 НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Аналіз використання біологічного палива на основі рослинних олій

3.2 Дослідження ефективних показників робочого процесу двигуна при роботі на різних видах палива

4 ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ

4.1 Аналіз економічної ефективності роботи дизельного двигуна на біопаливі

5 ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ

5.1 Техніка безпеки при роботі з дизелем

5.2 Вимоги до обслуговування дизеля

ВИСНОВКИ

ЛІТЕРАТУРА

ДОДАТОК

Додаток А

Додаток Б

АНОТАЦІЯ

сторінок 67, рисунків 14, таблиць 7, бібліографія 10

В кваліфікаційній роботі «Підвищення ефективності роботи малопотужного дизельного двигуна 1Ч 7,8/6,2 за рахунок використання альтернативного палива» приведений опис конструкції двигуна - прототипу 1Ч 7,8/6,2 (ДВУ-300Д «Кентавр»), виконані розрахунки робочого процесу, теплового балансу та динаміки двигуна при роботі на дизельному паливі та при роботі на суміші ДП та рапсової олії. Проведено порівняльну характеристику роботи двигуна на цих типах палива, проведено економічне дослідження та порівняння ефективності роботи малопотужного дизельного двигуна при роботі на альтернативному паливі. В графічній частині роботи виконане креслення установки на підставці та габаритне креслення даного двигуна.

Ключові слова*: дизельний двигун, робочий процес, тепловий баланс, ефективність роботи, економічність, альтернативне паливо, рапсова олія, біопаливо.*

ANOTATION

side 67, pictures 14, table 7, bibliography 10

In the qualification work "Improving the efficiency of low-power diesel engine 1F 7.8/6.2 through the use of alternative fuels" describes the design of the engine – prototype 1F 7.8 / 6.2 (ICE-300D "Centaur"), performed calculations of the working process, heat balance and engine dynamics when working on diesel fuel and when working on a mixture of DP and rapeseed oil. The comparative characteristic of engine operation on these types of fuel is carried out, the economic research and comparison of efficiency of work of the average rotating engine at work on alternative fuel is carried out. In the graphic part of the work the drawing of the installation on the stand and the dimensional drawing of this engine are made.

Key words: *diesel engine, work process, heat balance, robot efficiency, economy, alternatively fire, rapeseed oil, biodiesel.*

ВСТУП

В даний час як джерело механічної енергії в різних галузях народного господарства і в техніці використовуються двигуни різних типів і схем. Серед усього різноманіття двигунів незамінних не існує. Але найбільшого поширення набули поршневі двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ).

Перевага до поршневих двигунів визначається їх високою економічністю. За цією якістю вони відносяться до найкращих серед усіх відомих. Хороша економічність обумовлена високими ступенями стиску та високими температурами робочого тіла цих машин. Але це зовсім не означає, що вичерпано всі резерви їх поліпшення.

Конструктори, інженери-дослідники та вчені невпинно працюють над створенням більш досконалих та економічних поршневих двигунів. У ході робіт народжуються пропозиції, які не завжди можуть бути відразу ж реалізовані та приведені в життя.

Часом забезпечення впровадження будь-якої пропозиції вимагає серйозного попереднього вивчення цілого ряду технічних проблем, а у окремих випадках – розробки методів і засобів вирішення цих проблем.

Чим більше у світі виробляється автомобілів, тим значнішим є інтерес до альтернативних видів палива, при згорянні яких виділяється менше шкідливих речовин. У багатьох країнах все більш популярним стає біологічне паливо, яке виготовляється з рослинної сировини. У шести державах ЄС, а також у США, Канаді, Бразилії, Малайзії таке біологічне паливо виробляють у промислових масштабах, але все ж таки його частка в паливному балансі не перевищує 0,3%.

В даний час двигун внутрішнього згоряння залишається основною рушійною силою автомобіля. У зв'язку з цим єдиний шлях вирішення енергетичної проблеми автомобільного транспорту – це створення альтернативних видів палива. Нове пальне повинне задовольнити дуже багатьом вимогам: мати необхідні сировинні ресурси, низьку вартість, не погіршувати роботу двигуна, якнайменше викидати шкідливих речовин, по можливості поєднуватися з системою постачання палива, що склалася, та ін.

Метою проектування є порівняння характеристик роботи середньообертового дизельного двигуна на дизельному паливі та на

альтернативному, а саме, в даному випадку, суміші ріпакової олії та дизельного палива.

Рідке викопне паливо зручне та доступне, але це не єдині види палива, які можуть горіти в двигунах. Насправді альтернативні види палива були доступні на всьому періоді існування двигунів внутрішнього згоряння. Наприклад, під час Другої світової війни широко застосовувалися транспортні засоби, що працюють на паливі, відомому як деревний газ. Це дозволило заощадити паливо, необхідне для військової роботи. Деревний газ був створений за рахунок неповного згоряння тріски. Процес проходитиме в якомусь великому чайнику. Чайник може бути розміщений на причепі за транспортним засобом, а звідти в двигун автомобіля.

На сьогоднішній день кілька автомобілів працюють на деревному Газі, але є і багато інших альтернативних видів палива, і ще кілька з них перебувають у стадії розробки. Деякі з них, такі як стиснений природний газ (СПГ) та скраплений нафтовий газ (СНГ- суміш Пропан та Бутану), отримані з викопних видів палива. Інші джерела, такі як відновлюване дизельне паливо, біодизельне паливо, етанол та біогаз, одержують з енергетичних культур або органічних відходів.

Досягнення в галузі хімічної техніки та інших дисциплін також дозволили синтезувати метан, водень, дизельне паливо та багато іншого з невикопної сировини, такого як вуглекислий газ (CO_2) та вода з використанням відновлюваної електрики.

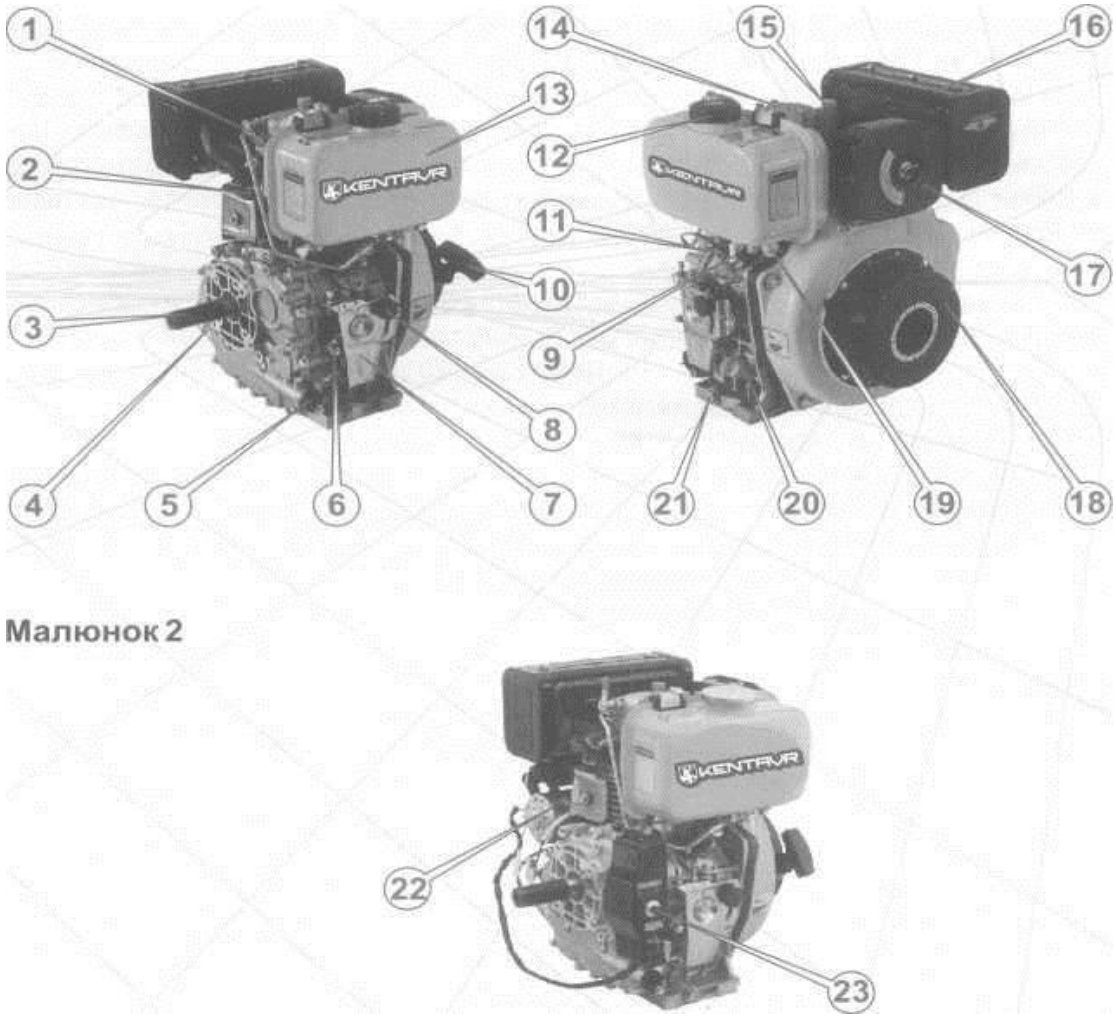
Відновлюване дизельне паливо може бути використане як заміна нафтового. Більшість двигунів не потребують модифікації. Етанол - може також використовуватися в традиційних автомобілях (іскрового запалення), коли він змішується з бензином. Змішування етанолу є надзвичайно поширеним явищем. Понад 98% всього бензину, що продається у Сполучених Штатах, містить значну частину етанолу. [6]

1.ОПИС ОБЄКТУ ЗАСТОСУВАННЯ ТА КОНСТРУКЦІЇ ДИЗЕЛЯ 1Ч7,8/6,2

1.1 Опис об’єкту застосування

Необхідні для дипломної роботи виміри та дослідження проведені на установці, що виконана на базі дизельного двигуна 1Ч7,8/6,2 потужністю 4,5 кВт, який встановлено в лабораторії кафедри «Енергетичне машинобудування».

1.2 Опис конструкції дизельного двигуна [8]



Малюнок 2

Рисунок 1.1 Дизельний двигун ДВУ-300Д (1Ч7,8/6,2)

1 – важіль декомпресійного клапана; 2 – циліндр; 3 – вихідний вал; 4 – пробка – щуп отвору для заливання мастила в картер; 5 – масляний фільтр; 6 – важіль регулювання подачі палива; 7 – кронштейн кріплення механізму управління подачею палива; 8 – гвинт–фіксатор положення механізму управління подачею палива; 9 – паливний кран; 10 – ручка ручного стартера; 11 – паливний насос високого тиску; 12 – заливна горловина паливного бака; 13 – паливний бак; 14 – клапанна кришка; 15 – пробка отвору для заливання мастила під час холодного запуску двигуна; 16 – глушник; 17 – повітряний фільтр; 18 –

кришка механізму ручного стартеру і вентилятора; 19 – пробка зливного отвору паливного бака; 20 – пробка–щуп отвору для заливання мастила в картер; 21 – пробка отвору для зливання мастила з картера; 22 – електричний стартер (при наявності); 23 – пульт управління електричним стартером (при наявності).

Дизельний двигун внутрішнього згоряння ДВУ-300Д (1Ч7,8/6,2) є модульним універсальним дизельним одноциліндровим чотиритактним повітряного охолодження двигуном загального призначення. Він призначений для використання в якості автономного силового агрегату для широкого спектра техніки, обладнання, верстатів і транспортних механізмів.

Найбільш часто даний двигун знаходить застосування там, де необхідна надійність і невибагливість в експлуатації: у складі міні електростанцій, у сільськогосподарській техніці – моноблоках, мотокультиваторах, косарках, самохідних шасі, іригаційних і зрошувальних системах тощо, в будівельному обладнанні – у віброплитах, ударних трамбувальниках, бетономішалках, компресорах, насосах і помпах. Легка вага двигуна дозволяє використовувати його для транспортних засобів, у тому числі для водного транспорту – човнів, катерів і невеликих яхт.

Крім надійності двигун відрізняється низкою переваг і конструктивними особливостями, серед яких:

- компактність і невелика вага;
- ергономічність, зручність, простота в експлуатації та обслуговуванні;
- стабільність обертів у всьому діапазоні навантажень;
- повітряне охолодження;
- сучасний паливний насос високого тиску;
- декомпресійний клапан для полегшення запуску;
- дві горловини для заливки мастила в картер із пробками – щупами з різних сторін картера – для полегшення доступу;
- низькі рівні вібрації та шуму під час роботи;
- покращений повітряний фільтр із масляною ванною.

Технічні дані двигуна ДВУ-300Д (1Ч7,8/6,2)

1.Тип двигуна - чотиритактний одноциліндровий з прямим вприскуванням палива. [8]

2. Тип палива – дизельне
3. Потужність двигуна, кВт 4,5
4. Частота обертання колінчастого валу, $хв^{-1}$ - 3000
5. Робочий об’єм, $см^3$ – 296
6. Діаметр циліндра/хід поршня, см - 7,8/6,2
7. Система охолодження – повітряна примусова
8. Система запуску – ручний стартер
9. Витрата палива, кг/(кВт·год) - 0,276
10. Ємність паливного бака, л - 3,5
11. Об’єм мастила в картері, л - 1,1
12. Маса двигуна, кг 32

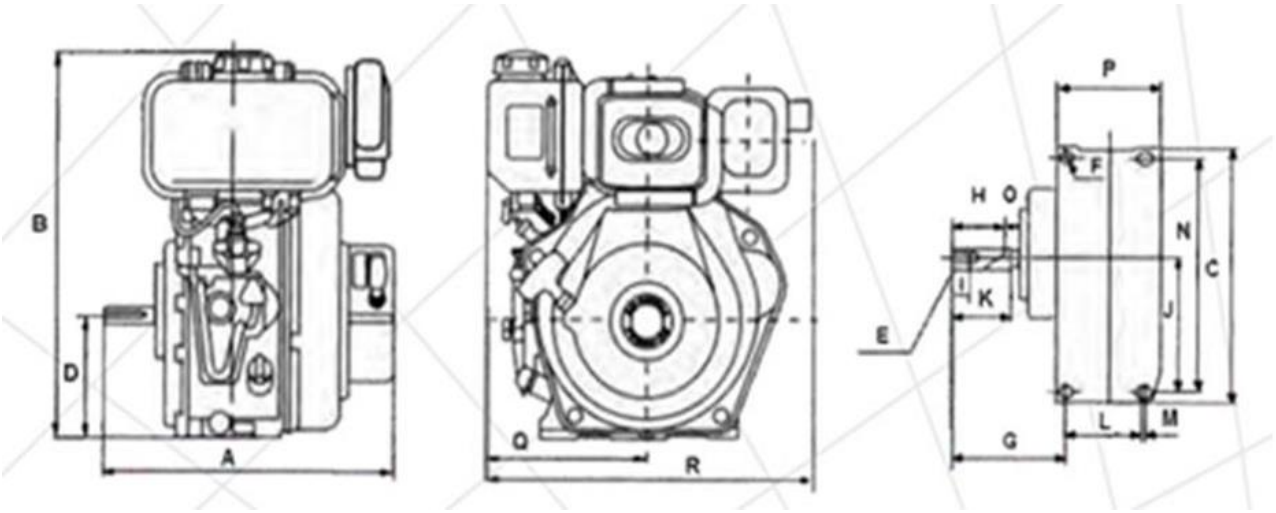


Рис. 1.2 Схема двигуна ДВУ-300Д

A = 383 мм; B = 450 мм; C = 298 мм; D = 145 мм; E = 7/16-24UNF-2B; F = d11; G = 141 мм; H = 62 мм; I = 32 мм; J = 144 мм; K = 72 мм; L = 85 мм; M = 5 мм; N = 248 мм; O = 16 мм; P = 130 мм; Q = 203 мм; R = 421 мм.

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу дизельного двигуна без наддуву, що працює на дизельному паливі [9]

Умова завдання для середнього елементарного складу палива:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 5$
Частота обертання колінчастого валу, хв$^{-1}$	$n = 3500$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 17$
Число циліндрів	$i = 1$

Вихідні данні для розрахунку робочого циклу:

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1,8$
Тиск навколишнього середовища, кПа	$p_a = 101,3$
Температура навколишнього середовища, К	$T_a = 293$
Підігрів свіжого заряду, К	$\Delta T = 15$
Тиск залишкових газів, кПа	$p_r = 117$
Температура залишкових газів, К	$T_r = 780$
Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1,6$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z = 0,78$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0,96$

Паливо: ДП – Л – Євро4 – В0; ДСТУ 7688:2015 [1]

Найнижча теплота згорання палива за формулою Менделєєва, в $^{кДж}/_{кг}$

$$Q_{н.р} = [339 \cdot C + 1256 \cdot H – 109 \cdot (O - S) – 25,14 \cdot (9 \cdot H + W)] \cdot 100 = 42431,62$$

2.1.3 Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, $^{кмоль}/_{кг}$

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32}\right) = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{0,86}{12} + \frac{0,13}{4} - \frac{0,01}{32}\right) = 0,495$$

або у кг повітря/ 1 кг палива:

$$l_0 = 28,95 \cdot L_0 = 28,95 \cdot 0,495 = 14,317$$

Кількість свіжого заряду, в $^{кмоль}/_{кмоль}$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1,8 \cdot 0,495 = 0,89$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в $^{кмоль}/_{кг}$

Кількість CO_2

$$M_{CO2} = \frac{C}{12} = \frac{0,86}{12} = 0,072$$

Кількість H_2O

$$M_{H2O} = \frac{H}{2} = \frac{0,13}{2} = 0,065$$

Кількість O_2

$$M_{O2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (1,8 - 1) \cdot 0,495 = 0,083$$

Кількість N_2

$$M_{N2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0,79 \cdot 1,8 \cdot 0,495 = 0,703$$

Загальна кількість продуктів згоряння, в $^{кмоль}/_{кг}$

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{CO2} \\ M_{H2O} \\ M_{O2} \\ M_{N2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.065 \\ 0.083 \\ 0.703 \end{pmatrix} = 0,923$$

2.1.4 Параметри процесу газообміну

Тиск в кінці впуску, кПа

$$p_d = k \cdot p_a$$

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

$$p_d = k \cdot p_a = 0,9 \cdot 101,3 = 91,17$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 15}{780} \cdot \frac{117}{17 \cdot 91,17 - 117} = 0,03$$

Для дизельних двигунів без наддуву γ_r = (0,03...0,06).

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 15 + 0,03 \cdot 780}{1 + 0,03} = 322,74$$

Для дизельних двигунів без наддуву T_d = (310...350) К.

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_a} \cdot \frac{T_a}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{17}{17 - 1} \cdot \frac{91,17}{101,3} \cdot \frac{293}{322,743 \cdot (1 + 0,032)} = 0,841$$

Для дизельних двигунів без наддуву Φ_c = (0,80...0,9).

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Густина заряду на впуску, в $^{кг}/_{м^3}$

$$\rho_a = \frac{p_a}{R_П \cdot T_a}$$

де $R_П$ = 287 $^{Дж}/_{кг\ К}$ - універсальна газова стала повітря;

$$\rho_a = \frac{\rho_a \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 1,205$$

2.1.5 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску приймаємо згідно номограми.

$$n_1 = 1{,}372$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \varepsilon^{n_1} = 91{,}17 \cdot 17^{1{,}372} = 446{,}598$$

Для дизельних двигунів без наддуву P_c = (2900...6000) кПа.

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К:

$$T_c = T_d \cdot \varepsilon_1^{-1} = 322{,}743 \cdot 17^{1.372-1} = 925{,}942$$

Для дизельних двигунів без наддуву Tc = (700...950) К.

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19{,}88 + 0{,}003 \cdot T_c = 19{,}88 + 2{,}638 \times 10^{-3} \cdot 925{,}942 = 22{,}323$$

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1{,}033 + 0{,}032}{1{,}0 + 0{,}032} = 1{,}036$$

Для дизельних двигунів без наддуву b_0 = (1,036...1,042).

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

для O_2 : $mCv''_{O_2} = 23{,}3 + 0{,}002 \cdot T_z$;

для N_2 : $mCv''_{N_2} = 21{,}554 + 0{,}001 \cdot T_z$;

для O_2 : $mCv''_{CO_2} = 38{,}609 + 0{,}003 \cdot T_z$;

для O_2 : $mCv''_{H_2O} = 25{,}459 + 0{,}004 \cdot T_z$;

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі, кДж/ (кмоль К):

$$mCv''=1/M_2 \cdot [M_{O2} \cdot (mCv''_{O2})+M_{N2} \cdot (mCv''_{N2})+M_{CO2} \cdot (mCv''_{CO2})+M_{H2O} \cdot (mCv''_{H2O})];$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O2} \cdot 23.3 \\ M_{N2} \cdot 21.554 \\ M_{CO2} \cdot 38.609 \\ M_{H2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.923} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.083 \cdot 23.3 \\ 0.703 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.31$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O2} \cdot 0.0015 \\ M_{N2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO2} \cdot 0.003349 \\ M_{H2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.923} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0831 \cdot 0.0015 \\ 0.7032 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

$$mCp'' = mCv'' + 8{,}314; \text{ кДж / (кмоль К)}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$\text{де } a' = a + 8{,}314 = 23{,}31 + 8{,}314 = 31{,}624$$

$$b' = b = 0{,}002$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{max} = \lambda \cdot p_c = 1{,}6 \cdot 4446{,}598 = 7114{,}557$$

Для дизельних двигунів без наддуву P_{max} = (5000...12000) кПа.

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

$$\xi_z \cdot Q_{н.р}/(M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) + (mCv'' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = b \cdot (mCp'') \cdot T_z$$

Після підстановки одержимо квадратне рівняння:

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

де A = b' · β = 0,002 · 1,036 = 0.002

B = a' · β = 31,624 · 1,036 = 32,754

$$C_1' = \frac{\xi_z \cdot Q_{\text{н.р.}}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0{,}78 \cdot 4{,}243 \times 10^4}{0{,}89 \cdot (1 + 0{,}032)} = 3{,}602 \times 10^4$$

C'_2 = (mCv' + 8.314 · λ) · T_C = (22,323 + 8,314 · 1,6) · 925,942 = $3{,}299 \times 10^4$

$C' = C'_1 + C'_2$ = 36018,476 + 32986,733 = 69005,206

$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C'$ = $32{,}754^2 + 4 \cdot 1{,}883 \times 10^{-3} \cdot 6{,}901 \times 10^4 = 1{,}592 \times 10^3$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32{,}754 + \sqrt{1592{,}447}}{2 \cdot 0{,}002} = 1899{,}422$$

Для дизельних двигунів без наддуву T_Z = (1800...2300) К.

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1{,}036 \cdot 1{,}899 \times 10^3}{1{,}6 \cdot 925{,}942} = 1{,}328$$

Для дизельних двигунів без наддуву r = (1,2...1,5).

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17}{1{,}328} = 12{,}802$$

Показник політропи розширення

n_2 = 1,237

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{max}}{\delta^{n_2}} = \frac{7114{,}557}{12{,}802^{1.237}} = 303{,}687$$

Для дизельних двигунів без наддуву Pb = (200...500) кПа.

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}} = \frac{1899{,}422}{12{,}802^{1.237-1}} = 1037{,}989$$

Для дизельних двигунів без наддуву Tb = (1000...1250) К.

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.n.} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1037{,}989}{\sqrt[3]{\frac{303{,}687}{117}}} = 755{,}288$$

Перевірка $\frac{|T_r - T_{r.n.}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|780 - 755{,}288|}{780} \cdot 100 = 3{,}168\ \%$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки Δ < 10%

2.1.8 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi}' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot (A + B - C)$$

де $A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.6 \cdot (1.328 - 1) = 0.525$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}\right) = \frac{1.6 \cdot 1.328}{1.237 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12.802^{1.237 - 1}}\right) = 4.066$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}\right) = \frac{1}{1.372 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{17^{1.372 - 1}}\right) = 1.751$$

$$p_{mi}' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{4446.598}{17 - 1} \cdot [0.525 + (4.066 - 1.751)] = 788.998$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$P_{mi} = \xi \cdot P_{mi}' = 0{,}96 \cdot 788{,}998 = 757{,}438$$

Для дизельних двигунів без наддуву P_{mi} = (750...1050) кПа.

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{н.р.} \cdot \rho_a} = \frac{1{,}8 \cdot 14{,}317 \cdot 757 \cdot 438}{0{,}841 \cdot 42431{,}62 \cdot 1{,}205} = 0{,}454$$

Для дизельних двигунів без наддуву η_i = (0,40...0,50).

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома індикаторна витрата рідкого палива, кг/ (кВт год).

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{\text{н.р.}}} = \frac{3600}{0{,}454 \cdot 42431{,}62} = 0{,}187$$

Для дизельних двигунів без наддуву bi = (0,17...0,21) кг / (кВт* год).

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

Середня швидкість поршня, м/ с.

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

де $S_{\text{пр}}$ = 0,062 м - хід поршня по прототипу

$$V_{\text{п.ср.}} = \frac{S_{\text{пр}} \cdot n}{30} = \frac{0{,}062 \cdot 3500}{30} = 7{,}233$$

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$P_{\text{М}} = (0{,}088 + 0{,}012 \cdot V_{\text{п.ср}}) \cdot 10^3 = (0{,}088 + 0{,}012 \cdot 7{,}233) \cdot 10^3 = 173{,}353$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$P_{\text{me}} = P_{\text{mi}} - P_{\text{М}} = 757{,}438 - 173{,}353 = 584{,}085$$

Для дизельних двигунів без наддуву Pme = (550...850) кПа.

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_{\text{м}} = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{584{,}085}{754{,}438} = 0{,}771$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_{\text{м}}$ = (0,70...0,82).

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_{\text{e}} = \eta_{\text{i}} \cdot \eta_{\text{м}} = 0{,}454 \cdot 0{,}771 = 0{,}35$$

Для дизельних двигунів без наддуву η_{e} = (0,33...0,40).

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома ефективна витрата рідкого палива, кг/(кВт *год).

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{\text{н.р.}}} = \frac{3600}{0{,}35 \cdot 42431{,}62} = 0{,}242$$

Для дизельних двигунів без наддуву be = (0,212...0,255) кг/ (кВт* год).

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Годинна витрата рідкого палива, в кг/ год

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0{,}242 \cdot 5 = 1{,}212$$

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, л

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

де Z = 4 - коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 30 \cdot Z \cdot \frac{p_e \cdot 10^3}{p_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{5 \cdot 10^3}{584{,}085 \cdot 3500} = 0{,}293$$

Робочий об'єм циліндру, л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{0{,}293}{1} = 0{,}293$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр}$ = 0,078 м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{S_{\text{пр}}}{d_{\text{пр}}} = \frac{0{,}062}{0{,}078} = 0{,}795 - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0{,}293}{\pi \cdot 0{,}795}} = 77{,}757$$

Розрахунковий хід поршня, мм

$$S_p = m \cdot d_p = 0{,}795 \cdot 77{,}757 = 61{,}807$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

d = 78 мм

або в м d' = d · 10^{-3} = 78 · 10^{-3} = 0,078

Хід поршня

S = 62 мм

або в м S' = S · 10^{-3} = 62 · 10^{-3} = 0,062

Літраж двигуна, л

$$V_{st'} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} = 0{,}296$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$p_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st'} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 10^3} = \frac{584{,}085 \cdot 0{,}296 \cdot 3500}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 5{,}047$$

Отримана величина відрізняється від заданої на, кВт:

$$\Delta P_e = \frac{\left|P_{ep} - P_e\right|}{P_{ecp}} \cdot 100$$

Середня потужність, кВт:

$$\text{де } P_{ecp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{5.047 + 5}{2} = 5.024$$

$$\Delta P_e = \frac{\left|P_{ep} - P_e\right|}{P_{ecp}} \cdot 100 = \frac{\left|5.047 - 5\right|}{5.024} \cdot 100 = 0.936$$

що не перевищує допустиму межу у 5%.

2.2 Побудова індикаторної діаграми двигуна, що працює на дизельному паливі [9]

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

Δφ = 1 - крок розрахунку;

φ = 0 , Δφ .. 720 - розрахунковий діапазон зміни значень кута повороту;

Робочий об'єм циліндру, в $м^3$.

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot S' = \frac{\pi \cdot 0{,}078^2}{4} \cdot 0{,}062 = 2{,}963 \cdot 10^{-4}$$

Об'єм камери згоряння, в м^3

$$V_c = \frac{V_s}{(\varepsilon - 1)} = \frac{2.963 \times 10^{-4}}{17 - 1} = 1.852 \times 10^{-5}$$

Повний об'єм циліндру, в м^3

$$V_a = V_s + V_c = 2{,}963 \times 10^{-4} + 1{,}852 \times 10^{-5} = 3{,}148 \times 10^{-4}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м^3

$$V_z = V_c \cdot \rho = 1{,}852 \times 10^{-5} \cdot 1{,}328 = 2{,}459 \times 10^{-5}$$

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

$\lambda_{кр} = 0{,}256$ - кривошипно-шатунне відношення;

$$\sigma(\varphi) = \left(1 - \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right) + \frac{\lambda_{кр}}{4} \cdot \left(1 - \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right)$$

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

$$V(\varphi) = V_c + \frac{1}{2} \cdot V_s \cdot \sigma(\varphi)$$

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

на ділянці впуску:

$$0 < \varphi < 180 \Rightarrow p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

$$180 < \varphi < 360 \Rightarrow p(\varphi) = p_d * \left(V_a` / V_{(\varphi)} \right)^{n1}$$

на ділянці попереднього розширення:

$$V_c` < V(\varphi) < V_z` \Rightarrow p(\varphi) = p_{max}$$

на ділянці подальшого розширення:

$$V_z` < V(\varphi) < \text{та } \varphi < 540 \Rightarrow p(\varphi) = p_{max} / \left( V(\varphi) / V_z` \right)^{n2}$$

на ділянці випуску:

$$540 < \varphi < 720 \Rightarrow p(\varphi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм надпоршневого простору в $м^3$,

Р - тиск в надпоршневому просторі в кПа,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

Таблиця 2.1

V(0) = 0,00002	p(0) = 91,17	V(180) = 0,00031	p(180) = 91,17
V(10) = 0,00002	p(10) = 91,17	V(190) = 0,00031	p(190) = 91,841
V(20) = 0,00003	p(20) = 91,17	V(200) = 0,00031	p(200) = 93,908
V(30) = 0,00004	p(30) = 91,17	V(210) = 0,0003	p(210) = 97,534
V(40) = 0,00006	p(40) = 91,17	V(220) = 0,00029	p(220) = 103,019
V(50) = 0,00008	p(50) = 91,17	V(230) = 0,00027	p(230) = 110,846
V(60) = 0,00011	p(60) = 91,17	V(240) = 0,00025	p(240) = 121,758
V(70) = 0,00013	p(70) = 91,17	V(250) = 0,00023	p(250) = 136,903
V(80) = 0,00016	p(80) = 91,17	V(260) = 0,00021	p(260) = 158,081
V(90) = 0,00019	p(90) = 91,17	V(270) = 0,00019	p(270) = 188,191
V(100) =0,00021	p(100) = 91,17	V(280) = 0,00016	p(280) = 232,072
V(110) = 0,00023	p(110) = 91,17	V(290) = 0,00013	p(290) = 298,138
V(120) = 0,00025	p(120) = 91,17	V(300) = 0,00011	p(300) = 401,699
V(130) = 0,00027	p(130) = 91,17	V(310) = 0,00008	p(310) = 571,909
V(140) = 0,00029	p(140) = 91,17	V(320) = 0,00006	p(320) = 866,120
V(150) = 0,0003	p(150) = 91,17	V(330) = 0,00004	p(330) = 1395,016
V(160) = 0,00031	p(160) = 91,17	V(340) = 0,00003	p(340) = 2328,842
V(170) = 0,00031	p(170) = 91,17	V(350) = 0,00002	p(350) = 3660,162
V(360) = 0,00002	p(360) =4446,598	V(540) = 0,00031	p(540) = 303,687
V(370) = 0,00002	p(370) = 7114,557	V(550) = 0,00031	p(550) = 117
V(380) = 0,00003	p(380) = 5639,511	V(560) = 0,00031	p(560) = 117
V(390) = 0,00004	p(390) = 3552,874	V(570) = 0,0003	p(570) = 117
V(400) = 0,00006	p(400) = 2311,781	V(580) = 0,00029	p(580) = 117
V(410) = 0,00008	p(410) = 1590,126	V(590) = 0,00027	p(590) = 117

V(420) = 0,00011	p(420) = 1156,385	V(600) = 0,00025	p(600) = 117
V(430) = 0,00013	p(430) = 883,811	V(610) = 0,00023	p(610) = 117
V(440) = 0,00016	p(440) = 705,132	V(620) = 0,00021	p(620) = 117
V(450) = 0,00019	p(450) = 583,718	V(630) = 0,00019	p(630) = 117
V(460) = 0,00021	p(460) = 498,809	V(640) = 0,00016	p(640) = 117
V(470) = 0,00023	p(470) = 438,141	V(650) = 0,00013	p(650) = 117
V(480) = 0,00025	p(480) = 394,192	V(660) = 0,00011	p(660) = 117
V(490) = 0,00027	p(490) = 362,195	V(670) = 0,00008	p(670) = 117
V(500) = 0,00029	p(500) = 339,055	V(680) = 0,00006	p(680) = 117
V(510) = 0,0003	p(510) = 322,734	V(690) = 0,00004	p(690) = 117
V(520) = 0,00031	p(520) = 311,897	V(700) = 0,00003	p(700) = 117
V(530) = 0,00031	p(530) = 305,702	V(710) = 0,00002	p(710) = 117

Індикаторна робота робочого циклу, Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi))\, d\varphi = 225.694$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, кПа

$$p_{mi.т} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{225.694}{2.963 \times 10^{-4} \cdot 1 \times 10^3} = 761.816$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, кПа

$$P_{mi.д} = P_{mi.т} \cdot \xi = 761{,}816 \cdot 0{,}96 = 731{,}343$$

Середнє значення індикаторного тиску, кПа

$$p_{mi.cp} = \frac{p_{mi} + p_{mi.д}}{2} = \frac{757.438 + 731.343}{2} = 744.391$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.д}}{p_{mi.cp}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{757.438 - 731.343}{744.391} \right| \cdot 100 = 3.506$$

Отримане значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

c' = 25° до ВМТ - точка подачі палива форсункою.

Визначається кутом випередження впорскування палива (запалювання);

$\Delta\varphi_1 = 10^o$ п.к.в - кут затримки згорання;

$f = c' - \Delta\varphi_1 = 25 - 10 = 15^o$ до ВМТ - точка початку згорання,

визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = 10^o$, п.к.в;

$\Delta\varphi_2 = 10^o$ після ВМТ - кут де тиск максимальний;

$b'' = 114^o$ після ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r' = 10^o$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$r'' = 10^o$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

$d' = 134^o$ до ВМТ - точка закриття впускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

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

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

$$P_c'' = k_p \cdot P_c = 1.2 \cdot 4{,}447 \times 10^3 = 5{,}336 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, кПа

$$p_{zд} = k_z \cdot p_{max}$$

де $k_z = 1.0$ - коефіцієнт дійсного тиску, 1 - для дизелів, 0,85 для газових та бензинових ДВЗ

$$P_{zд} = k_z \cdot P_{max} = 1 \cdot 7{,}115 \times 10^3 = 7{,}115 \times 10^3$$

Визначення положення точок дійсної індикаторної діаграми

Точки та параметри теоретичного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0^o пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, $м^3$
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 91.17$	$V(\varphi_r) = 1.852 \times 10^{-5}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 91.17$	$V(\varphi_d) = 3.148 \times 10^{-4}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 4446.598$	$V(\varphi_c) = 1.852 \times 10^{-5}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 7114.557$	$V(\varphi_z) = 1.854 \times 10^{-5}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 303.687$	$V(\varphi_b) = 3.148 \times 10^{-4}$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0^o пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, $м^3$
c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 1.801 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 3.578 \times 10^{-5}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 2.972 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 2.483 \times 10^{-5}$
z'	$\varphi_{z'} = 374$	$p(\varphi_{z'}) = 7.115 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 2.403 \times 10^{-5}$
b''	$\varphi_{b''} = 360 + b'' = 474$	$p(\varphi_{b''}) = 418.869$	$V(\varphi_{b''}) = 2.427 \times 10^{-4}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 710$	$p(\varphi_{r'}) = 117$	$V(\varphi_{r'}) = 2.134 \times 10^{-5}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 10$	$p(\varphi_{r''}) = 91.17$	$V(\varphi_{r''}) = 2.134 \times 10^{-5}$
d'	$\varphi_{d'} = 360 - d' = 226$	$p(\varphi_{d'}) = 107.394$	$V(\varphi_{d'}) = 2.794 \times 10^{-4}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 5.336 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 1.852 \times 10^{-5}$
$z_д$	$\varphi_{zд} = 367$	$p_{zд} = 7.115 \times 10^3$	$V(\varphi_{zд}) = 1.99 \times 10^{-5}$

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють на КШМ двигуна [9]

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

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

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

- розрахункова кінематична схема кривошипно-шатунного механізму є аксіальною;

- дія сил на контактну поверхню деталей відбувається по нормалі;

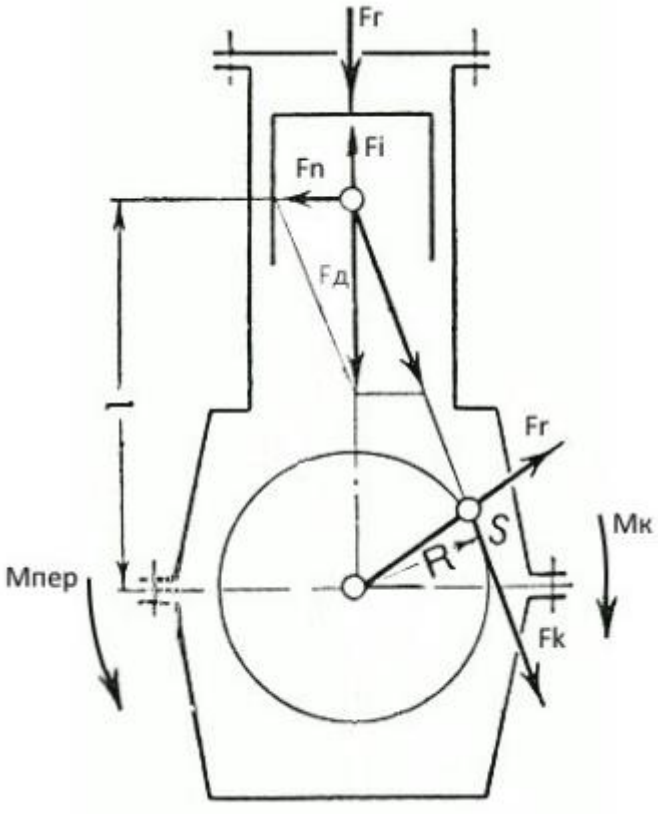


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

По даним двигуна маємо наступні початкові дані:

$m_П$ = 0,85 кг - маса комплекту поршня

$m_Ш$ = 1,25 кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, кг

$$m_S = m_П + 1/3 \cdot m_Ш = 0,85 + 1/3 \cdot 1,25 = 1,267$$

Радіус кривошипу, м

$$r = \frac{S}{2 \cdot 10^3} = \frac{62}{2 \cdot 10^3} = 0.031$$

Довжина шатуна, м

$$l_ш = \frac{r}{\lambda_{кр}} = \frac{0.031}{0.256} = 0.121$$

Площа поршня, $м^2$

$$A_П = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 78^2}{4 \cdot 10^6} = 0.005$$

Кутова швидкість, рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 3500}{30} = 366.519$$

Визначимо величини сил та моментів що діють в КШМ на протязі всього робочого циклу.

Кут обертання колінчастого валу

φ = 0...720, з кроком розрахунку $\Delta\varphi = 1^o$ п.к.в.

Кут нахилу шатуна

$$\beta'(\varphi) = \operatorname{asin}\left(\lambda_{кр} \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right)$$

Сили тиску газу $F_Г(\varphi) = (P(\varphi) - P_a) \cdot A_П$

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

$$F_i(\varphi) = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + \lambda_{кр} \cdot \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right) \cdot 10^{-3}$$

Сумарна сила (дійсна)

$$F_d(\varphi) = F_г(\varphi) + F_i(\varphi)$$

Нормальна сила

$$F_n(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \tan(\beta'(\varphi))$$

Радіальна сила

$$F_r(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Дотична сила

$$F_к(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Крутний момент на валу двигуна

$$M_к(\varphi) = F_к(\varphi) \cdot r$$

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_к(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

$$M_{пер}(\varphi) = -F_n(\varphi) \cdot \left(r \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + l_ш \cdot \cos(\beta'(\varphi))\right)$$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:

Сили $F_г$, $F_и$ та $F_д$ обраховані в кН,

крутний момент $M_к$ розраховано в кН * м,

в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу.

Таблиця 2.2

$F_г(0) = -0,048$	$F_i(0) = -6,625$	$F_d(0) = -6,674$	$M_к(0) = 0,000$
$F_г(30) = -0,048$	$F_i(30) = -5,243$	$F_d(30) = -5,292$	$M_к(30) = -0,1$
$F_г(60) = -0,048$	$F_i(60) = -1,962$	$F_d(60) = -2,011$	$M_к(60) = -0,061$
$F_г(90) = -0,048$	$F_i(90) = 1,35$	$F_d(90) = 1,302$	$M_к(90) = 0,04$
$F_г(120) = -0,048$	$F_i(120) = 3,313$	$F_d(120) = 3,264$	$M_к(120) = 0,076$
$F_г(150) = -0,048$	$F_i(150) = 3,893$	$F_d(150) = 3,845$	$M_к(150) = 0,046$
$F_г(180) = -0,048$	$F_i(180) = 3,925$	$F_d(180) = 3,876$	$M_к(180) = 0,000$

$F_r(210) = -0,018$	$F_i(210) = 3,893$	$F_d(210) = 3,875$	$M_к(210) = -0,047$
$F_r(240) = 0,098$	$F_i(240) = 3,313$	$F_d(240) = 3,41$	$M_к(240) = -0,08$
$F_r(270) = 0,415$	$F_i(270) = 1,35$	$F_d(270) = 1,766$	$M_к(270) = -0,055$
$F_r(300) = 1,435$	$F_i(300) = -1,962$	$F_d(300) = -0,527$	$M_к(300) = 0,016$
$F_r(330) = 6,182$	$F_i(330) = -5,243$	$F_d(330) = 0,938$	$M_к(330) = -0,018$
$F_r(360) = 20,763$	$F_i(360) = -6,625$	$F_d(360) = 14,138$	$M_к(360) = 0,000$
$F_r(390) = 16,493$	$F_i(390) = -5,243$	$F_d(390) = 11,249$	$M_к(390) = 0,213$
$F_r(420) = 5,042$	$F_i(420) = -1,962$	$F_d(420) = 3,079$	$M_к(420) = 0,094$
$F_r(450) = 2,305$	$F_i(450) = 1,35$	$F_d(450) = 3,656$	$M_к(450) = 0,113$
$F_r(480) = 1,4$	$F_i(480) = 3,313$	$F_d(480) = 4,712$	$M_к(480) = 0,11$
$F_r(510) = 1,058$	$F_i(510) = 3,893$	$F_d(510) = 4,951$	$M_к(510) = 0,060$
$F_r(540) = 0,967$	$F_i(540) = 3,925$	$F_d(540) = 4,892$	$M_к(540) = 0,000$
$F_r(570) = 0,075$	$F_i(570) = 3,893$	$F_d(570) = 3,968$	$M_к(570) = -0,048$
$F_r(600) = 0,075$	$F_i(600) = 3,313$	$F_d(600) = 3,388$	$M_к(600) = -0,079$
$F_r(630) = 0,075$	$F_i(630) = 1,35$	$F_d(630) = 1,425$	$M_к(630) = -0,044$
$F_r(660) = 0,075$	$F_i(660) = -1,962$	$F_d(660) = -1,887$	$M_к(660) = 0,057$
$F_r(690) = 0,075$	$F_i(690) = -5,243$	$F_d(690) = -5,168$	$M_к(690) = 0,098$
$F_r(720) = 0,075$	$F_i(720) = -6,625$	$F_d(720) = -6,55$	$M_к(720) = 0,000$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:

Сили F_n, F_r та F_k обраховані в кН, крутний момент $M_{пер}$ розраховано в кН м,

в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

Таблиця 2.3

$F_n(0) = 0,000$	$F_r(0) = -6,674$	$F_к(0) = 0,000$	$M_{пер}(0) = 0,000$
$F_n(30) = -0,683$	$F_r(30) = -4,241$	$F_к(30) = -3,237$	$M_{пер}(30) = 0,1$
$F_n(60) = -0,457$	$F_r(60) = -0,609$	$F_к(60) = -1,97$	$M_{пер}(60) = 0,061$
$F_n(90) = 0,345$	$F_r(90) = -0,345$	$F_к(90) = 1,302$	$M_{пер}(90) = -0,04$
$F_n(120) = 0,742$	$F_r(120) = -2,275$	$F_к(120) = 2,456$	$M_{пер}(120) = -0,076$
$F_n(150) = 0,496$	$F_r(150) = -3,578$	$F_к(150) = 1,493$	$M_{пер}(150) = -0,046$
$F_n(180) = 0,000$	$F_r(180) = -3,876$	$F_к(180) = 0,000$	$M_{пер}(180) = 0,000$
$F_n(210) = -0,5$	$F_r(210) = -3,606$	$F_к(210) = -1,504$	$M_{пер}(210) = 0,047$

$F_п(240) = -0,775$	$F_г(240) = -2,377$	$F_к(240) = -2,566$	$M_{пер}(240) = 0,08$
$F_п(270) = -0,468$	$F_г(270) = -0,468$	$F_к(270) = -1,766$	$M_{пер}(270) = 0,055$
$F_п(300) = 0,12$	$F_г(300) = -0,16$	$F_к(300) = 0,516$	$M_{пер}(300) = -0,016$
$F_п(330) = -0,121$	$F_г(330) = 0,752$	$F_к(330) = -0,574$	$M_{пер}(330) = 0,018$
$F_п(360) = 0,000$	$F_г(360) = 14,138$	$F_к(360) = -0,000$	$M_{пер}(360) = 0,000$
$F_п(390) = 1,452$	$F_г(390) = 9,016$	$F_к(390) = 6,882$	$M_{пер}(390) = -0,213$
$F_п(420) = 0,7$	$F_г(420) = 0,933$	$F_к(420) = 3,017$	$M_{пер}(420) = -0,094$
$F_п(450) = 0,968$	$F_г(450) = -0,968$	$F_к(450) = 3,656$	$M_{пер}(450) = -0,113$
$F_п(480) = 1,071$	$F_г(480) = -3,284$	$F_к(480) = 3,545$	$M_{пер}(480) = -0,11$
$F_п(510) = 0,639$	$F_г(510) = -4,607$	$F_к(510) = 1,922$	$M_{пер}(510) = -0,06$
$F_п(540) = 0,000$	$F_г(540) = -4,892$	$F_к(540) = 0,000$	$M_{пер}(540) = 0,000$
$F_п(570) = -0,512$	$F_г(570) = -3,693$	$F_к(570) = -1,541$	$M_{пер}(570) = 0,048$
$F_п(600) = -0,77$	$F_г(600) = -2,361$	$F_к(600) = -2,549$	$M_{пер}(600) = 0,079$
$F_п(630) = -0,377$	$F_г(630) = -0,377$	$F_к(630) = -1,425$	$M_{пер}(630) = 0,044$
$F_п(660) = 0,429$	$F_г(660) = -0,572$	$F_к(660) = 1,849$	$M_{пер}(660) = -0,057$
$F_п(690) = 0,667$	$F_г(690) = -4,142$	$F_к(690) = 3,162$	$M_{пер}(690) = -0,098$
$F_п(720) = 0,000$	$F_г(720) = -6,55$	$F_к(720) = 0,000$	$M_{пер}(720) = 0,000$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна, що працює на дизельному паливі [9]

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$$Q_п = Q_e + Q_в + Q_г + Q_м + Q_{н.в}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

$Q_в$ - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

$Q_г$ - теплота, що виноситься випускними газами

$Q_м$ - теплота, що відводиться маслом

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

2.4.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом, Дж / с

$$Q_п = \frac{B_e \cdot Q_{н.р}}{3.6} = \frac{1.212 \cdot 4.243 \times 10^4}{3.6} = 1.428 \times 10^4$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

2.4.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, Дж / с

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ер} = 10^3 \cdot 5{,}047 = 5047{,}003$$

у відсотковому відношенні, %

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_п} \cdot 100 = \frac{5.047 \times 10^3}{1.428 \times 10^4} \cdot 100 = 35.344$$

перевірка отриманого значення, Дж / с

$$Q_e' = Q_п \cdot \eta_e = 14279{,}671 \cdot 0{,}35 = 5000$$

Вираховуємо похибку, %

$$\Delta Q_e = \frac{\left|Q_e - Q_e'\right|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{\left|5.047 \times 10^3 - 5 \times 10^3\right|}{5.047 \times 10^3} \cdot 100 = 0.931$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_в = Q_W + Q_{т.п} + Q_{в.н}$$

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра, Дж / с

$$Q_W = \left(-W_{нап} + W_{ст} + W_{г.р} + W_{вип}\right) \cdot Q_п$$

де $W_{нап} = 0$ - відносна втрата палива на дільниці наповнення

$W_{ст} = 0$ - відносна втрата палива на дільниці стиску

$W_{г.р} = 0{,}12$ - відносна втрата палива на дільниці горіння-розширення

$W_{вип} = 0{,}06$ - відносна втрата палива на дільниці випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{нап} + W_{ст} + W_{г.р} + W_{вип}) = -0 + 0 + 0{,}12 + 0{,}06 = 0{,}18$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_П = 0{,}18 \cdot 14279{,}671 = 2570{,}341$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$P_{ср.т} = 0{,}6 \cdot P_М = 0{,}600 \cdot 173{,}353 = 104{,}012$$

Робочий об'єм циліндру, в $м^3$

$$V_{s'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^9} \cdot S = \frac{\pi \cdot 78^2}{4 \cdot 10^9} \cdot 62 = 2.963 \times 10^{-4}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_П = \frac{P_{ср.т} \cdot V_{s'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot Z} = \frac{104.012 \cdot 2.963 \times 10^{-4} \cdot 3.5 \times 10^3}{30 \cdot 4} = 0.899$$

Теплота, еквівалентна роботі витраченій на тертя поршня, Дж / с

$$Q_{т.п} = 10^3 \cdot P_П = 10^3 \cdot 0{,}899 = 898{,}754$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в Дж / с

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_в = Q_W + Q_{т.п} = 2570,341 + 898,754 = 3469,095$$

Витрата охолоджуючої рідини, $м^3$ / с

$$V_в = \frac{Q'_в \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_в \cdot C_{mв} \cdot \Delta T_в}$$

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

$\rho_в = 1000$ кг / $м^3$ - середня густина води

$C_{mв} = 4,19$ Дж / кг - середня теплоємкість води

$\Delta T_в = 10$ - температурний перепад води в холодильнику

$$V_в = \frac{Q'_в \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_в \cdot C_{mв} \cdot \Delta T_в} = \frac{3469.09513 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.0001$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, кВт

$$P_{в.н} = \frac{V_в \cdot \Delta p_в}{\eta_{в.н}}$$

де $\Delta p_в = 98$ кПа - гідравлічний опір системи

$\eta_{в.н} = 0,9$ - ККД водяного насосу

$$P_{в.н} = \frac{V_в \cdot \Delta p_в}{\eta_{в.н}} = \frac{0 \cdot 98}{0.9} = 0.011$$

Тоді теплота що еквівалентна роботі на привід водяного насосу буде, Дж / с

$$Q_{в.н} = 10^3 \cdot P_{в.н} = 10^3 \cdot 0,011 = 10,818$$

Відповідно теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, в Дж / с

$$Q_в = Q_W + Q_{т.п} + Q_{в.н} = 2570.3 + 898.8 + 10.8 = 3479.9$$

у відсотковому відношенні, %

$$q_в = \frac{Q_в}{Q_п} \cdot 100 = \frac{3479.914}{14279.671} \cdot 100 = 24.37$$

Температура залишкових газів, в ^oC

$$t_r = T_r - 273 = 780 - 273 = 507$$

Температура на початку стиску , в ^oC

$$t_d = T_d - 273 = 322,743 - 273 = 49,743$$

Ізобарна теплоємкість продуктів згорання

$$mCp'' = 31,555 + 0,004 \cdot t_r = 31,555 + 3,89 \cdot 10^{-3} \cdot 507 = 33,527$$

Ізобарна теплоємкість свіжого заряду

$$mCp = 29,074 + 0,001 \cdot t_d = 29,074 + 0,001 \cdot 49,743 = 29,114$$

2.4.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в Дж / с

$$Q_г = \frac{B_e}{3.6} \cdot \left(M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r - M_1 \cdot mCp \cdot t_d\right)$$

$$\Delta i'_г = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 0,923 \cdot 33,527 \cdot 507 = 15689,284$$

$$\Delta i''_г = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0,89 \cdot 29,114 \cdot 49,743 = 1289,166$$

$$\Delta i_г = \Delta i'_г - \Delta i''_г = 15689,3 – 1289,2 = 14400,1$$

$$Q_г = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_г = \frac{1.212}{3.6} \cdot 14400.118 = 4846.125$$

у відсотковому відношенні, %

$$q_г = \frac{Q_г}{Q_п} \cdot 100 = \frac{4846.125}{14279.671} \cdot 100 = 33.937$$

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

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{мд} = \frac{p_м}{p_{mi}} \cdot \eta_i = \frac{173.353}{757.438} \cdot 0.454 = 0.104$$

Теплота, що еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, Дж / с

$$Q_{мд} = \Delta_{мд} \cdot Q_{п} = 0{,}104 \cdot 14279{,}671 = 1483{,}974$$

Тоді, що теплота еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в Дж / с

$$Q_{м1} = Q_{w} + Q_{мд} - Q_{в} = 2570{,}341 + 1483{,}974 - 3479{,}914 = 574{,}401$$

Витрата циркуляційного масла, в $м^3$ / с

$$V_{м} = \frac{K_2 \cdot Q_{м1}}{\rho_{м} \cdot C_{mм} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{м}}$$

де $K_2 = 1{,}5$ - коефіцієнт запасу

$\rho_{м} = 900$ кг / $м^3$ - густина мастила

$C_{mм} = 2{,}094$ Дж / кг - середня теплоємність масла

$\Delta T_{м} = 6$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_{м} = \frac{K_2 \cdot Q_{м1}}{\rho_{м} \cdot C_{mм} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{м}} = \frac{1.5 \cdot 574.401}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 7.62 \times 10^{-5}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насосу, в кВт

$$P_{м.н} = \frac{V_{м} \cdot p_0}{\eta_{м.н} \cdot 10^3}$$

де $p_0 = 0{,}4 \cdot 10^6$ Па - робочий тиск в системі мащення

$\eta_{м.н} = 0{,}8$ - ККД масляного насоса

$$P_{м.н} = \frac{V_{м} \cdot p_0}{\eta_{м.н} \cdot 10^3} = \frac{7.62 \times 10^{-5} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 0.038$$

Теплота витрачена на привід насосу, в Дж / с

$$Q_{м2} = 10^3 \cdot P_{м.н} = 10^3 \cdot 0{,}038 = 38{,}098$$

Тоді теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна, Дж / с

$$Q_М = Q_{М1} + Q_{М2} = 574,401 + 38,098 = 612,499$$

у відсотковому відношенні, %

$$q_М = \frac{Q_М}{Q_П} \cdot 100 = \frac{612.499}{14279.671} \cdot 100 = 4.289$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, Дж / с

$$Q_{н.в} = Q_П - \Sigma Q$$

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \begin{pmatrix} Q_е \\ Q_В \\ Q_Г \\ Q_М \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 5047.003 \\ 3479.914 \\ 4846.125 \\ 612.499 \end{pmatrix} = 13985.541$$

$$Q_{н.в} = Q_п - \Sigma Q = 14279,7 – 13985,5 = 294,1$$

у відсотковому відношенні, %

$$q_{нв} = \frac{Q_{н.в}}{Q_П} \cdot 100 = \frac{294.130}{14279.671} \cdot 100.000 = 2.060$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді: Таблиця 2.4

Складові ТБ	Дж / с	%	Рекомендовані значення
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_п = 14279,7$	$q_п = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_е = 5047,0$	$q_е = 35,3$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_г = 4846,1$	$q_г = 33,9$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_в = 3479,9$	$q_в = 24,4$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_м = 612,5$	$q_м = 4,3$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{н.в} = 294,1$	$q_{нв} = 2,1$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, %

$$q_е + q_г + q_в + q_м + q_{нв} = 35,344 + 33,937 + 24,37 + 4,289 + 2,06 = 100$$

2.5 Розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, що працює на суміші палив [9]

Паливо: Суміш - 80% дизельного палива + 20% рапсової олії [2, 7]

Середній елементарний склад суміші палив

C = 0,85 H = 0,125 O = 0,025

Найнижча теплота згоряння суміші палив Qн = 41500 кДж/кг

Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32}\right) = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{0.85}{12} + \frac{0.125}{4} - \frac{0.025}{32}\right) = 0.489 \ ^{кмоль}/_{кг}$$

$$l_0 = 28,95 \times L_0 = 28,95 \times 0,489 = 14,16 \text{ кг}$$

Кількість свіжого заряду

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

M_1 = 0,88 кМоль/кг

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння

Кількість CO_2:	$M_{co_2} = \frac{C}{12}, \ ^{кмоль}/_{кг}$	0,071 кмоль/кг
Кількість H_2O:	$M_{H_2O} = \frac{H}{2}, \ ^{кмоль}/_{кг}$	0,063 кмоль/кг
Кількість O_2:	$M_{O_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \ ^{кмоль}/_{кг}$	0,098 кмоль/кг
Кількість N_2:	$M_{N_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0, \ ^{кмоль}/_{кг}$	0,695 кмоль/кг

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO2} + M_{H2O} + M_{O2} + M_{N2} = 0,926 \text{ кмоль/кг}$$

Параметри процесу газообміну.

Тиск в кінці впуску

$$P_d = (0.85 - 0.9) \times P_a$$

число з інтервалу = 0,9

P_d = 0,0927 МПа

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r}$$

$$\gamma_r = \quad 0{,}03167$$

Температура в кінці впуска

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} =, K$$

T_d= 322,488 К

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_a} \times \frac{T_a}{T_d(1+\gamma_r)} = \quad 0{,}84214$$

Густина заряда на впускі

$$\rho_a = \frac{P_в \times 10^{6}}{R_П \times T_a} =, {кг}/{м^3}$$

RП = 287 Дж/кг -універсальна газова постійна для повітря

ρ_a = 1,22486 кг/м^3

Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску

$$n_1 = 1.41 - \frac{110}{n} \quad \text{для} \quad 600 \le n \le 2500$$

n_1 = 1,37457 Значення для 600 ≤ n ≤ 2500

Вибираємо значення

n_1 = 1,37

Тиск в кінці стиску

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

Pc = 4,496 МПа

Температура в кінці стиску

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

T_C = 919,984 К

Середня мольна теплоємкість повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \times T_C, \; КДж/Кмоль \times К$$

mCv’ = 22,307 кДж/Кмоль · К

Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

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

β_0 = 1,053

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

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

β = 1,051

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

для O_2: mCv"o_2=23,3+0,00155xTZ

для N_2: mCv"N_2=21,554+0,001457xTZ

для CO_2: mCv"co_2=38,609+0,003349xTZ

для H_2O: mCv"H_2O=25,459+0,004438xTZ

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому об'ємі

$$mCv'' = \frac{1}{M_2}\left[\begin{matrix} M_{CO2} \times (mCv''_{CO2}) + M_{H2O} \times (mCv''_{H2O}) + \\ + M_{O2} \times (mCv''_{O2}) + M_{N2} \times (mCv''_{N2}) \end{matrix}\right] =, \; КДж/Кмоль \times К$$

Після підстановки одержим рівняння

$$mCv'' = a + в \quad \times T_z, \; КДж/Кмоль \times К$$

де:

а = 23,3056

в = 0,00181

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому тиску

$$mC''p = mCv'' + 8.134, {}^{КДж}/_{Кмоль \times К}$$

Після підстановки одержим рівняння

$$mC''p = a + в \times T_Z, {}^{КДж}/_{Кмоль \times К}$$

де:

а = 31,4396

в = 0,00181

Максимальний тиск згоряння

$$P_{max} = \lambda \times P_c, МПа$$

P_{max} = 7,193 МПа

Максимальна температура процесу згоряння

$$\frac{\xi_Z \times Q_H}{M_1 \times (1+\gamma_r)} + (mC'v + 8.134 \times \lambda) \times T_C = \beta(mC''p) \times T_Z$$

Після підстановки одержим квадратне рівняння

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

де:

A = 0,002

B = 33,042

C = 69000,9

Звідки:

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

T_Z = 1883,69 К

Ступінь попереднього розширення

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

ρ = 1,345

Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення

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

$$\delta = 12{,}64$$

Середній показник політропи розширення

$$n_2 = 1.18 + \frac{130}{n} \quad \text{для} \quad 600 \le n \le 2500$$

$n_2 = 1{,}217$ Значення для $600 \le n \le 2500$

Вибираємо значення

$$n_2 = 1{,}23$$

Тиск в кінці розширення

$$P_в = \frac{P_{max}}{\delta^{n_2}} =, МПа$$

$P_В = 0{,}318$ МПа

Температура в кінці розширення

$$T_в = \frac{T_Z}{\delta^{n_2 - 1}}$$

$T_В = 1051{,}01$ К

Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск

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

$P'_{mi} = 0{,}824$

Дійсний середній індикаторний тиск

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

$P_{mi} = 0{,}791$ МПа

Індикаторний ККД

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

$$\eta i = 0{,}465$$

Питома індикаторна витрата палива

$$в_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i} =, кг/квт.\ год.$$

$$в_i = 0{,}182 \text{ кг/кВт*год}$$

Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат

$$P_M = 0{,}089 + 0{,}012 \cdot V_{П.СР.}, \text{ МПа}$$

Середня швидкість поршня

$$V_{П.СР.} = \frac{S_{ПР.} \times n}{30} =, M/C$$

$S_{ПР} = 0{,}12$ – хід поршня по прототипу

$$V_{П.СР.} = 14 \text{ м/с}$$

$$P_M = 0{,}254 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, МПа$$

$$P_{me} = 0{,}538 \text{ МПа}$$

Механічний ККД

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

$$\eta_M = 0{,}679$$

Ефективний ККД

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

$$\eta_e = 0{,}316$$

Питома ефективна витрата палива

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

B_e = 0,268 кг/ кВт · год

Годинна витрата палива

$$B = в_e \times P_e =, кг/год$$

В = 1,341 кг/год

Ефективна потужність двигуна

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{St} \times n}{30 \times Z} =, КВт$$

P_{ep} = 21,254 кВт

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{ecp}} \times 100\%$$

$$P_{ecp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

P_{ecp} = 13,127 кВт

ΔP_{ec} = 1,24 %

що не перевищує допустиму межу у 5%.

Рівняння теплового балансу. [9]

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_П = Q_e + Q_B + Q_Г + Q_M + Q_{н.в}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;

$Q_в$ - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

$Q_г$ - теплота, яка виноситься випускними газами;

$Q_М$- теплота, яка відводиться маслом;

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

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_П = B_г \cdot Q_Н / 3.6$$

$Q_П$ = 14647,724 Дж/сек

у відсотковому відношенні $q_п$ приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

Q_e = 5000 Дж/сек

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_n \cdot 100\,\%$$

q = 35,79 %

Перевірка:

$$Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$$

Q'_e = 4412,812 Дж/сек

Вираховуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q'_e) / Q_e \cdot 100\%$$

Δ = 11,74 %

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_в = Q_w + Q_{Т.П} + Q_{в.н.}$$

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

Qт.п.- теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

Qв.н. -теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап} + W_{СТ} + W_{Г.Р.} + W_{вип}) \cdot Q_n$$

де Wнап.,Wст.,Wг.р.,Wвип - відповідно відносні втрати палива на дільницях наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$W_{нап.}=0$	$W_{г.р.}= 0,09 - 0,17$	0,17
$W_{ст.}= 0$	$W_{вип} = 0,01 - 0,08$	0,08

$$Q_W = 3492,917 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна

$$P_{мд} = (a + в \cdot C_m) \cdot 10^3$$

де а = 0,09 в = 0,012 - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат

Середня швидкість поршня

$$C_m = S \cdot n / 30$$

$$C_m = 7,233 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 174,353 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0.6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 104,612 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня:

$$P_n = P_{СРТ} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z)$$

де V_S - робочій об'єм циліндру

$$V_s = \pi d^2 \cdot S / 4$$

$$V_S = 0{,}0003 \text{ м}^3$$

$$P_n = 0{,}903 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{Т.П.} = 1000 \cdot P_П$$

$$Q_{Т.П.} = 903{,}481 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q'_B = Q_W + Q_{Т.П.}$$

$$Q'_В = 4396{,}40 \text{ Дж/с}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_в \cdot C_{тв} \cdot \Delta T_в}$$

К = 1,2 - 1,5 коефіцієнт запасу, К = 1,5

$\rho_В$ = 1000 кг/м^3 середня щільність води.

$C_{mв}$ = 4,19 кДж/кг - середня теплоємкість води.

$\Delta T_В$ = 6 – 12 – температурний перепад води в холодильнику

$\Delta T_В$ = 12 К

$V_В$ = 0,0001 м^3/с

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу

$$P_{вн} = V_в \cdot \Delta P_в / \eta_{вн}$$

де $\Delta P_В$ = 98 кПа - гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{в.н.}$ = 0,8 – 0,9 к.к.д. водяного насосу

$\eta_{в.н.}$ = 0,85

$P_{в.н.}$ = 0,015 кВт

Тоді $Q_{в.н.}$= 15,12 Дж/с

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_в = Q_w + Q_{Г.П} + Q_{в.н.}$$

$Q_В$= 4371,819 Дж/с

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_в = Q_в / Q_П \cdot 100\%$$

$q_В$= 31,57 %

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_Г = \frac{B_r}{3.6}\left[M_2 \cdot \left(mC''_p\right)^{t_r}_{t_0} \cdot t_r - M_1 \cdot \left(mC_p\right)^{t_d}_{t_0} \cdot t_d\right]$$

mC''_p = 34,25 Ізобарна теплоємкість продуктів згорання

mC_p = 28,35 Ізобарна теплоємкість свіжого заряду

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^o$$

t_r = 507 Температура залишкових газів.

$$t_d = T_d - 273^o$$

t_d = 50 Температура на початку стиску

$Q_Г$= 4893,465 Дж/с

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_Г = Q_Г / Q_П \cdot 100\%$$

$q_г$ = 35,74 %

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна

$$Q_М = (Q_w + Q_{МД}) - Q_в$$

$Q_{МД} = \Delta_{МД} \cdot Q_П$ теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

де $\Delta_{МД} = \left(P_{МД} / P_{mi}\right)\eta_i$ доля втрат в механізмах двигуна

P_{mi}= 0,982 МПа середній індикаторний тиск

$$\Delta_{МД} = 0{,}0826$$

Тоді

$$Q_{МД} = 1154{,}50 \text{ Дж/с}$$

$$Q_{М1} = 235{,}90 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot Ctм \cdot \Delta}$$

К = 1,2-1,5 - коефіцієнт запасу, К = 1,5

$\rho_М$ = 900 кг/м^3 – щільність масла

$C_{тМ}$ = 2,094 кДж/кг – середня теплоємкість масла

$\Delta T_М$ = 6 - 15 К Температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$\Delta T_М = 12 \text{ К}$$

$$V_М = 0 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

де P_0 = (0,3 - 0,4) · 10^6 - робочий тиск масла в системі.

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

$\eta_М$ = 0,8 – 0,9 механічний ККД масляного насоса

$$\eta_М = 0{,}8$$

$$P_{м.н.} = 0{,}007 \text{ кВт}$$

Тоді $Q_{M2} = 1000 \cdot P_{MH}$

$$Q_{М2} = 6{,}85 \text{ Дж/с}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_М = 242{,}74 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_П \cdot 100\%$$

$$q_М = 1{,}74\ \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{Н.В.} = Q_П - (Q_к + Q_в + Q_Г + Q_М)$$

$$Q_{Н.В.} = 139{,}7 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{Н.В.} = Q_{Н.В.} / Q_П \cdot 100\%$$

$$q_{\text{н.в.}} = 0{,}95\ \%$$

3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Аналіз використання біологічного палива на основі рослинних олій

Останнім часом великий інтерес викликає використання в дизельних двигунах біопалива, що виробляється з рослинних олій, що можна пояснити поновлюваністю сировинних ресурсів для виробництва цього палива, хорошими екологічними якостями рослинних олій та можливістю помітного зниження парникового ефекту під час роботи дизеля на такому біопаливі

Використання біопалива дозволяє забезпечити заміщення нафтового дизельного палива (ДП) альтернативним відновлюваним джерелом енергії, а також збереження робочих місць у сільськогосподарських регіонах.[3]

Важливим фактором використання як палива для дизелів рослинних олій є їх гарні екологічні показники. Олії відрізняються високою біорозкладністю: потрапляючи в ґрунт і природні водні басейни вони практично повністю розкладаються протягом кількох тижнів. Рослинні олії мають хороші екологічні властивості, зумовлені малим вмістом у них сірки та поліциклічних ароматичних вуглеводнів. Наявність у молекул рослинних олій досить великої кількості атомів кисню (8. . . 12 %), що беруть участь у процесі окислення вуглеводнів палива, дозволяє знизити викиди в атмосферу продуктів неповного згоряння.

Застосування біопалива не порушує балансу між киснем і вуглекислим газом в атмосфері, оскільки при згорянні палива рослинного походження виділяється стільки ж вуглекислого газу, скільки рослина поглинула з атмосфери за період свого існування. Важливість цієї проблеми підтверджується рис. 3.1, що свідчить про те, що в даний час в атмосферу щорічно викидається понад 25 млрд т CO_2, а до 2020 р. щорічні викиди CO_2 (E_{CO2}) в атмосферу досягнули 35 млрд т.

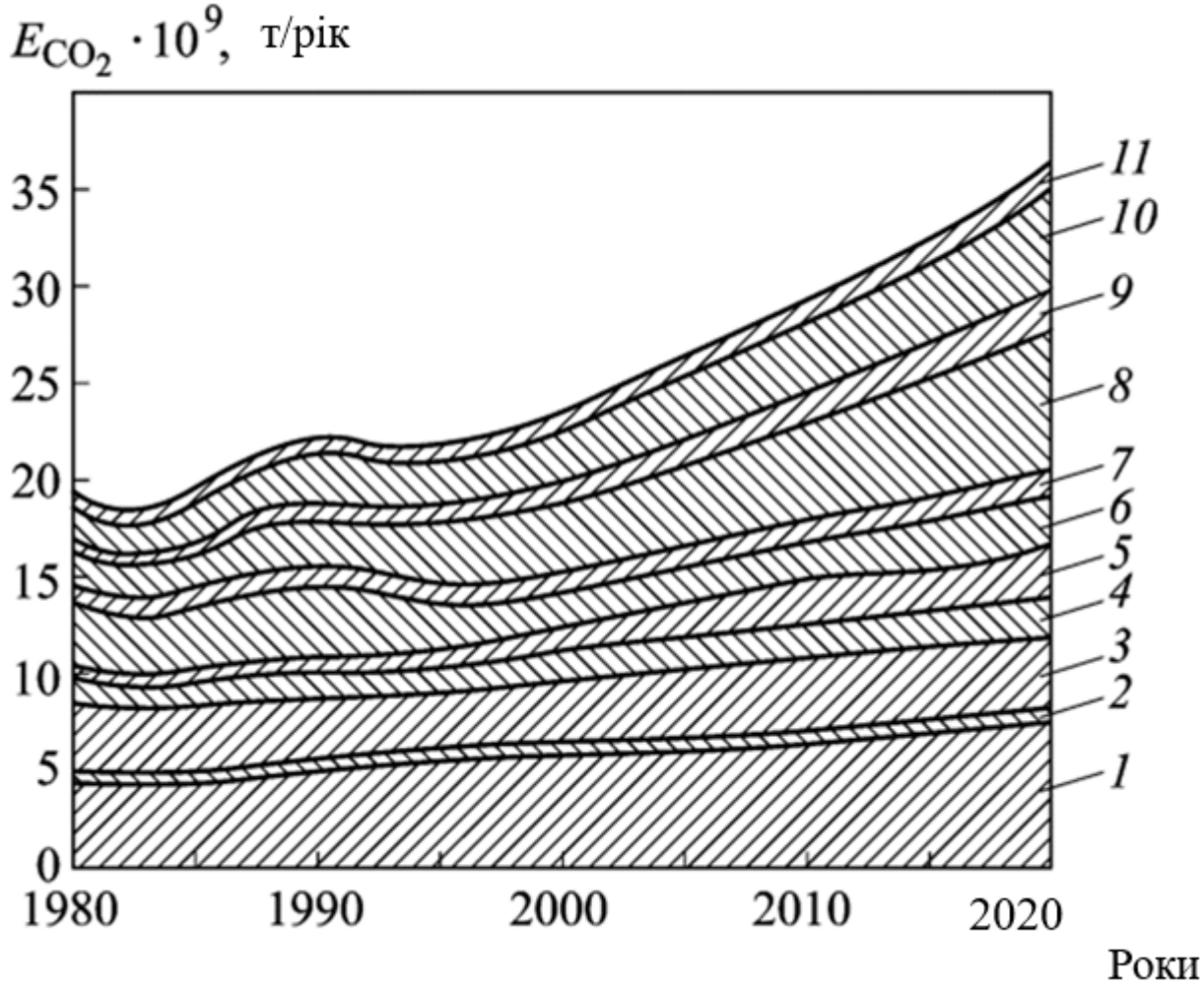


Рис.3.1. Збільшення викидів в атмосферу діоксиду вуглецю ECO_2 з діяльністю людини у різних регіонах світу:

1 - США; 2 – Канада; 3 - Західна Європа; 4 - Японія та країни Тихоокеанського регіону; 5 - Латинська Америка; 6 - країни колишнього СРСР; 7 – Східна Європа; 8 - Китай; 9 - Індія; 10 - решта Азії; 11 – Африка.

Для виробництва біопалива використовуються різні олії: рапсове (РМ), соєве (СМ), соняшникове (СШМ), пальмова, кукурудзяна, арахісова, лляна, але найбільше практичне застосування знайшла рапсова олія.

На Рис. 3.2 наведено розподіл сировинних ресурсів (рослинних олій) для виготовлення біодизельного палива в Європі.

Рис. 3.2. Розподіл рослинних олій для виготовлення біопалива у Європі

При використанні РМ як моторного палива можливі два шляхи - централізоване та децентралізоване виробництво палива. Централізоване виробництво передбачає отримання з РМ метилового ефіру (МЕРМ) та постачання його автотранспорту за допомогою мережі автозаправних станцій. У ряді країн Євросоюзу в даний час на заправних станціях відпускається біодизельне. паливо, що являє собою суміш 95% ДП та 5% МЕРМ. На міжнародної конференції, що відбулася в листопаді 2005 р. у Магдебурзі, представник концерну Daimler Chrysler повідомив, що всі автомобілі, що випускаються концерном, підготовлені до роботи на паливах, що містять 10% біопалива. Проведено низку досліджень з адаптації дизелів різного призначення для такого біопалива. [2, 7]

3.2 Дослідження ефективних показників робочого процесу двигуна при роботі на різних видах палива

Використання рослинних олій у чистому вигляді стримується підвищеним нагароутворенням — відкладенням коксу на розпилювачах форсунок та інших деталях, що утворюють камеру згоряння. Збільшенню нагароутворення сприяє наявність у рослинних оліях смолистих речовин, тобто їх підвищене коксування. Якщо дизельне паливо ДСТУ 7688:2015 [1] має коксуємість 10% залишку, що не перевищує 0,3%, то коксуємість більшості рослинних олій зазвичай становить 0,4. . . 0,5%. Для зниження коксування рослинних олій необхідно забезпечити їх очищення від смолистих речовин, а також використання сумішей ДП та РМ.

Фізико-хімічні властивості різних палив Таблиця 3.1

Показник	Олії							
	Ріпакова	Арахісова	Соняшникова	Соєва	Пальмова	Оливкова	Бавовняна	Касторова
Густина ρ при 20˚С, кг/м^3	916	917	923	924	914	918	919	1069
В'язкість кінематична, мм^2/с при:								
20˚С	75,0	81,5	72,2	-	-	-	-	-
40˚С	36,0	36,5	30,7	32,0	-	-	-	-
100˚С	8,1	8,3	7,4	7,7	8,6	8,4	7,7	19,9
Цетанове число	36	37	33	50	49	-	-	-
Кількість повітря, необхідна для згоряння 1 кг рідини L_0, кг/кг	12,6	11,2	12,4	-	-	-	-	-
Нижча теплота згоряння палива $Q_н$, кДж/кг	37,4	37,0	37,0	37,1	-	-	-	-
Температура самозаймання ˚С	318	-	320	318	315	285	316	296
Температура застигання, ˚С	-20	-	-16	-12	-30	-12	-18	-27
Вміст сірки, %	0,002	-	0,002	-	-	-	-	-
Приблизний елементарний склад, %:С	77,0	78,0	77,6	-	-	-	-	-
Н	11,4	12,3	11,5	-	-	-	-	-
О	11,6	9,4	10,9	-	-	-	-	-
Кислотність, мг КОН/100 мл палива	4,66	-	2,14	0,03	0,17	5,90	0,23	0,19
Коксування 10%-го залишку, % не більше	0,40	-	0,51	0,44	-	0,20	0,23	-

Ще однією проблемою, що виникає під час роботи дизеля на РМ, є його підвищена в'язкість.

Досліджуючи в'язкісно-температурні характеристики (табл. 3.1), можна відзначити, що при нормальній температурі t = 20 ◦ С в'язкість РМ на порядок вища, ніж у стандартного ДП (νт = 75 мм^2/с у РМ і = 3,8 мм^2/с у ДП).

Але при підвищенні температури в'язкість РМ швидко знижується: при t = 40 ◦С, характерною для систем паливоподачі дизелів, в'язкість РМ зменшується вдвічі (до ν_T = 36 мм^2/с), а при t = 70 ◦С – до ν_T = 17,5 мм^2/с.

Істотно меншу в'язкість мають суміші РМ та ДП. В'язкість суміші, що містить 80 % ДП (за об'ємом) і 20 % РМ при t = 20 ◦С становить ν_T = 9 мм^2/с, а при температурі t = 40 ◦С, характерної для умов систем паливоподачі дизелів, знижується до ν_T = 5 мм^2/с, що можна порівняти з в'язкістю чистого ДП (відповідно до ДСТУ 7688:2015 в'язкість літнього ДП складає = 3 . . . 6 мм^2/с).

Оскільки РМ за своїми фізико-хімічними властивостями відрізняється від стандартних ДП, то доцільно застосовувати біопаливо, що являє собою суміш ДП і РМ. Ці компоненти добре змішуються, а суміші мають прийнятні фізико-хімічні властивості, що дозволяють спалювати їх у дизелі без внесення змін до його конструкції (див. рис. 3.3).

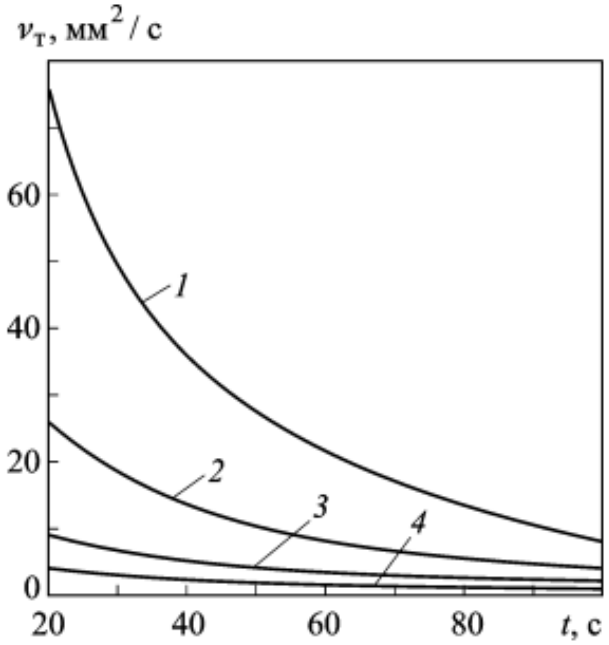


Рис. 3.3 В'язкісно-температурні характеристики РМ (1), сумішей ДП та РМ у співвідношеннях 50 на 50 % (2) та 80 на 20 % (3), зимової ДП (4) [7]

Для дослідження основних показників робочого процесу двигуна при його експлуатації необхідно оцінити вплив різноманітних факторів на індикаторні та ефективні показники.

Вид палива (а ми аналізуємо два види палива: дизельне та суміш ріпакової олії з дизельним паливом) може впливати на індикаторні показники двигуна в результаті чого зміна параметрів впорскування і розпилення, різності в випаровуванні та спалахуванні.

Широке застосування ріпакової олії як паливо для дизелів пов'язують з добавкою ріпакової олії речовини, що наближає деякі її властивості до властивостей дизельного палива; використання добавок ріпакової олії або продуктів їх обробки до дизельного палива в кількостях, які незначно змінять властивості останнього; пристосування конструкції дизеля для використання необробленої ріпакової олії; обробкою ріпакової олії з наданням властивостей, що забезпечують нормальну роботу на ній серійних дизелів.

До ефективних показників двигуна відносяться середній ефективний тиск P_{me}, ефективна потужність P_e, ефективний ККД η_e і питома ефективна витрата палива b_e.

Середній ефективний тиск P_{me} представляє собою умовній середній постійний тиск, який діє на поршень на робочому ході і здійснює роботу, еквівалентну корисній роботі, яка передається через колінчастий вал - споживачу. Іншими словами, середній ефективний тиск P_{me} представляє собою питому ефективну роботу двигуна. Середній ефективний тиск, враховує крім теплових всі механічні втрати, визначається із виразу:

$$P_{me}=P_{mi} - P_м, \text{ МПа}$$

де $P_м$ – середній тиск механічних втрат, МПа.

При оцінюванні ефективних показників на основі розрахунку робочих процесів двигуна середній ефективний тиск визначають в залежності від середнього індикаторного тиску розрахункового циклу і прийнятого значення механічного ККД.

Відомо, що $\eta_м = \frac{P_{me}}{P_m}$, звідки $P_{me} = P_{mi} \cdot \eta_м, МПа$

Механічний ККД $\eta_м$ представляють собою відношення використаної потужності P_e до індикаторної P_i:

$$\eta_м = \frac{P_e}{P_i} = \frac{(P_i - P_м)}{P_i} = \frac{P_м}{P_i},$$

де $P_м$ – потужність механічних втрат, МПа.

Із цього виразу видно, що механічний ККД всебічно оцінює механічні втрати двигуна, так як враховує не тільки абсолютні значення $P_м$, але і відносні P_e/P_i. За допомогою $\eta_м$ можна дати оцінку конструктивній досконалості двигуна, порівняти між собою двигуни різного типу. Завдяки цим властивостям механічний ККД широко використовується в якості основного параметра оцінюючого втрати двигуна.

Середній ефективний тиск P_{me} являється одним із важливих показників робочого циклу, який характеризує ступінь ефективності використання об'єму робочого циліндра, рівень освоєння наддуву і досконаліть виготовлення двигуна в цілому.

Ефективна потужність P_e так як і середній ефективний тиск P_{me} враховує теплові і механічні втрати в двигуні:

$$P_e = P_i - P_м, кВт$$

Також можна вирахувати за формулою

$$P_e = P_i \eta_м, кВт$$

Для аналізу впливу різноманітних параметрів робочого процесу на ефективну потужність P_e використовуємо формулу:

$$P_e = (\mathrm{Q_н} \cdot V_s \cdot z \cdot i \cdot \gamma_k \cdot \eta_i \cdot \eta_н \cdot \eta_м)/(60 \cdot \mathrm{L_o} \cdot \alpha), кВт$$

де $\gamma_к$ – густина повітря.

Із формули видно, що потужність P_e, можна підвищити за рахунок конструктивних параметрів V_s, z, n, i, збільшення частоти обертання n, середньої швидкості поршня c_m. Так як, досліди проводилися на одному двигуні СМД-60, то конструктивні параметри V_s, z, n, i, зберігались постійними, не змінювались також параметри наповнення $\eta_н$ та механічних втрат $\eta_м$.

Всі отримані результати зводимо в таблицю 3.2

Таблиця 3.2 Розрахункові параметри двигуна на різних видах палива

№п/п	Найменування параметра	Вид палива	
		Дизельне паливо	20% РМ+80% ДП
1	$Q_н$, кДж/кг	42500	41500
2	L_0, кмоль/кг	0,495	0,489
3	M_1, кмоль/кг	0,89	0,880
4	M_{co2}, кмоль/кг	0,072	0,071
5	$M_{н20}$, кмоль/кг	0,065	0,063
6	M_{O2}, кмоль/кг	0,083	0,098
7	M_{N2}, кмоль/кг	0,703	0,695
8	M_2, кмоль/кг	0,923	0,926
9	P_d, МПа	0,091	0,093
10	T_d, К	322,74	322,5
11	γ_r	0,03	0,032
12	$Ф_c$	0,841	0,842
13	P_c, МПа	4,466	4,496
14	T_c, К	925,942	919,984
15	β_o	1,038	1,053
16	β	1,036	1,051
17	T_z, К	1899,422	1883,69
18	ρ	1,328	1,345
19	δ	12,802	12,64
20	P_b, МПа	0,304	0,318
21	T_b, К	1037,989	1051,01
22	P_{mi}, МПа	0,757	0,824
23	η_i	0,454	0,465
24	b_i, кг/кВт*год	0,187	0,182
25	$P_м$, МПа	0,173	0,254
26	$\eta_м$	0,771	0,679
27	P_{me}, МПа	0,584	0,537
28	η_e	0,35	0,316
29	b_e, кг/кВт*год	0,242	0,268
30	В, кг/год	1,212	1,341
31	P_e, кВт	5	5

4. ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ

4.1 Аналіз економічної ефективності роботи дизельного двигуна на біопаливі [4, 5]

При децентралізованому виробництві, як правило, використовується просте фільтроване РМ (або у чистому вигляді, або у суміші з ДП). Переваги децентралізованого виробництва РМ: екологічність і біорозкладність, невеликі енерговитрати при його виробництві, невеликі інвестиційні витрати, скорочення транспортних витрат. При цьому зазвичай РМ застосовується як паливо безпосередньо на місці його виробництва - у фермерських господарствах, на агропромислових підприємствах та ін.

При комплексному використанні ріпаку (тобто при отриманні РМ та одночасному використанні в сільському господарстві рослинної маси і макухи, що залишається після віджиму олії і є цінним білковим продуктом для тваринництва) витрати на виробництво РМ і ДП виявляються приблизно рівними при врожайності ріпаку 7. . . 9 ц насіння ріпаку з гектара. В умовах України врожайність насіння ярого ріпаку зазвичай становить 20. . . 25 ц/га, яка потенційно дорівнює 30. . . 40 ц/га, а в деяких випадках і вище. Тому вартість біопалива на основі РМ порівняна або дещо нижча від вартості ДП. За даними за 2021 р. собівартість одного літра РМ дорівнювала 15 - 25 грн., ціна одного літра МЕРМ склала близько 30 – 35 грн., а одного літра ДП перевищила 30 – 35 грн. [9]. У найближчій перспективі при широкомасштабному виробництві РМ його ціна буде значно нижчою від вартості ДП.

Основними економічними показниками робочого процесу двигуна при роботі на різних видів палива є питома ефективна витрата палива та година витрата. З розрахунку робочого процесу питома ефективна витрата палива:

$$b_e = \frac{3600}{(Q_н \cdot \eta_e)}, кг/кВт \cdot год$$

- для дизельного палива $b_e = 0{,}237 кг/кВт \cdot год$;

- для рапсової олії $b_e = 0{,}282 кг/кВт \cdot год$; ю

Година витрата палива В, кг/год:

$$B = в_e \times P_e =, {кг}/{год}$$

- для дизельного палива В = 28,44 кг/год;

- для ріпакової олії В = 33,84 кг/год;

Для порівняння економічних показників двигуна при роботі на різних видах палива потрібно врахувати ціну на паливо. В таблиці 1 приведенні ціни основних рослинних олій на 01.07.2021р.

Ціни основних рослинних олій Таблиця 4.1

Ціна	Соняшникова олія	Соєва олія	Пальмова олія	Ріпакова олія	Дизельне паливо
гривні за тону	29592	36748,61	28180,08	17387,22	34168,67
гривні за кілограм	29,59	36,75	28,18	17,39	34,17
гривні за літр	32,06	40	30,69	18,91	28,36

Визначаємо собівартість одної години роботи двигуна для різних видів палива. Для дизельного палива С = Ц · В = 34,17 · 28,44 = 971,7 грн/год

Для ріпакової олії С = Ц · В = 17,39 · 33,84 = 588,5 грн/год.

Виходячи з результатів теплового розрахунку двигуна можемо зробити наступні висновки:

- Основним параметром який впливає на економічні показники є нижча теплота згоряння палива та ціна на паливо.
- Питома ефективна витрата палива при роботі двигуна на ріпакової олії збільшилася на 0,045 кг (23 %). В першу чергу це пов’язано з зменшенням нижчої теплоти згоряння ріпакової олії на 13,5 %. Але в зв’язку з тим, що густина ріпакової олії більша ніж дизельного палива, відбувається зменшення потужності двигуна в середньому на 8-10% та збільшення витрати палива на 7-9%.
- Так, як в’язкість та температура спалахнення у ріпакової олії вищі ніж у дизельного палива, то погіршуються розпилювання, сумішоутворення та згоряння палива, що являється причиною появи відкладень на стінках циліндра та в каналах паливної апаратури.
- Використання ріпакової олії економічно вигідно.

5. ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ

5.1 Техніка безпеки при роботі з дизелем 1Ч7,8/6,2 [8]

При пуску і обслуговуванні працюючого дизеля забороняється:

- Запускати та експлуатувати двигун у разі хвороби, в стані стомлення, наркотичного чи алкогольного сп'яніння, а також під впливом сильнодіючих лікарських препаратів, які знижують швидкість реакції та увагу.
- Запускати та експлуатувати виріб особам, які не вивчили правила техніки безпеки та порядок експлуатації.
- Запускати та експлуатувати двигун у випадку наявності будь- яких пошкоджень, із ненадійно закріпленими частинами і деталями.
- Запускати та експлуатувати двигун, який розташований у приміщенні з поганою вентиляцією. Вихлопні гази отруйні!
- Заправляти, запускати та експлуатувати двигун поблизу джерела відкритого вогню (ближче 15 метрів), у безпосередній близькості від сухих кущів, гілок, сміття або інших легкозаймистих предметів, горючих та вибухових речовин.
- Залишати без нагляду запущений двигун.

5.2 Вимоги до обслуговування дизеля 1Ч7,8/6,2 [8]

- Перш ніж розпочати переміщення, заправку паливом і маслом, перевірку стану і технічного обслуговування двигуна, потрібно зупинити двигун і дати йому охолонути. Потрібно перевірити затяжку всього зовнішнього кріплення, у разі потреби підтягнути. Усі передбачені конструкцією складові та захисні елементи повинні бути на штатних місцях. Під час заправки та експлуатації двигуна не допускайте попадання палива і машинного мастила на землю і в стоки води. Якщо паливо або машинне мастило пролилося на двигун, потрібно витерти насухо.
- Необхідно бути уважним під час поводження з паливно-мастильними матеріалами, оскільки пари палива дуже небезпечні для здоров’я. Потрібно пам'ятати, що недбале поводження з паливом може спричинити пожежу.
- Після заправки потрібно щільно закрутити кришку паливного бака, перевірити, чи немає протікання. У разі витоку палива усунути недолік до

початку запуску двигуна, тому що це може призвести до пожежі. Не допускати переповнення паливного бака.

- Перед запуском двигуна потрібно забезпечити належну вентиляцію виробу (вільне місце радіусом не менше одного метра). Уважно оглянути паливопровід і стики на предмет витоку палива, затяжки болтів і гайок. Незатягнутий болт або гайка може призвести до серйозної поломки двигуна.
- Перевірити рівень мастила в картері та долити до норми, якщо це необхідно.
- Під час роботи двигун розташувати на плоскій, рівній поверхні, на якій відсутні дрібні камінці, насипний гравій тощо. Якщо двигун нахилити, то паливо при цьому може пролитися.
- Надягати щільно облягаючий робочий одяг під час роботи з двигуном. Вільні фартухи, рушники, пояси тощо. Можуть потрапити у двигун або привід трансмісії, що дуже небезпечно.

Якщо помістити двигун, який працює на крутому схилі (більше 20 градусів), його може заклинити через недостатню кількість мастила, навіть коли мастило в картері на рівні максимальної позначки (див. Рис. 5.1).

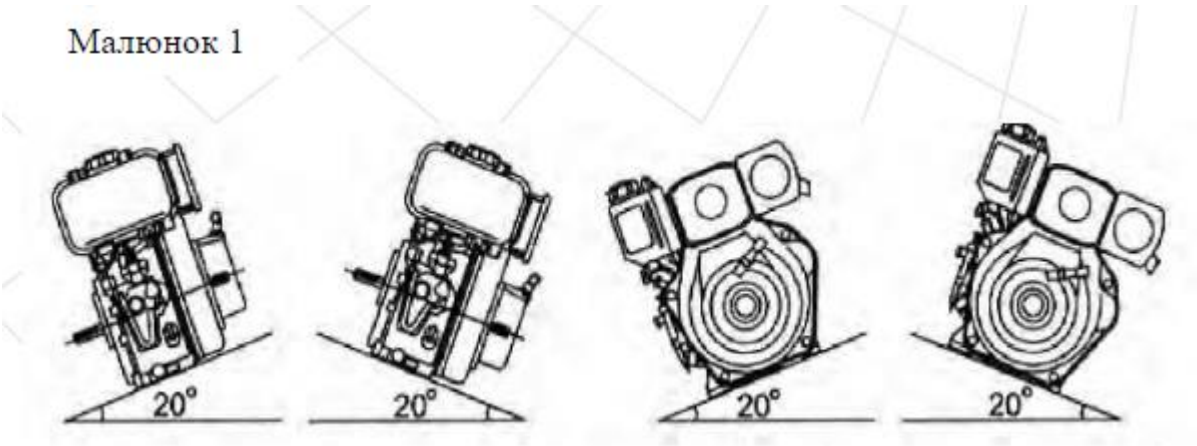


Рис. 5.1 Максимальні кути нахилу двигуна

Якщо такі деталі, як ведучий вал, шків, ремінь та ін. залишаються незакритими, вони становлять небезпеку оточуючим.

Установка двигуна щоб уникнути вібрацій або зміщення під час роботи, двигун повинен бути встановлений і закріплений на міцній стаціонарній основі. Потрібно переконатися в тому, що двигун правильно виставлений і надійно закріплений.

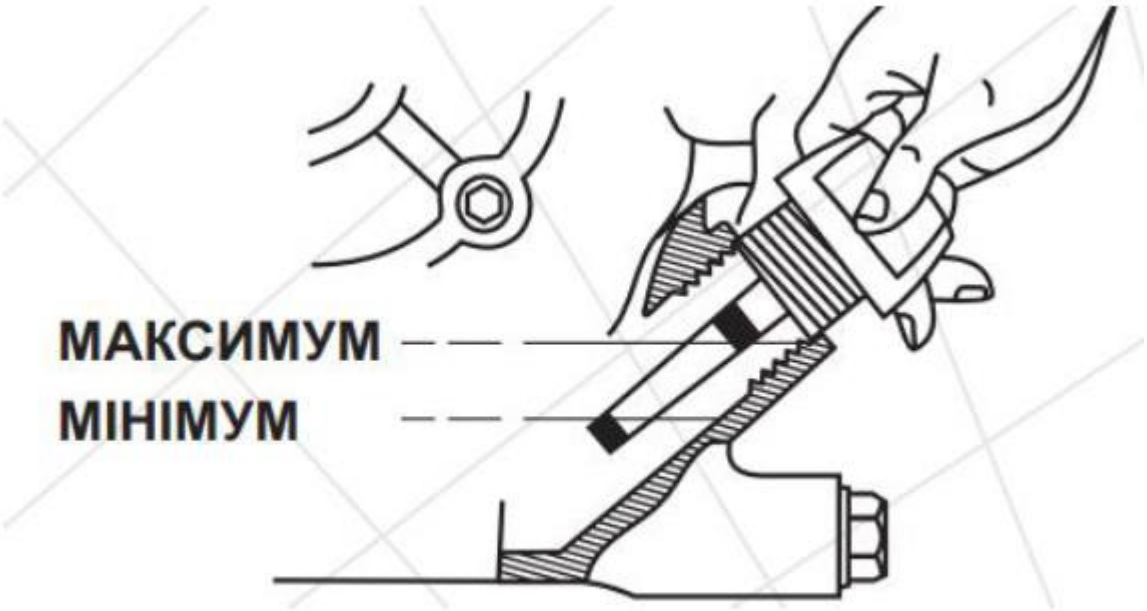
Перевірити відповідність посадочних отворів агрегату, який приєднується до двигуна, вихідного валу виробу.

Підготовка до запуску

Двигун поставляється без залитого палива і мастила. Перед запуском двигуна необхідно залити відповідне паливо і мастило.

Перевірка рівня моторного мастила в картері двигуна і заправка маслом Для заправки мастила потрібно установити двигун на рівну горизонтальну поверхню, відкрутити пробку-щуп і залити в заливну горловину необхідну кількість мастила.

Перевірити за допомогою пробки-щупа рівень мастила в картері двигуна (див. Рис. 5.2). За потреби долити мастило до норми.



Малюнок 2

Рис. 5.2 Схема перевірки рівня мастила за допомогою пробки-щупа

Регулярно потрібно міняти мастило в двигуні. Спочатку поміняти мастило після закінчення періоду обкатки (25 годин), а потім замінити один раз на три місяці або після кожних 100 годин роботи двигуна.

Заправка паливом: Перед заправкою дизельне паливо необхідно дуже добре профільтрувати, використовуючи шовкову тканину, або паливо повинно відстоятися протягом 24 годин. Не допускати попадання пилу або води в паливо і паливний бак. Заборонено заливати в паливний бак замість дизельного палива бензин або інші горючі рідини, оскільки це призведе до негайного і певного виходу двигуна з ладу. Перш ніж залити паливо в бак і запустити

двигун, потрібно перевірити стан паливопроводу. Переконавшись, що паливопровід не має пошкоджень, залийте дизельне паливо в паливний бак. Якщо в паливопроводі присутнє повітря, потрібно його стравити

.З цією метою послабте гайку, яка з'єднує паливну форсунку та паливопровід і за допомогою прикручування двигуна ручним стартером спускайте повітря, доки в паливі не залишиться жодного повітряної бульбашки, після чого надійно затягніть гайку.

Заправку двигуна паливом потрібно здійснювати так, щоб у паливному баку залишалася повітряна подушка для можливого розширення парів палива під час нагрівання. Максимальний рівень палива під час заправки повинен бути на 2 - 3 см нижче нижнього зрізу заливної горловини паливного бака.

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота на здобуття ступеня вищої освіти «магістр», виконана, згідно з завданням. Тема дипломного проектування «Підвищення ефективності роботи малопотужного дизельного двигуна 1Ч 7,8/6,2 за рахунок використання альтернативного палива». Двигун прототип «Кентавр» ДВУ-300Д (1Ч 7,8/6,2).

Для визначення впливу виду палива на ефективні та економічні показники двигуна всі параметри двигуна були прийняті одинакові крім виду палива. Виконано порівняльний розрахунок робочого процесу двигуна на двох видах рідкого палива - дизельному та суміші дизельного палива та рапсової олії. За результатами розрахунку отримано основні параметри робочого циклу, які були зведенні в порівняльну таблицю. Також були побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

Розрахунок теплового балансу було здійснено для двох видів палива, при цьому отриманні результати фактично не відрізнялися. В науковому розділі був проведений аналіз використання біологічного палива із рослинних олій. Аналізуючи робочий процес ми прийшли до висновку, що на робочий процес найбільший вплив здійснюють середній елементарний склад палива та теплоти його згоряння. Середній елементарний склад палива, який також відрізняється для дизельного палива та суміші дизельного палива та рапсової олії в основному впливає на екологічні показники, так як має різний вміст продуктів згоряння.

При переводі дизельного двигуна на паливо яке складається з суміші ДП та рапсової олії покращуються екологічні показники, викиди CO_2 та NO_x зменшуються. Проте основною проблемою використання рапсової олії є його підвищена в’язкість, через це при горінні форсунки закоксовуються. Саме тому, було прийняте рішення використовувати для дослідження суміш рапсової олії 20% та дизельного палива 80%.

Питома ефективна витрата палива при роботі двигуна на ріпакової олії збільшилася на 0,045 кг (23 %). В першу чергу це пов’язано з зменшенням нижчої теплоти згоряння ріпакової олії на 13,5 %. Але в зв’язку з тим, що

густина ріпакової олії більша ніж дизельного палива, відбувається зменшення потужності двигуна в середньому на 8-10% та збільшення витрати палива на 7-9%. Проте, важливим економічними показником використання біопалива є ціна на рапсову олію в Україні, що, у 1,5 разів нижча за ціну дизельного палива, а при масштабному виробництві, ціна за рапсову олію буде ще нижчою. При цьому, як зазначено нижче, робочі характеристики двигуна при роботі на ДП та суміші, майже не відрізняються.

У перспективі, альтернативні види пального, в тому числі, і біодизель, мають великий потенціал та перспективу для розвитку в найближчому майбутньому. Враховуючи аграрний потенціал України, суміші на рослинних оліях – це дуже ефективно, екологічно та економічно вигідна перспектива розвитку у двигунобудуванні.

ЛІТЕРАТУРА

1. ДСТУ 7688:2015. Національний стандарт України «Паливо дизельне Євро», Технічні умови, Офіційне видання, ДП «УкрНДНЦ», Київ, 2015.

2. Девянин С.Н., Марков В.А., Семенов В.Г. Растительные масла топлива на их основе для дизельных двигателей. – Харьков: Изд-во «Новое слово», 2007. – 452 с

3. Льотко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. М.:Изд. МАДИ (ТУ), 2000. – 311 с.

4. Доценко С.М., Білоус І.В., Дослідження ефективних та економічних показників роботи двигуна сільськогосподарської техніки при роботі на рослинних оліях. XII Міжнародна науково-технічна конференція «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», НУК, Миколаїв, 2021, 245 – 247 С.

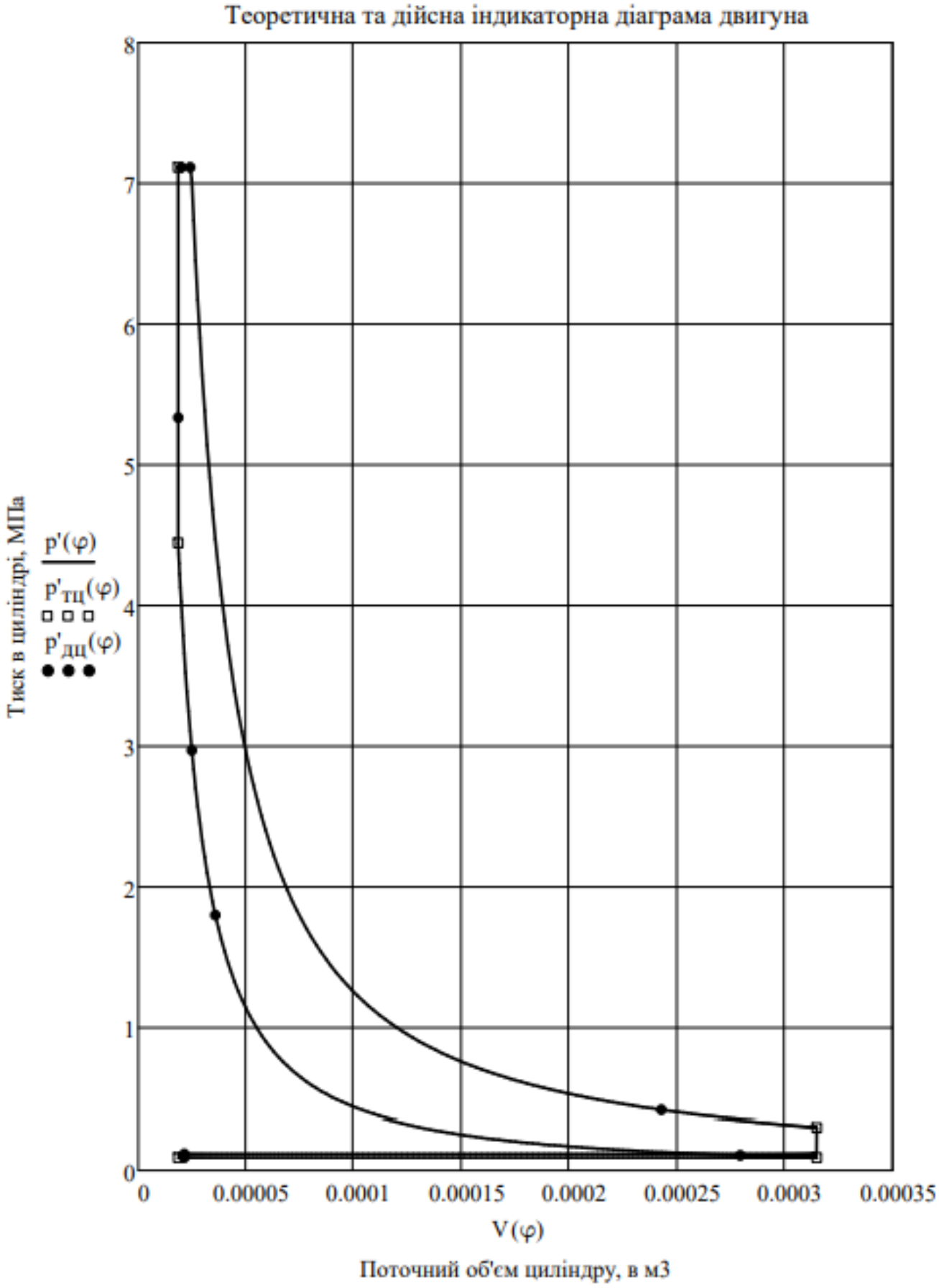
5. Доценко С.М., Білоус І.В., Дослідження ефективних та економічних показників роботи малопотужного дизельного двигуна при роботі на рослинних оліях. Міжнародна науково-практична конференція «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців», ХНАДУ, Харків, 2021, 180 – 182 С.

6. Білоус І.В., Пташник І.І., Грабовенко О.І. Переваги та недоліки основних альтернативних видів палива. Матеріали Міжвузівської студентської науково-практичної конференції «Молодь, освіта, наука 2021»: Том І, ПФ НУК, Первомайськ, 2021, 52 – 55 С.

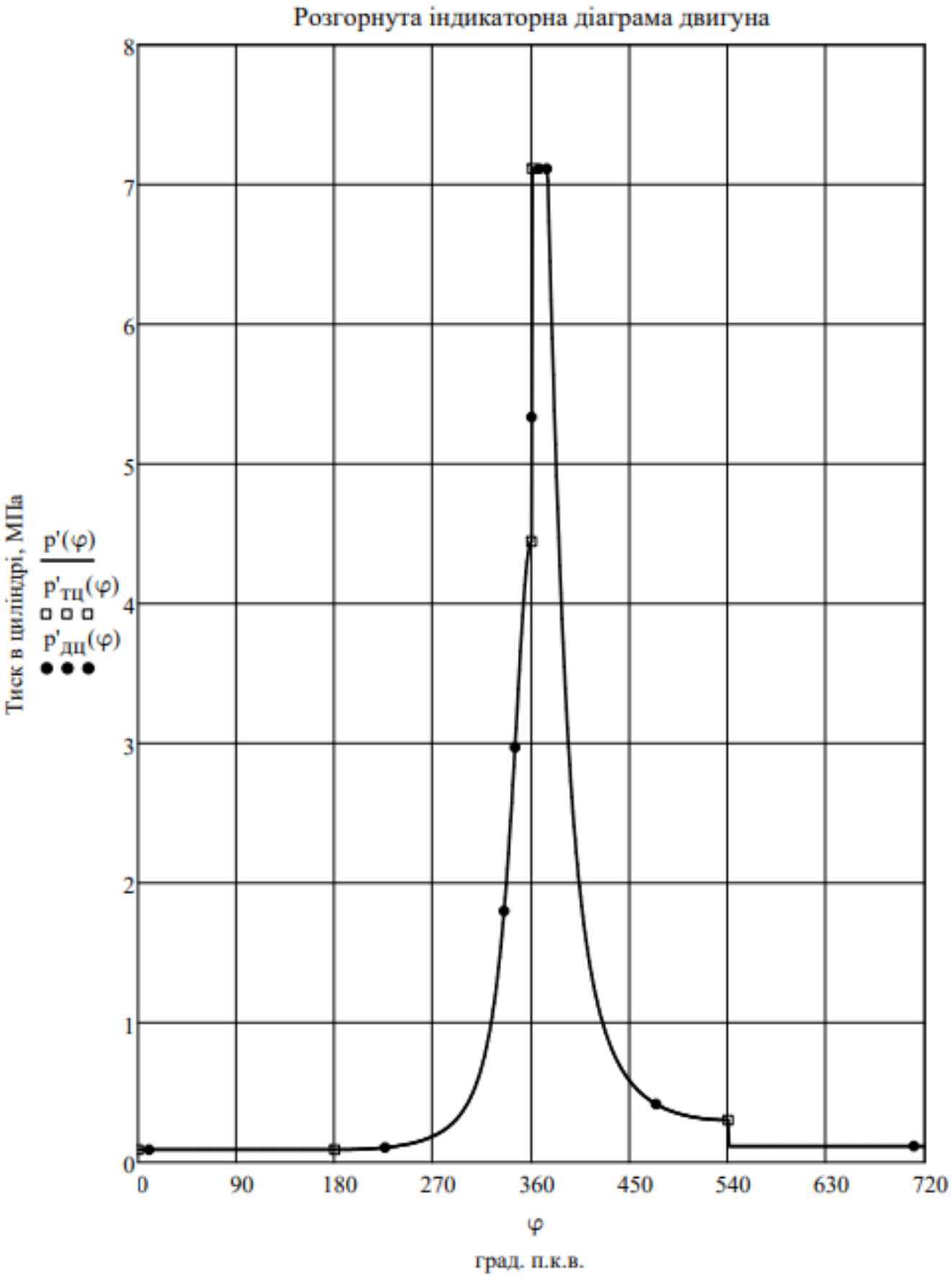
7. В.А. Марков, А.В. Стремяков, С.Н. Девянин. Работа транспортного дизеля на смесях дизельного топлива и рапсового масла. Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. “Машиностроение”.№ 1, 2010, 87 – 101 С.

8. Керівництво з технічної експлуатації дизельного двигуна внутрішнього згоряння «Kentavr» моделі ДВУ-300Д.

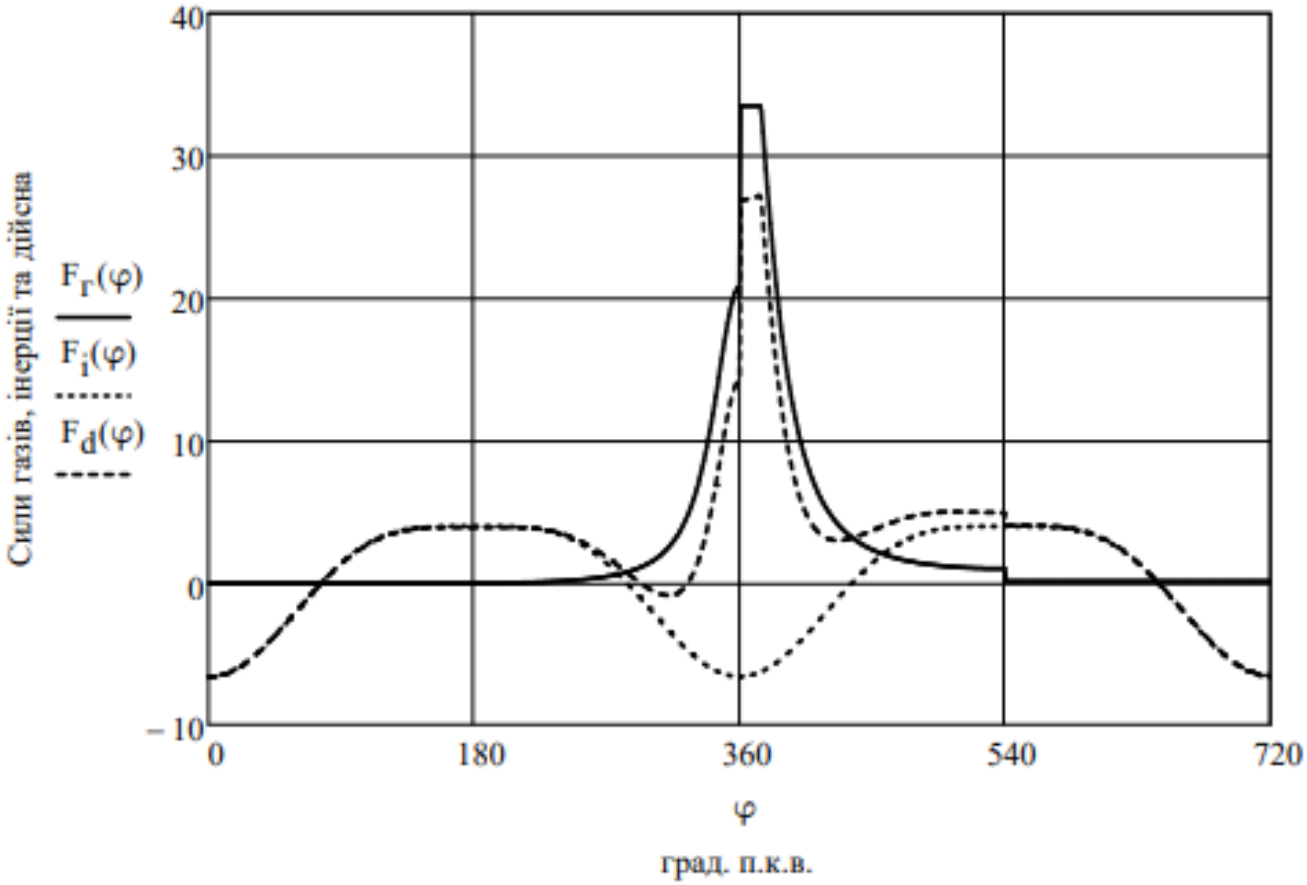
9. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна на альтернативних видах рідкого палива з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». // Доценко С.М.– Первомайськ: ПФ НУК, 2021 - 49 с.

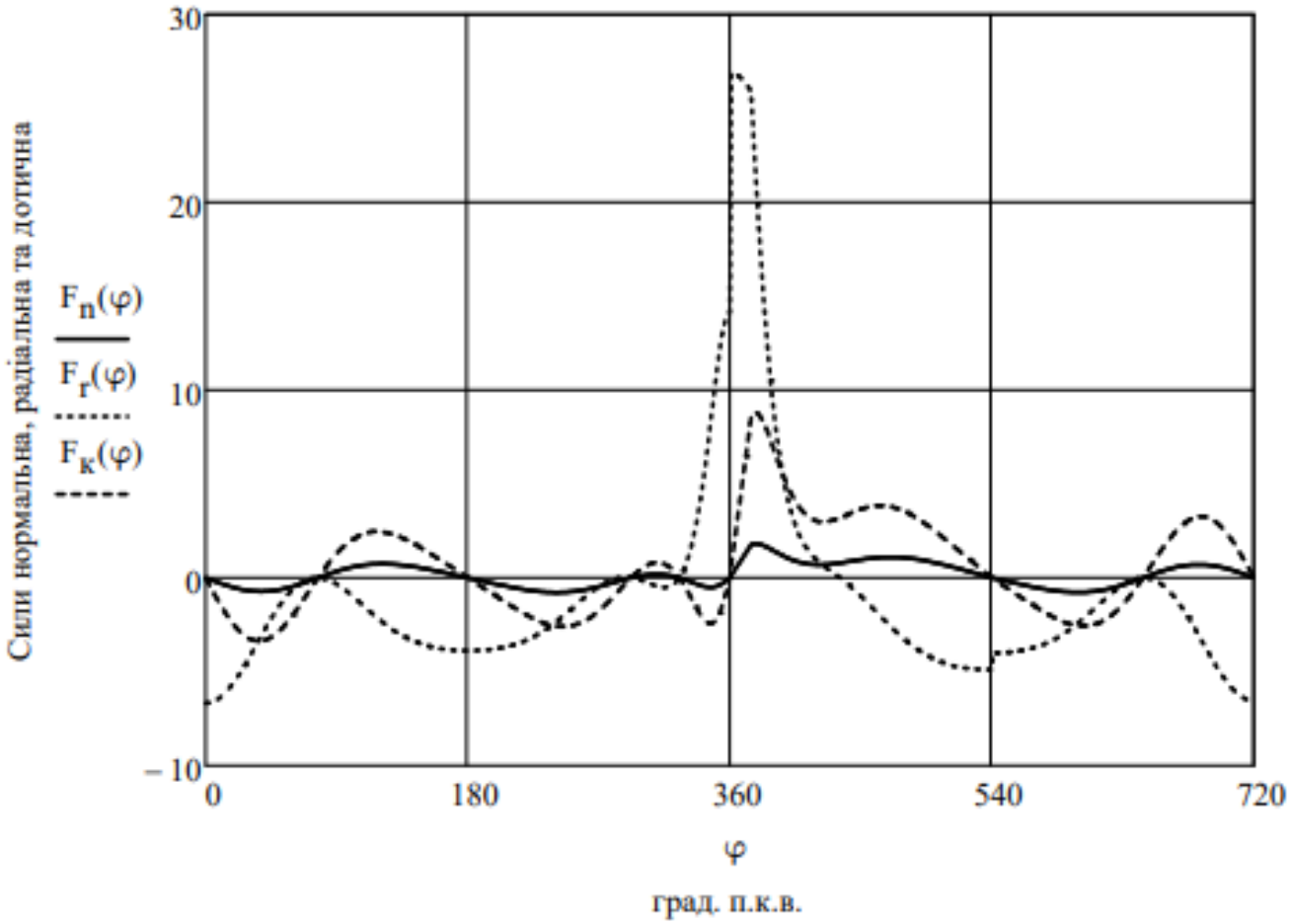


Теоретична індикаторна діаграма

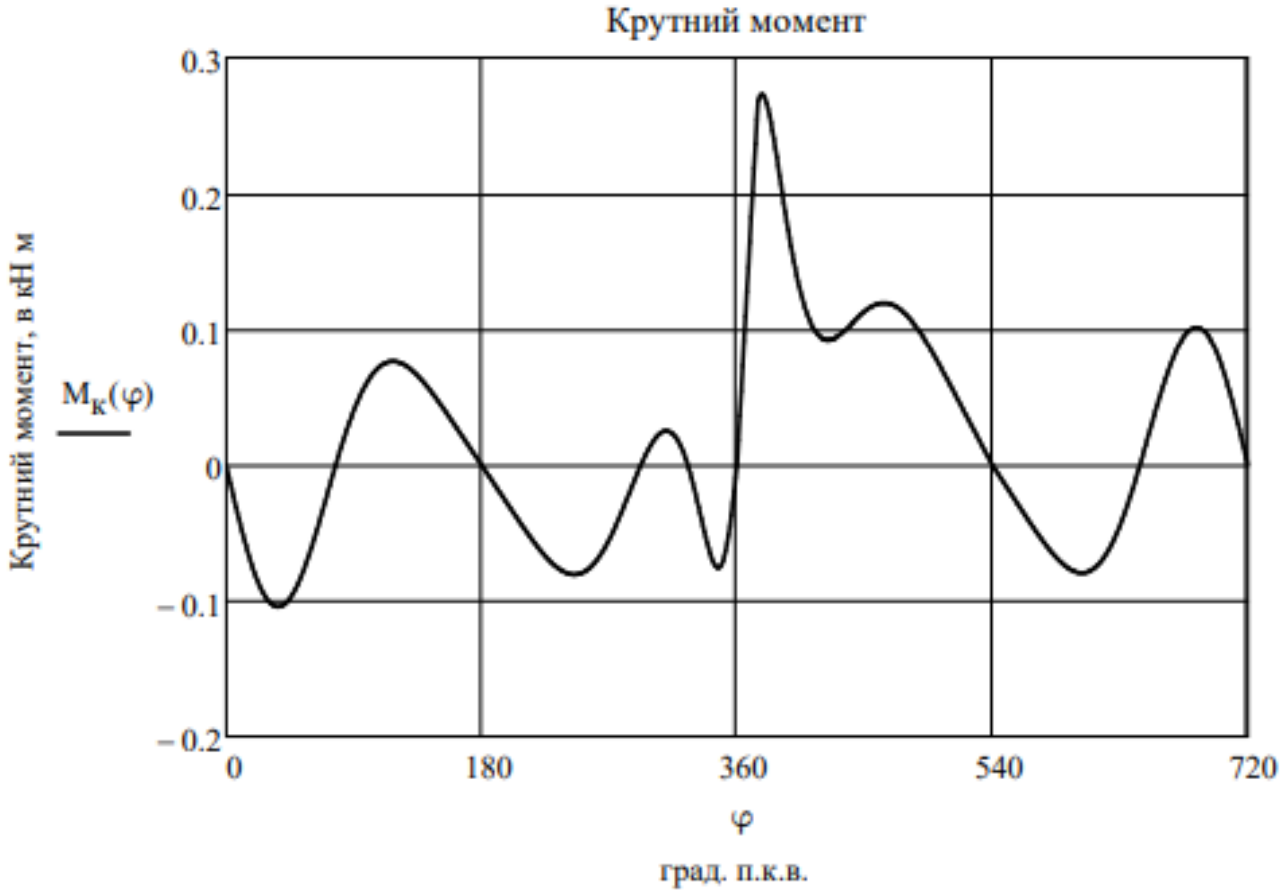


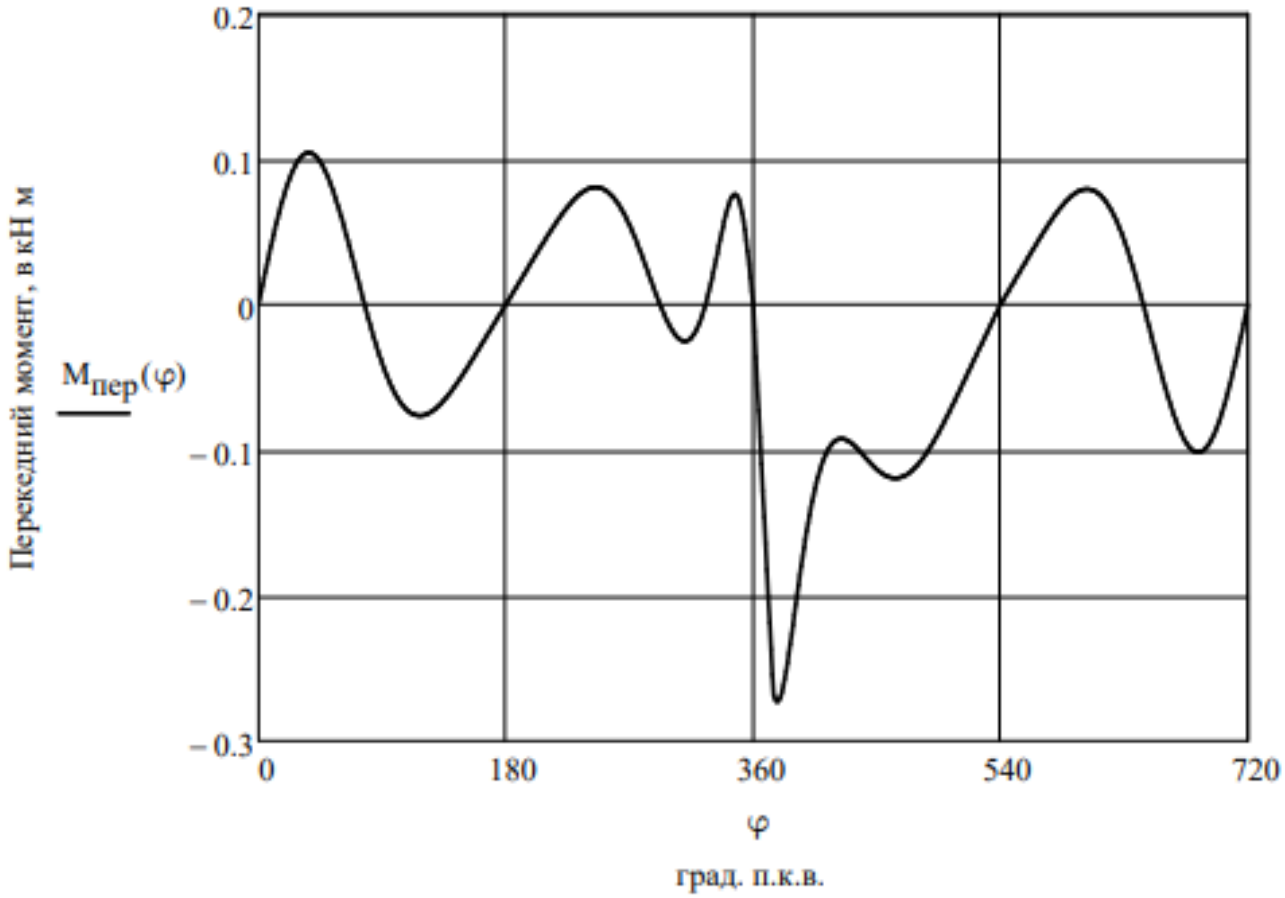
Розгорнута індикаторна діаграма



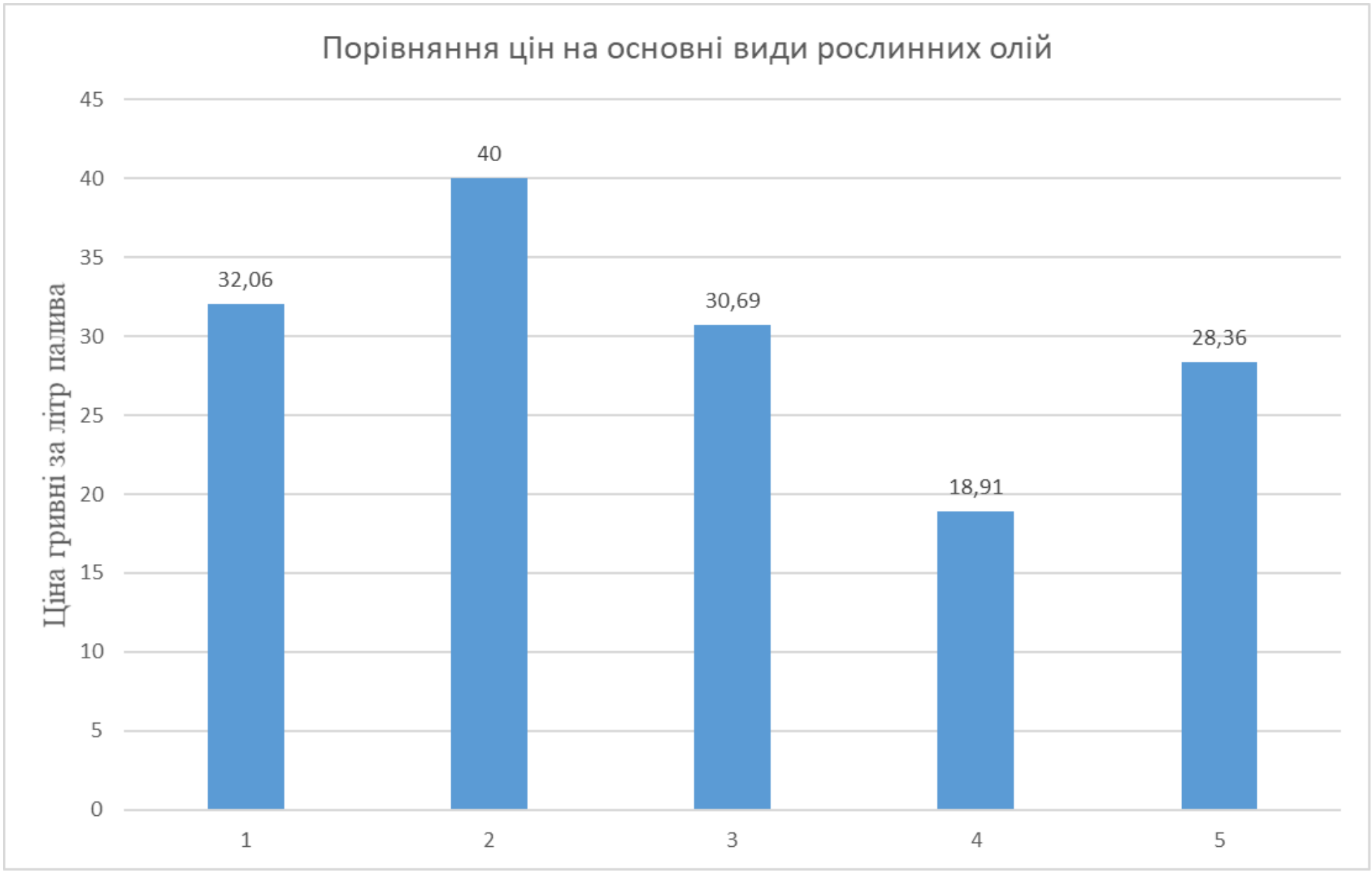


Графіки сил що діють в КШМ





Графіки моментів що діють в КШМ



1. Соняшникова олія; 2. Соєва олія; 3. Пальмова олія; 4. Рапсова олія; 5. Дизельне паливо

Елементарний склад ДП
0,4
12,6
87
C
H
O

Елементарний склад рапсової олії
11,6
11,4
77
C
H
O