

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 «бакалавр»

на тему: Розробка, виготовлення та монтаж впускної системи для стендової установки з дизелем 1Ч7,8/6,2 («Кентавр»)

Виконав: студент групи 44-ЕМ-19

_____ ***Рахно В.В.***
(підпис)

Керівник роботи:

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

_____ ***Доценко С.М.***
(підпис)

Первомайськ - 2021 р.

ВСТУП

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

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

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

1. Надійність роботи, тобто здатність працювати при різних режимах (швидкісних та навантажувальних) стійко, без перебоїв та вимушених зупинок.
 2. Простота конструкції. Мінімальна кількість вузлів та агрегатів.
 3. Найменші габаритні розміри та маса двигуна та його допоміжних пристосувань
 4. Економічна витрата палива та мастила.
 5. Зручність та безпека обслуговування під час роботи.
- Автоматизація управління.
6. Надійний запуск.
 7. Можливо повне врівноваження сил та моментів мас, що рухаються.
 8. Відсутність заборонених «критичних» зон частот обертання для експлуатаційних режимів роботи агрегату із приводним ДВЗ.

					ППІ НУК 7.090210.064.9.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

9. Наявність регулятора, що автоматично діє на органи подачі паливних насосів та підтримує встановлені частоту обертання та навантаження двигуна.

10. Можлива рівномірність ходу, що забезпечує задану ступінь рівномірності обертання валу.

11. Зручність кріплення на фундаменті або на рамі.

12. технологічність конструкції деталей, застосування уніфікованих деталей, простота складання двигуна, а також його окремих вузлів та агрегатів.

13. Доступність для спостереження та огляду відповідальних вузлів двигуна.

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

дизельний двигун 1Ч7,8/6,2 призначений для приводу гідравлічного гальма стендової установки і встановлюється на рамі спільно із приводним обладнанням – гідравлічним гальмом.. Для забезпечення надійної та тривалої роботи дизеля 1Ч7,8/6,2 в складі стендової установки розроблена конструкція гідравлічного гальма, робочою рідиною якого є силікон відповідної в'язкості. Застосування силіконової рідини, робоча температура якої може бути значно вищою від температури води, що застосовується у традиційних гідротормозах, дає можливість значно спростити конструкцію гідравлічного гальма та систему його охолодження.

					ППІ НУК 7.090210.064.9.03 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	
1 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 1Ч7,8/6,2.....	
2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	
2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу дизельного двигуна без наддуву.....	
2.2 Побудова індикаторної діаграми	
2.3 Розрахунок сил та моментів що діють на КШМ.....	
2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу.....	
3 РОЗРОБКА, ВИГОТОВЛЕННЯ ТА МОНТАЖ ВПУСКНОГО ТРУБОПРОВОДУ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА 1Ч7,8/6,2	
3.1 Загальна будова системи впуску повітря	
3.2 Елементи системи впуску	
3.3 Застосування діафрагм для заміру витрати повітря.....	
3.4 Опис конструкції, перелік робіт по виготовленню монтажу та випробування впускного трубопроводу.....	
4. ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ ПРИ ОБСЛУГОВУВАННІ ДВИГУНА.....	
ВИСНОВКИ.....	
4.1 Техніка безпеки при роботі з дизелем 1Ч7,8/6,2.....	
4.2 Вимоги до обслуговування дизеля 1Ч7,8/6,2.....	
ЛІТЕРАТУРА.....	

					ПФ НУК 142.44.21.29 ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Рахно					
Перевір.		Доценко					
Рецензент		Лопенко					
Н. Контр.							
Затверд.		Нестеренко					
					Літ.	Арк.	Акрушіє
						2	
					44-ЕМ-19		

Додатки

ДОДАТОК А ВПУСКНА СИСТЕМА КЕНТАВРА

ДОДАТОК Б СП ВПУСКНИЙ ТРУБОПРОВІД

ДОДАТОК В ДИЗЕЛЬ З ГАЛЬМОМ НА ПІДСТАВЦІ

ДОДАТОК Г СП НА ДИЗЕЛЬ З ГАЛЬМОМ

					ПФ НУК 142.44.21.29 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

1.ОПИС ОБ'ЄКТУ ЗАСТОСУВАННЯ ТА КОНСТРУКЦІЇ ДИЗЕЛЯ

1Ч7,8/6,2

1.1 Опис об'єкту застосування

Гідравлічне гальмо пропонується застосувати для навантаження дизельного двигуна 1Ч7,8/6,2 потужністю 4,5 кВт (6 к.с.), який буде встановлено в лабораторії кафедри «Енергетичне машинобудування». Перевага, запропонованого в кваліфікаційній роботі навантажувального пристрою, є в тому, що він дозволить навантажувати двигун при різній частоті обертання колінчастого валу двигуна – від оборотів холостого ходу до номінальних оборотів. Крім того, замір потужності за допомогою гідравлічного гальма набагато точніше відомих інших навантажувальних пристроїв, наприклад, електричних або ж механічних. Це пояснюється тим, що в гідравлічному гальмі вся робота, що передається від двигуна перетворюється в теплову енергію, а величини які визначають потужність двигуна – обертальний момент двигуна, що дорівнює величині тормозного моменту гальма, та частота обертання колінчастого валу можна заміряти з високою точністю.

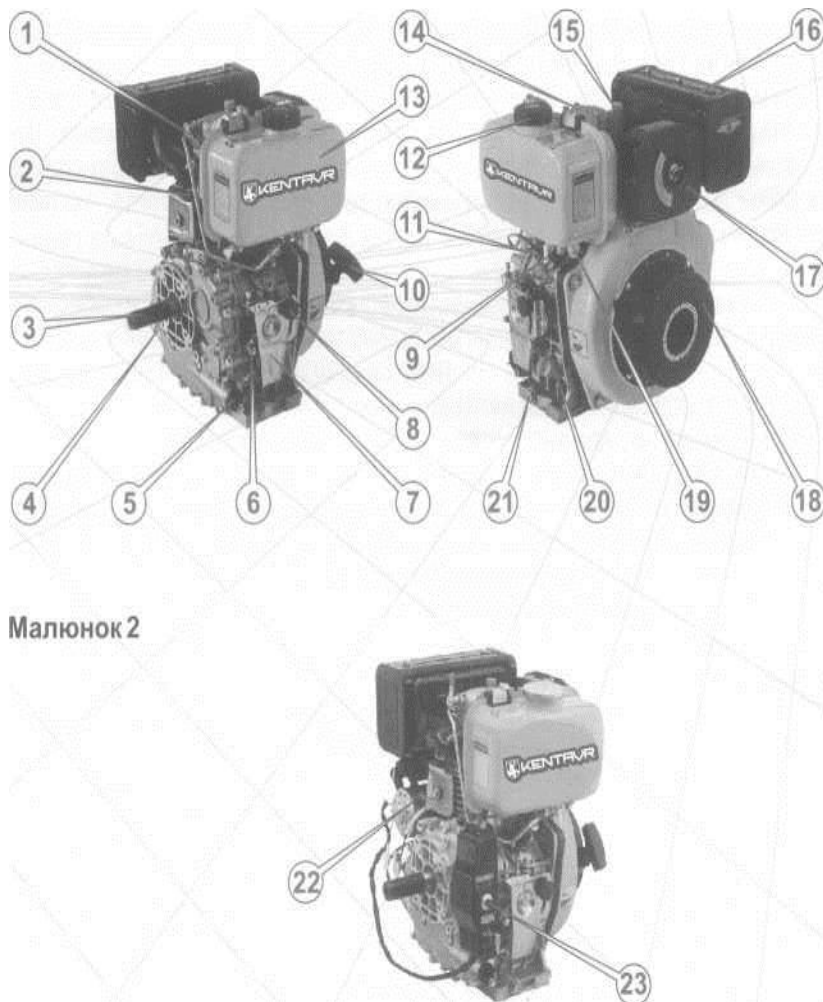
Дизель 1Ч7,8/6,2 та гідравлічне гальмо встановлюється на спільній рамі та з'єднуються за допомогою податливої з'єднувальної муфти. Для охолодження робочої рідини гальма передбачається застосування теплообмінника, в якому тепло, що утворюється в гальмі буде передаватися охолоджуючій воді. Особливістю запропонованої конструкції гальма є те, що він не потребує насоса для забезпечення циркуляції робочої рідини.

Робоча рідина подається із гідравлічного гальма в теплообмінник за рахунок різниці в тисках на вході та на виході із корпусу гальма. Так, відведення рідини виконується в місці, що найбільше віддалене від осі обертання колеса, а підведення, навпаки, в місці, що найменше віддалене від осі обертання. Застосування силікону в якості робочої рідини дозволяє

					ПФ НУК 142.44.21.29 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

нормально працювати гальму навіть при її високих температурах, отже габарити гальма можуть бути меншими.

1.2 Опис конструкції дизельного двигуна ДВУ-300Д (1Ч7,8/6,2)



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).

					ПФ НУК 142.44.21.29 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Дизельний двигун внутрішнього згоряння ДВУ-300Д (147,8/6,2) 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 висока потужність, надійність, 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.

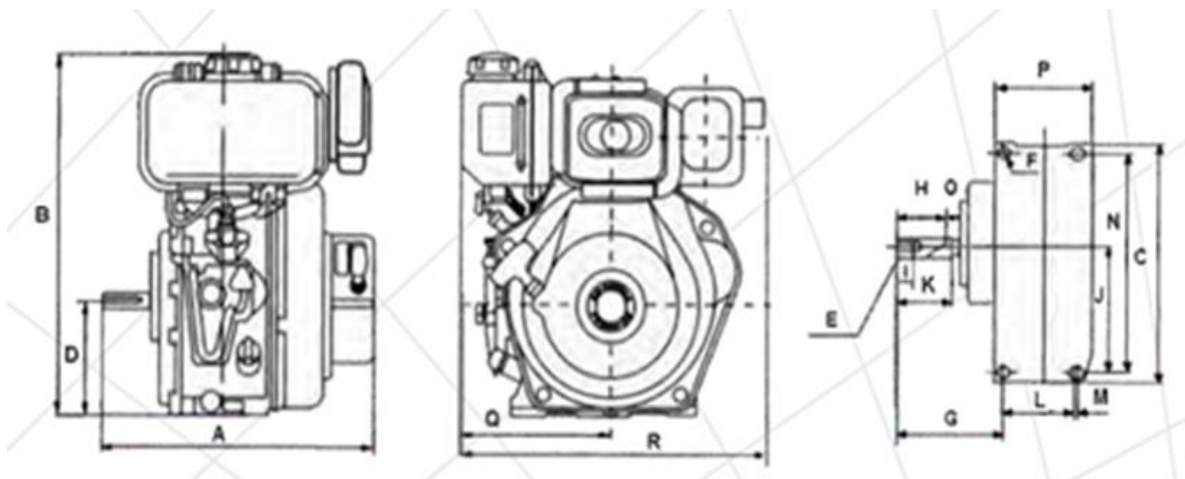
Крім надійності й економічності двигун відрізняється низкою переваг і конструктивними особливостями, серед яких:

- компактність і невелика вага;
- ергономічність, зручність, простота в експлуатації та обслуговуванні;
- високі ККД і питома потужність;
- 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.

					ПФ НУК 142.44.21.29 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

1. Тип двигуна - чотиритактний одноциліндровий з прямим вприскуванням палива.
2. Тип палива – дизельне.
3. Потужність двигуна, кВт (к.с.)- 4,5 (6)
4. Частота обертання колінчастого вала, хв^{-1} - 3000
5. Робочий об'єм двигуна, 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, $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ - 0,276
10. Ємність паливного бака, л - 3,5
11. Об'єм мастила в картері, л - 1,1
12. Маса двигуна, кг 32



					ПФ НУК 142.44.21.29 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Габаритні та установочні розміри двигуна

Моделі	Розміри, мм								
	A	B	C	D	E	F	G	H	I
ДВЗ-210Д	332	415	234	130	5/16-24UNF-2B	d11	109	48	32
ДВЗ-300Д	383	450	298	145	7/16-24UNF-2B	d11	141	62	32

Моделі	Розміри, мм								
	J	K	L	M	N	O	P	Q	R
ДВЗ-210Д	115	58	74	5	210	12	180	158	376
ДВЗ-300Д	144	72	85	5	248	16	130	203	421

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу дизельного двигуна без наддуву

2.1.1 Умова завдання:

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

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1.8$	[1, ст. 8]
Тиск навколишнього середовища, кПа	$p_a = 101.3$	
Температура навколишнього середовища, К	$T_a = 293$	
Підігрів свіжого заряду, К	$\Delta T = 15$	[1, ст. 9]
Тиск залишкових газів, кПа	$p_r = 117$	[1, ст. 9]
Температура залишкових газів, К	$T_r = 780$	[1, ст. 9]
Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1.6$	[1, ст. 9]
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_Z = 0.78$	[1, ст. 10]
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0.96$	[1, ст. 10]

Паливо: Дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

Середній елементарний склад палива

$$C = 0.86 ; H = 0.13 ; O = 0.01 ; S = 0 ; W = 0 ;$$

Найнижча теплота згорання палива за формулою Менделєєва, в кДж / кг

$$Q_{H.p} = [339 \cdot C + 1256 \cdot H - 109 \cdot (O - S) - 25.14 \cdot (9 \cdot H + W)] \cdot 100 = 42431.62$$

2.1.3 Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

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

або у $\frac{\text{кг повітря}}{1 \text{ кг палива}}$:

$$l_0 = 28.95 \cdot L_0 = 28.95 \cdot 0.495 = 14.317$$

Кількість свіжого заряду, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.8 \cdot 0.495 = 0.89$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

Кількість CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} = \frac{0.86}{12} = 0.072$$

Кількість H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0.13}{2} = 0.065$$

Кількість O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.8 - 1) \cdot 0.495 = 0.083$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.8 \cdot 0.495 = 0.703$$

Загальна кількість продуктів згоряння, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.065 \\ 0.083 \\ 0.703 \end{pmatrix} = 0.923$$

2.1.4 Параметри процесу газообміну

Тиск в кінці впуску, в 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 $\gamma_r = (0,03...0,06)$, згідно [1, ст. 12].

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, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_a} \cdot \frac{T_a}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{17}{17 - 1} \cdot \frac{91.17}{101.3} \cdot \frac{293}{322.743 \cdot (1 + 0.032)} = 0.841$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\Phi_c = (0,80...0,9)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

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

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

$$\rho_a = \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 1.205$$

2.1.5 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.372$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 91.17 \cdot 17^{1.372} = 4446.598$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_c = (2900...6000)$ кПа, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1} = 322.743 \cdot 17^{1.372-1} = 925.942$$

Для дизельних двигунів без наддуву $T_c = (700...950)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 925.942 = 22.323$$

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.923}{0.89} = 1.037$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.037 + 0.032}{1.000 + 0.032} = 1.036$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.923} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.083 \cdot 23.3 \\ 0.703 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.31$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.923} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0831 \cdot 0.0015 \\ 0.7032 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.31 + 8.314 = 31.624$$

$$b' = b = 0.00182$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.6 \cdot 4446.598 = 7114.557$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

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

Після підстановки одержимо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00182 \cdot 1.03571 = 0.00188$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.624 \cdot 1.036 = 32.754$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{\text{н.р}}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.78 \cdot 4.243 \times 10^4}{0.89 \cdot (1 + 0.032)} = 3.602 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.323 + 8.314 \cdot 1.6) \cdot 925.942 = 3.299 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 36018.476 + 32986.733 = 69005.209$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.754^2 + 4 \cdot 1.883 \times 10^{-3} \cdot 6.901 \times 10^4 = 1.592 \times 10^3$$

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 $T_z = (1800 \dots 2300)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.036 \cdot 1.899 \times 10^3}{1.6 \cdot 925.942} = 1.328$$

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

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 обираємо згідно номограми з [1, ст. 19]

$$n_2 = 1.237$$

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 $p_b = (200 \dots 500)$ кПа, згідно [1, ст. 18].

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 $T_b = (1000 \dots 1250)$ К, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1037.989}{\sqrt[3]{\frac{303.687}{117}}} = 755.288$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|780 - 755.288|}{780} \cdot 100 = 3.168 \quad \%$$

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

2.1.8 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$\text{де } \underline{A} = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.6 \cdot (1.328 - 1) = 0.525$$

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

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

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

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.96 \cdot 788.998 = 757.438$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{mi} = (750 \dots 1050)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H,p} \cdot \rho_a} = \frac{1.8 \cdot 14.317 \cdot 757.438}{0.841 \cdot 42431.62 \cdot 1.205} = 0.454$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_i = (0,40 \dots 0,50)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома індикаторна витрата рідкого палива, в $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.454 \cdot 42431.62} = 0.187$$

Для дизельних двигунів без наддуву $b_i = (0,17 \dots 0,21) \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

Середня швидкість поршня, в $\text{м}/\text{с}$

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

де $S_{пр} = 0.062$ 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

$$p_M = (0.088 + 0.0118 \cdot V_{\text{п.ср}}) \cdot 10^3 = (0.088 + 0.012 \cdot 7.233) \cdot 10^3 = 173.353$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{\text{ме}} = p_{\text{мі}} - p_M = 757.438 - 173.353 = 584.085$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{\text{ме}} = (550 \dots 850)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{\text{ме}}}{p_{\text{мі}}} = \frac{584.085}{757.438} = 0.771$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_M = (0,70 \dots 0,82)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.454 \cdot 0.771 = 0.35$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_e = (0,33 \dots 0,40)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома ефективна витрата рідкого палива, в $\frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{\text{н.р}}} = \frac{3600}{0.35 \cdot 42431.62} = 0.242$$

Для дизельних двигунів без наддуву $b_e = (0,212 \dots 0,255) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Годинна витрата рідкого палива, в $\frac{\text{кг}}{\text{год}}$

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.242 \cdot 5 = 1.212$$

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в 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, в 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

$$m = \frac{S_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.062}{0.078} = 0.795 \text{ - співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0.293}{\pi \cdot 0.795}} = 77.757$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$S_p = m \cdot d_p = 0.795 \cdot 77.757 = 61.807$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d = 78 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } d' = d \cdot 10^{-3} = 78 \cdot 10^{-3} = 0.078$$

Хід поршня

$$S = 62 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } S' = S \cdot 10^{-3} = 62 \cdot 10^{-3} = 0.062$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st'} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 78^2 \cdot 62}{4 \cdot 10^6} = 0.296$$

Ефективна потужність двигуна, в 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 в кВт на:

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

$$\text{де } P_{еср} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{5.047 + 5}{2} = 5.024 \quad \text{кВт - середня потужність;}$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{еср}} \cdot 100 = \frac{|5.047 - 5|}{5.024} \cdot 100 = 0.936 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

$\Delta\varphi = 1$ - крок розрахунку;

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

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_{sv} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot S' = \frac{\pi \cdot 0.078^2}{4} \cdot 0.062 = 2.963 \times 10^{-4}$$

Об'єм камери згоряння, в м³

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

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 2.963 \times 10^{-4} + 1.852 \times 10^{-5} = 3.148 \times 10^{-4}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 1.852 \times 10^{-5} \cdot 1.328 = 2.459 \times 10^{-5}$$

Функція зміни надпоршневого 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:

$$180 < \varphi < 360 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_d * (V_a' / V(\varphi))^{n1}$$

на ділянці попереднього розширення:

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

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

на ділянці подальшого розширення:

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

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

на ділянці випуску:

$$540 < \varphi < 720 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в мЗ,

p - тиск робочого тіла в кПа,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00002$	$p(0) = 91.17$	$V(180) = 0.00031$	$p(180) = 91.17$
$V(10) = 0.00002$	$p(10) = 91.17$	$V(190) = 0.00031$	$p(190) = 91.841$
$V(20) = 0.00003$	$p(20) = 91.17$	$V(200) = 0.00031$	$p(200) = 93.908$
$V(30) = 0.00004$	$p(30) = 91.17$	$V(210) = 0.0003$	$p(210) = 97.534$
$V(40) = 0.00006$	$p(40) = 91.17$	$V(220) = 0.00029$	$p(220) = 103.019$
$V(50) = 0.00008$	$p(50) = 91.17$	$V(230) = 0.00027$	$p(230) = 110.846$
$V(60) = 0.00011$	$p(60) = 91.17$	$V(240) = 0.00025$	$p(240) = 121.758$
$V(70) = 0.00013$	$p(70) = 91.17$	$V(250) = 0.00023$	$p(250) = 136.903$
$V(80) = 0.00016$	$p(80) = 91.17$	$V(260) = 0.00021$	$p(260) = 158.081$
$V(90) = 0.00019$	$p(90) = 91.17$	$V(270) = 0.00019$	$p(270) = 188.191$
$V(100) = 0.00021$	$p(100) = 91.17$	$V(280) = 0.00016$	$p(280) = 232.072$
$V(110) = 0.00023$	$p(110) = 91.17$	$V(290) = 0.00013$	$p(290) = 298.138$
$V(120) = 0.00025$	$p(120) = 91.17$	$V(300) = 0.00011$	$p(300) = 401.699$
$V(130) = 0.00027$	$p(130) = 91.17$	$V(310) = 0.00008$	$p(310) = 571.909$
$V(140) = 0.00029$	$p(140) = 91.17$	$V(320) = 0.00006$	$p(320) = 866.120$
$V(150) = 0.0003$	$p(150) = 91.17$	$V(330) = 0.00004$	$p(330) = 1395.016$
$V(160) = 0.00031$	$p(160) = 91.17$	$V(340) = 0.00003$	$p(340) = 2328.842$
$V(170) = 0.00031$	$p(170) = 91.17$	$V(350) = 0.00002$	$p(350) = 3660.162$

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, в 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, в кПа

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

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 761.816 \cdot 0.96 = 731.343$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

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

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

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

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 25^\circ$ до ВМТ - точка подачі палива форсункою (подачі іскри).

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

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

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

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

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

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

$r' = 10^\circ$ до ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

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

$d' = 134^\circ$ до ВМТ - точка закриття випускного 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, в кПа

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{max}$$

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{max} = 1 \cdot 7.115 \times 10^3 = 7.115 \times 10^3$$

Визначення положення точок дісної індикаторної діаграми

Точки та параметри теоретичного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м³
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° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м³
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	$\varphi_{zд} = 367$	$p_{zd} = 7.115 \times 10^3$	$V(\varphi_{zд}) = 1.99 \times 10^{-5}$

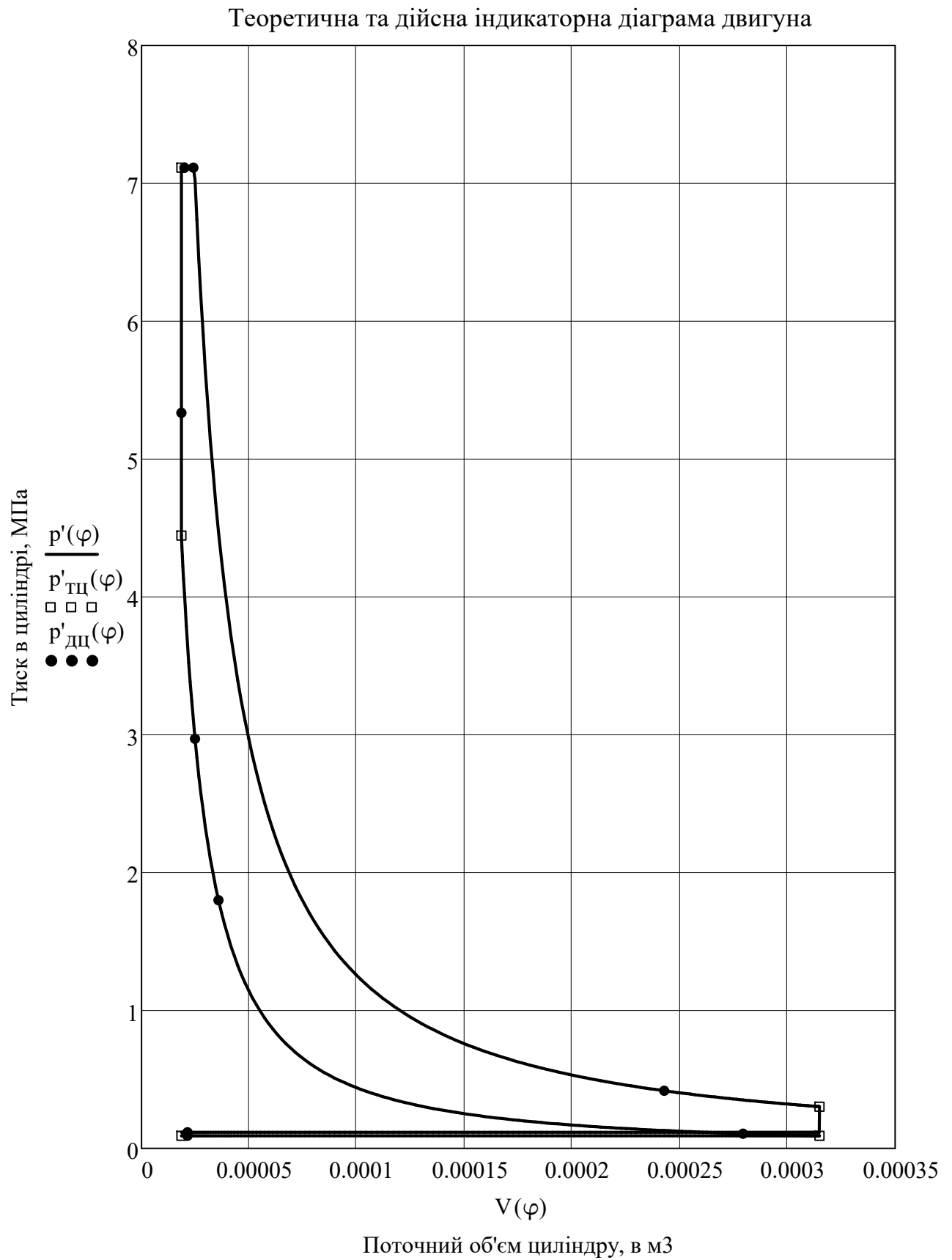


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

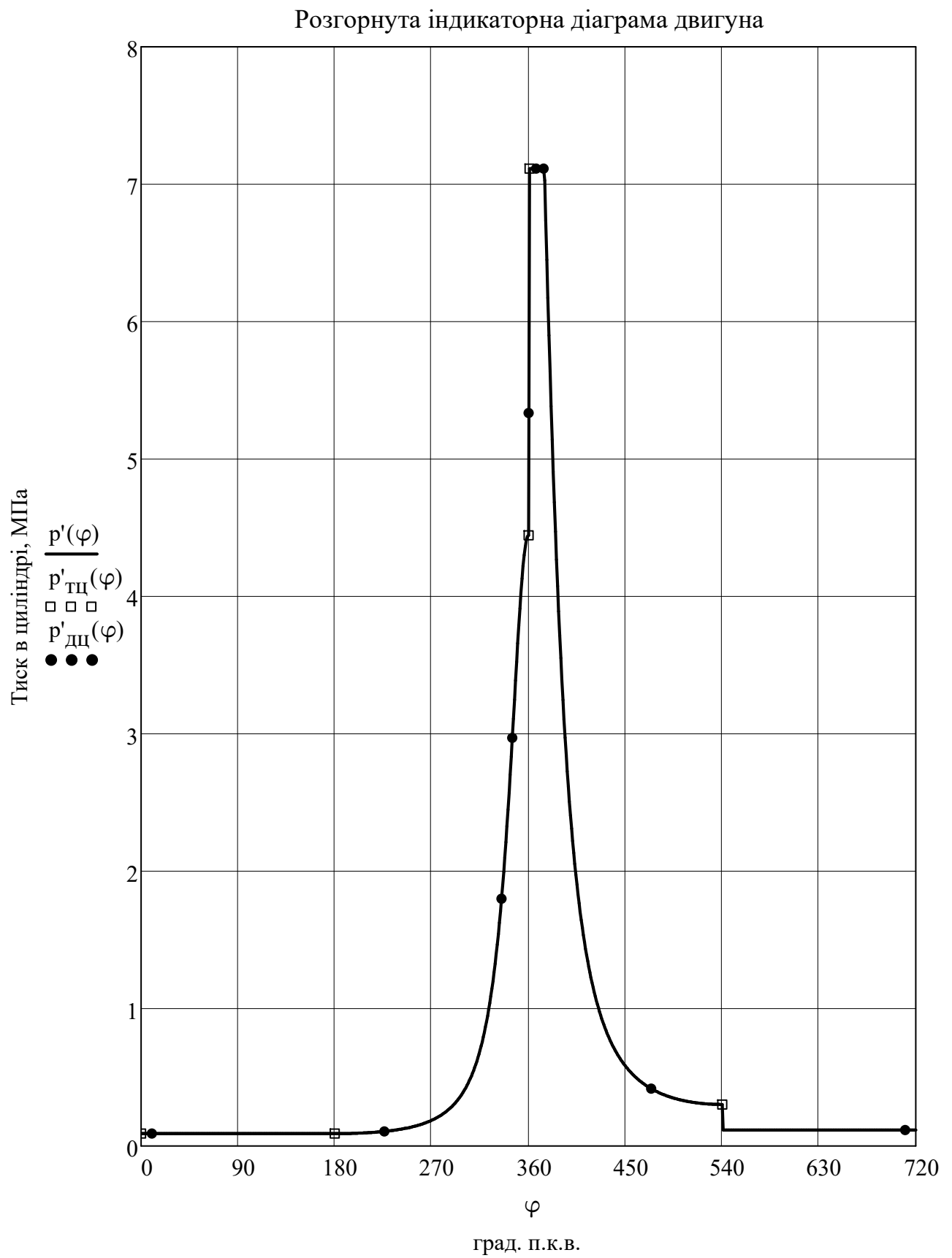


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

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;

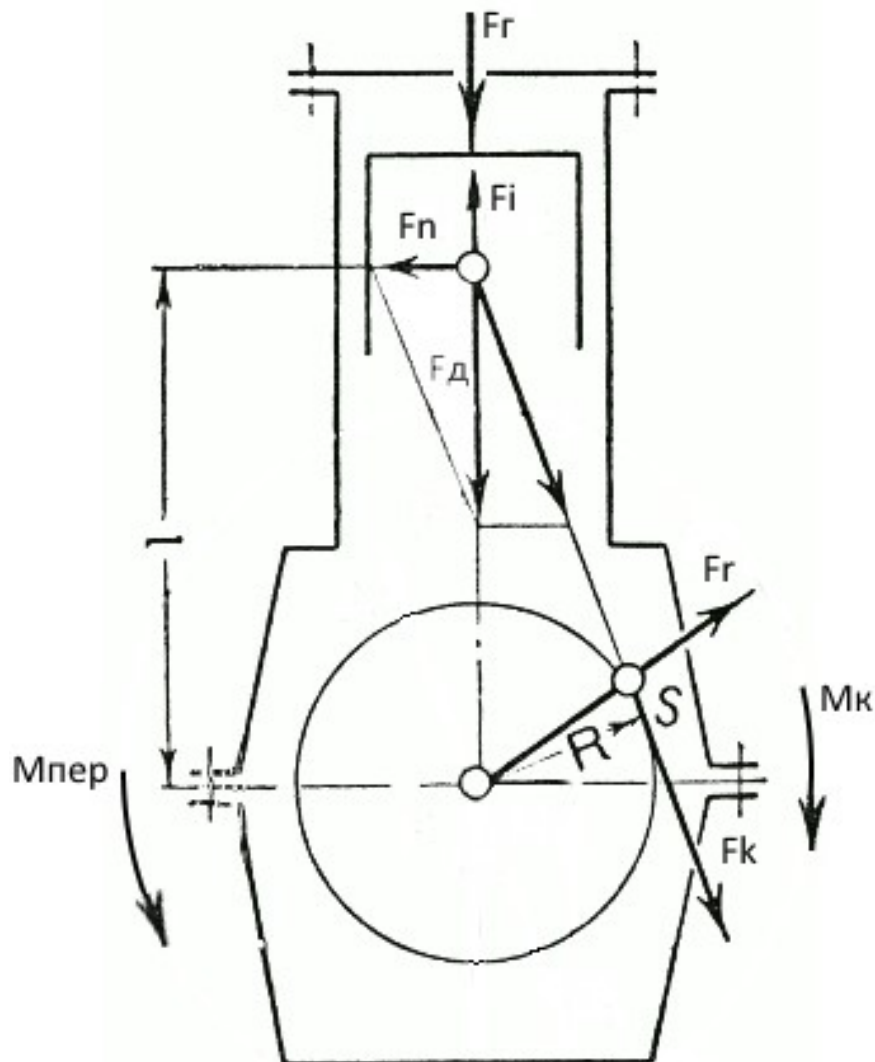


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

По даним двигуна-прототипа маємо наступні початкові дані:

$$m_{\Pi} = 0.85 \text{ кг} - \text{маса комплекту поршня}$$

$$m_{\text{Ш}} = 1.25 \text{ кг} - \text{маса комплекту шатуна}$$

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 0.85 + \frac{1}{3} \cdot 1.25 = 1.267$$

Радіус кривошипу, в м

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

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.031}{0.256} = 0.121$$

Площа поршня, в м²

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

Кутова швидкість, в 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

$$\varphi = 0 \dots 720, \text{ з кроком розрахунку } \Delta\varphi = 1^\circ \text{ п.к.в.}$$

Кут нахилу шатуна

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

Сили тиску газу

$$F_r(\varphi) = (p(\varphi) - p_a) \cdot A_{\Pi}$$

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)

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

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

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

Крутний момент на валу двигуна

$$M_k(\varphi) = F_k(\varphi) \cdot r$$

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_k(\varphi)$$

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_r , F_i та F_d обраховані в кН, крутний момент M_k розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_r(0) = -0.048$	$F_i(0) = -6.625$	$F_d(0) = -6.674$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = -0.048$	$F_i(30) = -5.243$	$F_d(30) = -5.292$	$M_k(30) = -0.1$
$F_r(60) = -0.048$	$F_i(60) = -1.962$	$F_d(60) = -2.011$	$M_k(60) = -0.061$
$F_r(90) = -0.048$	$F_i(90) = 1.35$	$F_d(90) = 1.302$	$M_k(90) = 0.04$
$F_r(120) = -0.048$	$F_i(120) = 3.313$	$F_d(120) = 3.264$	$M_k(120) = 0.076$
$F_r(150) = -0.048$	$F_i(150) = 3.893$	$F_d(150) = 3.845$	$M_k(150) = 0.046$
$F_r(180) = -0.048$	$F_i(180) = 3.925$	$F_d(180) = 3.876$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = -0.018$	$F_i(210) = 3.893$	$F_d(210) = 3.875$	$M_k(210) = -0.047$
$F_r(240) = 0.098$	$F_i(240) = 3.313$	$F_d(240) = 3.41$	$M_k(240) = -0.08$
$F_r(270) = 0.415$	$F_i(270) = 1.35$	$F_d(270) = 1.766$	$M_k(270) = -0.055$
$F_r(300) = 1.435$	$F_i(300) = -1.962$	$F_d(300) = -0.527$	$M_k(300) = 0.016$
$F_r(330) = 6.182$	$F_i(330) = -5.243$	$F_d(330) = 0.938$	$M_k(330) = -0.018$
$F_r(360) = 20.763$	$F_i(360) = -6.625$	$F_d(360) = 14.138$	$M_k(360) = 0.000$
$F_r(390) = 16.493$	$F_i(390) = -5.243$	$F_d(390) = 11.249$	$M_k(390) = 0.213$
$F_r(420) = 5.042$	$F_i(420) = -1.962$	$F_d(420) = 3.079$	$M_k(420) = 0.094$
$F_r(450) = 2.305$	$F_i(450) = 1.35$	$F_d(450) = 3.656$	$M_k(450) = 0.113$
$F_r(480) = 1.4$	$F_i(480) = 3.313$	$F_d(480) = 4.712$	$M_k(480) = 0.11$
$F_r(510) = 1.058$	$F_i(510) = 3.893$	$F_d(510) = 4.951$	$M_k(510) = 0.060$
$F_r(540) = 0.967$	$F_i(540) = 3.925$	$F_d(540) = 4.892$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.075$	$F_i(570) = 3.893$	$F_d(570) = 3.968$	$M_k(570) = -0.048$
$F_r(600) = 0.075$	$F_i(600) = 3.313$	$F_d(600) = 3.388$	$M_k(600) = -0.079$
$F_r(630) = 0.075$	$F_i(630) = 1.35$	$F_d(630) = 1.425$	$M_k(630) = -0.044$
$F_r(660) = 0.075$	$F_i(660) = -1.962$	$F_d(660) = -1.887$	$M_k(660) = 0.057$
$F_r(690) = 0.075$	$F_i(690) = -5.243$	$F_d(690) = -5.168$	$M_k(690) = 0.098$
$F_r(720) = 0.075$	$F_i(720) = -6.625$	$F_d(720) = -6.55$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -6.674$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -0.683$	$F_r(30) = -4.241$	$F_k(30) = -3.237$	$M_{пер}(30) = 0.1$
$F_n(60) = -0.457$	$F_r(60) = -0.609$	$F_k(60) = -1.97$	$M_{пер}(60) = 0.061$
$F_n(90) = 0.345$	$F_r(90) = -0.345$	$F_k(90) = 1.302$	$M_{пер}(90) = -0.04$
$F_n(120) = 0.742$	$F_r(120) = -2.275$	$F_k(120) = 2.456$	$M_{пер}(120) = -0.076$
$F_n(150) = 0.496$	$F_r(150) = -3.578$	$F_k(150) = 1.493$	$M_{пер}(150) = -0.046$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -3.876$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -0.5$	$F_r(210) = -3.606$	$F_k(210) = -1.504$	$M_{пер}(210) = 0.047$
$F_n(240) = -0.775$	$F_r(240) = -2.377$	$F_k(240) = -2.566$	$M_{пер}(240) = 0.08$
$F_n(270) = -0.468$	$F_r(270) = -0.468$	$F_k(270) = -1.766$	$M_{пер}(270) = 0.055$
$F_n(300) = 0.12$	$F_r(300) = -0.16$	$F_k(300) = 0.516$	$M_{пер}(300) = -0.016$
$F_n(330) = -0.121$	$F_r(330) = 0.752$	$F_k(330) = -0.574$	$M_{пер}(330) = 0.018$
$F_n(360) = 0.000$	$F_r(360) = 14.138$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 1.452$	$F_r(390) = 9.016$	$F_k(390) = 6.882$	$M_{пер}(390) = -0.213$
$F_n(420) = 0.7$	$F_r(420) = 0.933$	$F_k(420) = 3.017$	$M_{пер}(420) = -0.094$
$F_n(450) = 0.968$	$F_r(450) = -0.968$	$F_k(450) = 3.656$	$M_{пер}(450) = -0.113$
$F_n(480) = 1.071$	$F_r(480) = -3.284$	$F_k(480) = 3.545$	$M_{пер}(480) = -0.11$
$F_n(510) = 0.639$	$F_r(510) = -4.607$	$F_k(510) = 1.922$	$M_{пер}(510) = -0.06$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -4.892$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -0.512$	$F_r(570) = -3.693$	$F_k(570) = -1.541$	$M_{пер}(570) = 0.048$
$F_n(600) = -0.77$	$F_r(600) = -2.361$	$F_k(600) = -2.549$	$M_{пер}(600) = 0.079$
$F_n(630) = -0.377$	$F_r(630) = -0.377$	$F_k(630) = -1.425$	$M_{пер}(630) = 0.044$
$F_n(660) = 0.429$	$F_r(660) = -0.572$	$F_k(660) = 1.849$	$M_{пер}(660) = -0.057$
$F_n(690) = 0.667$	$F_r(690) = -4.142$	$F_k(690) = 3.162$	$M_{пер}(690) = -0.098$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -6.55$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = 0.000$

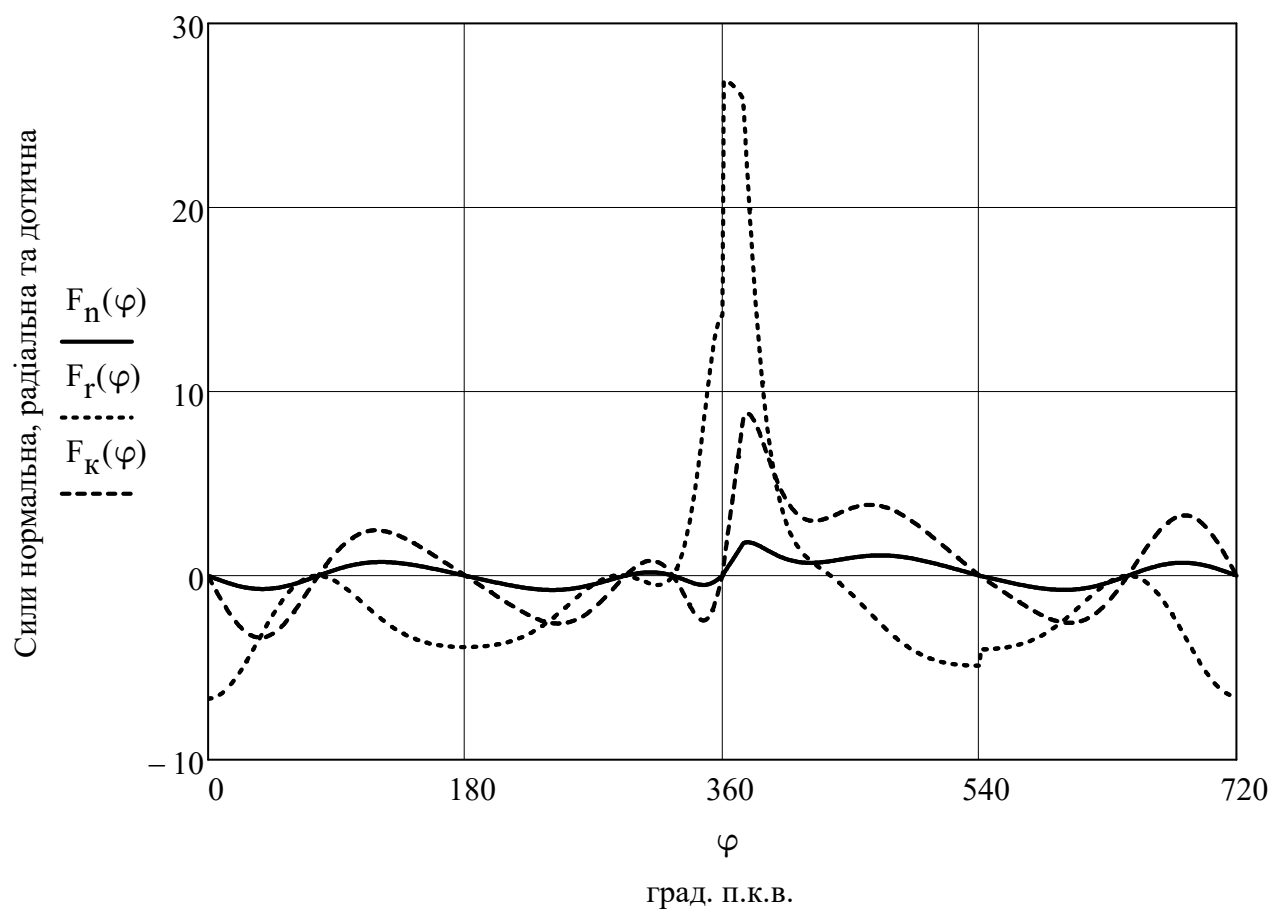
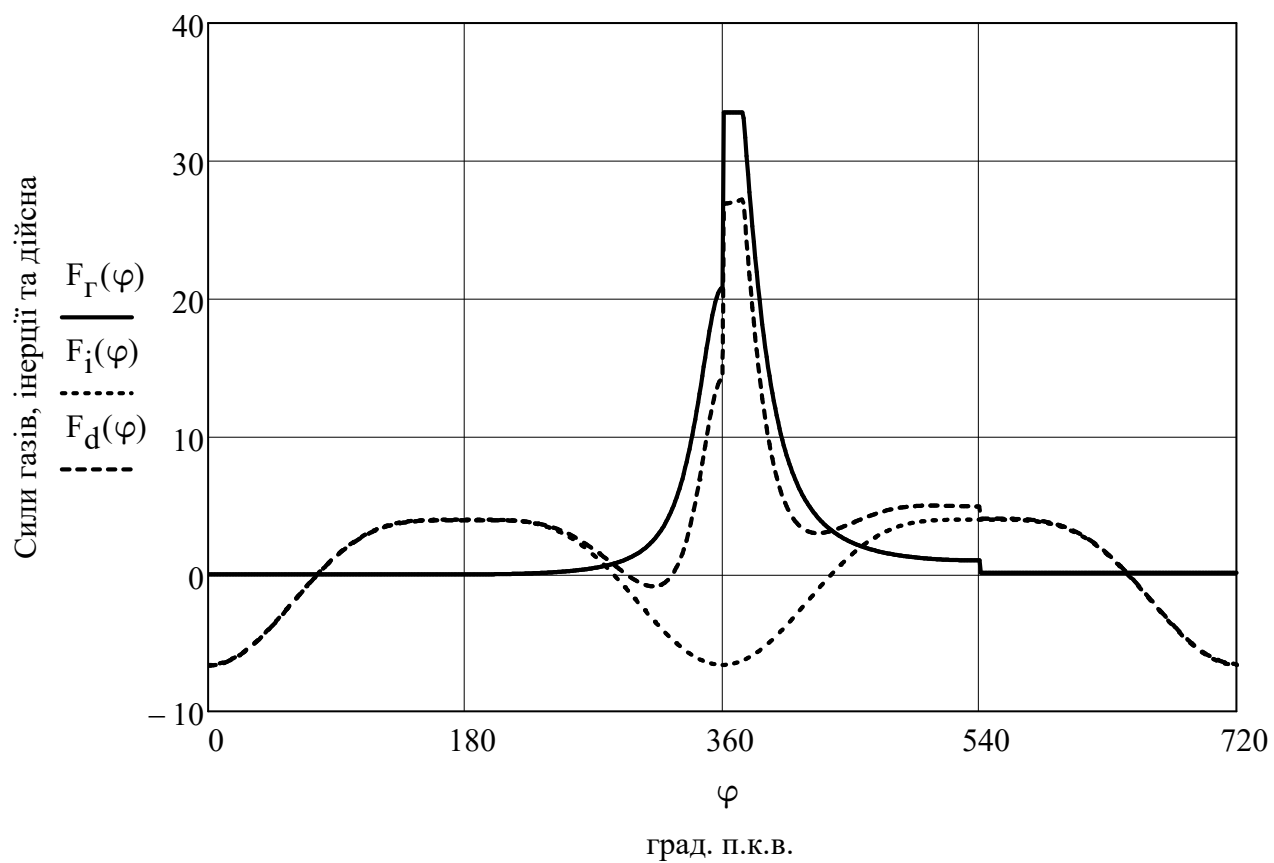


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

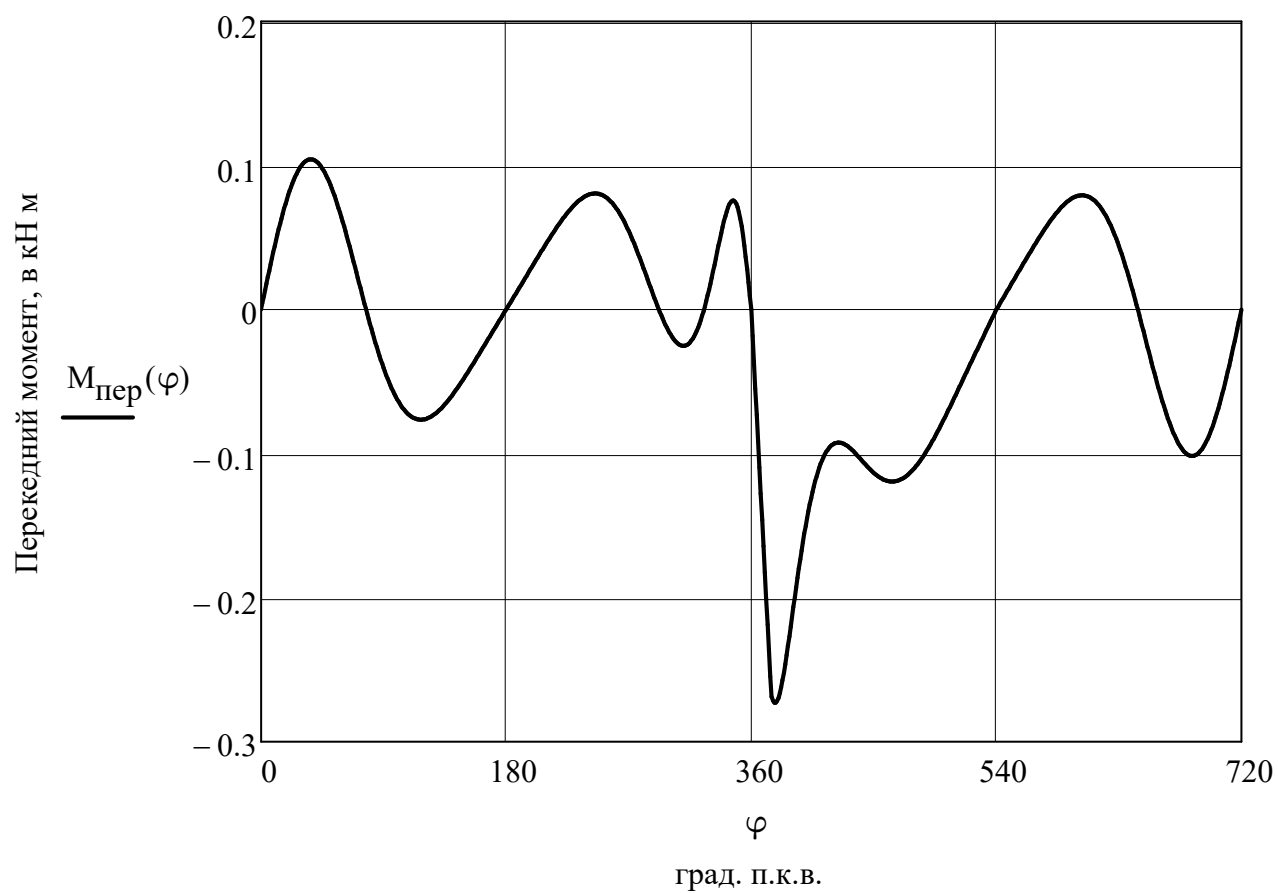
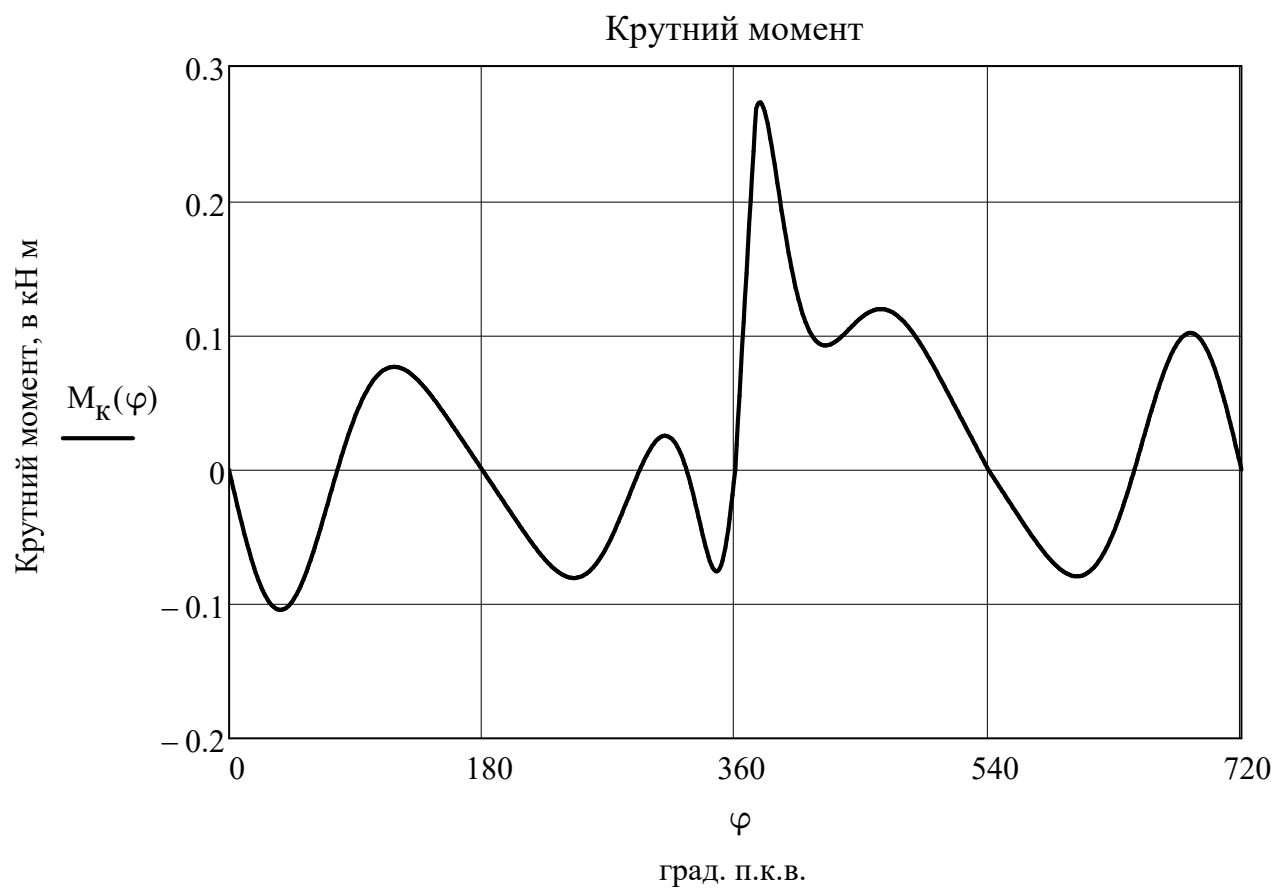


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

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

2.4.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом, в $\text{Дж} / \text{с}$

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

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

2.4.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ер} = 10^3 \cdot 5.047 = 5047.003$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{5.047 \times 10^3}{1.428 \times 10^4} \cdot 100 = 35.344$$

перевірка отриманого значення в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_e' = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 14279.671 \cdot 0.35 = 5000$$

Вираховуємо похибку, у %

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

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_w + Q_{т.п} + Q_{в.н}$$

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, в $\text{Дж} / \text{с}$

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

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

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

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

$W_{\text{вип}} = 0.06$ - відносна втрата палива на ділянці випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.12 + 0.06 = 0.18$$

$$Q_w = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.18 \cdot 14279.671 = 2570.341$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_{\text{м}} = 0.600 \cdot 173.353 = 104.012$$

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

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

Теплота, еквівалентна роботі витраченій на тертя поршня, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{т.п}} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 0.899 = 898.754$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в $\text{Дж} / \text{с}$

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_v = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 2570.341 + 898.754 = 3469.095$$

Витрата охолоджуючої рідини, в $\text{м}^3 / \text{с}$

$$V_v = \frac{Q'_v \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_v \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_v}$$

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{mB} \cdot \Delta T_B} = \frac{3469.09513 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.0001$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

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

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

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

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}} = \frac{0.98}{0.9} = 0.011$$

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

$$Q_{B.H} = 10^3 \cdot P_{B.H} = 10^3 \cdot 0.011 = 10.818$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H} = 2570.3 + 898.8 + 10.8 = 3479.9$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{3479.914}{14279.671} \cdot 100 = 24.37$$

Температура залишкових газів, в °C

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

Температура на початку стиску, в °C

$$t_d = T_d - 273 = 322.743 - 273 = 49.743$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 507 = 33.527$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mC_p = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 49.743 = 29.114$$

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

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot mC_{p''} \cdot t_r - M_1 \cdot mC_p \cdot t_d)$$

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mC_{p''} \cdot t_r = 0.923 \cdot 33.527 \cdot 507 = 15689.284$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mC_p \cdot t_d = 0.89 \cdot 29.114 \cdot 49.743 = 1289.166$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 15689.3 - 1289.2 = 14400.1$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{1.212}{3.6} \cdot 14400.118 = 4846.125$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{4846.125}{14279.671} \cdot 100 = 33.937$$

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

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{173.353}{757.438} \cdot 0.454 = 0.104$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.104 \cdot 14279.671 = 1483.974$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 2570.341 + 1483.974 - 3479.914 = 574.401$$

Витрата циркуляційного масла, в м³ / с

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

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 574.401}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 7.62 \times 10^{-5}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насосу, в кВт

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

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{7.62 \times 10^{-5} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 0.038$$

Теплота витрачена на привід насосу, в Дж / с

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 0.038 = 38.098$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 574.401 + 38.098 = 612.499$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{612.499}{14279.671} \cdot 100 = 4.289$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в Дж / с

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q$$

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 5047.003 \\ 3479.914 \\ 4846.125 \\ 612.499 \end{pmatrix} = 13985.541$$

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 14279.7 - 13985.5 = 294.1$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{294.130}{14279.671} \cdot 100.000 = 2.060$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в Дж / с,	у %,	межі для дизельного двигуна без наддуву
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 14279.7$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 5047.0$	$q_e = 35.3$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 4846.1$	$q_{\Gamma} = 33.9$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 3479.9$	$q_B = 24.4$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 612.5$	$q_M = 4.3$	3...5%
Невраховані теплові втраги	$Q_{H.B} = 294.1$	$q_{HB} = 2.1$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 35.344 + 33.937 + 24.37 + 4.289 + 2.06 = 100$$

3. РОЗРОБКА, ВИГОТОВЛЕННЯ ТА МОНТАЖ ВПУСКНОГО ТРУБОПРОВОДУ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА 147,8/6,2

3.1 Загальна будова системи впуску повітря

Система впуску призначена для підведення свіжого заряду у циліндри ДВЗ, очищення повітря та його підігріву. У двигунах із зовнішнім сумішоутворенням у впускній системі відбувається також сумішоутворення

До системи впуску відносяться: впускний трубопровід; пристрої очищення повітря; пристрої підігріву повітря; пристрої утворення повітряного потоку.

Вимогами до систем впуску є: мінімальний опір системи; якісне очищення повітря; мінімальні габарити. У двигунах із внутрішнім сумішоутворенням, а також у газових двигунах, підігрів свіжого заряду не потрібен, тому що він приводить до зменшення наповнення. Підігрів усмоктуваного повітря у дизелях бажаний тільки для полегшення пуску при низькій температурі навколишнього середовища. З цією метою у впускній системі передбачаються спеціальні підігрівачі, що включаються в період підготовки до пуску.

3.2 Елементи системи впуску

Повітряні фільтри. Пил, що попадає у двигун, значно збільшує знос його тертьових поверхонь. По дослідним даним, 30-40 г пилу, що потрапив у двигун, цілком виводить з ладу поршневу групу внаслідок зносу. Основна кількість пилу у двигун проникає разом з повітрям, у якому її зміст залежить від умов роботи двигуна.

Для очищення повітря від пилу на двигунах установлюють повітряні фільтри. Вони поділяються на *інерційні, фільтрувальні і комбіновані*. Будь-який повітряний фільтр повинен ефективно очищати повітря від пилу, володіти малим гідравлічним опором і

					ПФ НУК 142.44.21.29 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

необхідною пилоємністю, бути надійним у роботі і зручним для обслуговування, мати компактну і технологічну конструкцію.

Інерційні і фільтрувальні повітряні фільтри називаються *сухими*, якщо їхні поверхні не змочуються маслом, і *мокрими*, якщо вони змочуються маслом. Комбіновані повітряні фільтри можуть бути сухими (суха інерційна і суха фільтрувальна поверхня), мокрими (мокра інерційна і мокра фільтрувальна поверхня) чи змішаними (суха інерційна і мокра фільтрувальна поверхня).

Підвищення гідравлічного опору впускного трубопроводу приводить до зменшення коефіцієнта наповнення циліндра двигуна і, отже, до падіння потужності і підвищення витрати палива.

Значення припустимого гідравлічного опору визначає час роботи повітряного фільтра до технічного обслуговування чи його пилоємність. Час роботи фільтра виражається в годинах, а пилоємність - у кілограмах затриманого пилу до досягнення припустимого опору. Для автомобільних двигунів період між технічними обслуговуваннями повітряних фільтрів визначають у кілометрах пробігу автомобіля. Пилоємність фільтра залежить від його типу, конструктивних параметрів.

В даний час в якості фільтрувального матеріалу широко використовується картон. Фільтрувальний картон повинен мати мінімальний опір руху повітря, рівномірну пористість, гідростійкість, достатній опір на розрив, твердість, для задоволення останніх вимог картон піддають гофруванню і поперечному тисненню. Кільцева гофрована секція з перфорованими обечайками, розташованими по зовнішньому і внутрішньому діаметрах, із торців заливається епоксидним компаундом, спеціальними смолами, пластмасою. Остання

					ПФ НУК 142.44.21.29 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

забезпечує ущільнення без додаткових прокладок. Крок між гофрами вибирається на основі експериментальних даних з умови забезпечення максимальної пилоємності. Осадження часток пилу відбувається при їхньому зчепленні з волокнами картону. Великі частки осаджуються на поверхні картону, а дрібні частки - на внутрішніх волокнах. Поширення отримують фільтроелементи із синтетичних волокневих матеріалів. Приклад фільтра з картонним фільтроелементом зображений на рис. 1 Повітряні фільтри з фільтроелементом, що змочується періодично, доцільно застосовувати на двигунах, які працюють в умовах малої запиленості повітря. Їхнім великим недоліком є значне зменшення коефіцієнта очищення при випарі чи віднесенні масла з фільтрувального елемента. Повітряні фільтри з масляною ванною

більш ефективні

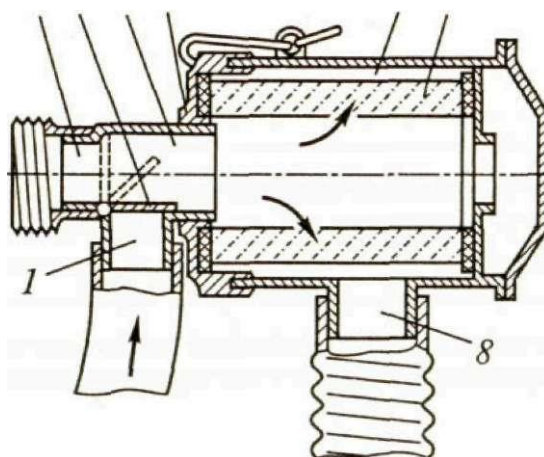
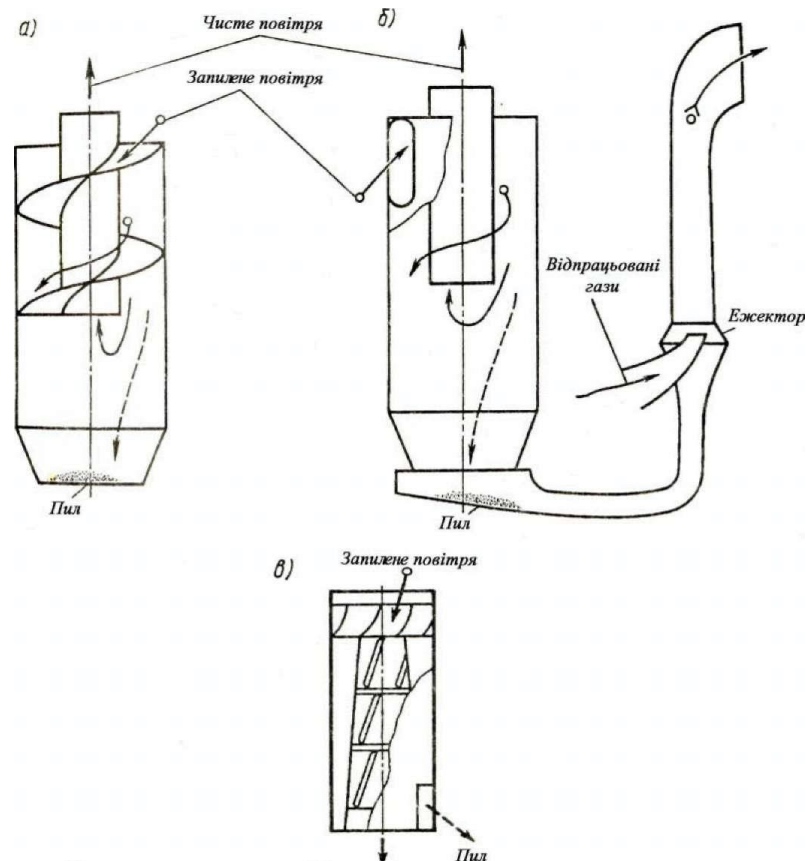


Рисунок 1. Повітряний фільтр з картонним фільтроелементом:
1,2,8- патрубки; 3 - заслінка; 4 - корпус заслінки; 5 - кришка; 6 - корпус фільтра; 7 - фільтроелемент

					ПФ НУК 142.44.21.29 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Фільтроелемент у них безупинно промивається маслом з ванни, у нижній частині якої збирається пил. Однак подібні фільтри можуть працювати тільки у вертикальному положенні з невеликим нахилом.

Схему інерційного фільтра зображено на рис. 2.



Чисте повітря

Рисунок 2. Схеми інерційних фільтрів: *а* - зворотнопотоковий зі спіральною прямою; *б* - зворотнопотоковий з тангенційним потоком і примусовим відсмоктуванням пилу; *в* - прямотоковий зі спіральною прямою

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 142.44.21.29 ПЗ

Аркуш

У сучасних ДВЗ вантажних автомобілів, сільськогосподарської техніки використовують комбіновані фільтри, які мають першим ступенем інерційний фільтр, другим - фільтрувальний елемент. При поступленні повітря він різко змінює напрямок руху, внаслідок чого крупні частини пилу відриваються від потоку і осідають на дні фільтра. Після цього потік повітря потрапляє у фільтроелемент. Надходження повітря у двигун супроводжується шумом, тому двигуни обладнаються глушниками шуму впуску, які конструктивно доцільно поєднувати з повітряними фільтрами. Глушіння шуму високих тонів відбувається в набивці фільтроелемента, а також у спеціальних пристроях з набивкою із вати, повсті і т.п. Шум низьких тонів поглинається в одній чи декількох камерах. Сучасна тенденція - окремі глушники шуму у вигляді ресивера.

До повітряного фільтра часто приєднують патрубок системи вентиляції картера. Картерні гази в повітряний фільтр можна підводити як до фільтроелемента, так і після нього. В останньому випадку для зменшення шкідливого впливу крапельок масла на роботу двигуна в конструкцію вентиляційної системи варто вводити масловідвідник чи спеціальний фільтр.

У повітряних фільтрів двигунів з обмеженими розмірами по висоті збільшують ширину корпусу, максимально зменшивши його висоту. Це, наприклад, яскраво виражено в конструкції повітряних фільтрів двигунів легкових автомобілів. Повітряні фільтри тракторних і стаціонарних двигунів роблять циліндричними збільшеної висоти.

За збільшенням опору повітряних фільтрів зменшується коефіцієнт наповнення циліндрів, отже, погіршуються економічні показники роботи двигуна. Так, при підвищенні опору повітряного фільтра на 1000 Па

					ПФ НУК 142.44.21.29 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

потужність карбюраторного двигуна зменшується приблизно на 1,3%. Для сигналізації про критичне засмічення фільтроелемента використовують індикатори засмічення.

Впускні трубопроводи автотракторних двигунів через складність конструктивної форми відливають із сірого чавуна чи алюмінієвого сплаву, у сучасних ДВЗ - з пластмаси, при цьому через певні вимоги форма їх виявляється достатньо складною. Фланці трубопроводів кріплять до двигуна на металевозбестовій прокладці гайками, шпильками, болтами.

3.3 Застосування діафрагм для заміру витрати повітря

Витратомір- прилад або пристрій з декількох частин, який вимірює витрату речовини (рідини, газу або пари).

Лічильник кількості, або просто лічильник - прилад або пристрій з декількох частин, що вимірює масу або об'єм речовини (рідини, газу або пари)

Регулятор потоку з лічильником - прилад або пристрій вимірює витрату або кількість рідини, газу або пари.

До цих термінів треба додавати назву вимірюваної речовини, наприклад: витратомір пари, лічильник води, витратомір пари з лічильником.

Витратоміри - пристрій, безпосередньо сприймає витрату (наприклад, діафрагма, сопло, напірна трубка) і перетворює його в іншу величину (наприклад, в перепад тиску), зручну для вимірювання.

Кількість минулого речовини вимірюється або в одиницях маси (кілограм, тонна, грам) або в одиницях об'єму (кубічний метр, кубічний сантиметр і т.д.)

Масова витрата -вимірюється в одиницях маси, поділені на одиницю часу (кілограм в секунду-кг / с, кілограм в час- кг / год і т.д).

					ПФ НУК 142.44.21.29 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Об'ємна витрата - вимірюється в одиницях об'єму поділену на одиницю часу (кубічних метрах в секунду, кубічних метрах на годину і т.д).

Так як вміст газу в одиниці об'єму сильно залежить від тиску і температури, то результати вимірювання об'ємної витрати газу потрібно приводити до стандартних умов.

Значення витратомірів і лічильників кількості (маси і об'єму) рідини, газу та пари в сучасному індустріальному суспільстві надзвичайно великий. Їх роль дуже зросла в зв'язку з необхідністю максимальної економії енергетичних і водних ресурсів які все більше і більше дорожчають.

Без витратомірів не можна забезпечити управління, і тим більше оптимізацію технологічних режимів в енергетиці.

Витратоміри з звужувальними приладами основані на вимірюванні перепаду тиску, з'являються в результаті переобrazовувач в СУ потенціальної енергії в кінематичну.

Різновиди СУ показані на рис.3, а-м; стандартні діафрагми- на рис.3, а-б; стандартні сопла – на рис 3.в; сегментна діафрагма – на рис.3, г; Ексцентрична діафрагма на рис.3, д; кільцева діафрагма.

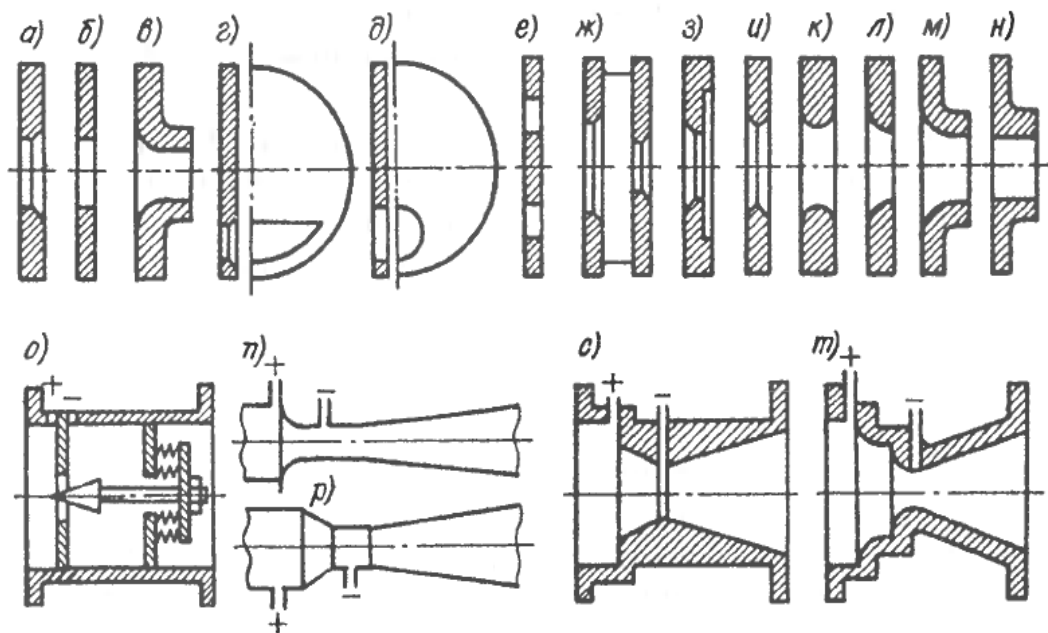


Рис.3 Первинні перетворювачі витратомірів змінного перепаду тиску.

					ПФ НУК 142.44.21.29 ПЗ		Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата			

Кут вхідного конуса у діафрагмі на рис 4 в залежності від ставлення d / D змінюється в межах від $31,2$ до 45° , а ширина конуса b - в межах від $0,083$ до $0,175$. За вхідним конусом розташований циліндричний отвір діаметром d і шириною $e = 0,021d + -0,0025d$. Товщина діафрагми $E < 0,1D$. З боку виходу у діафрагми є циліндричне виточення. Її діаметр $d_1 > 2d$.

Діафрагма з вхідним конусом має найменші допустимі значення в порівнянні з усіма пристроями звуження потоку. Найменший допустимий діаметр D дорівнює $12,5$ мм для гладких труб, 25 мм для зварних, 50 мм для шерховатих труб.

Допустиме значення відношення d/D знаходяться в межах від $0,1$ до $0,5$. Для відношення d/D , рівного $0,1$, $0,2$, $0,3$, $0,4$ і $0,5$ маємо Re , рівне $40, 60, 120$ та 260 .

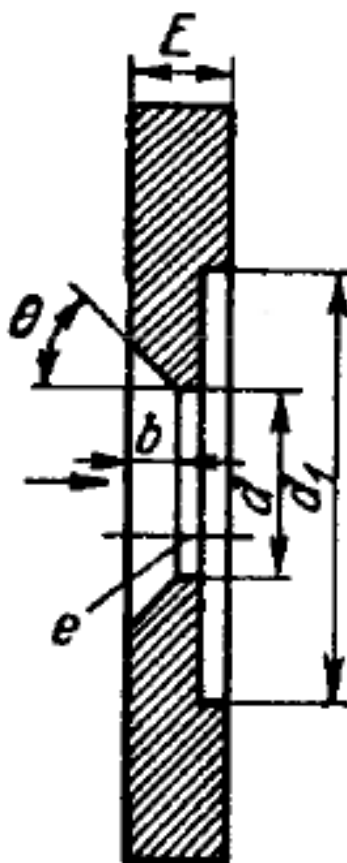


Рис.4 Діафрагма з вхідним конусом

					ПФ НУК 142.44.21.29 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4 Розробка конструкції та перелік робіт по виготовленню, монтажу та випробовуванню впускного трубопроводу

Необхідність у розробці конструкції, виготовленні та установці впускного трубопроводу на дизелі 1Ч7,8/6,2, що входить в склад стендової установки, виникли у зв'язку з тим, що у серійній конструкції цього двигуна він практично відсутній. Так, впускний канал головки циліндру через короткий патрубок з'єднаний із повітряним фільтром. Згідно із експлуатаційною документацією використання вказаного двигуна передбачено на відкритому просторі, а тому така конструкція впускної системи є доцільною і забезпечує мінімальні втрати тиску повітря на вході в циліндр.

При роботі дизеля 1Ч7,8/6,2 в складі стендової установки в закритому приміщенні лабораторії потребує зміни конструкції системи впуску. Визначальним фактором при цьому є необхідність в проведенні замірів витрати повітря, що споживається двигуном на різних режимах його роботи. Знаючи витрату палива і повітря, споживаних двигуном, можна знайти коефіцієнт надлишку повітря для згоряння палива, який характеризує якість робочого процесу. Для цього в конструкції впускного трубопроводу передбачена установка шайби для вимірювання витрати повітря. Враховуючи циклічну роботу одноциліндрового двигуна і необхідну високу точність заміру перепаду тиску повітря на шайбі, для стабілізації швидкості потоку повітря через шайбу поміж двигуном і шайбою встановлена ємкість об'ємом 40 літрів.

При проектуванні впускного трубопроводу було враховано місце розташування дизеля і гідравлічного гальма з рамою на підставці, а також особливості приміщення лабораторії. Тому ємкість, повітряний фільтр, вимірювальна шайба і повітряний фільтр були з'єднанні відповідними ділянками трубопроводу і розташовані на стіні під вікном. Для цього були виготовлені кронштейни в кількості 3-х штук, які дюбелями закріпили на стіні і на них встановили зібраний трубопровід із обладнанням.

З'єднання впускного патрубка головки із трубопроводом впускним,

					ПФ НУК 142.44.21.29 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

розміщеним на кронштейнах, виконано за допомогою гофрованого рукава, що запобігає передачі вібрації від двигуна до впускного трубопроводу.

U – подібний водяний манометр для заміру перепаду тиску на шайбі встановлений також на стіні під вікном.

При перших випробуваннях двигуна із змонтованим і приєднаним до нього впускним трубопроводом виникли проблеми через погіршення пускових якостей двигуна. Запустити двигун, навіть з додаванням масла об'ємом 2 см³ в камеру стиску, було проблематично. Для усунення вказаного недоліку на впускному патрубку головки циліндру встановили кульовий вентиль, який перед запуском двигуна відкривався, а після запуску – закривався. Таким чином, зменшувався аеродинамічний опір впускного трубопроводу при запуску. А причиною підвищеного опору впускного трубопроводу є наявність в ньому шайби вимірювальної, діаметр отвору в якій значно менше діаметра трубопроводу. Для заміру температури повітря на вході в циліндр двигуна на трубопроводі встановлена термопара, яка кріпиться в штуцері привареного до патрубка.

Після виконання всіх робіт по впускному трубопроводу він успішно пройшов випробування при роботі двигуна на режимі обкатки з максимальною потужністю до 3 кВт і максимальною частотою обертання колінчастого валу 2750 хв⁻¹ і готовий до експлуатації в складі стендової установки. При цьому з допомогою шайби є можливість точного заміру витрати повітря на всіх режимах двигуна.

					ПФ НУК 142.44.21.29 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

4.ВИМОГИ ДО ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ ПРИ РОБОТІ З ДИЗЕЛЕМ 1Ч7,8/6,2

4.1 Техніка безпеки при роботі з дизелем 1Ч7,8/6,2

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.

4.2 Вимоги до обслуговування дизеля 1Ч7,8/6,2

4.2.1 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

					ПФ НУК 142.44.21.29 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

мастила на землю і в стоки води. Якщо паливо або машинне мастило пролилося на двигун, потрібно витерти насухо.

4.2.2 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.

4.2.3 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.

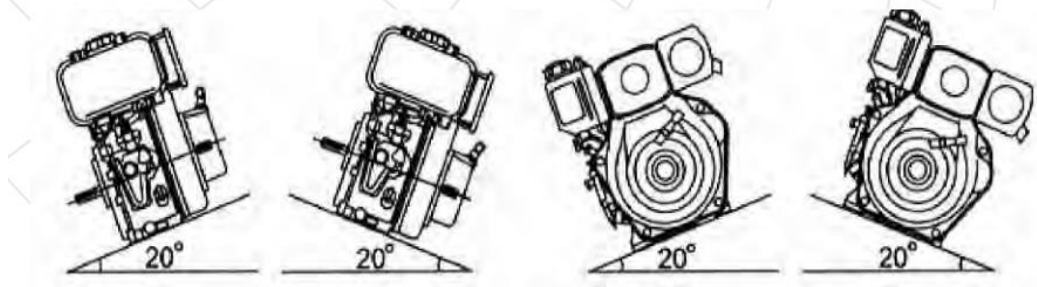
Під час роботи двигун розташувати на плоскій, рівній поверхні, на якій відсутні дрібні камінці, насипний ґравій тощо. Якщо двигун нахилити, то паливо при цьому може пролитися.

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.

4.2.4 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. мал. 1).

					ПФ НУК 142.44.21.29 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Малюнок 1



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

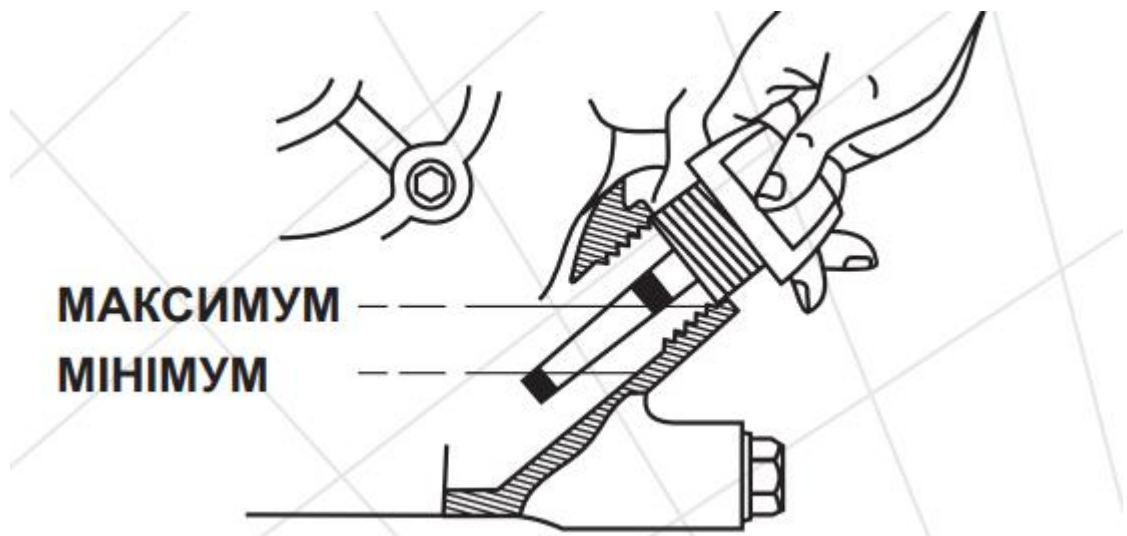
Двигун поставляється без залитого палива і мастила. Перед запуском двигуна необхідно залити відповідне паливо і мастило.

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-

					ПФ НУК 142.44.21.29 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

щупа рівень мастила в картері двигуна (див. Мал 2). За потреби долити мастило до норми.



Малюнок 2

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 повного виходу двигуна з ладу.

					ПФ НУК 142.44.21.29 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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 прокручування 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.

					ПФ НУК 142.44.21.29 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей машин. Справочник.- М.:Машиностроение, 1979.
2. Биргер И.А., Шнейдерович Р.М. Расчет на прочность деталей машин. Справочное пособие.- М.: Машиностроение, 1966.
3. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей.- Л.: Судостроение,1969.
4. В.А. Ваншейдт, П.А. Гордеев и др. Судовые установки с двигателями внутреннего сгорания.- Л.: Судостроение, 1978.
5. Дизели. Справочник под ред.В.А.Ваншейдта. -Л.: Машиностроение, 1977.
6. П.П Кремлевский, Расходомеры и счётчики количества веществ, 2002

					ПФ НУК 142.44.21.29 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновки

У кваліфікаційній роботі було розроблено та оформлено такі розділи:

- опис конструкції двигуна
- конструкторський розріз
- опис конструкції впускного трубопроводу;
- вимоги до обслуговування та техніки безпеки при роботі з

дизелем 1Ч7,8/6,2

В першому розділі роботи виконаний опис стендової установки а також приведений детальний опис конструкції двигуна 1Ч7,8/6,2

Стенова установка в складі дизеля та гальма гідравлічного, встановлених на рамі показана на листі 1 графічної частини роботи.

В другому розділі роботи виконані розрахунки робочого циклу дизельного двигуна.

В третьому розділі роботи виконана розробка конструкції впускного трубопроводу, а також приведений його детальний опис. Конструкція впускного трубопроводу показана на складальному кресленні - листі 2 графічної частини роботи.

- В четвертому розділі роботи приведені вимоги до обслуговування та техніки безпеки при роботі з дизелем 1Ч7,8/6,2

					ПФ НУК 142.44.21.29 ЗП	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		