

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайська філія

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

« ____ » _____ 2020 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення ефективності стаціонарної електростанції потужністю 1360 кВт, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.
Двигун-прототип: 12ЧН 26/26.

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-19

_____ **Клевцов Б.А.**
(підпис)

Керівник роботи:

ст. викладач кафедри «ЕМ»
(посада, науковий ступень вчене звання)

_____ **Швець І.А.**
(підпис)

Первомайськ - 2020 р.

ЗМІСТ

	ст.
Анотація	
Вступ	3
1 Опис двигуна-прототипу та об'єкту його встановлення	4
1.1 Опис силової установки та обґрунтування вибору генератора	4
1.2 Опис двигуна-прототипу	9
2. Конструкторський розділ	20
2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу газодизельного двигуна	20
2.2 Розрахунок теплового балансу газодизельного двигуна	33
2.3 Розрахунок індикаторної діаграми	39
2.4 Динамічний розрахунок двигуна	46
2.5 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу	53
3. Розробка конструкції і розрахунок елементів паливної системи	55
3.1 Опис проектного паливної системи	55
3.2 Пропозиції щодо модернізації ПНВТ	62
3.3 Обґрунтування встановлення модулятора	63
3.4 Розрахунок параметрів паливного насоса високого тиску	66
3.5 Розрахунок параметрів форсунки	68
3.6 Висновок по розділу	70
4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	71
4.1 Аналіз небезпечних а шкідливих факторів створених проектом двигуном	72
4.2 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації	73
4.3 Висновок по розділу	77

					ПФ НУК 131.61.20.07.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив	Клевцов				Пояснювальна записка	Лім	Лист	Листів
Перевірив	Швець І.А.						2	
Н. Контр.	Швець І.А.					ПФ НУК		
Затвердив	Нестеренко							

ВСТУП

Достатнє по ресурсам і доступне за вартістю енергозабезпечення є основою функціонування сучасного виробництва машин, а відповідно передумовою і визначальним фактором економічного зростання. В історії розвитку світової економіки чітко простежується взаємозв'язок розвитку енергетичної бази і науково-технічного прогресу. На кожному етапі свого історичного розвитку суспільство в змозі використати лише ті ресурси, для споживання яких створені необхідні технічні засоби.

Однією з найбільш великих областей використання енергоресурсів сьогодні є транспорт, на частку якого припадає близько 29% загального кінцевого споживання всіх енергетичних ресурсів. Створення силових установок на базі двигуна внутрішнього згоряння з високими екологічними та техніко-економічними показниками є одним з пріоритетних завдань народного господарства країни. Основна увага тут має приділятися дизельним двигунам.

Саме двигуни із внутрішнім сумішоутворенням мають можливість працювати з високим ступенем стиснення, через що їх показники економічності вище, ніж у двигунів з іскровим запалюванням. Можливість споживати палива різного гатунку, а також високий рівень паливної економічності, низькі сумарні викиди токсичних компонентів і висока надійність в експлуатації визначили їх широке розповсюдження в якості джерела енергії для більшості енергетичних установок.

Забезпечити якісне та ефективне споживання палива двигуном призначена система подачі палива. Робота над її вдосконаленням з метою покращення вихідних параметрів двигуна, завжди буде актуальним завданням.

Метою та завданням роботи є підвищення ефективності роботи стаціонарної електростанції, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

Апробація результатів дослідження. Результати дослідження обговорювались на міжвузівській студентській науково-практичній конференції «Молодь, Освіта, Наука 2020», що відбулася в Первомайській філії національного університету кораблебудування 21 травня 2020 року, та викладені в матеріалах конференції на сторінках 30-32 «Використання палив альтернативного походження в ДВЗ».

					ПФ НУК 131.61.20.07.ПЗ	Лист
						2
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

1 ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ.

1.1 Опис силової установки та обґрунтування вибору генератора.

1.1.1 Опис дизель-генераторної установки 5-26ДГ.

Опис будови двигун-генератора 5-26ДГ виконано на основі джерела [1]

Таблиця 1.1 - Технічні дані дизеля 5-26ДГ

№ п/п	Найменування параметру	Значення
1	Умовне позначення дизель-генератора	5-26ДГ
2	Позначення дизеля по ДСТУ	12ЧН26/26
3	Повна потужність ДГУ При параметрах середовища: - температурі - атмосферному тиску - вологості	1360 кВт 20°C 760 мм рт. ст. 70%
4	Умови роботи дизеля: Температура зовнішнього повітря Висота над рівнем моря	від - 50 до + 45 °С 2000 м
5	Оберти двигуна при положенні важеля: - що відповідає номінальній потужності - в мінімальній потужності	750 ± 10 хв ⁻¹ 350 ± 15 хв ⁻¹
6	Витрата палива: - на номінальній потужності - на мінімальних оборотах	218,9 + 10,9 г/(кВт год) 11 кг/год
7	Витрата мастила в % від витрати палива	1,5%
8	Вага двигун-генераторної установки: - з генератором ГП- 312 - з генератором ГП- 320	24000 кг 23300 кг
9	Вага генератора	6000 кг
10	Порядок роботи циліндрів	1-12-2-11-4-9-6-7-5-8-3-10
11	Напрямок обертання валу	по годинній з боку генератора

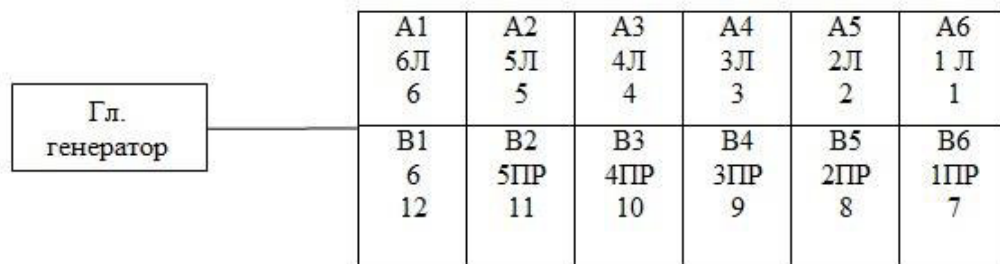


Рис. 1.1 – Нумерація циліндрів дизель-генератора

Дизель-генератор 5-26ДГ складається з дизеля 12Д49 та генератора постійного струму ГП- 312 або ГП- 320, встановлених на загальній рамі і сполучених між собою муфтою пластинчатого типу.

Дизель є чотиритактним, дванадцяти циліндровим двигуном внутрішнього згорання з V-подібним розташуванням циліндрів, газотурбінним наддувом і охолодженням наддувочного повітря.

Рама під дизель і генератор - зварна. У рамі є місткість, в яку заливають мастило. Блок циліндрів зварно-ливої конструкції з плоским роз'ємом підвісок колінчастого валу. Колінчастий вал - сталевий з дванадцятьма противагами. На передньому кінці колінчастого валу встановлений демпфер в'язкого тертя. Шатунний механізм складається з головного і причіпного шатунів. Причіпний шатун кріпиться болтами до пальця, встановленого в проушинах головного шатуна.

Поршень складений. Голівка до тронку кріпиться шпильками. В отвори бобишок тронка вставлений палець плаваючого типу. Осьове переміщення пальця обмежується стопорними кільцями. Поршні охолоджуються мастилом, що поступає через шатуни з масляної системи дизеля.

У кожній кришці розташовані по два впускних і по два випускні клапани, форсунка та індикаторний кран. На кришці встановлені важелі приводу клапанів. Втулка циліндра підвісного типу кріпиться до кришки циліндра шпильками. Стик між кришкою і втулкою ущільнений сталеву прокладкою з міддю. На втулку напресована сталевая сорочка. Лоток з розподільним валом встановлений на верхній частині блоку. На лотку встановлені паливні насоси.

Паливна система складається з агрегату підкачування пального, паливопідігрівача, фільтрів грубого і тонкого очищення, дванадцяти індивідуальних паливних насосів, дванадцяти форсунок і перепускного клапана, що забезпечує необхідний тиск палива. Дизель обладнаний одним масляним насосом шестерінчастого типу з підшипниками ковзання. Система охолодження дизеля двоконтурна, примусова, замкнутого типу. Циркуляція охолоджувальної рідини в системі забезпечується двома відцентровими насосами.

					ПФ НУК 131.61.20.07.ПЗ	Лист
						4
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

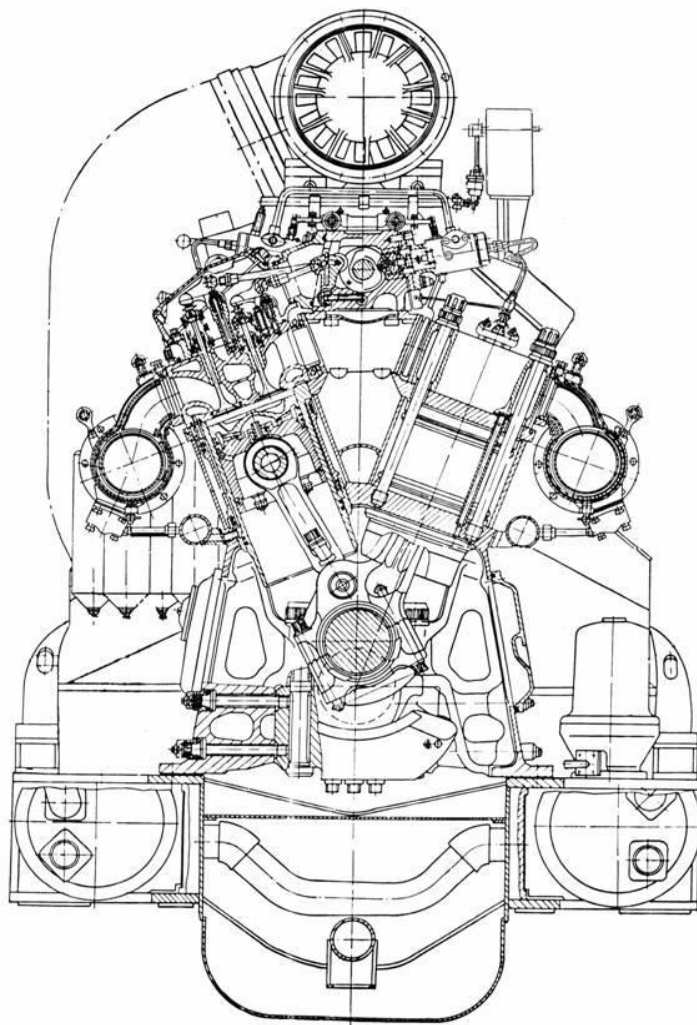


Рис. 1.2 - Поперечний розріз дизель-генератора

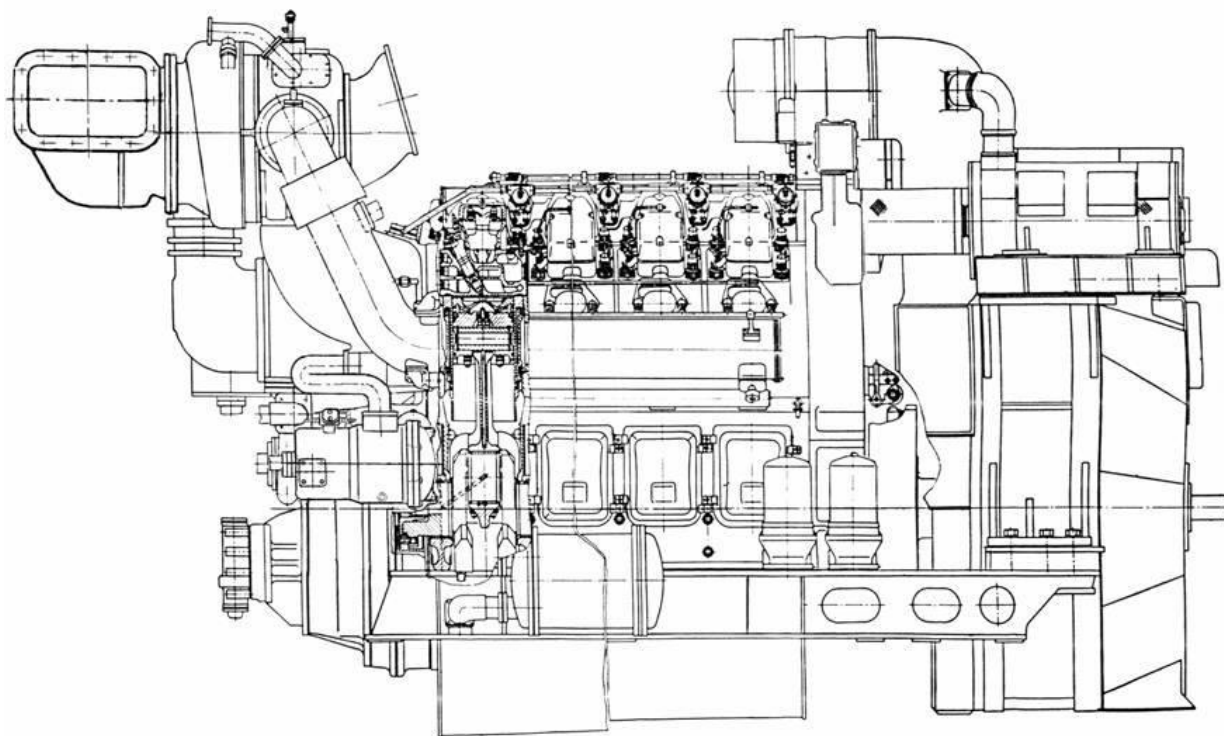


Рис. 1.3 - Подовжній розріз дизель-генератора

Зм.	Лист	№ док-м.	Підпис	Дата

ПФ НУК 131.61.20.07.ПЗ

Лист

5

1.1.2 Обґрунтування вибору генератору для двигун-генераторної установки

Визначимо основні технічні параметри двигун-генераторної установки

Початкові дані для розрахунку:

$P_e = 1360$ кВт - номінальна ефективна потужність двигуна;

$U_H = 380$ В - номінальна лінійна напруга;

$n_H = 750$ хв⁻¹ - номінальна частота обертання ротору генератора;

Номінальна фазна напруга, в В

$$U_{H.\phi} = \frac{U_H}{\sqrt{3}} = \frac{380}{\sqrt{3}} = 219.393$$

Ефективна потужність на валу електрогенератора, в кВт

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi}$$

де $\eta_{\Pi} = 0.985$ - коефіцієнт корисної дії передачі; при застосуванні для передачі з'єднувальної муфти, згідно [3 ст. 125] значення ККД $\eta_{\Pi} = (0,96...0,99)$

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 1360 \cdot 0.985 = 1339.6$$

Номінальна повна потужність на клеммах генераторної установки, в кВА

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi}$$

де $\cos\varphi = 0.85$ - коефіцієнт потужності, що залежить від типу генератора, і вказується виробником у супровідних документах.

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi} = \frac{1339.6}{0.85} = 1576$$

Номинальний фазний струм, в А

$$I_{н.ф} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{1576 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 2394.484$$

Розрахункова потужність, в кВА

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс}$$

де $k_{ерс} = 1.075$ - відношення електро-рушійної сили обмотки якоря при номінальному навантаженні E_H до номінальної напруги U_H , згідно [1 ст. 7] $k_{ерс} = (1,05...1,1)$

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 1576.000 \cdot 1.075 = 1694.200$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{1694.2 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 2574.071$$

Максимальна розрахункова потужність, з урахуванням пікових навантажень в мережі, в кВА

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H$$

де $k_H = 1.1$ - коефіцієнт навантаження генератора; згідно [4 ст. 253] рекомендоване значення знаходиться в діапазоні значень $k_H = (1,05...1,15)$

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 1694.2 \cdot 1.1 = 1863.62$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{1863.62 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 2831.478$$

Таким чином, на основі отриманих результатів обираємо з довідника [4 ст. 215] генератор моделі ГП-312, на базі якого буде створено двигун-генераторну установку моделі ДГУ - 1360.

1.2 Опис двигуна-прототипу.

Рама зварної конструкції призначена для установки на ній дизеля, генератора, настановного устаткування і кріплення дизель-генератора до рами тепловоза. До бічних і торцевих листів рами приварений піддон, що утворює місткість для мастила. Згори місткість закрита сітками. У нижній частині рами встановлений забірник мастила з сітками, через який мастило по трубі і каналам в приводі насосів поступає до насоса мастила. З боку ряду В на раму встановлений корпус для заливки мастила в раму з сіткою і вимірника рівня мастила. З боку ряду А в рамі розташована порожнина, в яку зливається мастило що скупчилося в ресивері блоку. Злив мастила з порожнини робиться через вентиль. На передній стінці рами передбачений штуцер для відведення мастила до маслопрокачувального насосу і штуцер для зливу мастила в раму з гідромуфти і редуктора.

Блок циліндрів є зварно-ливою конструкцією V- подібної форми, розділений на шість секцій. У розвалі блоку утворений ресивер надувочного повітря і канал для проходу мастила до підшипників колінчастого валу. В отвори блоку запресовані втулки з нержавіючої сталі.

Кожна кришка циліндра кріпиться до опорної плити блоку шпильками. До стоек блоку прикріплені болтами підвіски, підвіска виносного підшипника кріпиться болтами. Гайки болтів спираються на шайби.

У отвори, утворені стойками блоку і підвісками, встановлені вкладиші корінних підшипників. На сьомій стойці і підвісці встановлені півкільця упорного підшипника, що перешкоджають переміщенню колінчастого валу в осьовому напрямі.

З боку блоку, кришки мають запобіжні клапани, які відкриваються в аварійних випадках при підвищенні тиску в картері дизеля.

Корінний підшипник складається з верхнього і нижнього сталевих вкладишів, залитих свинцевою бронзою, на яку нанесено гальванічне покриття. Верхній і нижній вкладиші невзаємозамінні.

Верхній вкладиш на робочій поверхні має канавку і отвір, через який мастило поступає з каналу в стойці блоку циліндрів в підшипник.

					ПФ НУК 131.61.20.07.ПЗ	Лист
						8
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

Корінний підшипник складається із верхнього та нижнього сталевих вкладишів, залитих тонким шаром свинцевої бронзи, на яку нанесений тонкий шар сплаву олово-мідь-свинець з підшаром нікелю.

Колінчастий вал на усіх щоках колінчастого валу має противаги, прикріплені до валу шпильками, шайбами і гайками. Штифт-втулка призначена для центрування противаги на щоці.

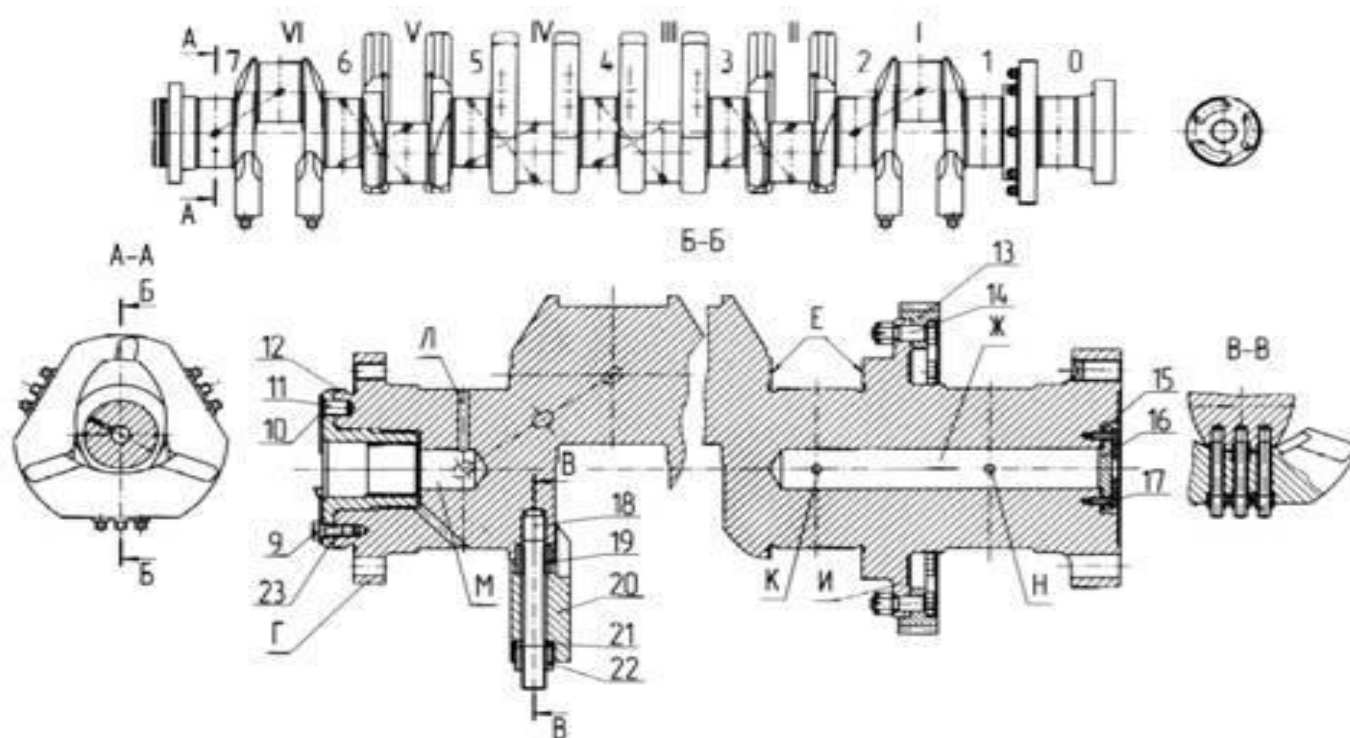


Рис. 1.4 – Колінчастий вал

У першої корінної шийки є упорні бурти, які обмежують осьове переміщення колінчастого валу. На фланець KB встановлюється демпфер в'язкого тертя. Демпфер заповнений силіконовою рідиною з в'язкістю від 70000 до 180000 сСт при 20°C.

На фланець відбору потужності встановлюється провідний диск муфти. Між нульовою і першою корінними шийками колінчастий вал має фланець, до якого болтами прикріплена шестерня, передавальна обертання шестерням приводу розподільного валу.

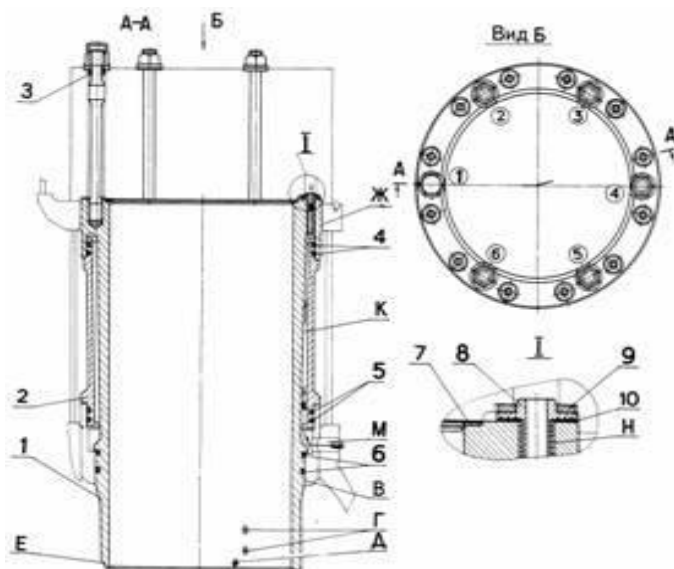


Рис. 1.5 – Гільза циліндру

Втулка циліндра кріпиться до кришки циліндра шпильками. Стик між кришкою і втулкою циліндра ущільнений сталеву омідненою прокладкою. У блоці втулка фіксується верхнім опорним поясом і нижнім опорним поясом. На втулку циліндра напресована сталевая сорочка. У отвори верхнього торця втулки циліндрів запресовані втулки.

Кришка циліндра лита з високоміцного чавуну. У кришці встановлені два впускні клапани і два випускні клапани.

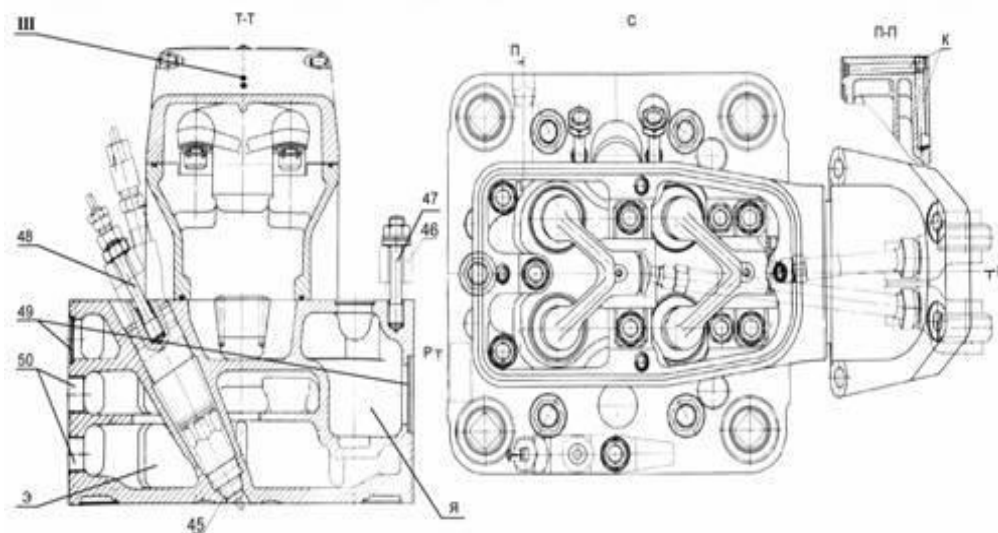


Рис. 1.6 – Кришка циліндру

Кожен клапан утримується в закритому стані двома пружинами. Пружини спираються на нижню тарілку і утримуються верхньою тарілкою, в яку встановлені два сухарі. Для оберігання верхнього торця клапана від розклепування встановлений ковпачок. Для утримання ковпачка у верхній тарілці встановлено стопорне кільце. До кришки циліндра кріпиться кришка закриття. Між кришкою закриття і лотком встановлений патрубок. Стик патрубку ущільнюється кільцями.

У закритті встановлені осі з важелями приводу клапанів. Осі фіксуються втулками. Впускні клапани в закритому стані прилягають посадочними фасками до фаскам днища кришки, випускні клапани до фаскам сідел, які утримуються в днищі кришки пружинними кільцями з жаростійкої сталі. Кожна пара однойменних клапанів відкривається одним важелем через штовхачі. Гідроштовхач складається з втулки, упору, пружин, кульки, штовхальника і ковпачка.

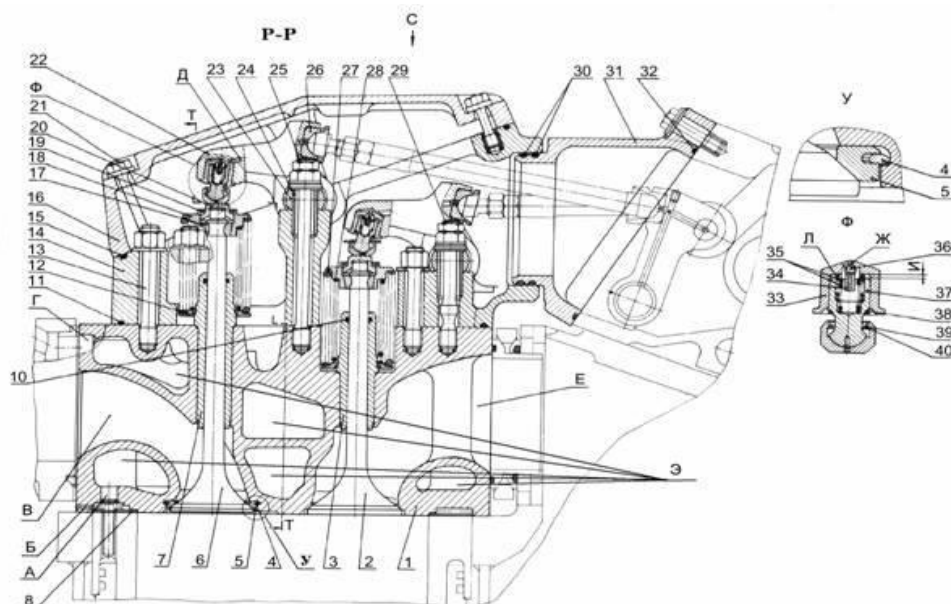


Рис. 1.7 – Кришка циліндру (поперечний розріз)

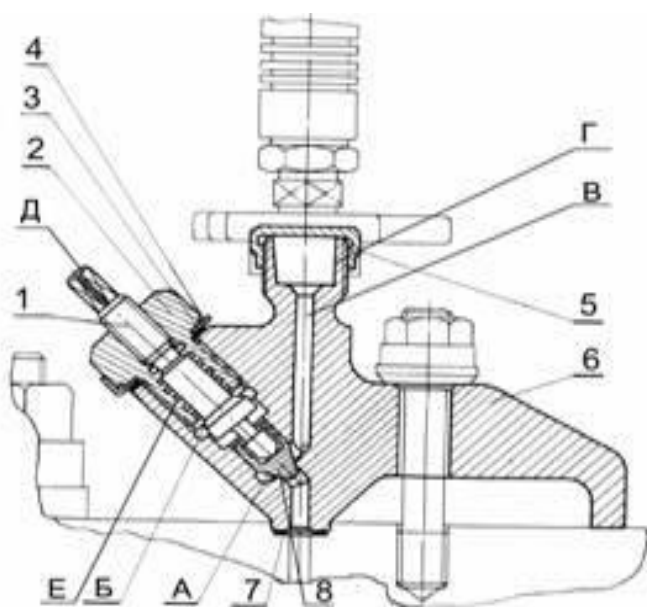


Рис. 1.8 – Індикаторний кран

Індикаторний кран, що встановлюється на кожній кришці циліндра, служить для продування циліндра, а також приєднання приладів для виміру тисків згорання і стискування в циліндрі.

Шпindel і наконечник крану мають конуси А і Б. Конус А служить для закриття каналу в корпусі, коли індикаторний кран закритий. Конус Б служить для ущільнення порожнині шпинделя І і штуцера 2 під час вимірів, коли кран відкритий.

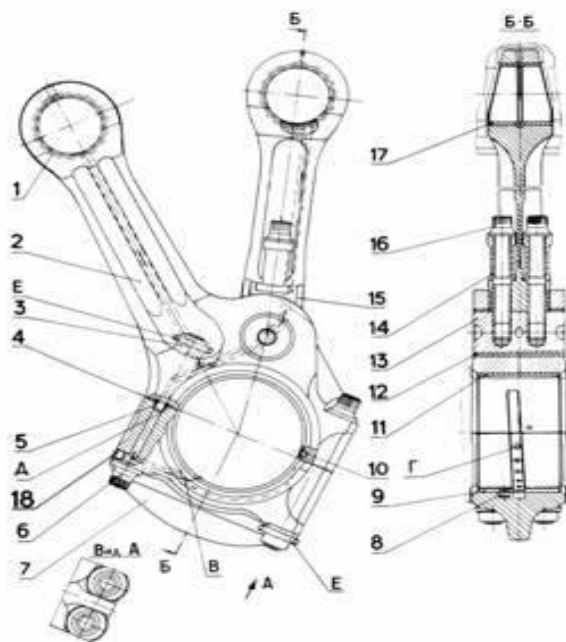


Рис. 1.9 – Шатунний механізм

У верхні голівки обох шатунів запресовані сталеві втулки і, покриті свинцевою бронзою. Нижня голівка головного шатуна має знімну кришку, яка кріпиться до стрижня чотирма болтами. Роз'єм нижньої голівки стрижня і кришки має зубці трапецеїдальної форми, кришки, що перешкоджають поперечному зміщенню. У нижню голівку головного шатуна встановлені верхній і нижній тонкостінні сталеві бронзові вкладиші. На антифрикційний шар свинцевої бронзи нанесено гальванічне покриття. Зовнішня поверхня вкладиша бронзована. Верхній і нижній вкладиші - невзаємозамінні.

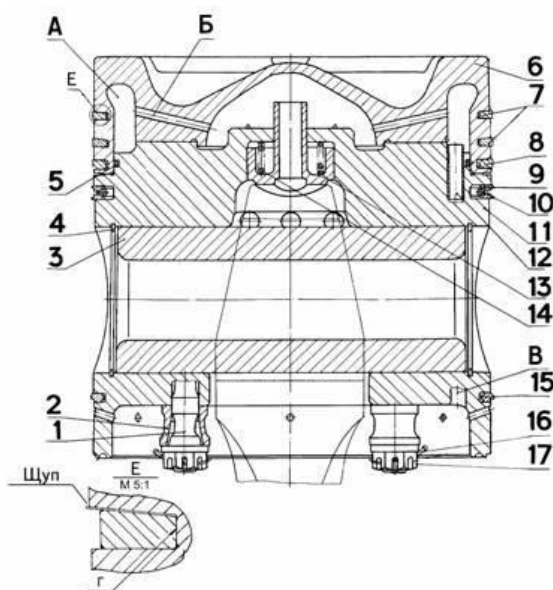


Рис. 1.10 – Поршень

Шатунний механізм призначений для перетворення поступальної ходи поршня в обертальний рух колінчастого валу. Шатунний механізм складається із стрижня головного і причіпного шатунів. Шатуни сполучені між собою пальцем, який встановлений у втулці, що запресована в провусину головного шатуна. Причіпний шатун кріпиться до пальця двома болтами з шліцьовими голівками.

Поршень складається із сталевий голівки 6 і алюмінієвого тронка, скріплених чотирма шпильками з гайками. Під гайками встановлені втулки. Гайки і шпильки застопорені дротом.

Поршень має два компресійні кільця з односторонньою трапецією, одно компресійне кільце і два маслоз'ємних кільця.

При монтажі роз'їм пружини розмістити в стику кільця. Робоча поверхня тронка покрита антифрикційним покриттям .

В отвори бобишок тронка встановлений поршневий палець плаваючого типу. Осьове переміщення пальця обмежується стопорними кільцями 4. Голівка поршня охолоджується мастилом.

Лоток призначений для розміщення в нім розподільного валу і важелів приводу клапанів. На нім встановлюються паливні насоси.

Корпус лотка відлив з алюмінієвого сплаву, кріпиться до блоку циліндрів шпильками і фіксується двома конічними штифтами.

Лоток складається з двох частин скріплених болтами і шпильками. У лотку встановлені розподільний вал, який обертається в роз'ємних алюмінієвих підшипниках і важелі.

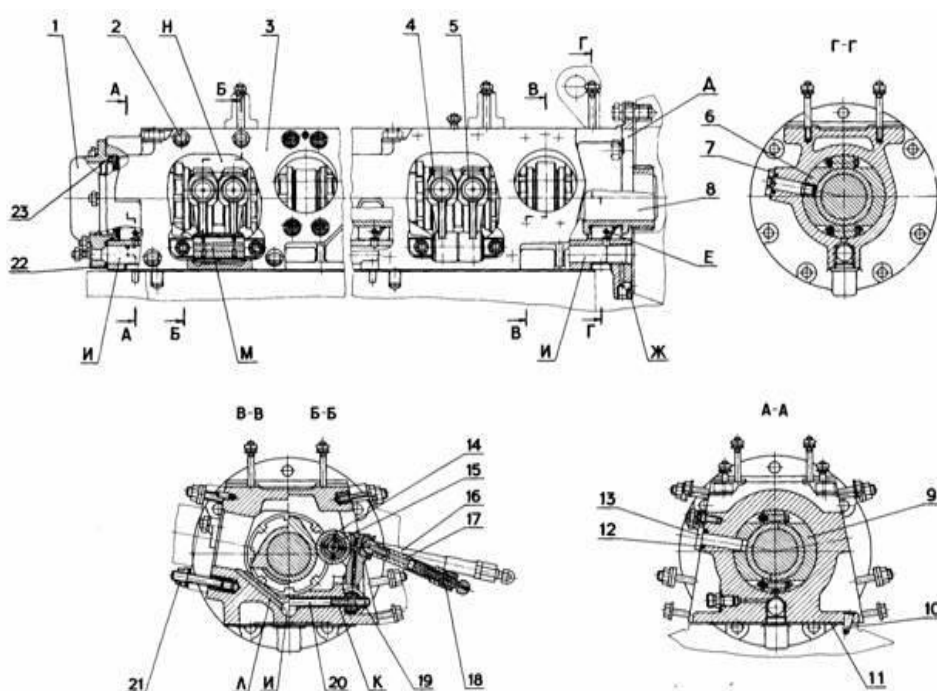


Рис. 1.11 – Лоток розподільного валу

Перший підшипник від фланця - упорний, утримуючий розподільний вал від осьового переміщення, стопориться в лотку фіксатором, опорні підшипники так само стопоряться фіксаторами. З переднього торця лоток закритий кришкою. Стик кришки і лотка ущільнюється гумовими кільцями.

Розподільний вал приводиться в обертання колінчастим валом за допомогою шестерень приводу і приводної втулки 7, напресованою на вал. Приводна втулка утворює опорно-упорну шийку, а втулки 1 - опорні шийки розподільного валу. Втулки 1, впускні 2, випускні 4 і паливні 5 кулаків складаються з двох половин, закріплених на валу гайками 11. Гайки застопорені болтами 9, які зав'язані дротом 10.

Шпонки 6 фіксують кулаки в строго певному положенні згідно з порядком роботи циліндрів дизеля. Кожен кулак служить приводом клапанів і паливних насосів ряду А і ряду В циліндрів.

Турбокомпресор розташований на кронштейні з переднього торця дизеля і складається з одноступінчастої осьової турбіни, працюючої за рахунок енергії випускних газів, одноступінчастого відцентрового компресора.

Направляючий апарат, що обертається, колесо компресора і диск турбіни змонтовані на одному валу ротора, який розташований в корпусах, сполучених між собою.

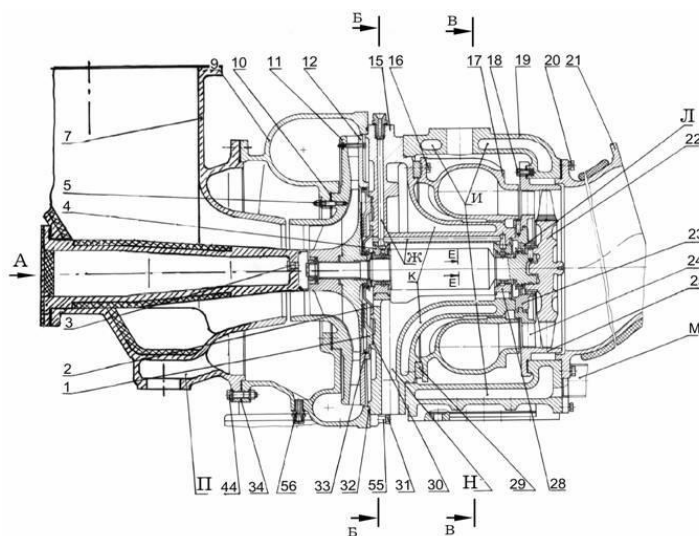


Рис. 1.12 – Турбокомпресор

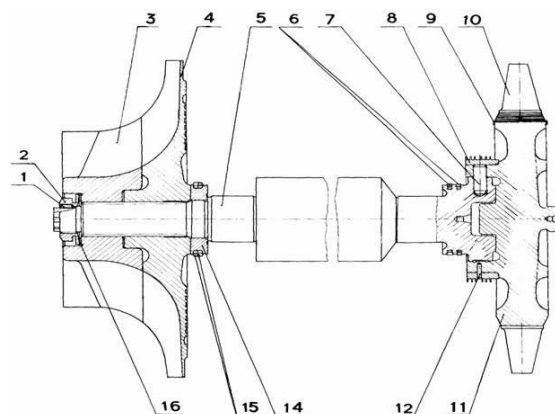


Рис. 1.13 – Ротор турбокомпресора

Корпус турбокомпресора складається з корпусу турбіни, середнього корпусу і корпусу компресора. Середній корпус складається з корпусу 15 і газового равлика 17. У середньому корпусі встановлені підшипники опорно-упорний 4 і опорний 28,

Зм.	Лист	№ док-м.	Підпис	Дата

ПФ НУК 131.61.20.07.ПЗ

Лист

14

лабіринт 1 і фланець 2, втулка 23, до якої штифтами кріпиться сопловий апарат 24. На стику половин корпусу середнього для герметичності встановлені ущільнювачі. Газовий равлик 17 двохзахідний, складається з двох половин що фіксуються фланцем 29 і прикріплених до корпусу 15 болтами 16.

Опорно-упорний 4 і опорний 28 підшипники демпферного типу. Корпус турбіни складається з корпусу 19, дифузора 25 і випускного патрубку 21. Дифузор і випускний патрубок до корпусу прикріплені болтами 18 і 20. Випускний патрубок покритий теплоізоляційним матеріалом.

Компресорна частина турбокомпресора складається з повітряного равлика 9, патрубка вхідного 7 і дифузора компресора. Повітряний равлик до корпусу середньому 15 кріпиться болтами 31. Стик між ними ущільнений гумовим кільцем 32. Вхідний патрубок 7 однозахідний. Вхідний патрубок має канал 11, по якому просочуються гази з картера дизеля. Патрубок до повітряного равлика кріпиться болтами 44.

Ротор складається з валу 5, ОНА 3, колеса 4 компресори, диска 11 турбін з робочими лопатками 10, напольгливої втулки 14 і лабіринтової втулки 8. Вал ротора має дві опорні шийки.

Для підведення випускних газів до турбокомпресора на кожен ряд циліндрів встановлені випускний колектор і трубопровід газовий охолоджуваного типу.

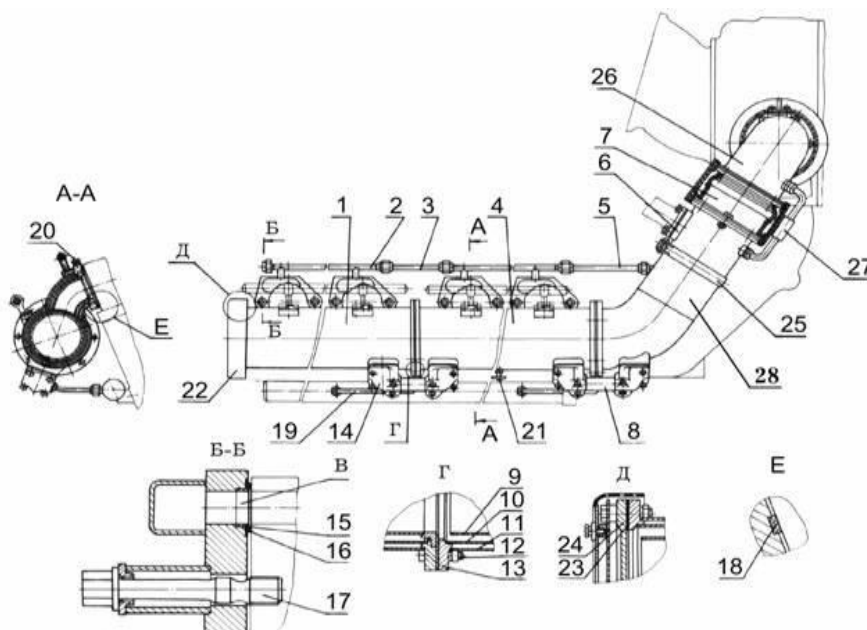


Рис. 1.14 – Випускний колектор

Випускний колектор складається з двох ланок 1 і 4 і торцевого фланця 24, сполучених болтами 12. Між ланками, а також між ланками і фланцями 24 поставлені прокладення 13, 23.

Охолоджувач наддувочного повітря встановлений на кронштейні і кріпиться до дизеля шпильками. Кронштейн до блоку циліндрів кріпиться болтами.

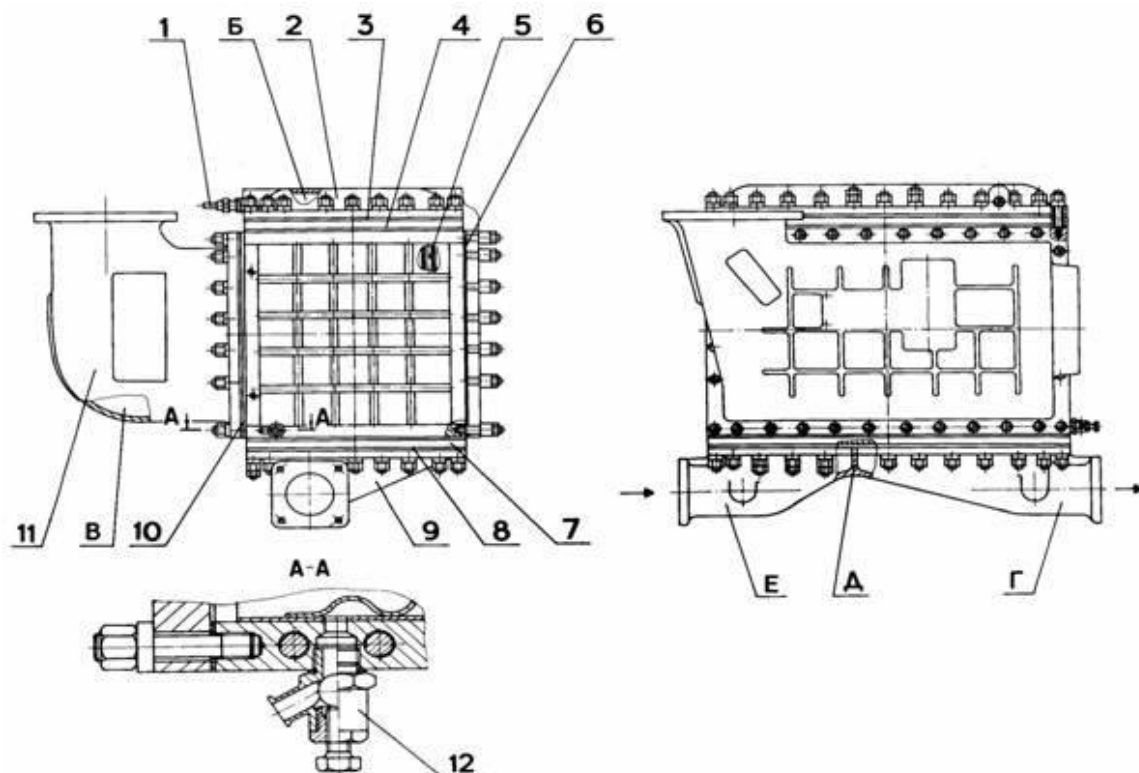


Рис. 1.15 – Охолоджувач наддувочного повітря

Охолоджувач наддувочного повітря складається з охолоджувальної секції, патрубка 11, верхньою 2 і нижньою 9 кришок. Охолоджувальна секція складається з корпусу, верхньою 4 і нижньою 7 трубних дощок, в отворах яких закріплені оребрені труби 5. Стик кронштейна з блоком ущільнюється прокладенням і гумовим кільцем.

Паливна система призначена для подання палива в дизель на різних режимах роботи. При роботі дизеля паливо з системи тепловоза по трубі 6 через фільтри тонкого очищення 8 поступає до паливних насосів 3, пов'язаним з форсунками 5 паливопроводом високого тиску 4.

Для підтримки заданого тиску в паливній системі встановлений редукційний клапан 10. Повітря з системи видаляється відкриттям вентиля 9.

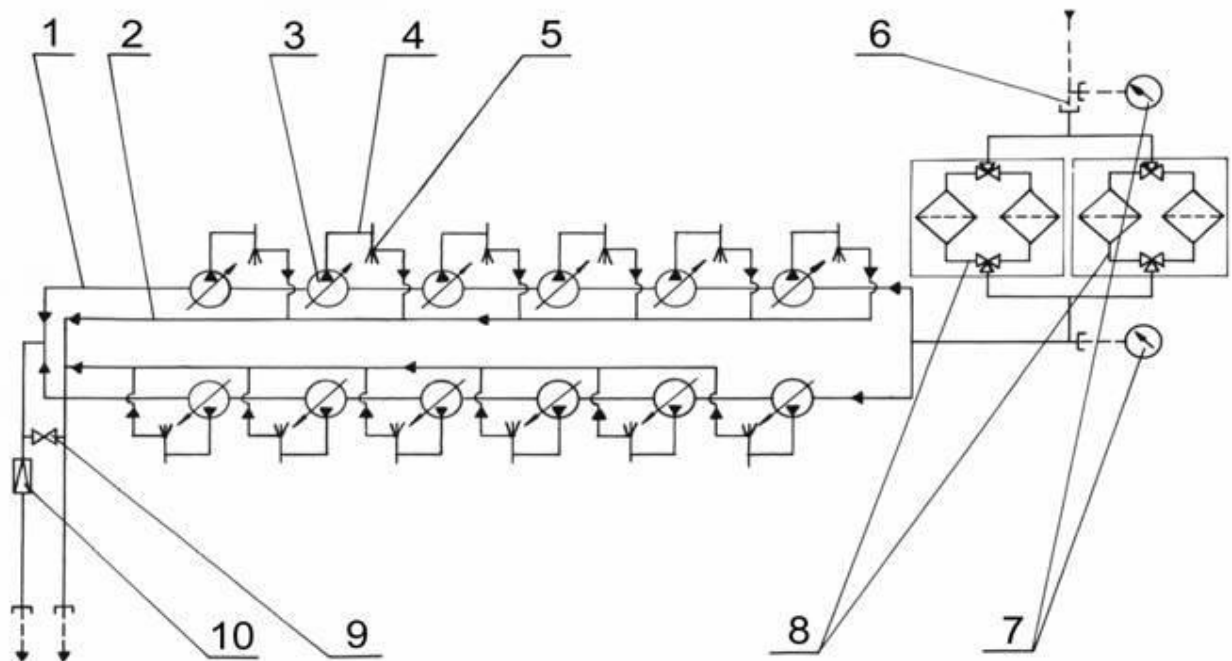


Рис. 1.15 – Система подачі палива

Масляний насос - шестерінчастого типу, односекційний, нереверсивний. Шестерні – сталеві, косозубі. Корпус 1 має порожнини для провідної шестерні 47 і веденою 46.

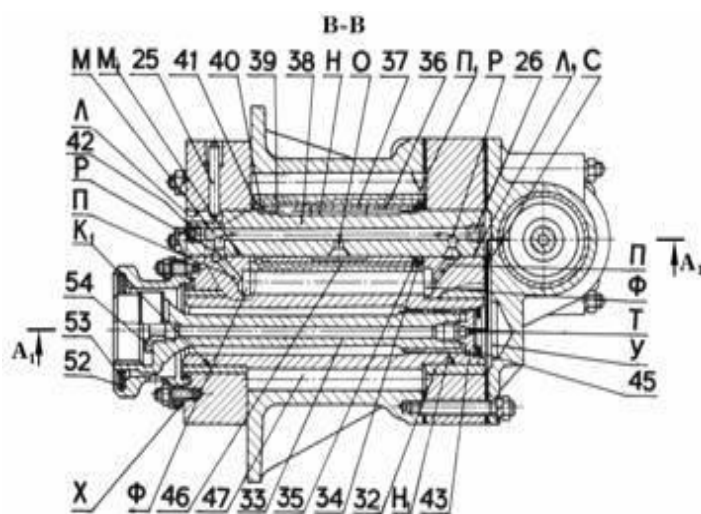


Рис. 1.16 – Масляний насос.

Для опори цапф провідної шестерні в кришках 23 і 3 є отвори, в які встановлені бронзові втулки 22 і 32, на внутрішній діаметр яких нанесено олов'яно-свинцеве покриття.

У корпусі відлили: порожнина Ю1 підведення мастила і Щ відведення мастила.

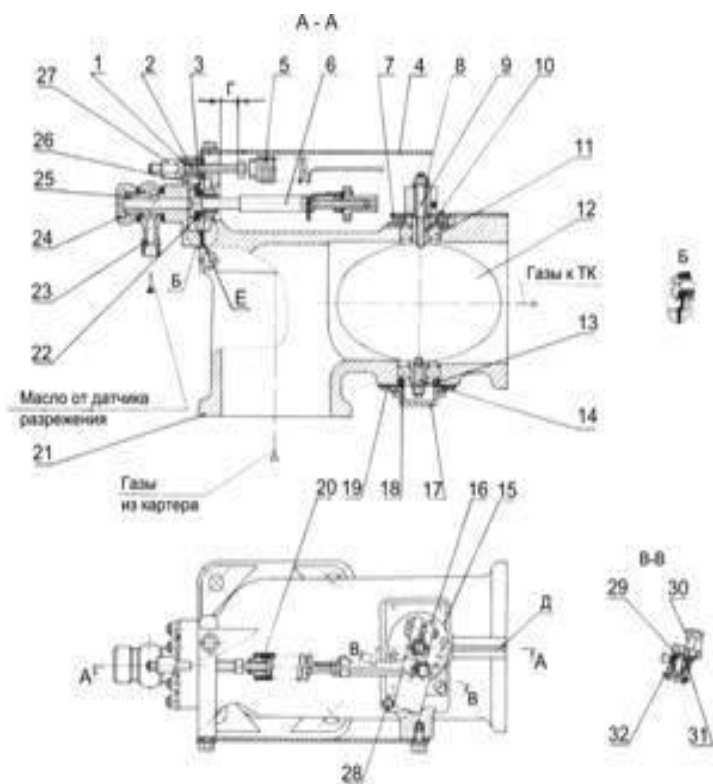
Торці корпусу закриті кришками: внутрішньою 23 і зовнішньою 3.

Кришки кріпляться до корпусу шпильками.

Для мастила і охолодження внутрішніх поверхонь втулок 22 і 32 мастило подається з порожнини нагнітання Щ через систему каналок, розташованих на внутрішніх торцях кришок 23 і 3. На провідній шестерні є шліци, що з'єднуються з приводним валом 33. Обмежують осьове переміщення приводного валу упор 43, кільце 53 і кільця стопорні 45,52.

Водяний насос відцентрового типу призначений для подання охолоджувальної рідини в систему охолодження дизеля і встановлюється на приводі насосів. Робоче колесо 4 насоси розміщені в равлику 12, яка кріпиться до кронштейна 11. Обертання колеса 4 здійснюється валом 10, який встановлений на шарикопідшипниках 21 і 22, розміщених в кронштейні 11. Вал 10 наводиться в обертання від приводу насосів за допомогою шліцьового з'єднання.

Система вентиляції картера запобігає витокам мастила і газів через проміжки у валів, що виходять назовні, а також через нещільність в з'єднаннях.



Основними елементами системи вентиляції є масловіддільник 6, датчик розрідження А, заслінка керована б, манометр рідинний В і труби 3, 4, 5, 7, 8, що сполучають ці складальні одиниці з картером дизеля і зі всмоктувальним патрубком турбокомпресора.

Рис. 1.17 – Елемент системи розрідження.

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Визначення параметрів робочого циклу газодизельного двигуна.

2.1.1 Початкові дані:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 1360$	
Ступінь стиску	$\varepsilon = 12.5$	[2, ст 8]
Частота обертання колінчастого валу, хв ⁻¹	$n = 750$	
Число циліндрів	$i = 12$	
Тиск наддуву, в кПа	$p_B = 190$	
Коефіцієнт тактності	$Z = 4$	

2.1.2 Вихідні данні теплового розрахунку

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1.73$	[2, ст 8]
Тиск навколишнього середовища, в кПа	$p_a = 101.3$	[2, ст 9]
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293$	[2, ст 9]
Підігрів свіжого заряду, в К	$\Delta T = 20$	[2, ст 9]
Температура відпрацьованих газів, в К	$T_r = 840$	[2, ст 9]
Максимальний тиск згоряння, кПа	$p_{\max} = 10500$	[2, ст 9]
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_Z = 0.826$	[2, ст 10]
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0.97$	[2, ст 10]

Паливо рідке: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

Нижча теплота згоряння рідкого палива за формулою Менделєєва, в кДж / кг

$$Q_{н.р} = [33.91 \cdot C + 105.6 \cdot H - 10.88 \cdot (O - S) - 2.514 \cdot W]$$

де $C = 0.87$ - вміст вуглецю в паливі;

$H = 0.126$ - вміст водню в паливі;

$O = 0.004$ - вміст кисню в паливі;

$S = 0$ - вміст сірки в паливі;

$W = 0.1$ - вміст вологи в паливі;

$$Q_{н.р} = \sum \begin{bmatrix} 33.91 \cdot C \\ 105.6 \cdot H \\ -10.88 \cdot (O - S) \\ -2.514 \cdot W \end{bmatrix} \cdot 10^3 = \sum \begin{bmatrix} 33.91 \cdot 0.87 \\ 105.6 \cdot 0.126 \\ -10.88 \cdot (0.004 - 0) \\ -2.514 \cdot 0.1 \end{bmatrix} \cdot 10^3 = 42512.38$$

Газове паливо: Природний газ, ГОСТ 5542-87

Склад: у % в об'ємних долях

Метан	$\text{CH}_4 = 97$	$R_{\text{CH}_4} = \text{CH}_4 \cdot 0.01 = 0.97$
Етан	$\text{C}_2\text{H}_6 = 1.5$	$R_{\text{C}_2\text{H}_6} = \text{C}_2\text{H}_6 \cdot 0.01 = 0.015$
Пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 = 0.3$	$R_{\text{C}_3\text{H}_8} = \text{C}_3\text{H}_8 \cdot 0.01 = 3 \times 10^{-3}$
Бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} = 0.2$	$R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = \text{C}_4\text{H}_{10} \cdot 0.01 = 0.002$
Пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} = 0$	$R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} = \text{C}_5\text{H}_{12} \cdot 0.01 = 0$
Двоокис вуглецю	$\text{CO}_2 = 0.5$	$R_{\text{CO}_2} = \text{CO}_2 \cdot 0.01 = 0.005$
Чадний газ	$\text{CO} = 0$	$R_{\text{CO}} = \text{CO} \cdot 0.01 = 0$
Азот	$\text{N}_2 = 0.5$	$R_{\text{N}_2} = \text{N}_2 \cdot 0.01 = 0.005$
Кисень	$\text{O}_2 = 0$	$R_{\text{O}_2} = \text{O}_2 \cdot 0.01 = 0$
Водень	$\text{H}_2 = 0$	$R_{\text{H}_2} = \text{H}_2 \cdot 0.01 = 0$

Перевірка суми складових компонентів газового палива, у %

$$\Sigma_{\text{к.п}} = \sum \begin{pmatrix} \text{CH}_4 \\ \text{C}_2\text{H}_6 \\ \text{C}_3\text{H}_8 \\ \text{C}_4\text{H}_{10} \\ \text{C}_5\text{H}_{12} \\ \text{CO}_2 \\ \text{CO} \\ \text{N}_2 \\ \text{O}_2 \\ \text{H}_2 \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 97 \\ 1.5 \\ 0.3 \\ 0.2 \\ 0 \\ 0.5 \\ 0 \\ 0.5 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = 100$$

Найнижча теплота згоряння газового палива, в кДж / м³:

$$Q_{\text{н.г}} = \sum \begin{pmatrix} 108 \cdot \text{H}_2 \\ 126.3 \cdot \text{CO} \\ 358.2 \cdot \text{CH}_4 \\ 637.3 \cdot \text{C}_2\text{H}_6 \\ 912.3 \cdot \text{C}_3\text{H}_8 \\ 1186 \cdot \text{C}_4\text{H}_{10} \\ 1460 \cdot \text{C}_5\text{H}_{12} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 108 \cdot 0 \\ 126.3 \cdot 0 \\ 358.2 \cdot 97 \\ 637.3 \cdot 1.5 \\ 912.3 \cdot 0.3 \\ 1186 \cdot 0.2 \\ 1460 \cdot 0 \end{pmatrix} = 36212.24$$

2.1.3 Параметри процесу наповнення

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг рідкого палива,

в $\frac{\text{кмоль повітря}}{\text{кг палива}}$

$$L_{0p.п} = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.87}{12} + \frac{0.126}{4} - \frac{0.004}{32} \right) = 0.495$$

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг газового палива, в

$\frac{\text{кмоль повітря}}{\text{кмоль газу}}$

$$L_{0гп} = \frac{1}{0.21} \cdot \sum \begin{bmatrix} \frac{1}{2} \cdot (R_{CO} + R_{H_2}) \\ \left(1 + \frac{1}{4} \cdot 4\right) \cdot R_{CH_4} \\ \left(2 + \frac{1}{4} \cdot 6\right) \cdot R_{C_2H_6} \\ \left(3 + \frac{1}{4} \cdot 8\right) \cdot R_{C_3H_8} \\ \left(4 + \frac{1}{4} \cdot 10\right) \cdot R_{C_4H_{10}} \\ \left(5 + \frac{1}{4} \cdot 12\right) \cdot R_{C_5H_{12}} \\ -O_2 \end{bmatrix} = \frac{1}{0.21} \cdot \sum \begin{bmatrix} \frac{1}{2} \cdot (0 + 0) \\ \left(1 + \frac{1}{4} \cdot 4\right) \cdot 0.97 \\ \left(2 + \frac{1}{4} \cdot 6\right) \cdot 0.015 \\ \left(3 + \frac{1}{4} \cdot 8\right) \cdot 0.003 \\ \left(4 + \frac{1}{4} \cdot 10\right) \cdot 0.002 \\ \left(5 + \frac{1}{4} \cdot 12\right) \cdot 0 \\ -0 \end{bmatrix} = 9.621$$

Маса рідкого палива на 1 кмоль спаленого газу

$$q = \frac{22.4 \cdot V_{сж}}{V_{г}}$$

де $V_{сж} = 7.79 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$ - масова витрата рідкого палива (приймаємо 3% від номінальної)

$V_{г} = 310 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$ - масова витрата газу (приймаємо $0,1 \frac{\text{нм}^3}{\text{кВт}}$)

$$q = \frac{22.4 \cdot V_{сж}}{V_{г}} = \frac{22.4 \cdot 7.79}{310} = 0.563$$

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

$$M_1 = 1 + \alpha \cdot L_{0гп} = 1 + 1.73 \cdot 9.621 = 17.645$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в кмоль

Двоокису вуглецю CO₂

$$M_{CO_2} = q \cdot \frac{C}{12} + \sum \begin{pmatrix} R_{CO} \\ 1 \cdot R_{CH_4} \\ 2 \cdot R_{C_2H_6} \\ 3 \cdot R_{C_3H_8} \\ 4 \cdot R_{C_4H_{10}} \\ 5 \cdot R_{C_5H_{12}} \\ 5 \cdot R_{CO_2} \end{pmatrix} = 0.563 \cdot \frac{0.87}{12} + \sum \begin{pmatrix} 0 \\ 0.97 \\ 2 \cdot 0.015 \\ 3 \cdot 3 \times 10^{-3} \\ 4 \cdot 2 \times 10^{-3} \\ 5 \cdot 0 \\ 5 \cdot 5 \times 10^{-3} \end{pmatrix} = 1.083$$

Водяної пари H₂O

$$M_{H_2O} = \sum \begin{pmatrix} R_{H_2} \\ \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot R_{CH_4} \\ \frac{1}{2} \cdot 6 \cdot R_{C_2H_6} \\ \frac{1}{2} \cdot 8 \cdot R_{C_3H_8} \\ \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot R_{C_4H_{10}} \\ \frac{1}{2} \cdot 12 \cdot R_{C_5H_{12}} \\ \frac{1}{2} \cdot q \cdot H \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot 0.97 \\ \frac{1}{2} \cdot 6 \cdot 0.015 \\ \frac{1}{2} \cdot 8 \cdot 3 \times 10^{-3} \\ \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot 2 \times 10^{-3} \\ \frac{1}{2} \cdot 12 \cdot 0 \\ \frac{1}{2} \cdot 0.563 \cdot 0.126 \end{pmatrix} = 2.042$$

Кисню O₂

$$M_{O_2} = 0.21 \cdot \sum \begin{bmatrix} (\alpha - 1) \cdot L_{0_{гп}} \\ -q \cdot L_{0_{р.п}} \end{bmatrix} = 0.21 \cdot \sum \begin{bmatrix} (1.73 - 1) \cdot 9.621 \\ -0.563 \cdot 0.495 \end{bmatrix} = 1.416$$

Азоту N₂

$$M_{N_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_{0_{гп}} + R_{N_2} = 0.79 \cdot 1.73 \cdot 9.621 + 5 \times 10^{-3} = 13.155$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 1.083 \\ 2.042 \\ 1.416 \\ 13.155 \end{pmatrix} = 17.696$$

Зміна об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 17.696 - 17.645 = 0.051$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{17.696}{17.645} = 1.003$$

2.1.4 Параметри процесу наповнення

Температура повітря після нагнітача, в К

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}$$

де $n_k = 1.6$ - показник політропи в компресорі;

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 293 \cdot \left(\frac{190}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 370.934$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

$\Delta T_{\text{int}} = 65$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{\text{int}} = 10 - 70$ К)

$$T_{\text{int}} = T_B - \Delta T_{\text{int}} = 370.934 - 65 = 305.934$$

Температура газоповітряної суміші, в К

$$T_{\text{см}} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \cdot L_{0_Г.П} \cdot T_{\Gamma}}{1 + \alpha \cdot L_{0_Г.П}}$$

де $T_{\Gamma} = 310$ К - температура газу.

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \cdot L_{0гп} \cdot T_r}{1 + \alpha \cdot L_{0гп}} = \frac{305.934 + 1.73 \cdot 9.621 \cdot 310}{1 + 1.73 \cdot 9.621} = 309.77$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа.

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

де $\Delta p_{охл} = 3$ кПа - перепад тиску в охолоджувачі

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 190 - 3 = 187$$

Тиск газоповітряної суміші при зовнішньому сумішоутворенні дорівнює тиску наддуву, в кПа

$$p_{cm} = p_{int} = 187$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

де $k = 0.95$ - коефіцієнт ефективності системи впуску (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 190 = 180.5$$

Тиск залишкових газів, в кПа

$$p_r = 1.07 \cdot p_{int} = 1.07 \cdot 187 = 200.09$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_{cm} + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{309.77 + 20}{840} \cdot \frac{200.09}{12.5 \cdot 180.5 - 200.09} = 0.04$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, коефіцієнт залишкових газів знаходиться в діапазоні, $g_r = (0,03...0,06)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{T_{cm} \cdot (\varepsilon \cdot p_d - p_r)}{(T_{cm} + \Delta T) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot p_{cm}} = \frac{309.77 \cdot (12.5 \cdot 180.5 - 200.09)}{(309.77 + 20) \cdot (12.5 - 1) \cdot 187} = 0.898$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, коефіцієнт наповнення циліндру, знаходиться в діапазоні $\Phi_c = (0,85...0,95)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{309.77 + 20 + 0.038 \cdot 840}{1 + 0.038} = 348.545$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, температура кінця впуску знаходиться в діапазоні $T_d = (310...350)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

2.1.5 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску обираємо згідно номограми, з [2, ст 15]

$$n_1 = 1.374$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 180.5 \cdot 12.5^{1.374} = 5802.719$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, тиск кінця стиснення знаходиться в діапазоні $p_c = (2900...7000)$ кПа. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1} = 348.545 \cdot 12.5^{1.374-1} = 896.402$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, температура кінця стиснення знаходиться в діапазоні $T_c = (700...1000)$ К. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.003 + 0.038}{1 + 0.038} = 1.003$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, коефіцієнт молекулярної зміни знаходиться в діапазоні $\beta = (1,0...1,01)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{p_{\max}}{p_c} = \frac{10500}{5802.719} = 1.809$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, ступінь тиску при згоряння знаходиться в діапазоні $\lambda = (1,8...2,5)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт надлишку повітря на лінії розширення

$$\alpha_p = \frac{\alpha}{1 + q \cdot \frac{L_{0p.p}}{L_{0гп}}} = \frac{1.73}{1 + 0.563 \cdot \frac{0.495}{9.621}} = 1.681$$

Середня питома теплоємність свіжого заряду при $V=\text{const}$, в проміжку температур $0...t^{\circ}\text{C}$

$$C'_V = \left(\begin{array}{l} R_{\text{CH}_4} \cdot C_{V3} + R_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot C_{V3} + R_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot C_{V3} \dots \\ + R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot C_{V3} + R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot C_{V3} + R_{\text{CO}_2} \cdot C_{V3} \dots \\ + R_{\text{CO}} \cdot C_{V2} + R_{\text{N}_2} \cdot C_{V2} + R_{\text{O}_2} \cdot C_{V2} \dots \\ + R_{\text{H}_2} \cdot C_{V2} + \text{C} \cdot C_{V1} + \text{H} \cdot C_{V1} + \text{O} \cdot C_{V1} \end{array} \right) \cdot 4.18$$

де C_{VK} - питома середня мольна теплоємність компонента свіжого заряду та продуктів згоряння при даній температурі.

$C_{V3} = 29.31$ - для 3-х і багатоатомних компонентів;

$C_{V2} = 20.93$ - для 2-х атомних компонентів;

$C_{V1} = 12.56$ - для одноатомних компонентів.

$$C'_V = \sum \left(\begin{array}{l} R_{\text{CH}_4} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{CO}_2} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{CO}} \cdot C_{V2} \\ R_{\text{N}_2} \cdot C_{V2} \\ R_{\text{O}_2} \cdot C_{V2} \\ R_{\text{H}_2} \cdot C_{V2} \\ \text{C} \cdot C_{V1} \\ \text{H} \cdot C_{V1} \\ \text{O} \cdot C_{V1} \end{array} \right) \cdot 4.18 = \sum \left(\begin{array}{l} 0.97 \cdot 29.31 \\ 0.015 \cdot 29.31 \\ 3 \times 10^{-3} \cdot 29.31 \\ 2 \times 10^{-3} \cdot 29.31 \\ 0.29.31 \\ 5 \times 10^{-3} \cdot 29.31 \\ 0.20.93 \\ 5 \times 10^{-3} \cdot 20.93 \\ 0.20.93 \\ 0.20.93 \\ 0.87 \cdot 12.56 \\ 0.126 \cdot 12.56 \\ 4 \times 10^{-3} \cdot 12.56 \end{array} \right) \cdot 4.18 = 174.841$$

Склад продуктів згоряння в об'ємних долях:
двоокису вуглецю:

$$R_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2}}{M_2} = \frac{1.083}{17.696} = 0.061 \quad \text{або у \%} \quad R_{\text{CO}_2} \cdot 100 = 6.1$$

водяної пари:

$$R_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2} = \frac{2.042}{17.696} = 0.115 \quad \text{або у \%} \quad R_{H_2O} \cdot 100 = 11.542$$

кисню:

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2} = \frac{1.416}{17.696} = 0.08 \quad \text{або у \%} \quad R_{O_2} \cdot 100 = 8.004$$

азоту:

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} = \frac{13.155}{17.696} = 0.743 \quad \text{або у \%} \quad R_{N_2} \cdot 100 = 74.3$$

Середня питома теплоємність продуктів згоряння при $V=\text{const}$, в проміжку температур $0...t^\circ\text{C}$

$$C''_V = (R_{CO_2} \cdot C_{V3} + R_{N_2} \cdot C_{V2} + R_{O_2} \cdot C_{V2} + R_{H_2O} \cdot C_{V3}) \cdot 4.18 = 93.674$$

Максимальна температура циклу, в К

$$T_z = \frac{\left[\frac{\xi_z \cdot (22.4 \cdot Q_{H.г} + q \cdot Q_{H.р})}{\beta \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_{0гп})} + \frac{C'_V \cdot T_c}{\beta} \right]}{C''_V}$$

$$\text{де } A = \xi_z \cdot \left(22.4 \cdot Q_{H.г} + q \cdot Q_{H.р} \right) = 0.826 \cdot (22.4 \cdot 36212.24 + 0.563 \cdot 42512.38) = 689779.37$$

$$B = [\beta \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_{0гп})] = 1.003 \cdot (1 + 0.038) \cdot (1 + 1.73 \cdot 9.621) = 18.37$$

$$C = \frac{C'_V \cdot T_c}{\beta} = \frac{174.841 \cdot 896.402}{1.003} = 156290.572$$

$$T_z = \frac{\left(\frac{A}{B} + C \right)}{C''_V} = \frac{\frac{689779.370}{18.370} + 156290.572}{93.674} = 2069.301$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, температура кінця згоряння знаходиться в діапазоні $T_z = (2000...2300)\text{К}$. Отримане в результаті розрахунків значення не входить в заданий діапазон через низьку теплоту газового палива.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.003 \cdot 2069.301}{1.809 \cdot 896.402} = 1.279$$

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12.5}{1.279} = 9.771$$

Середній показник політропи розширення, обираємо згідно номограми з джерела [2, ст. 20]

$$n_2 = 1.220$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{10500}{9.771^{1.22}} = 650.836$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, тиск кінця розширення знаходиться в діапазоні $p_b = (400 \dots 650)$ кПа. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2069.301}{9.771^{1.22-1}} = 1253.252$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, температура кінця розширення знаходиться в діапазоні $p_b = (900 \dots 1300)$ К. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1253.252}{\sqrt[3]{\frac{650.836}{200.09}}} = 845.843$$

Похибка по температурі залишкових газів

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|840 - 845.843|}{840} \cdot 100 = 0.696$$

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

2.1.8 Індикаторні показники робочого тіла

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi}' = A \cdot (B + C - D)$$

$$\text{де } A = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} = \frac{5802.719}{12.5 - 1} = 504.584$$

$$\underline{B} = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.809 \cdot (1.279 - 1) = 0.505$$

$$\underline{C} = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.809 \cdot 1.279}{1.22 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{9.771^{1.22 - 1}} \right) = 4.15$$

$$D = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.374 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12.5^{1.374 - 1}} \right) = 1.634$$

$$p_{mi}' = A \cdot (B + C - D) = 504.584 \cdot (0.505 + 4.15 - 1.634) = 1524.275$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.97 \cdot 1524.275 = 1478.547$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, середній теоретичний індикаторний тиск знаходиться в діапазоні $p_{mi} = (950 \dots 1800)$ кПа. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = 1.985 \cdot \frac{(1 + \alpha \cdot L_{0\Gamma\Pi}) \cdot T_{cm} \cdot p_{mi}}{p_{cm} \cdot \Phi_c \cdot (22.4 \cdot Q_{H,\Gamma} + q \cdot Q_{H,p})} \cdot 4.186$$

$$\text{де } \underline{A} = \frac{(1 + \alpha \cdot L_{0\Gamma\Pi})}{(22.4 \cdot Q_{H,\Gamma} + q \cdot Q_{H,p})} = \frac{1 + 1.73 \cdot 9.62}{22.4 \cdot 3.62 \times 10^4 + 0.56 \cdot 4.25 \times 10^4} = 2.11 \times 10^{-5}$$

$$\underline{B} = \frac{T_{cm} \cdot p_{mi}}{(p_{cm} \cdot \Phi_c)} = \frac{309.77 \cdot 1.479 \times 10^3}{187 \cdot 0.898} = 2.727 \times 10^3$$

$$\eta_i = 1.985 \cdot A \cdot B \cdot 4.186 = 1.985 \cdot 2.113 \times 10^{-5} \cdot 2.727 \times 10^3 \cdot 4.186 = 0.479$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, індикаторний ККД знаходиться в діапазоні $\eta_i = (0,40 \dots 0,50)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Доля теплоти уведеної рідким паливом

$$\underline{q} = \frac{V_{сж} \cdot Q_{H,p}}{(V_{\Gamma} \cdot Q_{H,\Gamma} + V_{сж} \cdot Q_{H,p})} = \frac{7.79 \cdot 42512.38}{310 \cdot 36212.24 + 7.79 \cdot 42512.38} = 0.029$$

Питома індикаторна витрата палива, в $\text{м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$

$$V_i = \frac{632 \cdot (1 - q)}{\eta_i \cdot Q_{H,\Gamma}} \cdot \frac{4.18}{0.736} = \frac{632 \cdot (1 - 0.029)}{0.479 \cdot 36212.24} \cdot \frac{4.18}{0.736} = 0.201$$

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

$$b_i = \frac{632 \cdot q}{\eta_i \cdot Q_{H.P}} \cdot \frac{4.18}{0.736} = \frac{632 \cdot 0.029}{0.479 \cdot 42512.38} \cdot \frac{4.18}{0.736} = 0.005$$

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

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

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

де $S_{\text{пр}} = 0.26$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{\text{п.ср}} = \frac{S_{\text{пр}} \cdot n}{30} = \frac{0.26 \cdot 750}{30} = 6.5$$

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_m + b_m \cdot V_{\text{п.ср}})$$

де $a_m = 0.088$ - емпіричні коефіцієнти в формулі механічних втрат, що залежать від конструктивних особливостей двигунів;
 $b_m = 0.0118$

$$p_M = (a_m + b_m \cdot V_{\text{п.ср}}) \cdot 10^3 = (0.088 + 0.012 \cdot 6.5) \cdot 10^3 = 164.7$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{\text{ме}} = p_{\text{мі}} - p_M = 1.479 \times 10^3 - 164.7 = 1.314 \times 10^3$$

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{\text{ме}}}{p_{\text{мі}}} = \frac{1313.847}{1478.547} = 0.889$$

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.479 \cdot 0.889 = 0.425$$

Питома ефективна витрата газового палива, в $\text{м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$

$$V_e = \frac{V_i}{\eta_M} = \frac{0.201}{0.889} = 0.226$$

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

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_M} = \frac{0.005}{0.889} = 0.006$$

Годинна витрата газу, в $\text{м}^3 / \text{год}$

$$V_{\Gamma} = V_e \cdot P_e = 0.226 \cdot 1360 = 307.768$$

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 5.687 \times 10^{-3} \cdot 1.36 \times 10^3 = 7.734$$

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot Z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{p_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{1360 \cdot 10^3}{1313.847 \cdot 750} = 165.621$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{165.621}{12} = 13.802$$

Діаметр циліндру, в мм

$$d = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s \cdot d_{пр}}{\pi \cdot S_{пр}}}$$

де $d_{пр} = 0.26$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$d = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s \cdot d_{пр}}{\pi \cdot S_{пр}}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 13.802 \cdot 0.26}{\pi \cdot 0.26}} = 259.985 \text{ або в м } d \cdot 10^{-3} = 0.26$$

Хід поршня

$$S = \frac{S_{пр}}{d_{пр}} \cdot d = \frac{0.26}{0.26} \cdot 259.985 = 259.985 \text{ або в м } S \cdot 10^{-3} = 0.26$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра

Діаметр циліндру, в мм $\underline{d} = 260$

Хід поршня, в мм $\underline{S} = 260$

Літраж двигуна, в л

$$\underline{V_{st}} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 260^2 \cdot 260 \cdot 12}{4 \cdot 10^6} = 165.65$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 1000} = \frac{1313.847 \cdot 165.65 \cdot 750}{30 \cdot 4 \cdot 1000} = 1360.241$$

Отримана величина відрізняється від заданої на, у %

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |1360.241 - 1360|}{1360.241 + 1360} \cdot 100 = 0.018$$

2.2 Розрахунок теплового балансу газодизельного двигуна

2.2.1 Рівняння теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M + Q_{H.B}$$

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

$Q_{H.B}$ - невраховані теплові втрати

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

$$Q_{\Pi} = \frac{B_{\Gamma} \cdot Q_{H.\Gamma} + B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{307.77 \cdot 36212.24 + 7.73 \cdot 42512.38}{3.6} = 3187151.56$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 1000 \cdot P_e = 1000 \cdot 1360 = 1360000$$

у відсотковому відношенні, %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{1360000}{3187151.562} \cdot 100 = 42.671$$

перевірка:

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

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 3187151.562 \cdot 0.425 = 1355975.845$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{Q_e - Q_{e'}}{Q_e} \cdot 100 = \frac{1360000 - 1355975.845}{1360000} \cdot 100 = 0.296$$

2.2.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.\Pi} + Q_{B.H}$$

Q_W - теплота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

$Q_{T.\Pi}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня

$Q_{B.H}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра, в $\text{Дж} / \text{с}$

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

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

$W_{\text{Г.р}} = 0.09$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.05$ - відносна втрата палива на ділянці випуску газів із циліндру

$$Q_w = \sum \begin{pmatrix} -W_{\text{нап}} \\ W_{\text{ст}} \\ W_{\text{Г.р}} \\ W_{\text{вип}} \end{pmatrix} \cdot Q_{\Pi} = \sum \begin{pmatrix} -0 \\ 0 \\ 0.09 \\ 0.05 \end{pmatrix} \cdot 3187151.562 = 446201.219$$

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

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

де P_{Π} - потужність тертя поршня; кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i}{30 \cdot Z}$$

$p_{\text{ср.т}}$ - середній тиск тертя поршня; кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_M = 0.6 \cdot 164.7 = 98.82$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_{\text{св}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^9} \cdot S = \frac{\pi \cdot 260^2}{4 \cdot 10^9} \cdot 260 = 0.014$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i}{30 \cdot Z} = \frac{98.82 \cdot 0.014 \cdot 750 \cdot 12}{30 \cdot 4} = 102.31$$

$$\text{Тоді } Q_{\text{т.п}} = 1000 \cdot P_{\Pi} = 1000 \cdot 102.31 = 102309.518$$

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

Визначаємо витрату води по сумі теплот, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 446201.219 + 102309.518 = 548510.737$$

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_B \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_B}$$

де $K_{\text{ww}} = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{548510.737 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.016$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}}$$

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

$\eta_{\text{в.н}} = 0.9$ - ККД водяного насосу;

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.016 \cdot 98}{0.9} = 1.711$$

Тоді теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

$$Q_{\text{в.н}} = 1000 \cdot P_{\text{в.н}} = 1000 \cdot 1.711 = 1710.551$$

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

$$Q_B = \sum \begin{pmatrix} Q_w \\ Q_{\text{т.п}} \\ Q_{\text{в.н}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 446201.219 \\ 102309.518 \\ 1710.551 \end{pmatrix} = 550221.287$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{550221.287}{3187151.562} \cdot 100 = 17.264$$

Температура залишкових газів, в °C

$$t_r = T_r - 273 = 840 - 273 = 567$$

Температура на початку стиску, в °C

$$t_d = T_d - 273 = 348.545 - 273 = 75.545$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання, в кДж/(кг К)

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 567 = 33.761$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду в кДж/(кг К)

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 8 \times 10^{-4} \cdot 75.545 = 29.134$$

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

Теплота відведена з газами що отримані при згорянні газу, в Дж / с

$$Q_{Г.Г} = \frac{B_{Г}}{3.6 \cdot 22.4} \cdot [M_2 \cdot mCp'' \cdot t_{Г} \cdot (1 - q) - M_1 \cdot mCp \cdot t_d \cdot (1 - q)]$$

$$\text{де } A = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_{Г} \cdot (1 - q) = 17.696 \cdot 33.761 \cdot 567 \cdot (1 - 0.029) = 3.29 \times 10^5$$

$$B = M_1 \cdot mCp \cdot t_d \cdot (1 - q) = 17.645 \cdot 29.134 \cdot 75.545 \cdot (1 - 0.029) = 3.772 \times 10^4$$

$$Q_{Г.Г} = \frac{B_{Г}}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (A - B) = \frac{307.768}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (329041.832 - 37723.109) = 1111836.583$$

Теплота відведена з газами отриманими при згорянні рідкого палива, в Дж / с

$$Q_{Г.р} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot mCp'' \cdot t_{Г} \cdot q - M_1 \cdot mCp \cdot t_d \cdot q)$$

$$\text{де } A = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_{Г} \cdot q = 17.696 \cdot 33.761 \cdot 567 \cdot 0.029 = 9.707 \times 10^3$$

$$B = M_1 \cdot mCp \cdot t_d \cdot q = 17.645 \cdot 29.134 \cdot 75.545 \cdot 0.029 = 1.113 \times 10^3$$

$$Q_{Г.р} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (A - B) = \frac{7.734}{3.6} \cdot (9707.042 - 1112.867) = 18462.926$$

Тоді, теплота що виноситься випускними газами, в Дж / с

$$Q_{Г} = Q_{Г.Г} + Q_{Г.р} = 1111836.583 + 18462.926 = 1130299.51$$

у відсотковому відношенні

$$q_{Г} = \frac{Q_{Г}}{Q_{П}} \cdot 100 = \frac{1130299.51}{3187151.562} \cdot 100 = 35.464$$

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

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

$$Q_{М1} = Q_{w} + Q_{Мд} - Q_{в}$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна

$$Q_{Мд} = \Delta_{Мд} \cdot Q_{П}$$

де $\Delta_{\text{мд}}$ - доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{164.7}{1478.547} \cdot 0.479 = 0.053$$

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\text{п}} = 0.053 \cdot 3187151.562 = 169981.175$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 446201.219 + 169981.175 - 550221.287 = 65961.107$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення

Витрата циркуляційного масла, в м³ / с

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

де $K = 1.5$ - коеф. запасу

$\rho_{\text{м}} = 900$ кг / м³ - густина мастила

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

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

$$V_{\text{м}} = \frac{K \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}} = \frac{1.5 \cdot 6.596 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 8.75 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

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

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

$\eta_{\text{м.н}} = 0.8$ - ККД масляного насоса

$$P_{\text{м.н}} = \frac{V_{\text{м}} \cdot p_0}{\eta_{\text{м.н}} \cdot 10^3} = \frac{8.75 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 4.375$$

Тоді теплота, що еквівалентна роботі на привід насоса мащення, в Дж / с

$$Q_{\text{м2}} = 1000 \cdot P_{\text{м.н}} = 1000 \cdot 4.375 = 4375.007$$

Тоді загальна теплота що відводиться з маслом, в Дж / с

$$Q_{\text{м}} = Q_{\text{м1}} + Q_{\text{м2}} = 65961.107 + 4375.007 = 70336.114$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{70336.114}{3187151.562} \cdot 100 = 2.207$$

2.2.7 Невраховані теплові втрати, в $D_{ж} / c$

$$Q_{H.B} = Q_{II} - \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \end{pmatrix} = 3187151.562 - \sum \begin{pmatrix} 1360000 \\ 550221.287 \\ 1130299.51 \\ 70336.114 \end{pmatrix} = 76294.651$$

у відсотковому відношенні

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{76294.651}{3187151.562} \cdot 100 = 2.394$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва параметру	в $D_{ж} / c$	у %	Діапазон для газодизеля
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{II} = 3187151.6$	$q_{II} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 1360000.0$	$q_e = 42.671$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 1130299.5$	$q_{\Gamma} = 35.464$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 550221.3$	$q_B = 17.264$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 70336.1$	$q_M = 2.207$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 76294.7$	$q_{HB} = 2.394$	до 3%

Перевірка рівняння зовнішнього теплового балансу

$$q_{\Sigma} = \sum \begin{pmatrix} q_e \\ q_{\Gamma} \\ q_B \\ q_M \\ q_{HB} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 42.671 \\ 35.464 \\ 17.264 \\ 2.207 \\ 2.394 \end{pmatrix} = 100$$

2.3 Розрахунок індикаторної діаграми

2.3.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

$\Delta\phi = 5$ - крок розрахунку;

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

Об'єм камери згоряння, в м^3

$$V_{c'} = \frac{V_s}{\epsilon - 1} = \frac{0.014}{12.5 - 1} = 1.2 \times 10^{-3} \quad \text{м}^3$$

Повний об'єм циліндру

$$V_{a'} = V_s + V_{c'} = 0.014 + 1.2 \times 10^{-3} = 0.015 \quad \text{м}^3$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння

$$V_{z'} = V_{c'} \cdot \rho = 1.2 \times 10^{-3} \cdot 1.279 = 1.536 \times 10^{-3} \quad \text{м}^3$$

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

$\lambda_{кр} = 0.255$ - кривошипно-шатунне відношення;

$$\sigma(\phi) = (1 - \cos(\phi \cdot \text{deg})) + \frac{\lambda_{кр}}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \phi \cdot \text{deg}))$$

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

$$V(\phi) = V_{c'} + \frac{1}{2} \cdot V_s \cdot \sigma(\phi)$$

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

на ділянці впуску:

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

на ділянці стиску:

$$180 < \phi < 360 \Rightarrow p(\phi) = p_d \cdot (V_{a'}/V(\phi))^{n1}$$

на ділянці попереднього розширення:

$$V_{c'} < V(\phi) < V_{z'} \Rightarrow p(\phi) = p_{\max}$$

на ділянці подальшого розширення:

$$V_{z'} < V(\phi) < V_{a'} \Rightarrow p(\phi) = p_{\max} / (V(\phi)/V_{z'})^{n2}$$

на ділянці випуску:

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

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.

$V(0) = 0.00120$	$p(0) = 180.5$	$V(180) = 0.015$	$p(180) = 180.5$
$V(10) = 0.00133$	$p(10) = 180.5$	$V(190) = 0.01493$	$p(190) = 181.803$
$V(20) = 0.00172$	$p(20) = 180.5$	$V(200) = 0.01469$	$p(200) = 185.81$
$V(30) = 0.00235$	$p(30) = 180.5$	$V(210) = 0.0143$	$p(210) = 192.833$
$V(40) = 0.00318$	$p(40) = 180.5$	$V(220) = 0.01375$	$p(220) = 203.439$
$V(50) = 0.00418$	$p(50) = 180.5$	$V(230) = 0.01306$	$p(230) = 218.529$
$V(60) = 0.00531$	$p(60) = 180.5$	$V(240) = 0.01221$	$p(240) = 239.491$
$V(70) = 0.00652$	$p(70) = 180.5$	$V(250) = 0.01124$	$p(250) = 268.438$
$V(80) = 0.00776$	$p(80) = 180.5$	$V(260) = 0.01015$	$p(260) = 308.646$
$V(90) = 0.00898$	$p(90) = 180.5$	$V(270) = 0.00898$	$p(270) = 365.293$
$V(100) = 0.01015$	$p(100) = 180.5$	$V(280) = 0.00776$	$p(280) = 446.825$
$V(110) = 0.01124$	$p(110) = 180.5$	$V(290) = 0.00652$	$p(290) = 567.459$
$V(120) = 0.01221$	$p(120) = 180.5$	$V(300) = 0.00531$	$p(300) = 751.913$
$V(130) = 0.01306$	$p(130) = 180.5$	$V(310) = 0.00418$	$p(310) = 1.044 \times 10^3$
$V(140) = 0.01375$	$p(140) = 180.5$	$V(320) = 0.00318$	$p(320) = 1522.326$
$V(150) = 0.0143$	$p(150) = 180.5$	$V(330) = 0.00235$	$p(330) = 2312.132$
$V(160) = 0.01469$	$p(160) = 180.5$	$V(340) = 0.00172$	$p(340) = 3541.167$
$V(170) = 0.01493$	$p(170) = 180.5$	$V(350) = 0.00133$	$p(350) = 5030.917$
$V(360) = 0.0012$	$p(360) = 5802.719$	$V(540) = 0.015$	$p(540) = 650.836$
$V(370) = 0.00133$	$p(370) = 10500$	$V(550) = 0.01493$	$p(550) = 200.09$
$V(380) = 0.00172$	$p(380) = 9146.533$	$V(560) = 0.01469$	$p(560) = 200.09$
$V(390) = 0.00235$	$p(390) = 6264.304$	$V(570) = 0.0143$	$p(570) = 200.09$
$V(400) = 0.00318$	$p(400) = 4322.262$	$V(580) = 0.01375$	$p(580) = 200.09$
$V(410) = 0.00418$	$p(410) = 3092.702$	$V(590) = 0.01306$	$p(590) = 200.09$
$V(420) = 0.00531$	$p(420) = 2310.502$	$V(600) = 0.01221$	$p(600) = 200.09$
$V(430) = 0.00652$	$p(430) = 1799.587$	$V(610) = 0.01124$	$p(610) = 200.09$

$V(440) = 0.00776$	$p(440) = 1455.492$	$V(620) = 0.01015$	$p(620) = 200.09$
$V(450) = 0.00898$	$p(450) = 1.217 \times 10^3$	$V(630) = 0.00898$	$p(630) = 200.09$
$V(460) = 0.01015$	$p(460) = 1.048 \times 10^3$	$V(640) = 0.00776$	$p(640) = 200.09$
$V(470) = 0.01124$	$p(470) = 925.806$	$V(650) = 0.00652$	$p(650) = 200.09$
$V(480) = 0.01221$	$p(480) = 836.6$	$V(660) = 0.00531$	$p(660) = 200.09$
$V(490) = 0.01306$	$p(490) = 771.254$	$V(670) = 0.00418$	$p(670) = 200.09$
$V(500) = 0.01375$	$p(500) = 723.777$	$V(680) = 0.00318$	$p(680) = 200.09$
$V(510) = 0.0143$	$p(510) = 690.175$	$V(690) = 0.00235$	$p(690) = 200.09$
$V(520) = 0.01469$	$p(520) = 667.809$	$V(700) = 0.00172$	$p(700) = 200.09$
$V(530) = 0.01493$	$p(530) = 655.005$	$V(710) = 0.00133$	$p(710) = 200.09$

Визначення параметрів циклу на основі даних з індикаторної діаграми.

Індикаторна робота робочого циклу в $\frac{Дж}{цикл}$

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\phi) + p(\phi + 1)) \cdot 1000}{2} \cdot (V(\phi + 1) - V(\phi)) d\phi = 20770.295$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.т} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{20770.295}{0.014 \cdot 1000} = 1504.641$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.д} = p_{mi.т} \cdot \xi = 1504.641 \cdot 0.97 = 1459.501$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$p_{mi.ср} = \frac{p_{mi} + p_{mi.д}}{2} = \frac{1478.547 + 1459.501}{2} = 1469.024$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.д}}{p_{mi.ср}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1478.547 - 1459.501}{1469.024} \right| \cdot 100 = 1.296$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 28^\circ$ до ВМТ - точка подачі палива форсункою (подачі іскри).

Визначається кутом випередження впорску палива (випередження запалювання);

$\Delta\phi_1 = 10^\circ$ п.к.в - кут затримки згорання;

$f = c' - \Delta\phi_1 = 18^\circ$ до ВМТ - точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $Df_1 = 0^\circ$ п.к.в;

$\Delta\phi_2 = 10^\circ$ після ВМТ - кут де тиск максимальний;

$b'' = 150^\circ$ після ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r' = 55^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$r'' = 35^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

$d' = 130^\circ$ до ВМТ - точка закриття впускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

$[AB] = 250$ - відстань від точки А до точки В на діаграмі;

$m_p = 50 \text{ кПа} / \text{мм}$ - масштаб тиску

$\text{deg} = \frac{\pi}{180} \text{ рад} / \text{о}$ - перевідна величина

Визначення точок дійсної індикаторної діаграми

Відносно положення точки будемо визначати за допомогою залежності:

$$x(\phi) = (1 - \cos(\phi \cdot \text{deg})) + \frac{\lambda_{\text{кр}}}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \text{deg} \cdot \phi))$$

Положення точки на діаграмі будемо визначати за допомогою залежності:

$$l(\phi) = x(\phi) \cdot \frac{[AB]}{2}$$

Назва точки:	Відносне положення	Положення точки на діаграмі
точка c'	$x(c') = 0.145$	$l(c') = 18.1 \text{ мм}$
точка f	$x(f) = 0.061$	$l(f) = 7.6 \text{ мм}$
точка Df_2	$x(\Delta\phi_2) = 0.019$	$l(\Delta\phi_2) = 2.4 \text{ мм}$
точка b''	$x(b'') = 1.898$	$l(b'') = 237.2 \text{ мм}$

точка r'	$x(r') = 0.512$	$l(r') = 64.0 \text{ мм}$
точка r''	$x(r'') = 0.223$	$l(r'') = 27.8 \text{ мм}$
точка d'	$x(d') = 1.718$	$l(d') = 214.7 \text{ мм}$

Інші параметри точок на діаграмі

Ордината точки r

$$\frac{p_r}{m_p} = \frac{200}{50} = 4 \text{ мм}$$

Тиск газів у ВМТ

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

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

$$p''_c = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 5802.719 = 6963.263 \text{ кПа}$$

Ордината точки c''

$$\frac{p''_c}{m_p} = \frac{6963.263}{50} = 139.265 \text{ мм}$$

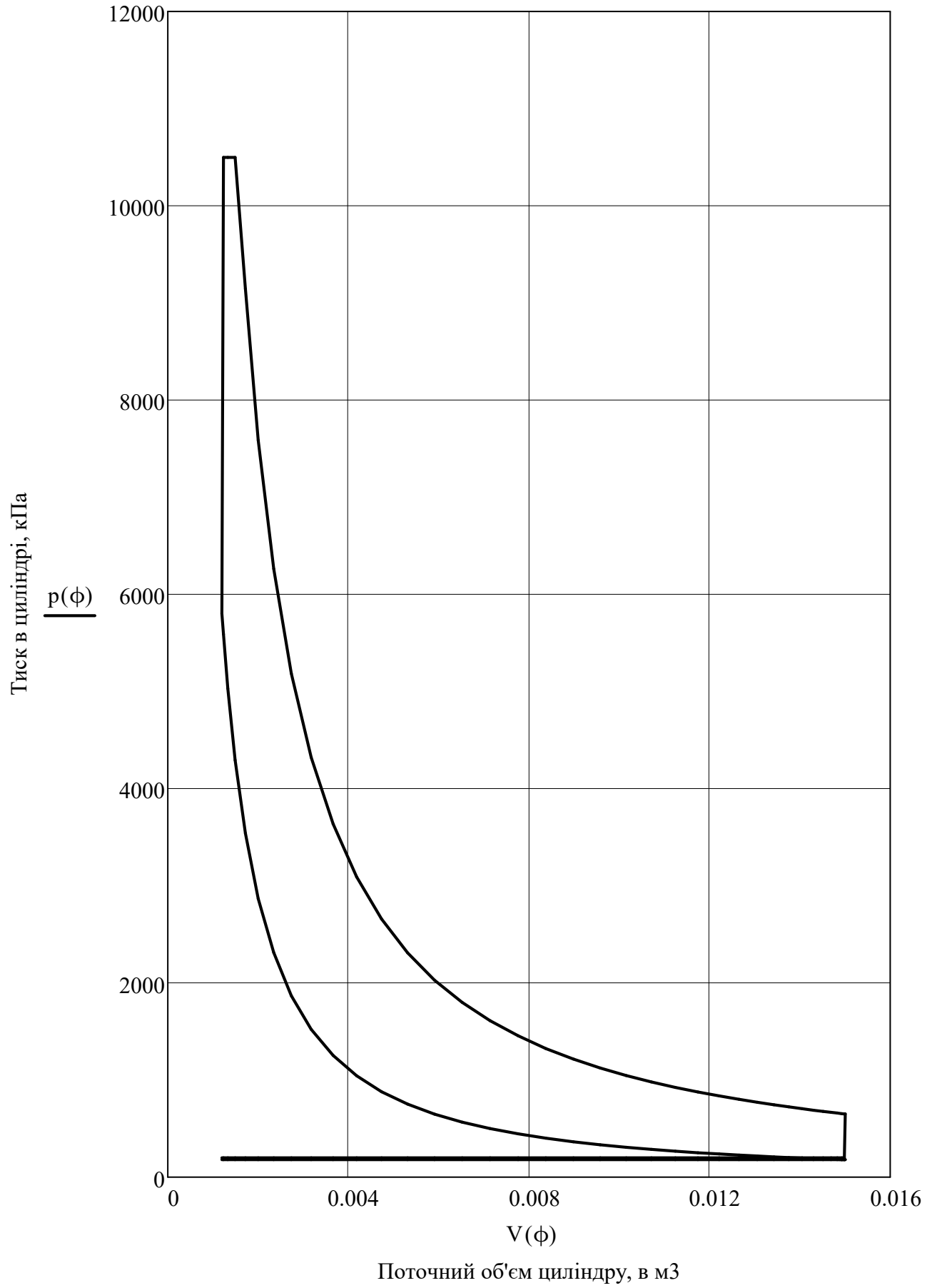
Максимальний тиск згорання

$$p_{zd} = p_{\max} = 10500 \text{ кПа}$$

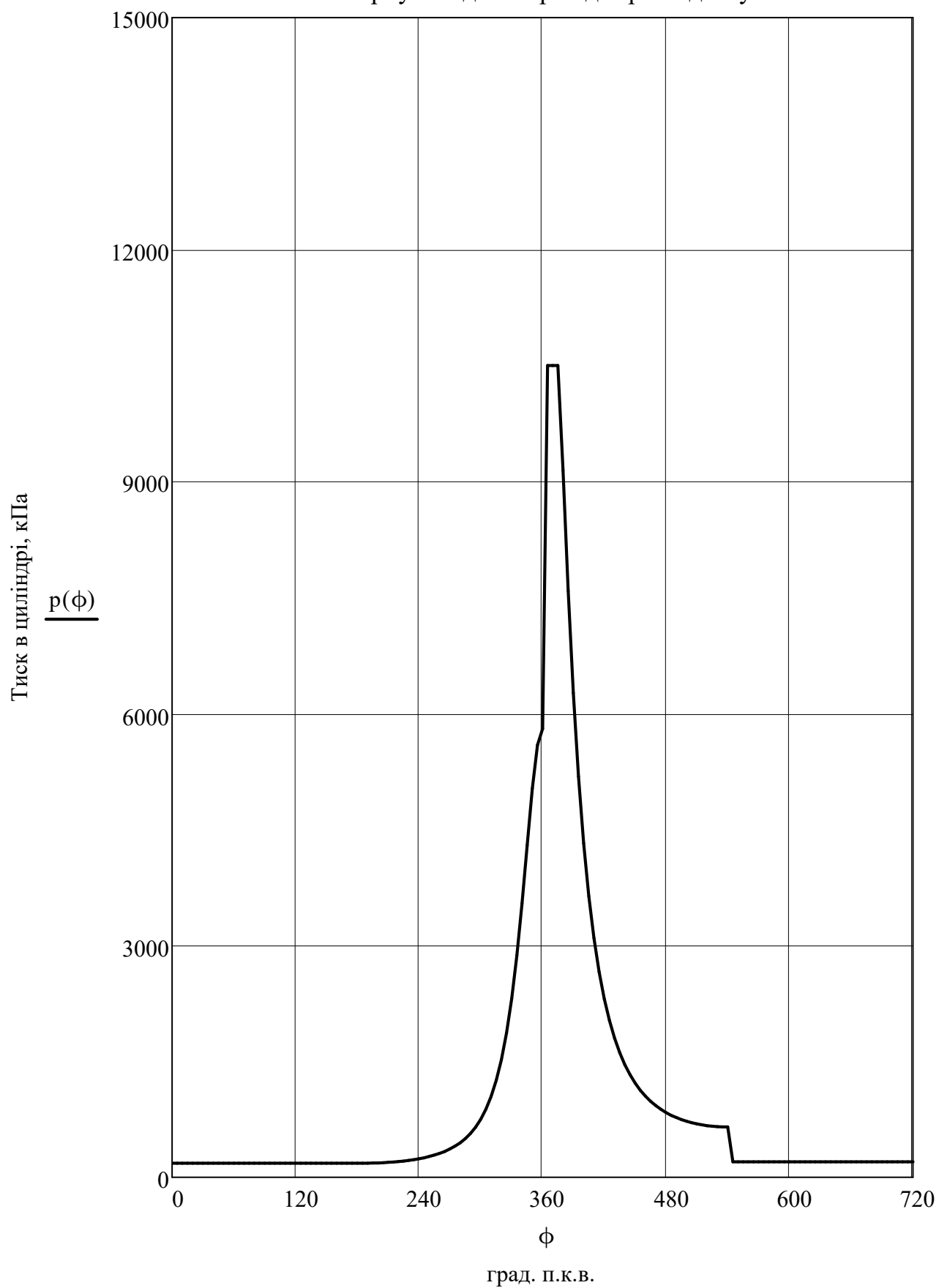
Ордината точки z_d

$$\frac{p_{zd}}{m_p} = \frac{10500}{50} = 210 \text{ мм}$$

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна



Розгорнута індикаторна діаграма двигуна



2.4 Динамічний розрахунок двигуна

Динамічний розрахунок кривошипно-шатунного механізму полягає у визначенні сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів і від сил інерції. За цим силам виробляються розрахунки основних деталей на міцність і зношення, а також визначення нерівномірності крутного моменту і ступеня нерівномірності ходу двигуна. Під час роботи двигуна на деталі кривошипно-шатунного механізму діють: сили від тиску газів в циліндрі; сили інерції зворотно-поступально рухомих мас; відцентрові сили; сили від тиску на поршень з боку картера і сили тяжіння.

Протягом кожного робочого циклу сили, що діють в кривошипно-шатунний механізм, безперервно змінюються за величиною і напрямком. Тому для визначення характеру зміни цих сил по куту повороту колінчастого вала їх величини визначають для ряду окремих положень вала.

Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ, будемо виконувати, на основі наступних допущень:

- кривошипно-шатунний механізм виконаний за аксіальною схемою;
- напрям дії сил відбувається по нормалі до діючої поверхні;

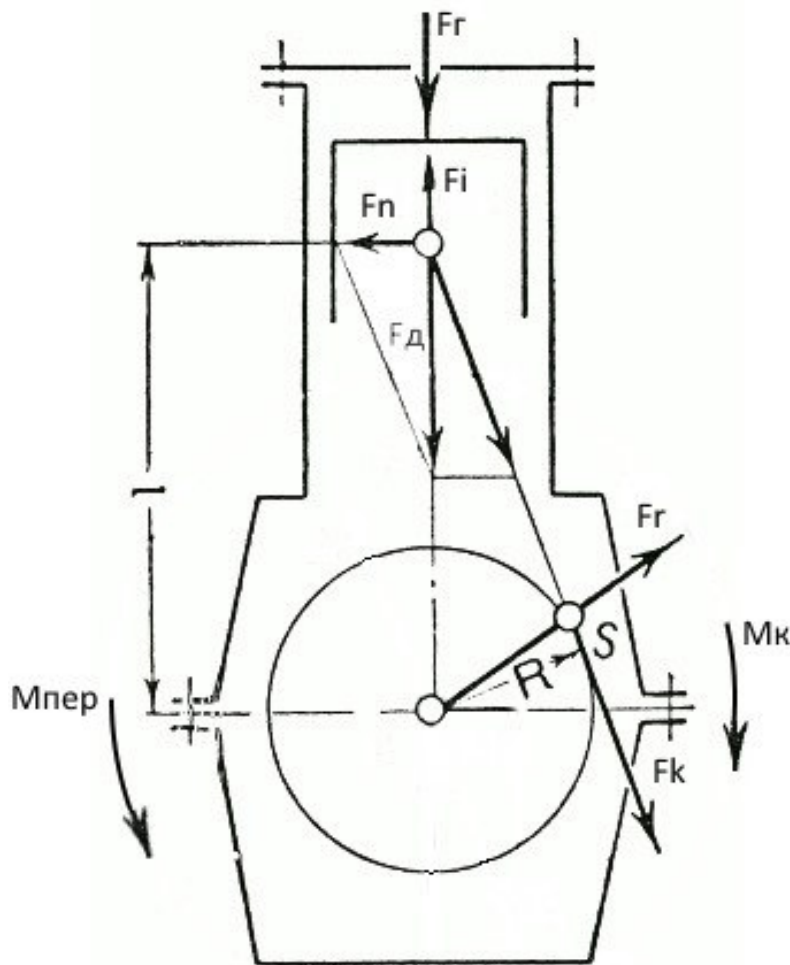


Рисунок 2.1 - Сили та моменти що діють в КШМ.

По даним двигуна-прототипа маємо наступні початкові дані:

$m_{\Pi} = 38.55$ кг - маса комплексу поршня

$m_{\text{Ш}} = 43.75$ кг - маса шагуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 38.55 + \frac{1}{3} \cdot 43.75 = 53.133$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{S}{2 \cdot 10^3} = \frac{260}{2 \cdot 10^3} = 0.13$$

Довжина шагуна

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.13}{0.255} = 0.51$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 260^2}{4 \cdot 10^6} = 0.053$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 750}{30} = 78.54$$

Кут обертання колінчастого валу

$\phi = 0 \dots 720$, з кроком розрахунку $\Delta\phi = 5^\circ$ п.к.в.

Кут нахилу шагуна

$$\beta'(\phi) = \text{asin}(\lambda_{\text{кр}} \cdot \sin(\phi \cdot \text{deg}))$$

Сили тиску газу

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

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

$$F_i(\phi) = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\phi \cdot \text{deg}) + \lambda_{\text{кр}} \cdot \cos(2 \cdot \text{deg} \cdot \phi)) \cdot 10^{-3}$$

Сумарна сила (дійсна)

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

Нормальна сила

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

Радіальна сила

$$F_r(\phi) = F_d(\phi) \cdot \frac{\cos(\phi \cdot \text{deg} + \beta'(\phi))}{\cos(\beta'(\phi))}$$

Дотична сила

$$F_k(\phi) = F_d(\phi) \cdot \frac{\sin(\phi \cdot \text{deg} + \beta'(\phi))}{\cos(\beta'(\phi))}$$

Крутний момент на валу двигуна

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

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\phi) = -M_k(\phi)$$

Перекидний момент двигуна

$$M_{пер}(\phi) = -F_n(\phi) \cdot (r \cdot \cos(\phi \cdot \text{deg}) + l_{ш} \cdot \cos(\beta'(\phi)))$$

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

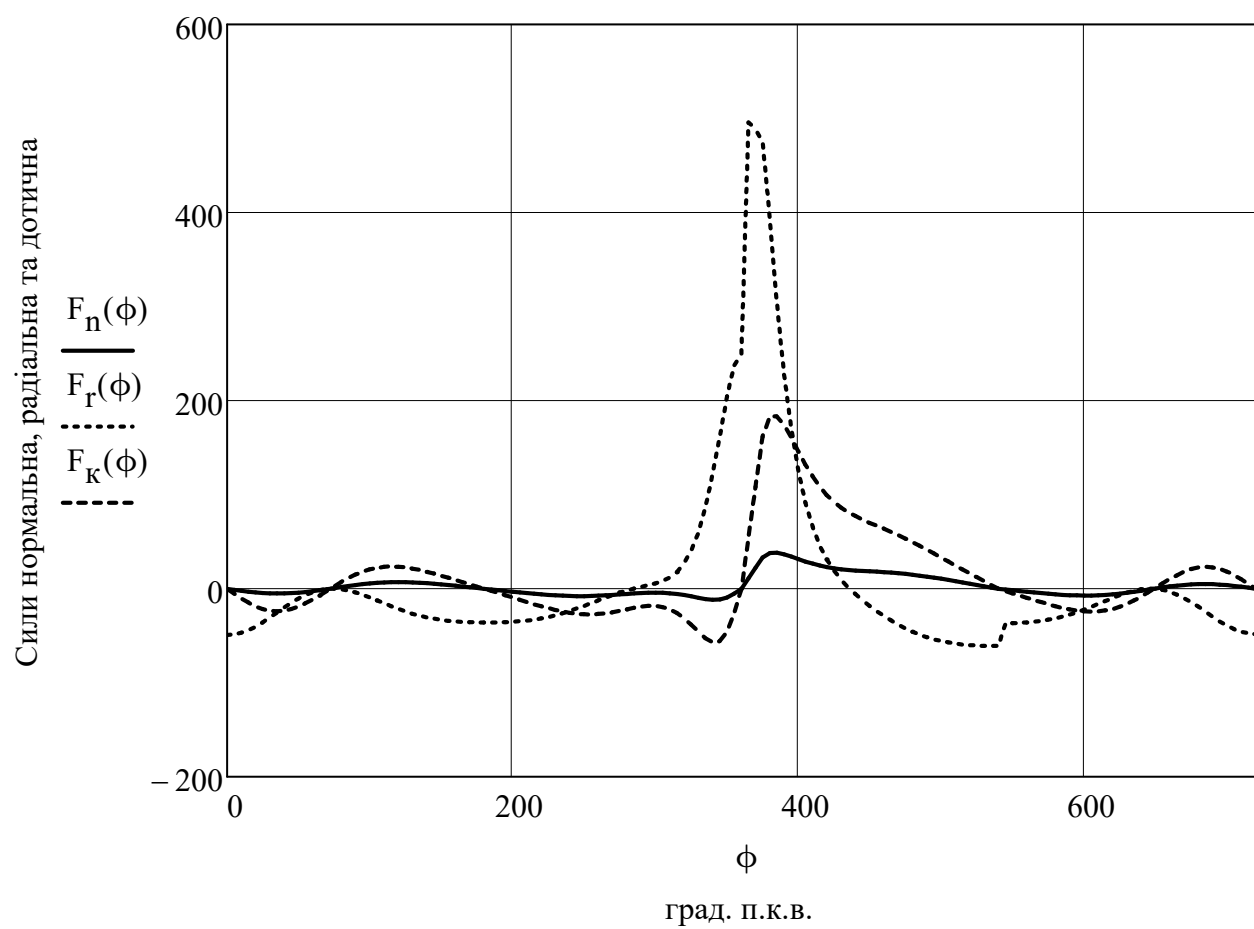
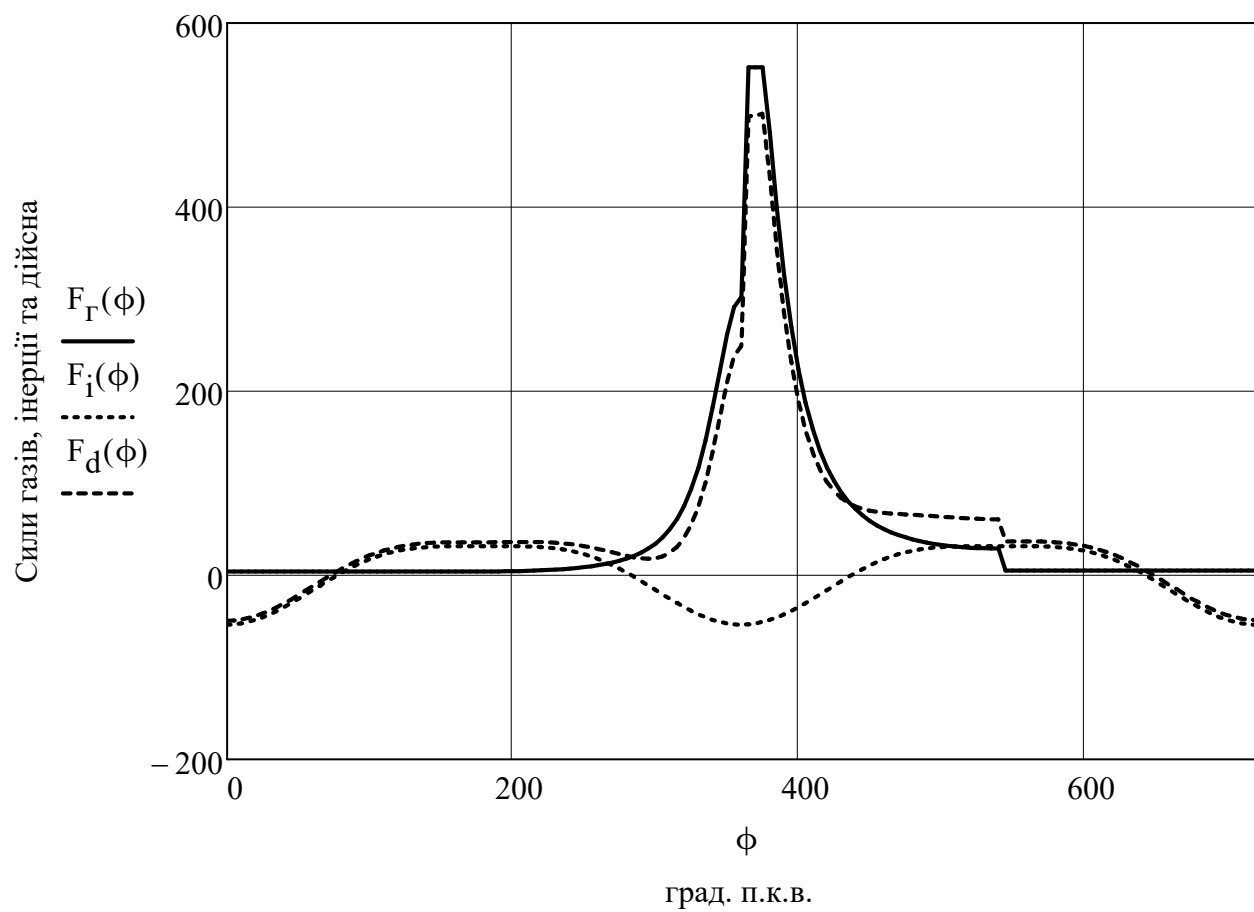
$F_r(0) = 4.205$	$F_i(0) = -53.473$	$F_d(0) = -49.268$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 4.205$	$F_i(30) = -42.332$	$F_d(30) = -38.127$	$M_k(30) = -3.030$
$F_r(60) = 4.205$	$F_i(60) = -15.871$	$F_d(60) = -11.666$	$M_k(60) = -1.485$
$F_r(90) = 4.205$	$F_i(90) = 10.865$	$F_d(90) = 15.07$	$M_k(90) = 1.959$
$F_r(120) = 4.205$	$F_i(120) = 26.736$	$F_d(120) = 30.941$	$M_k(120) = 3.028$
$F_r(150) = 4.205$	$F_i(150) = 31.467$	$F_d(150) = 35.672$	$M_k(150) = 1.802$
$F_r(180) = 4.205$	$F_i(180) = 31.743$	$F_d(180) = 35.948$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 4.86$	$F_i(210) = 31.467$	$F_d(210) = 36.327$	$M_k(210) = -1.836$
$F_r(240) = 7.337$	$F_i(240) = 26.736$	$F_d(240) = 34.073$	$M_k(240) = -3.335$
$F_r(270) = 14.016$	$F_i(270) = 10.865$	$F_d(270) = 24.881$	$M_k(270) = -3.235$
$F_r(300) = 34.543$	$F_i(300) = -15.871$	$F_d(300) = 18.672$	$M_k(300) = -2.377$
$F_r(330) = 117.38$	$F_i(330) = -42.332$	$F_d(330) = 75.047$	$M_k(330) = -5.964$
$F_r(360) = 302.705$	$F_i(360) = -53.473$	$F_d(360) = 249.232$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 327.212$	$F_i(390) = -42.332$	$F_d(390) = 284.88$	$M_k(390) = 22.64$
$F_r(420) = 117.293$	$F_i(420) = -15.871$	$F_d(420) = 101.422$	$M_k(420) = 12.911$
$F_r(450) = 59.24$	$F_i(450) = 10.865$	$F_d(450) = 70.105$	$M_k(450) = 9.114$
$F_r(480) = 39.039$	$F_i(480) = 26.736$	$F_d(480) = 65.776$	$M_k(480) = 6.437$

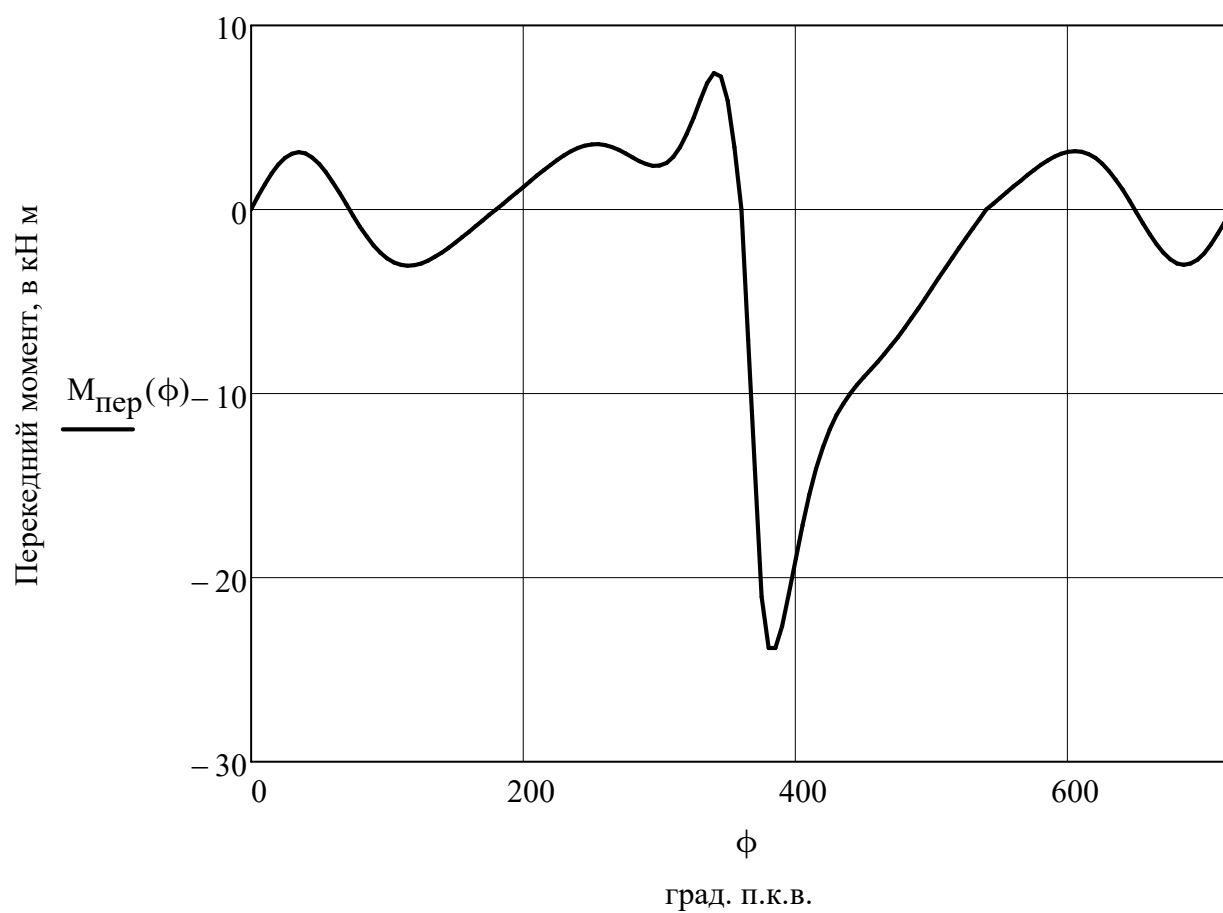
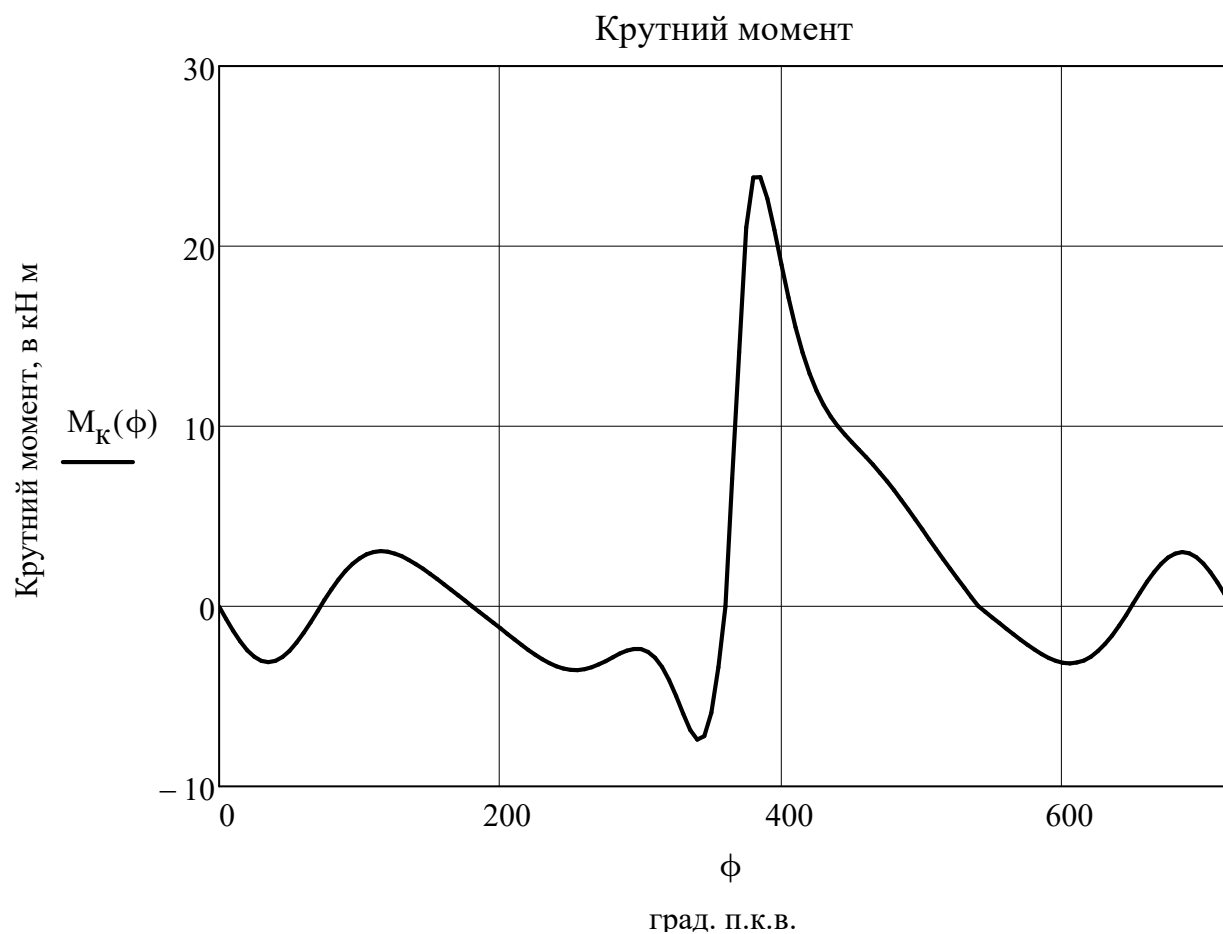
$F_r(510) = 31.265$	$F_i(510) = 31.467$	$F_d(510) = 62.732$	$M_k(510) = 3.17$
$F_r(540) = 29.176$	$F_i(540) = 31.743$	$F_d(540) = 60.919$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 5.245$	$F_i(570) = 31.467$	$F_d(570) = 36.712$	$M_k(570) = -1.855$
$F_r(600) = 5.245$	$F_i(600) = 26.736$	$F_d(600) = 31.982$	$M_k(600) = -3.13$
$F_r(630) = 5.245$	$F_i(630) = 10.865$	$F_d(630) = 16.11$	$M_k(630) = -2.094$
$F_r(660) = 5.245$	$F_i(660) = -15.871$	$F_d(660) = -10.626$	$M_k(660) = 1.353$
$F_r(690) = 5.245$	$F_i(690) = -42.332$	$F_d(690) = -37.087$	$M_k(690) = 2.947$
$F_r(720) = 5.245$	$F_i(720) = -53.473$	$F_d(720) = -48.228$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -49.268$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -4.901$	$F_r(30) = -30.568$	$F_k(30) = -23.308$	$M_{пер}(30) = 3.030$
$F_n(60) = -2.642$	$F_r(60) = -3.546$	$F_k(60) = -11.424$	$M_{пер}(60) = 1.485$
$F_n(90) = 3.974$	$F_r(90) = -3.974$	$F_k(90) = 15.07$	$M_{пер}(90) = -1.959$
$F_n(120) = 7.006$	$F_r(120) = -21.538$	$F_k(120) = 23.293$	$M_{пер}(120) = -3.028$
$F_n(150) = 4.586$	$F_r(150) = -33.186$	$F_k(150) = 13.865$	$M_{пер}(150) = -1.802$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -35.948$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -4.67$	$F_r(210) = -33.795$	$F_k(210) = -14.119$	$M_{пер}(210) = 1.836$
$F_n(240) = -7.715$	$F_r(240) = -23.718$	$F_k(240) = -25.651$	$M_{пер}(240) = 3.335$
$F_n(270) = -6.562$	$F_r(270) = -6.562$	$F_k(270) = -24.881$	$M_{пер}(270) = 3.235$
$F_n(300) = -4.228$	$F_r(300) = 5.674$	$F_k(300) = -18.284$	$M_{пер}(300) = 2.377$
$F_n(330) = -9.647$	$F_r(330) = 60.169$	$F_k(330) = -45.879$	$M_{пер}(330) = 5.964$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 249.232$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 36.621$	$F_r(390) = 228.403$	$F_k(390) = 174.155$	$M_{пер}(390) = -22.64$
$F_n(420) = 22.965$	$F_r(420) = 30.823$	$F_k(420) = 99.316$	$M_{пер}(420) = -12.911$
$F_n(450) = 18.488$	$F_r(450) = -18.488$	$F_k(450) = 70.105$	$M_{пер}(450) = -9.114$
$F_n(480) = 14.893$	$F_r(480) = -45.786$	$F_k(480) = 49.517$	$M_{пер}(480) = -6.437$
$F_n(510) = 8.064$	$F_r(510) = -58.36$	$F_k(510) = 24.382$	$M_{пер}(510) = -3.17$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -60.919$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$

$F_n(570) = -4.719$	$F_r(570) = -34.153$	$F_k(570) = -14.269$	$M_{\text{пер}}(570) = 1.855$
$F_n(600) = -7.241$	$F_r(600) = -22.262$	$F_k(600) = -24.076$	$M_{\text{пер}}(600) = 3.13$
$F_n(630) = -4.249$	$F_r(630) = -4.249$	$F_k(630) = -16.11$	$M_{\text{пер}}(630) = 2.094$
$F_n(660) = 2.406$	$F_r(660) = -3.229$	$F_k(660) = 10.406$	$M_{\text{пер}}(660) = -1.353$
$F_n(690) = 4.768$	$F_r(690) = -29.735$	$F_k(690) = 22.672$	$M_{\text{пер}}(690) = -2.947$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -48.228$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{\text{пер}}(720) = -0.000$





2.5 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

Таблиця 2.1 – Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна.

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельні значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектний двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	1360	1360,2	0,0
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	1350	1314	-2,7
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,48	0,425	-11,5
4	Механічний ККД	η_m	-	0,885	0,889	0,5
5	Питома ефективна витрата теплоти	b_e	кДж	8005	8438	5,4
			(кВт год)			
6	Діаметр циліндру	D	мм	260	260	0,0
7	Хід поршня	S	мм	260	260	0,0

Ефективна потужність двигуна що проектується, була задана на рівні номінальної потужності двигуна-прототипу. Пов'язана це з тим, що в ході дипломного проектування вирішувалось завдання щодо переводу (конвертації) робочого циклу з дизельного на газодизельний. Останній як відомо має гірші техніко-економічні показники внаслідок фізико-хімічних властивостей палива що в ньому застосовується, та особливостей характеру протікання зазначеного робочого циклу. Тому за однакових умов роботи та ідентичних конструктивних параметрах циліндру, номінальна потужність двигуна працюючого по газодизельному циклу буде меншою за потужність дизельного двигуна. Відповідно завдання проектування форсованого двигуна працюючого по газодизельному циклу було реалізовано через доведення його потужності до рівня дизеля без зміни геометрії циліндру та числа обертів. Розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, показав що приріст потужності проектного двигуна у відсотковому співвідношенні виріс на 0,001%.

Аналіз ефективних параметрів двигуна показав не суттєве зменшення середнього ефективного тиску. Так порівняльний аналіз таблиці 2.1 показав що даний параметр зменшився на 2,73%. Головним чином це сталося через особливості газодизельного циклу та застосованого палива.

Менша теплотвірна здатність застосованого палива вплинула на ефективність робочого циклу та паливну економічність двигуна. Так порівняльний аналіз зазначених параметрів показує, що ефективний ККД робочого циклу газодизеля зменшився на 11,5% проти дизеля, та відповідно зросла питома ефективна витрата теплоти на 5,4%.

Незначне зростання механічного ККД на 0,5% пов'язано головним чином із зменшенням витрат механічної енергії на привід паливної апаратури дизеля, внаслідок зменшення циклової порції рідкого палива.

Завдяки правильному вибору початкових параметрів, та отримання високих параметрів ефективності робочого циклу газодизеля вдалося отримати задану на проектування потужність без зміни геометричних розмірів циліндру.

3 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ І РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ.

3.1 Опис проектованої паливної системи.

Кожен циліндр газодизеля має свою, незалежну від інших паливну апаратуру в яку входять форсунка, ПНВТ, модулятор імпульсів тиску, трубопроводи високого тиску та трубопроводи відсічного палива.

Паливна система газодизель-генератора виконана таким чином, що дозволяє працювати на легкому дизельному паливі із змістом сірки не більш 0,5 %.

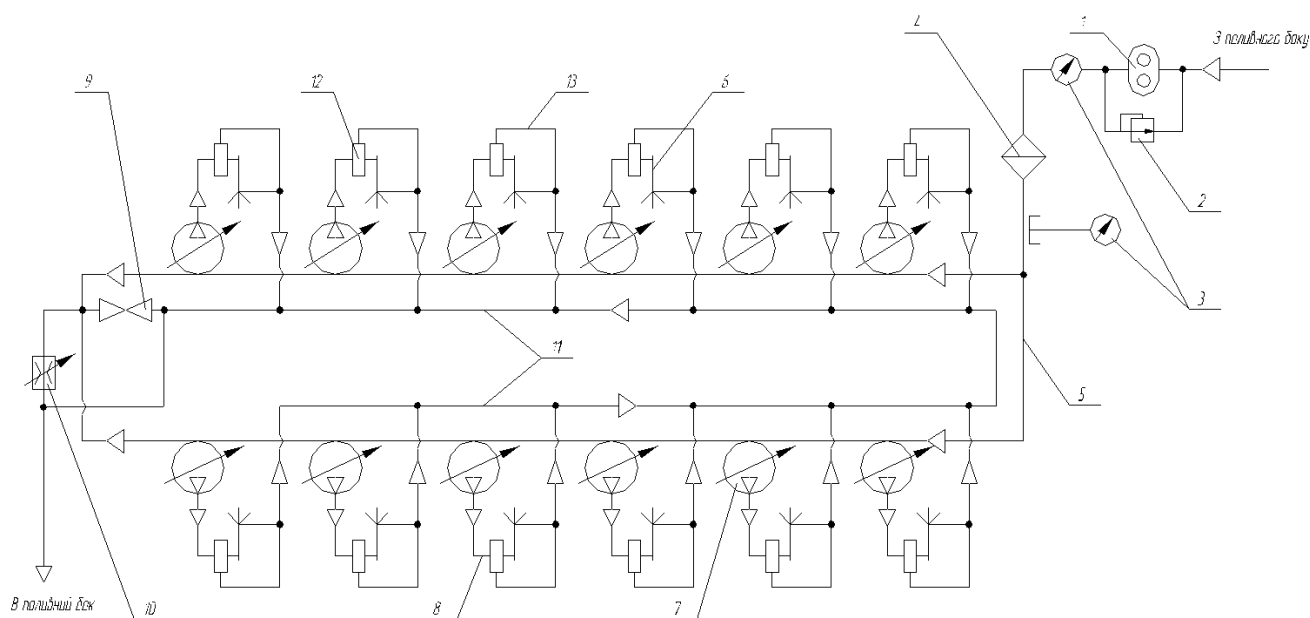


Рис. 3.1 – Пропонована система подачі палива.

Дизельне паливо з витратного бака паливопідкачувальним насосом 1 через паливний фільтр тонкого очищення 4 подається в систему газодизеля до насосів високого тиску 7. Паливні насоси високого тиску, відповідно до порядку роботи циліндрів, по трубках високого тиску 8 подають дозовану кількість палива у форсунки 6. Форсунки після досягнення тиску палива в під голчатому просторі розпилювача $300+11 \text{ кг/с/см}^2$ починають уприскування палива в циліндри газодизеля.

Зм.	Лист	№ док.м.	Підпис	Дата

ПФ НУК 131.61.20.07.ПЗ

Лист

54

Надлишки палива після кожного насоса високого тиску збираються в колектор відведення палива 11. Паливо з колектору зливається у витратний бак.

Витоки палива з форсунок та модуляторів 12 по трубках 13 поступають в колектор відвідний 11 і по трубопроводу зливаються в бак палива.

Надлишок палива в трубопроводі подачі палива 5 через редукційний клапан 10 (відрегульований на тиск $3 \pm 0,4$ кГс/см²) відводиться в паливний бак.

Редукційний клапан 9 відрегульований на заводі на тиск $1,1 \pm 0,2$ кГс/см² і в процесі експлуатації регулюванню не підлягає.

При заповненні системи паливом повітря, що є в трубопроводах, видаляється через пробки, які розташовані на корпусі фільтру тонкого очищення палива 4 і корпусах паливних насосів 7.

Насос паливний призначений для стискання та подачі палива у форсунку і встановлюється на лотку. Плунжер насоса переміщується штовхачем розподільного валу.

Паливний насос складається з корпусу 8, в якому встановлена втулка плунжера 24 з плунжером 25 і корпусом нагнітального клапана 7 з клапаном 5. Втулка плунжера і корпус клапана закріплені в корпусі насоса натискним штуцером 19. Втулка плунжера зафіксована в певному положенні стопорним гвинтом.

Пропуск палива між корпусом клапана і втулкою плунжера виключається чистотою і точністю обробки прецензійних поверхонь. Стик корпусу нагнітального клапана і натискного штуцера ущільнюється сталевією омідненою прокладкою 3, а поверхні корпусу нагнітального клапана і корпусу паливного насоса кільцем 6 з бензомаслостійкої гуми.

У втулці плунжера є два отвори: верхнє для підведення і нижнє для відсікання палива. На головці плунжера розташовані верхня і нижня спіральні відсічні кромки, що забезпечують регулювання кількості палива, що подається, в циліндри при повороті плунжера. Спіральні відсічні кромки на плунжері, розташовані таким чином, що при русі рейки 26 в корпус насоса 8 подача палива зменшується, а при висовуванні збільшується.

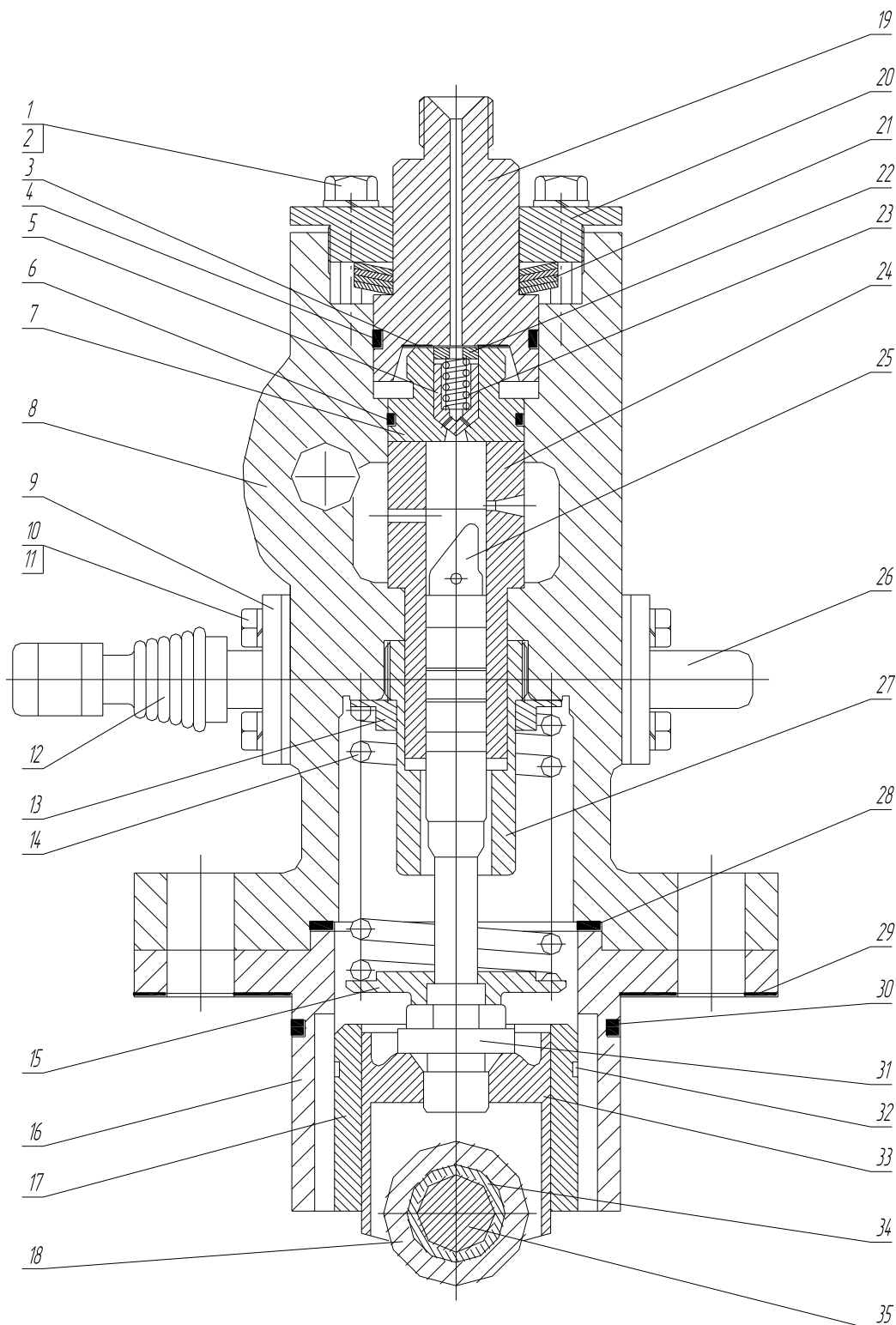


Рис. 3.2 - Насос паливний високого тиску.

1, 10 - болт; 2, 11 - шайба; 3, 28, 29 – прокладка; 4, 6, 30, 32 - ущільнююче кільце; 5 – клапан; 7 – корпус клапана; 8 – корпус насоса; 9 – фланець; 12 – ковпак; 13, 15 – тарілка верхня та нижня відповідно; 14, 23 – пружина; 16, 17, 22, 24, 34 – втулка; 18 – ролик; 19 – штуцер; 20 – кришка; 21 – пружина тарілчаста; 25 – плунжер; 26 – рейка; 27 – венець зубчатий; 31 – упор; 33 – корпус штовхача; 35 – вісь ролика.

Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата

ПФ НУК 131.61.20.07.ПЗ

Лист

56

На циліндричній поверхні плунжера є дві кільцеві канавки. Широка канавка при будь-якому робочому положенні плунжера по висоті сполучена через похилий отвір у втулці з порожниною всмоктування насоса, що виключає протікання палива по плунжеру в масляну систему.

На втулку плунжера встановленій зубчатій вінець 27, в пазі якого з незначним зазором входить ведучий повідець плунжера. У зачепленні із зубчатим вінцем знаходиться рейка, встановлена в корпусі насоса, за допомогою якої здійснюється управління паливними насосами (обертає плунжер). Рейка з одного боку закрита кришкою, а з іншою фланцем з гумовім гофрованим ковпаком 12.

Зубчатій вінець утримується на втулці плунжера верхньою тарілкою 13, притиснутою до корпусу насоса пружиною 14. Іншим торцем пружина спирається на нижню тарілку 15, встановлену на плунжер.

Максимальний вихід рейки насоса, що заміряється від торця рейки до болта, обмежується гвинтом, який перешкоджає повороту зубчатого вінця і переміщенню рейки насоса.

Знизу до корпусу паливного насоса гвинтами кріпиться направляюча втулка штовхача 16, яка фіксується штифтом. У неї запресована і стопориться гвинтом бронзова втулка 17.

У втулці розміщений штовхач, що складається з корпусу 33 осі 35, втулки 34, ролика 18, упору 31 і тарілки, що утримує штовхач у втулці від випадання при транспортуванні і монтажу насоса.

Стик направляючої втулки штовхача і корпусу паливного насоса ущільнюється гумовім кільцем 32. У лотку направляюча втулка 16 ущільнюється гумовім кільцем 30. Прокладками 29 регулюється рівномірність кута випередження подачі палива по циліндрах.

Для забезпечення однакових кутів початку подачі палива до ВМТ по всіх циліндрах дизеля необхідно, щоб зазор між плунжером і корпусом нагнітального клапана при верхньому крайньому плунжера був однаковим у всіх насосів. Вказаний зазор встановлюється набором регулювальних сталевих прокладок 29 між опорними поверхнями фланця направляючого штовхача і лотком. Визначення

					ПФ НУК 131.61.20.07.ПЗ	Лист
						57
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

необхідної товщини регулювальних прокладок визначається на стенді заводу виробника, і цей розмір набору прокладок в мм вибивається на корпусі насоса. Ця товщина прокладок є початковою при установці насоса на двигун. На дизелі при регулюванні величини тиску згорання допускається зменшення або збільшення товщини прокладок на 0,5 мм. Поверхні корпусу штовхача, ролика і втулки, що труться, змазуються маслом, що поступає з каналу лотка в отвір. З насоса масло зливається в лоток по трьом отворам.

Форсунка призначена для розпилювання палива, що подається в камеру згорання газодизеля під відповідним тиском. Форсунка закритого типу, з гідравлічним управлінням підйому голки. Паливо, що подається паливним насосом високого тиску, проходить через щілистий фільтр і по каналу в корпусі форсунки поступає до розпилювача.

В результаті дії тиску палива на диференційну поверхню голки, стискаючи пружину, через штовхач і тарілку, голка підіймається, і паливо через сопловий отвір поступає в камеру згорання в розпиляному вигляді.

Пружина затягнена так, що голка підіймається лише в той момент, коли тиск палива в порожнині корпусу розпилювача досягає $(30 \pm 1,1)$ МПа (300 ± 11 кгс/см²). Затягування пружини регулюється гвинтом, який стопориться контргайкою. Поверхні корпусу форсунки і корпуси розпилювача з знімним сопловим наконечником стягуються затискним ковпаком.

Витоки палива через зазор між голкою і корпусом розпилювача відводяться по каналу регулювального гвинта у канал відведення витоків, звідти в паливний бак. Паливний бак представляє собою ємність для зберігання запасу рідкого палива безпосередньо на борту або поряд з силовою установкою.

Паливний бак, складається з герметичного корпусу та наявної на його поверхні заливної горловини, забезпеченою запірною кришкою. На корпусі паливного бака розташовано отвір для датчиків контролю рівня палива, тиску та інших параметрів палива. Паливний бак має зливний отвір, що закривається запірною пробкою або краником. Бак з'єднується з системою мідною трубкою, що має на своїх кінцях спеціальні герметичні елементи - штуцери.

					ПФ НУК 131.61.20.07.ПЗ	Лист
						58
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

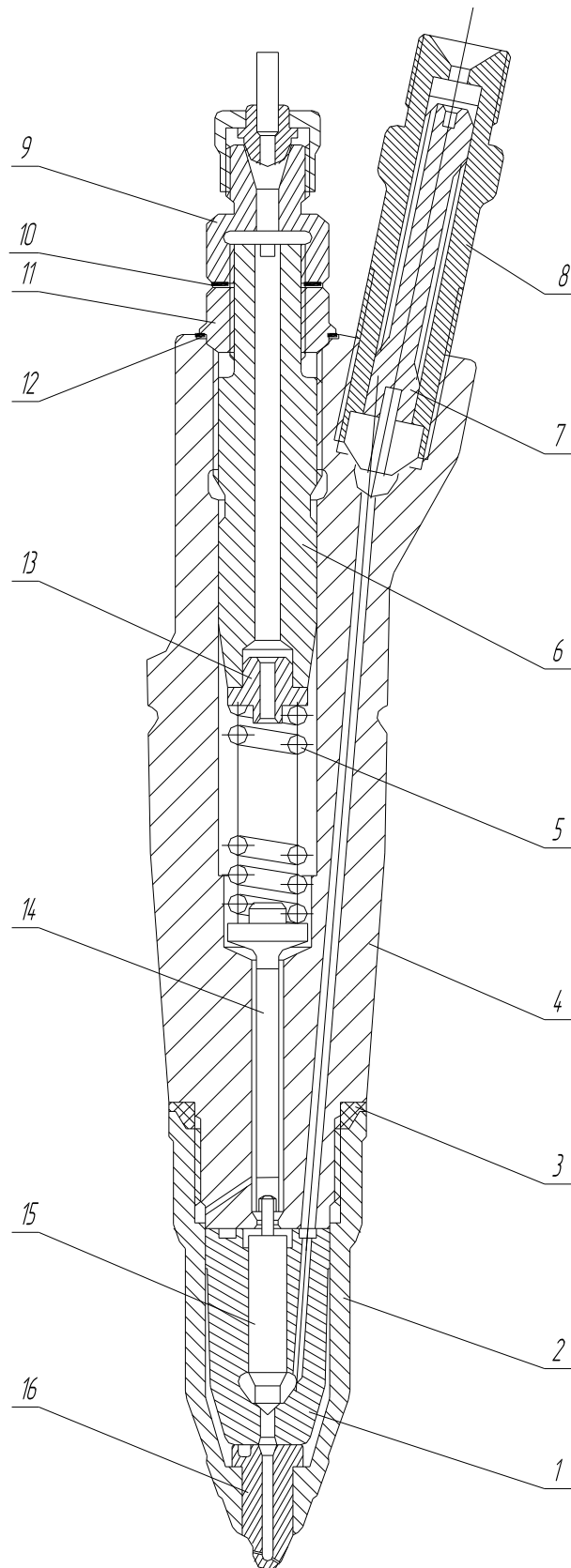


Рисунок 3.3 - Форсунка.

1 – корпус розпилювача; 2 - ковпак; 3 – ущільнююче кільце; 4 - корпус; 5 - пружина; 6 - штуцер;
 7 - фільтр; 8 – корпус фільтра; 9 – штуцер; 10, 12 - прокладка; 11 – контргайка; 13 - наконечник;
 14 – штовхач; 15 - голка; 16 – сопловий наконечник.

Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата

ПФ НУК 131.61.20.07.ПЗ

Лист

59

При проектуванні паливної системи необхідно чітко визначитися за яким циклом буде працювати двигун.

Варіант I

Забезпечення мінімальної запальної порції дизельного палива, використовуючи його як засіб заміни іскрового запалення, тобто запальна порція дизельного палива складає 0,025...0,05 % від номінальної витрати при роботі на дизельному паливі (а може, і менше). При цьому двигун запускається і зупиняється в режимі газодизеля. Робота двигуна по дизельному циклу (без газу) виключається навіть на холостому ходу. Такий напрям буде дуже перспективним для спалювання та утилізації звалищних та низькокалорійних газів, оскільки енергетична потужність 1 (одного) відсотка дизельного палива від витрати на номінальній потужності в декілька тисяч раз більше, ніж енергія іскрового розряду на свічці що буде гарантувати надійний підпал будь-якого газу.

Варіант II

Забезпечення мінімально можливої запальної порції дизельного палива із збереженням всіх параметрів при роботі двигуна на дизельному паливі. Тобто збереженням номінального режиму на дизельному циклі і забезпеченням мінімальних витрат дизельного палива при роботі по газодизельному циклу і високій надійності паливної апаратури. За наявності можливості використання змінних розпилювачів адаптованих для кожного конкретного режиму роботи. В даному випадку до вибору розпилювача треба підходити з урахуванням особливостей його роботи на запальній порції і мінімізацією його витрати на даному режимі і забезпеченням оптимальних параметрів уприскування у всьому діапазоні роботи на дизельному паливі. Як варіант, про що вже мовилося раніше, можна допустити змінні деталі при переході з одного виду палива на інший, але при цьому трудомісткість заміни повинна бути мінімальною, а змінні деталі не дуже дорогими.

Найперспективнішим зниження запальної дози дизельного палива в обох випадках може бути забезпечене шляхом застосування так званих модуляторів імпульсів тиску (MIT). За рахунок інтенсифікації процесу уприскування шляхом

					ПФ НУК 131.61.20.07.ПЗ	Лист
						60
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

застосування МІТ запальна доза дизельного палива може бути понижена до 3...5% від номінальної витрати на дизельному паливі при використуванні штатної паливної апаратури дизельних двигунів без використування змінних деталей паливної апаратури. При цьому розпилювач форсунки оптимізований для роботи в режимах газодизеля чи дизеля залежно від режиму роботи двигуна. Дана паливна апаратура буде надійна працювати, як в режимі дизеля, так і в режимі газодизеля і не вимагає змінних деталей.

Спроектована в дипломному проекті система спроможна працювати по двом циклам. При переводі дизеля в газодизель, двигун не вийде на 100% потужність через те, що встановлений спроектований розпилювач з малою кількістю соплових отворів та їх малим діаметром. При потребі користувача в роботі двигуна по дизельному циклу на 100% необхідно замінити розпилювачі.

3.2 Пропозиції щодо модернізації ПНВТ.

Проектований двигун здатний працювати по дизельному та газодизельному циклу. При переводі його на дизельний цикл з виходом на 100% потужності тиск в трубопроводах високого тиску досягає максимуму.

По мірі підйому плунжера ПНВТ паливо стискається, в наслідок чого тиск в трубопроводі високого тиску збільшується. Коли він стане рівним тиску затяжки пружини модулятора, а це приблизно 0,4...0,45 від тиску початку вприскування, плунжер модулятора підіймається, при цьому тиск тримається майже постійним за рахунок під'єднання до системи під плунжерного об'єму.

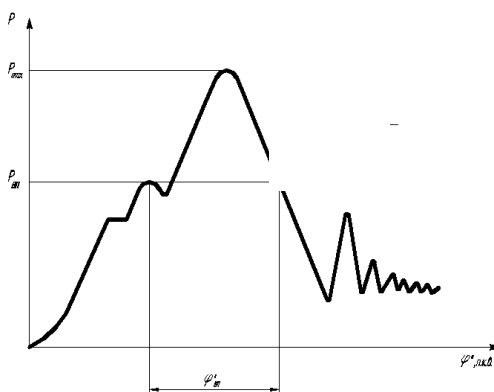


Рис. 3.4 - Діаграма зміни тиску.

Потім тиск знову починає рости і при досягненні тиску початку вприскування (30 МПа) підіймається голка форсунки. Тиск при цьому дещо падає. В подальшому, завдяки швидкості руху плунжера що зростає, тиск знову збільшується і його зниження настає лише після відкриття відсічного каналу. Посадка голки під дією сили пружини перешкоджає потраплянню палива в камеру згорання.

За допомогою деяких конструктивних змін в ПНВТ можна знизити максимальний тиск. А саме зробити так, щоб корпус нагнітаючого клапана був не жорстко закріплений, а був напружений тарілчастою пружиною відрегульованою на заданий тиск. При досяганні цього тиску паливом в порожнині насоса між втулкою і корпусом клапана з'являється зазор через який стравлюється частина палива необхідна для зниження тиску до заданого.

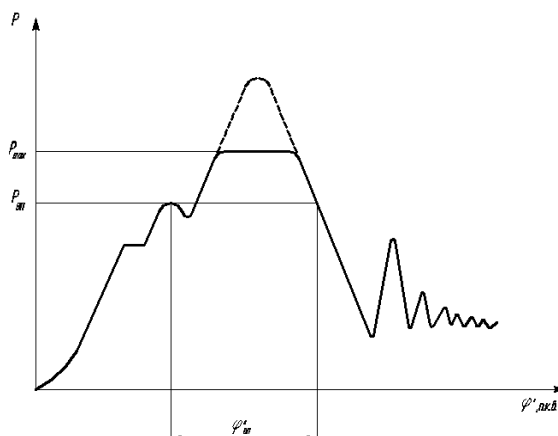


Рис. 3.5 - Діаграма зміни тиску після встановлення МІТ.

3.3 Обґрунтування встановлення модулятора.

На базовому двигуні 12ЧН 26/26 застосовується паливний насос високого тиску (ПНВТ), який має діаметр плунжера 17мм та хід 22мм. Проектований двигун 12ГЖЧН 26/26 працює при запальній дозі 3% і має циклову подачу палива $V_{ц} = 0.033$ г/цикл.

Подача такої мізерної циклової порції палива насосом з діаметром плунжера 17мм не доцільна, так як об'єм стиснутого палива є дуже близьким до об'єму над плунжерного простору при його верхньому положенні. Як наслідок можуть

виникнути проблеми з організацією робочого процесу а саме: між циклова нестабільність подачі палива та пропуски спалахів, що є небажаним явищем особливо для двигуна в якому в якості палива використовується газ.

Виходячи з вище зазначених умов необхідно збільшити активний хід плунжера ПНВТ при цьому збільшиться об'ємна подача, але нам необхідно отримати задану запальну порцію в 3%.

Одним з рішень - є встановлення модулятора. Встановлення його дозволить збільшити об'ємну подачу за рахунок: об'єму під плунжером модулятора куди відводиться частина палива; збільшення зазору між плунжером та гільзою.

Таким чином позитивний ефект при встановленні МІТ досягається за рахунок: збільшення крутизни фронтів початку та закінчення подачі палива, що підвищує швидкість переміщення голки форсунки, внаслідок чого вона підіймається швидше і встигає вийти на верхній упор.

Збільшення активного ходу плунжера насоса викликане відведенням частини палива під плунжер МІТ, підвищує стабільність показників процесу паливоподачі від циклу до циклу і по циліндрах; об'єм стискаемого палива, що знаходиться наприкінці впорскування в порожнині під плунжером МІТ, дозволяє стабілізувати залишковий тиск на оптимальному рівні.

Принцип роботи модулятора імпульсів тиску є наступним. У двигунах, при відносно довгих паливних трубопроводах, в останніх виникають коливальні процеси внаслідок наявності обурень, що порушують сталий рух рідини.

Такі обурення мають місце у торця плунжера через змінну швидкість його руху і короткочасності дії, у соплових отворів, біля відсічних вікон і т.д. Виникаючі у плунжера хвилі тиску розповсюджуються по трубопроводу із швидкістю звуку, відображаються від форсунки у зворотному напрямі (до насоса), знову відображаються і т.д., що супроводжується зміною в системі тиску і швидкостей.

При досягненні в порожнині модулятора тиску 0,4...0,45 від тиску впорскування палива форсункою плунжер підіймається з певною швидкістю до регулювального кільця модулятора яким регулюється хід плунжера.

При торканні плунжера регулювального кільця відбувається додаткова хвиля яка розповсюджується по трубопроводу високого тиску. Ця хвиля тиску додається ця з існуючими раніше і підриває голку форсунки.

При невірному регулюванні модулятора, а тобто початку підйому плунжера будуть відбуватися додаткові впорскування, або передчасне впорскування. В дипломному проекті пропонується доопрацювання модулятора з метою регулювання тиску початку переміщення плунжера.

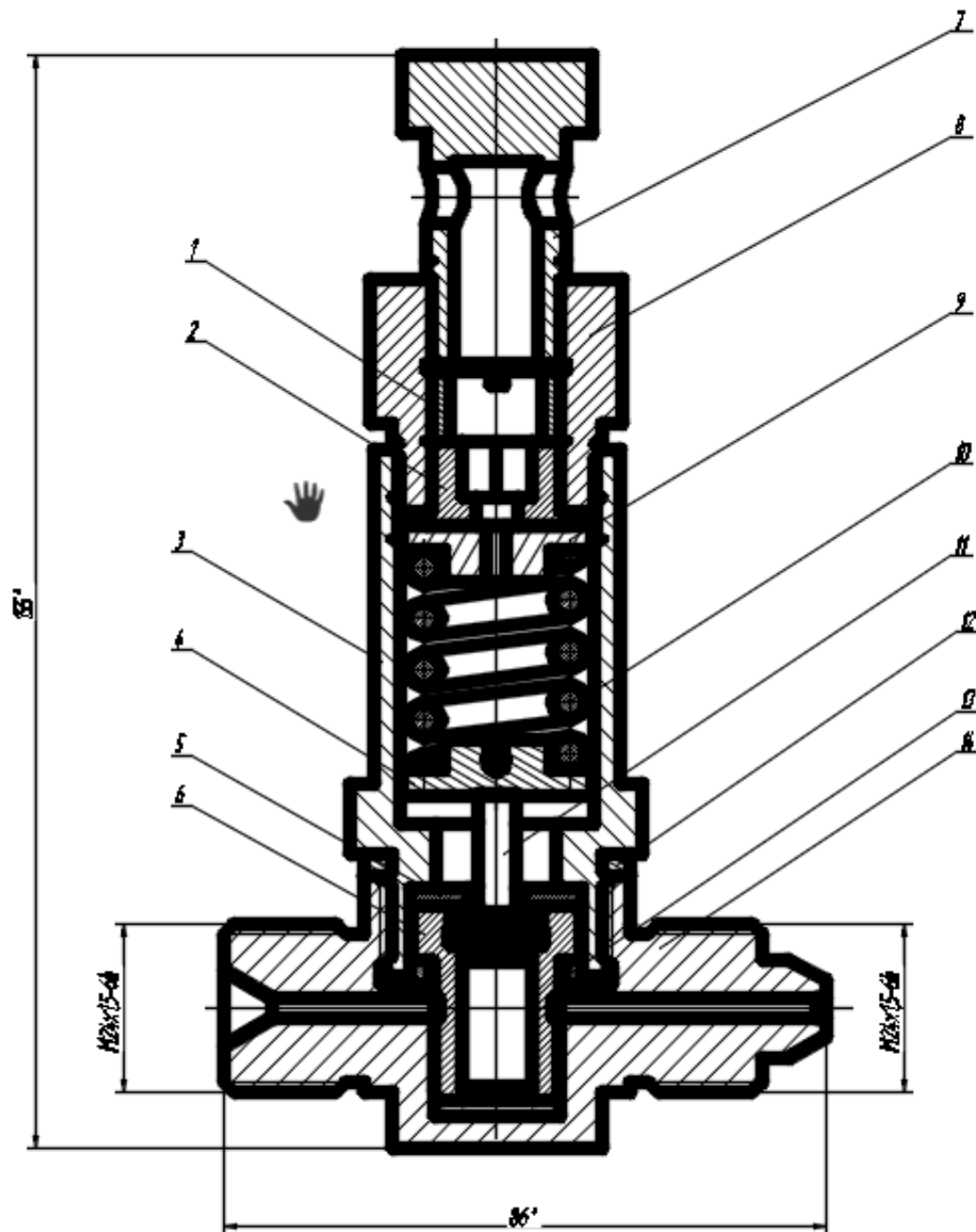


Рис. 3.6 – Модулятор імпульсів тиску.

3.4 Розрахунок параметрів паливного насосу високого тиску

3.4.1 Початкові дані для розрахунку секції паливного насоса

$P_e = 1360$ кВт - ефективна потужність;

$n = 750$ хв⁻¹ - частота обертання двигуна;

$i = 12$ число циліндрів;

$g_e = 217$ г/(кВт*год) - питома ефективна витрата палива;

$\tau = 4$ тактність двигуна;

$\rho_T = 842$ кг/м³ - щільність палива;

3.4.2 Розрахунок параметрів ПНВТ

Циклова подача

$$V_{\text{ц}} = \frac{g_e \cdot P_e \cdot \tau \cdot 10^3}{120 \cdot n \cdot i \cdot \rho_T \cdot 10^{-3}} = \frac{217 \cdot 1.36 \times 10^3 \cdot 4 \cdot 10^3}{120 \cdot 750 \cdot 12 \cdot 842 \cdot 10^{-3}} = 1.298 \times 10^3 \text{ мм}^3/\text{цикл}$$

Теоретична подача секції паливного насоса

$$V_T = \frac{V_{\text{ц}}}{\eta_H}$$

де $\eta_H = 0.75$ - ККД насоса

$$V_T = \frac{V_{\text{ц}}}{\eta_H} = \frac{1.298 \times 10^3}{0.75} = 1.731 \times 10^3 \text{ мм}^3/\text{цикл}$$

Повна продуктивність секції паливного насоса

$$V_H = 3.1 \cdot V_T = 3.1 \cdot 1.731 \times 10^3 = 5.366 \times 10^3 \text{ мм}^3/\text{цикл}$$

Відношення ходу плунжера до діаметру плунжера приймаємо рівним

$$S_{\text{дпл}} = 1.2$$

Діаметр плунжера розрахунковий, в мм

$$d'_{\text{ПЛ}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\text{Н}}}{\pi \cdot S_{\text{дПЛ}}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 5.366 \times 10^3}{\pi \cdot 1.2}} = 17.856$$

Діаметр плунжера розрахунковий, в мм

$$d_{\text{ПЛ}} = 18$$

Повний хід плунжера розрахунковий, в мм

$$s'_{\text{ПЛ}} = d_{\text{ПЛ}} \cdot S_{\text{дПЛ}} = 18 \cdot 1.2 = 21.6$$

Повний хід плунжера прийнятий, в мм

$$s_{\text{ПЛ}} = 22$$

Активний хід плунжера

$$s_{\text{акт}} = \frac{4 \cdot V_{\text{Т}}}{\left(\pi \cdot d_{\text{ПЛ}}^2\right)} = \frac{4 \cdot 1730.858}{\pi \cdot 18^2} = 6.802$$

Повна продуктивність секції спроектованого паливного насоса дизеля

$$V_{\text{н.пр}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ПЛ}}^2}{4} \cdot s_{\text{акт}} = \frac{\pi \cdot 18^2}{4} \cdot 6.802 = 1.731 \times 10^3 \quad \text{мм}^3/\text{цикл}$$

Продуктивність секції спроектованого паливного насоса газодизеля

$$V_{\text{н.пр.гд}} = \delta_{\text{ц}} \cdot V_{\text{н.пр}}$$

де $\delta_{\text{ц}} = 0.03$ доля вприснутого палива в газодизельному циклі

$$V_{\text{н.пр.гд}} = \delta_{\text{ц}} \cdot V_{\text{н.пр}} = 0.03 \cdot 1.731 \times 10^3 = 51.926 \quad \text{мм}^3/\text{цикл}$$

3.5 Розрахунок параметрів форсунки

3.5.1 Початкові дані

$p''_c = 4.569$ МПа - дійсний тиск в кінці стиску;

$p_z = 9.930$ МПа - тиск в кінці згоряння;

$n = 750$ хв⁻¹ - частота обертання двигуна;

$V_{\Pi} = 1298.144$ мм³/цикл - циклова подача палива;

$\rho_T = 842$ кг/м³ - щільність палива;

$\Delta\varphi = 28$ ° - кут подачі палива;

$\mu_{\Phi} = 0.75$ - коефіцієнт витрати через форсунку;

$m = 12$ - кількість соплових отворів форсунки;

Число та розташування отворів сопла вибирають виходячи з форми камери згоряння та способу сумішоутворення.

В дизелях з плівковим сумішоутворенням застосовують одно- та двохдиркові розпилювачі з діаметром отвору 0,4...0,6 мм, а в дизелях з об'ємним сумішоутворенням - багатодиркові розпилювачі з діаметром отворів 0,2 мм та більше.

Розрахунок форсунки. За результатами теплового розрахунку дизеля та паливного насоса високого тиску визначаємо діаметр соплових отворів форсунки.

Тривалість подачі палива в градусах повороту колінчастого валу приймаємо рівною $\Delta\varphi=28^\circ$.

Час витікання палива, с:

$$\Delta t_{\Pi} = \frac{\Delta\varphi}{(6 \cdot n)} = \frac{28}{6 \cdot 750} = 6.222 \times 10^{-3}$$

Середній тиск газу в циліндрі у період вприскування, МПа:

$$p_{\Pi} = \frac{(p''_c + p_z)}{2} = \frac{4.569 + 9.930}{2} = 7.249$$

Середній тиск розпилювання приймаємо рівним p_{ϕ} , МПа.

$$p_{\phi} = 60$$

Середня швидкість витікання палива через отвори сопла, м/с:

$$w_{\phi} = \sqrt{\frac{2}{\rho_T} \cdot (p_{\phi} - p_{\Pi}) \cdot 10^6} = \sqrt{\frac{2}{842} \cdot (60 - 7.249) \cdot 10^6} = 353.975$$

Сумарна площа соплових отворів, мм²:

$$f_c = \frac{V_{\Pi}}{\mu_{\phi} \cdot w_{\phi} \cdot \Delta t_{\Pi} \cdot 10^3} = \frac{1.298 \times 10^3}{0.75 \cdot 353.975 \cdot 6.222 \times 10^{-3} \cdot 10^3} = 0.786$$

Діаметр соплового отвору, мм:

$$d_c = \sqrt{4 \cdot \frac{f_c}{(\pi \cdot m)}} = \sqrt{4 \cdot \frac{0.786}{\pi \cdot 12}} = 0.289$$

3.6 Висновок по розділу

В ході проектування було проаналізовано сучасні системи подачі дизельного палива та обрано систему з гідравлічним запиранням голки та механічним відсіканням імпульсу тиску, що дає можливість корегування циклової порції палива в малих межах. В нашому випадку застосування модулятора імпульсів тиску на кожен циліндр, дозволило забезпечити використання штатної паливної апаратури без суттєвих конструктивних та технологічних змін. Дані зміни лише стосувалися встановленням модуляторів та каналів відводу надлишкового палива.

Розрахунок параметрів вприскування показав, що завдяки модулятору імпульсів тиску, вдалося довести циклову порцію палива до рівня 2 – 5% від номінальної. Це цілком достатньо для реалізації газодизельного робочого циклу, де циклова порція в такому відсотковому відношенні виступає в якості запальної дози.

					ПФ НУК 131.61.20.07.ПЗ	Лист
						69
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

4 ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

При написанні даного розділу було використано джерело [5].

Охорона праці – це система законів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально – економічних, організаційних, технічних і санітарно – гігієнічних заходів.

Задачі охорони праці – звести до мінімуму можливі поранення і захворювання працюючих, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання чи зниженню працездатності.

Між небезпечним і шкідливим факторами не завжди можна провести чітку границю. Той самий фактор може привести до нещасного випадку чи до зниження продуктивності праці.

При проектуванні двигуна значну увагу приділяють вирішенню питань охорони праці та навколишнього середовища, так як двигун є джерелом небезпечних і шкідливих виробничих факторів, а також джерелом забруднення навколишнього середовища і за багатьма аспектами має пряме відношення до проблем захисту природи.

В спроектованому двигуні небезпечними і шкідливими факторами згідно ГОСТ 12.003-74 є деталі і вузли які рухаються, паливо і випускні гази, які містять шкідливі речовини а також шум та вібрація, що виникають в процесі роботи двигуна. Державними стандартами, санітарними нормами визначені норми викидів шкідливих речовин в навколишнє середовище, димність відпрацьованих газів, безпечність роботи двигуна, для дотримання яких розробляється ряд спеціальних заходів по організації робочого процесу двигуна та зменшення

					ПФ НУК 131.61.20.07.ПЗ	Лист
						70
Зм.	Лист	№ док-м.	Підпис	Дата		

шкідливого впливу двигуна на довкілля шляхом встановлення різноманітних систем та пристроїв нейтралізації шкідливих речовин.

Для безпеки обслуговування двигуна всі частини, що обертаються мають захисні щитки, люки та огороження, пофарбовані в червоний колір для привернення уваги та позначення джерела потенційної небезпеки. Найбільш теплонапружені деталі і місця двигуна мають додаткове охолодження, а випускний колектор ізолюваний азбестовим шнуром.

Таким чином в цілому забезпечується досить безпечна робота персоналу при обслуговуванні двигуна за умови дотримання відповідних вимог та правил техніки безпеки.

4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених спроектованим двигуном.

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують двигун, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ГОСТ 12.0.003 – 83. Пари паливо-мастильних матеріалів проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів.

Шум та вібрація негативно впливають на обслуговуючий персонал, знижують працездатність, увагу, призводять до швидкої втомлюваності та при перевищенні допустимих норм можуть викликати різноманітні захворювання людського організму.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й мастила, які при потраплянні до організму людини можуть викликати хронічні захворювання та навіть отруєння та смерть.

По СНиПу 245 – 71 величина припустимої концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³.

					ПФ НУК 131.61.20.07.ПЗ	Лист
						71
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

Двигун працює на газоподібному паливі, що створює небезпеку витікання газу в приміщення енергетичної установки при розгерметизації елементів паливної апаратури та створює небезпеку вибуху газу в приміщенні.

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна завдати людині опіків. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячі частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами або захисними огороженнями.

4.2 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації.

Причиною пожеж у приміщенні енергетичної установки є: несправні електроприлади, самозаймання обтирочного матеріалу, несправність запірної арматури, розгерметизація елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легкозаймистими речовинами.

Електробезпека.

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, викликає гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших біологічних рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні можуть з'являтися токсичні сполуки (CO ; SO_2 ; C_nH_m). Щоб запобігти підвищенню концентрації шкідливих речовин, необхідна система ефективної вентиляції.

Система вентиляції призначена для створення нормальних умов повітряного середовища в приміщенні.

Вентиляції, що застосовуються в приміщенні енергетичної установки: штучна, приточна і природна.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

1. Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.
2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.
3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста, надійна в експлуатації й ефективна.

Шум.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Негативно впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму на протязі тривалого часу спостерігається втома слухового апарату, що може привести до часткової чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1

Таблиця 4.1 Санітарні норми шуму

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_o , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація.

Вібрація виникає через динамічну неврівноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового пасу, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації наведені в таблиці 4.2

Таблиця 4.2 Санітарні норми вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с*10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні енергетичної установки

Рівень шуму, що створює проектований двигун визначимо по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Ne^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{Дб}$$

де: n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 750 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання, $n = 750 \text{ хв}^{-1}$;

N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 1360 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \lg(750 + 1360^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{750}{750}\right) \right] = 87,039 \text{ Дб}$$

Рівень шуму перевищує припустимі значення. Необхідно проводити заходи щодо зниження рівня шуму.

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб. Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі кожухи або бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб. Для зниження механічного шуму необхідно зменшувати зазори між деталями і вузлами (наприклад між юбкою поршня і гільзою), виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинаючими покриттями.

Рівень вібрації для двигуна визначаємо по формулі:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Ne^{0.55} \cdot \left(\frac{1+Ne}{m}\right)}{1 + \left(\frac{1}{1500}\right)^3 \cdot \frac{m}{Ne}} + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right), \text{Дб}$$

де m – маса двигуна, $m = 24000 \text{ кг}$;

					ПФ НУК 131.61.20.07.ПЗ	Лист
						74
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{750 \cdot 1360^{0.55} \cdot \left(\frac{1+1360}{2400} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{24000}{1360}} + 30 \lg \left(\frac{750}{750} \right) \right) = 88,6 \text{ Дб}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: підбір поршнів і шатунів за ваговими групами, маховик, противаги, спеціальні подушки, які гасять вібрацію.

Заходи по зниженню шуму і вібрації.

Шум і вібрація двигунів внутрішнього згоряння негативно впливають на здоров'я працюючих, зменшують продуктивність праці, притупляють увагу, що може призвести до виникнення нещасних випадків. Двигуни у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації.

Найбільш ефективним і, одночасно, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Метод полягає у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у підвищенні точності виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, доведення і притирання деталей, вибір підшипників з малими зазорами).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції приміщення. Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації, а також закріплення дверей та люків з метою зменшення вібрації.

Ефективним способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: навушників, гермошоломів і касок, звукоізолюючих кабін з яких провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяють зменшити шум на 15 – 20 Дб.

4.3 Висновок по розділу.

З проведених розрахунків шуму та вібрації створених в процесі роботи спроектованим двигуном видно, що їхні значення дещо перевищують допустимі санітарні норми, що буде справляти негативний вплив на обслуговуючий персонал.

Тому крім стандартних засобів гасіння шуму та вібрації, таких як підбір поршнів і шатунів за ваговими групами, маховик, противаги, капотування двигуна та ін., було запропоновано ряд додаткових заходів, які дозволять знизити рівень шуму та вібрації двигуна серед яких: застосування спеціальних вібропоглинаючих опор для двигуна, звукоізолюючих кабін з яких проводиться управління двигуном, використання засобів індивідуального захисту обслуговуючим персоналом, зменшення зазорів в деталях двигуна за рахунок притирання та підгонки деталей.

Щодо заходів спрямованих на підвищення рівня техніки безпеки та протипожежного захисту, то до них можна віднести встановлення в приміщенні автоматичної системи пожежогасіння та систем сигналізації про перевищення концентрації в приміщенні речовин небезпечних для здоров'я та наявність вибухонебезпечних речовин, що в поєднанні з ефективною системою вентиляції дозволить значно знизити ризик виникнення захворювань в обслуговуючого персоналу та пожежі в приміщенні.

Також необхідно приділяти значну увагу проведенню відповідних інструктажів з техніки безпеки та протипожежного захисту серед обслуговуючого персоналу, організації комплексу заходів по систематичному підвищенню рівня кваліфікації робітників, обладнання приміщення всіма необхідними засобами для інформування та попередження працівників про можливі небезпеки на підприємстві та порядок дій при виникненні небезпечних ситуацій.

Поєднання комплексу всіх вище перелічених заходів дозволить створити безпечні та комфортні умови для робочого персоналу.

					ПФ НУК 131.61.20.07.ПЗ	Лист
						76
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

5 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРИЙНЯТИХ РІШЕНЬ.

5.1 Економічні аспекти переводу дизеля на газове паливо

Перевагами використання газового палива у порівнянні з рідким паливом нафтового походження є те, що він виймається з надр та використовується практично без подальшої переробки. Це визначає його відносно низьку собівартість порівняно з продуктами переробки нафти.

В даний час на одного жителя в атмосферу викидається 200-250 кілограмів хімічних сполук в рік, в той час як в 2000 році цей показник був в районі 150 кілограм. Основними причинами забруднення атмосферного повітря є:

- застарілі технології;
- невисока ефективність очисних установок;
- порушення технологічного режиму.

Внесок силових установок різного експлуатаційного призначення в забруднення повітряного басейну сягає 60% і більше, а в мегаполісах - 90% від загального викиду. Для скорочення викидів повинні бути прийняті стандарти для впровадження найкращих доступних технологій переробки та очищення, програми модернізації енергетичного сектора та впровадження засобів екологічного захисту навколишнього середовища від забруднення.

Природний газ має заслужену репутацію одного з чистих видів палива в частині зниження емісії шкідливих речовин. Численні дослідження по всьому світу показали, що двигуни, що працюють на природному газі, виробляють менше шкідливих емісій в порівнянні з бензином, дизельним паливом або скрапленим нафтовим газом, незважаючи на значне поліпшення якості цих видів палива в останні роки.

Нижче приведений розрахунок, який доводить доцільність конвертації дизель-генераторної установки на базі двигуна 12ЧН 26/26 на газодизельний робочий цикл з використанням в якості основного палива стисненого природного газу, та використанням дизельного палива з запальною дозою в 3%.

					ПФ НУК 131.61.20.07.ПЗ	Лист
						77
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

5.3 Висновок по розділу.

Як виявилось в ході розрахунку економічної ефективності від впровадження модулятора імпульсів в дизельній паливній апаратурі, для переводу дизеля на газодизельний цикл, було отримано значний економічний ефект (понад 12 млн.грн) з терміном окупності ($\approx 1,3$ роки). Це в першу чергу пов'язано з тим, що на сьогодні спостерігається суттєве зростання вартості рідкого палива проти газового. Як наслідок такої ситуації, витрати на експлуатацію, встановлення паливної апаратури нового типу, витрата на зарплату робітників та інші витрати споживача доволі швидко окупаються.

					ПФ НУК 131.61.20.07.ПЗ	Лист
						81
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

Поставлене в ході даного дипломного проекту завдання: підвищення ефективності стаціонарної електростанції потужністю 1360 кВт спроектованій на базі двигуна прототипу 12ЧН 26/26, за рахунок вдосконалення системи подачі палива можна вважати повністю виконаним.

Розрахована в конструкторському розділі ефективна потужність проектного двигуна склала $P_e = 1360,2$ кВт, відрізняється від заданої на 0,02 %. При цьому дане отримане значення номінальної потужності не виходить за межі допустимої похибки розрахунку у 5%.

В результаті виконаних розрахунків отримано параметри робочого циклу проектного двигуна, які дали можливість побудувати теоретичну та дійсну індикаторну діаграму, а за результатами теплового розрахунку було визначено складові зовнішнього теплового балансу. Крім того було обчислено величини сил та моментів, що діють в кривошипно-шатунному механізмі.

Спеціальна частина дипломного проекту стосувалася розробки конструкції модулятора імпульсів, що входить складовим елементом до системи живлення рідким паливом дизельного двигуна, і за рахунок керованої відсічки імпульсу дає можливість зменшити номінальну циклову порцію (100%) до мінімальної (2-5%) без внесення суттєвих змін в конструкцію паливної апаратури дизеля та порушення характеристик вприскування. За таких умов роботи дизеля, мінімальна циклова порція може бути використана як запальна доза в газодизельному циклі, що і було доведено в спеціальній частині даної роботи.

Для спроектованого двигуна в даному проекті розглянуто питання щодо захисту навколишнього середовища, та мінімізацію шкідливого впливу на нього від спроектованого двигуна. Запропоновано комплекс заходів з охорони праці, та заходів направлених на безпечну експлуатацію двигуна.

Розрахунок економічного ефекту від впровадження пропонованої новації, показав річний ефект на рівні 12, 075 млн. грн з терміном окупності в 462 дні ($\approx 1,3$ роки), головним чином за рахунок переходу з рідкого палива на газове.

					ПФ НУК 131.61.20.07.ПЗ	Лист
						82
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Тепловозные дизели типа Д49 / Е. А. Никитин, В.М. Ширяев, В.Г. Быков и др.; Под ред. Е.А. Никитина – М.: Транспорт, 1982., 255 с.
2. Корчагін С.О., Доценко С.М., Методичні вказівки до виконання практичних робіт, курсових робіт та конструкторського розділу дипломного проекту «Розрахунок робочого процесу газодизельного двигуна» для студентів спеціальності «Двигуни внутрішнього згоряння» - Первомайськ, ППІ – 40с.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 375с.
4. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов. - М.: Высшая школа, 1980. - 400с., ил.
5. Система стандартів безпеки праці.
6. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напрямку підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.
7. Клевцов Б.А., Коровяк В.Е., Кулик І.В., «Використання палив альтернативного походження в ДВЗ»/ Матеріали міжвузівської студентської науково-практичної конференції «Молодь, Освіта, Наука 2020», - ПФ НУК 21 травня 2020 року, - 84 с.