МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Первомайська філія

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувачка кафедри
_____Нестеренко В.В.

«___» грудня 2020 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему*:* Підвищення техніко-економічних показників стаціонарного двигуна внутрішнього згоряння потужністю 25 кВт за рахунок використання альтернативного газового палива.
Двигун–прототип: 4Ч10,5/13

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-19

_____ ***Пашковський В.Р.***
(підпис)

Керівник роботи: викладач кафедри «ЕМ»
(посада, науковий ступень вчене звання)

_____ ***Краснощок М.М.***
(підпис)

Первомайськ - 2020 р.

ЗМІСТ

Вступ

1 Загальний розділ……..

1.1 Опис електростанції на базі проектованого двигуна…….

1.2 Опис конструкції базового двигуна ……..…….

2 Конструкторський розділ ……..…..…..

2.1 Вимоги до проектованого двигуна та вибір вихідних даних робочого циклу……

2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна……..……....

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми…..……..

2.4 Аналіз індикаторних та ефективних показників проектованого двигуна в порівнянні з базовим…….

2.5 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ ..…….

2.6 Розрахунок теплового балансу двигуна…….……

3 Науковий розділ……..…….……...

3.1 Аналіз існуючих конструкцій системи подачі газового палива…....……

3.2 Пропозиції по вдосконаленню конструкції системи подачі палива……...

3.3 Розрахунки змішувальної камери та впускного колектору……

4 Охорона праці та навколишнього середовища……..…….

4.1 Заходи з охорони праці…..…….……

4.2 Охорона навколишнього середовища……

4.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів……..

4.4 Заходи щодо зниження шуму та вібрації……

4.5 Техніка безпеки при експлуатації газового двигуна……

					ПФ НУК 131.61.20.15 ПЗ		
Змн.	*Арк.*	*№ докум.*	*Підпис*	*Дата*			
Розроб.		Пашковський			Пояснювальна записка	*Літ.*	*Арк.*	*Аркушів*
Перевір.		Краснощок						
						61-ТЕМмаг-19		
Н. Контр.		Краснощок						
Затверд.		Нестеренко						

5 Техніко-економічне обґрунтування прийнятих технічних рішень……
5.1 Розрахунок собівартості та ціни модернізованого двигуна…….
5.2 Розрахунок економічного ефекту від застосування системи подачі палива покращеної конструкції……

Висновок…….....
Література…….....

Графічна частина магістерської роботи

Поперечний перетин двигуна 4ГЧ10,5/13, А1, СК

Загальний вид електростанції, А1, СК

Заслонка, А2, СК

Камера змішувальна, А2, СК

Схема системи подачі газа до двигун-генератора 4ГЧ 10,5/13, А1, СК

Індикаторна діаграма та діаграма сил що діють в КШМ, А1, СК

ВСТУП

Застосування двигунів внутрішнього згоряння, що працюють на газовому паливі, є на сьогоднішній день актуальним питанням, яке виникло у зв'язку із зменшенням видобутку нафти провідними нафтодобувними країнами. Зменшення об'ємів видобутку нафти в свою чергу різко загострило проблему забезпечення ДВЗ моторним паливом. Ця проблема не може бути вирішена за рахунок поглибленої переробки нафти, так як крім значних додаткових капітальних вкладень, вона не ліквідує дефіцит у моторному паливі і скоротить вихід котельно-пічного палива нафтового походження, потреба в якому також відчувається досить гостро.

Окрім того проблема дефіциту моторного палива поглиблюється погіршенням екологічного стану, особливо в великих містах, де основним забруднювачем атмосфери є транспорт.

У вирішенні проблеми скорочення витрат нафтового моторного палива і оздоровлення повітряних басейнів міст ведуча роль відводиться газовому паливу, яке без переробки використовується у вигляді природного газу, або ж скрапленого нафтового газу.

Аналіз показує, що в теперішній час ці два виду палива є самими ефективними, в зв'язку з чим вони широко розпочали застосовуватися в багатьох країнах світу.

Одним з головних рушійних мотивів збільшення частки природного газу в господарській діяльності людини стає необхідність скорочення парникового ефекту. В порівнянні з іншими видами викопного палива, природний газ має незаперечні екологічні переваги. У більшості зарубіжних досліджень робиться висновок про те, що застосування природного газу в двигунах дозволяє скоротити парникові викиди на 20%. Норми токсичності відпрацьованих газів двигунів транспортних засобів стають все більш жорсткими. Природний газ вже сьогодні може забезпечити двигунам відповідність екологічним нормам "Євро-4".

В відмінності від теплоенергостанцій, які при спалюванні вугілля або деревини викидають в атмосферу багато шкідливих речовин, в основному таких як сажа, спалювання природного газу в циліндрах газового двигуна дає можливість отримати не тільки електричну і теплову енергію, але й значно зменшити забруднення екології місцевості, де будуть використовуватись такі двигуни. При застосуванні газових двигунів практично у всіх сферах господарства важливим є те, що поряд із виробництвом електричної енергії можливо виробляти і теплову енергію.

Метою та завданням роботи є забезпечення надійної та тривалої роботи двигуна 4ГЧ10,5/13 з розробленою конструкцією системи подачі газового палива, яка дозволяє значно зменшити витрати на пальне при експлуатаціїї двигуна. **Апробація результатів дослідження**. Результати дослідження обговорювалися на «Міжнародній науково-технічній конференції , присвяченій 150-літтю від дня народження Некрасова Івана Степановича. Сучасний стан та проблеми двигунобудування.» Національний університет кораблебудування (Миколаїв, 26 – 27 листопада 2020р) та будуть викладені в матеріалах конференції після 25 грудня 2020р. [12].

1 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

При розробці електростанції, на базі двигуна внутрішнього згоряння, що може забезпечити електроенергією споживачів загальною потужністю 25 кВт, в якості базового двигуна був обраний двигун 4Ч 10,5/13.

Двигун-генератор призначений для установки на стаціонарних електростанціях для живлення електроенергією змінного струму різних споживачів в режимі паралельної роботи з електричною мережею.

Основним видом палива що, застосовується в даному двигуні є дизельне пальне. В даній роботі пропонується використати в якості основного палива для двигуна 4Ч10,5/13 природній газ.

1.1 Опис електростанції на базі проектованого двигуна

Стаціонарна автоматизована електростанція потужністю 25 кВт на базі двигун-генератора ДвГА-25, розміщена в приміщені, призначена для використовування як основне та резервне джерело електропостачання трифазним змінним струмом для промислових і комунальних об’єктів. Режим роботи – паралельний з електричною мережею необмеженої потужності.

Електростанція забезпечує тривалу надійну роботу за наступних умов:

- температура повітря, що оточує двигун-генератор від +8 до +45°С;
- температура зовнішнього повітря від -22 до +47°С;
- відносна вогкість не більш 88%;
- висота над рівнем моря до 1000 м;
- сейсмічність за шкалою Ріхтера до 8 балів.

Електростанція може працювати в ручному, автоматизованому і автоматичному режимі управління.

Загальний устрій електростанції.

Силова установка розташована на бетонному фундаменті для зменшення вібрації та шуму, також в машинному приміщенні електростанції знаходиться обладнання обслуговуюче двигун,

Розподільчий електричний щит та силовий щит знаходяться в приміщені для спостережинь. В машинному приміщенні біля двигуна розташований бак мастила та розширювальний бачок води.

Вентиляція станції складається з легкоз'ємного зонта, від якого повітря потрапляє до витяжного трубопроводу. Приміщення також вентилюється проточною вентиляцією.

Машинне приміщення обслуговується 0,5-тоним краном, що має висячу колодку з кнопками керування.

Також в машинному приміщені встановлена автоматизована протипожежна система.

1.2 Опис конструкції базового двигуна

Двигун 4Ч10,5/13 – чотирьохтактний, тронковий, простої дії, нереверсивний, з циліндровою потужністю $Ne_ц$ = 7,5 кВт при 1500 $хв^{-1}$, відноситься до складу високо-обертових двигунів.

Двигун призначений для використання в якості приводу генератора.

Двигун-генератори призначені для установки на стаціонарних електростанціях як основне або резервне джерело живлення електроенергією змінного струму різних споживачів в режимі паралельної роботи з промисловою мережею.

Остов двигуна

Блок-картер відлит з чавуну. Бугелі кріпляться до блок-картеру шпильками і гайками 1 (рис. 1,1).

На середньому корінному підшипнику з обох торців встановлені упорні півкільця 32, що перешкоджають осьовому переміщенню колінчастого валу.

На бугелі цього підшипника по діагоналі встановлені, фіксуючі штифти, що запобігають осьовому переміщенню бугеля. Півкільця 32, розташовані і в упорному бугелі, фіксуються від провертання штифтами.

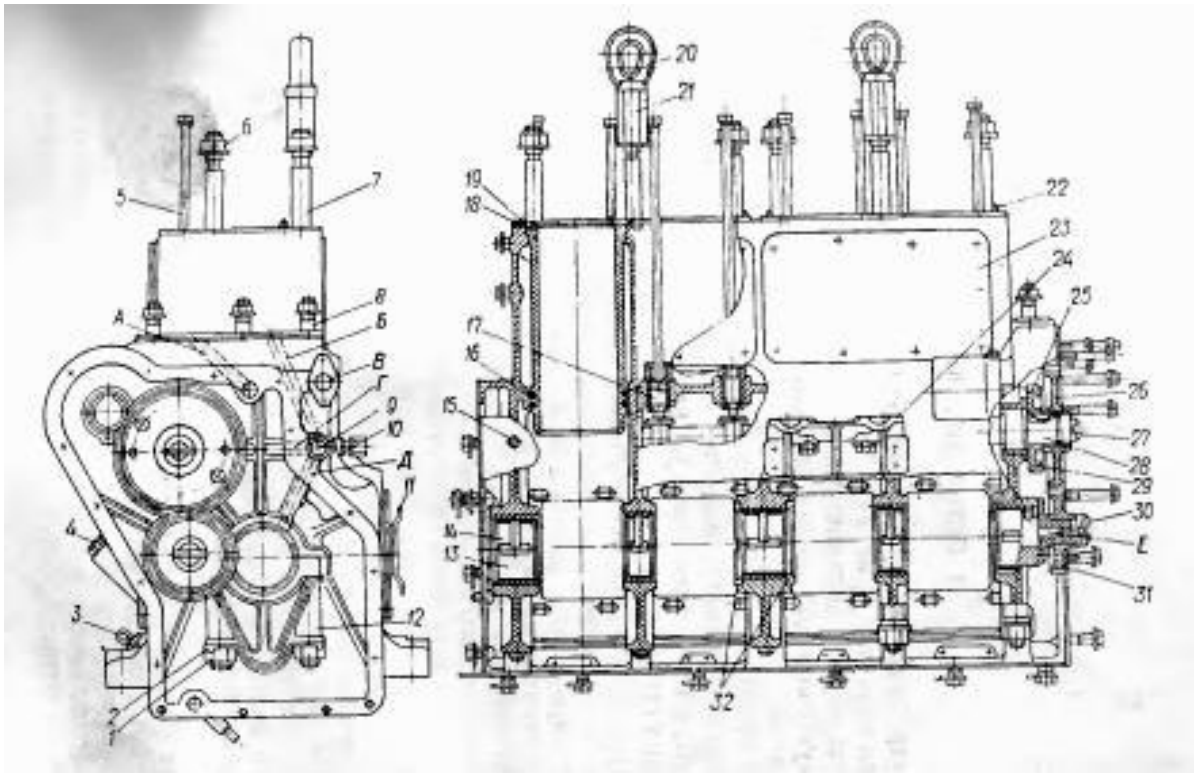

Рисунок 1.1 Блок-картер

1, 6, 21 – гайка; 2 – пластинчастий замок; 3 – маслоуказник; 4 – пробка горловини заливки масла; 5 – штанга штовхача; 7, 8 – шпильки; 9 – заглушка масляної магістралі; 10 – штуцерний болт; 11 – кронштейн кріплення РК-1500; 12 – бугель; 13 – вкладиш корінного підшипника нижній; 14 – вкладиш корінного підшипника верхній; 15 – стопорний гвинт; 16 – кільце ущільнювача; 17 – штовхач; 18 – прокладка; 19 – втулка циліндра; 20 – рим-болт; 22 – штифт; 23 – кришка люка; 25 – наполегливий підшипник розподільного валу; 26 – ведена шестерня розподільного валу; 27 – повідець; 28 – розподільний вал; 30 – проміжна муфта; 31 – проміжна шестерня; 32 – наполегливі півкільця; А, Б – канал для підведення масла в маслянный фільтр і відведення масла в центральну магістраль; В – канал підведення води в блок; Г – канал підведення масла до підшипників розподільного валу; Д – канал підведення масла до корінних підшипників; Е – канал підведення масла до проміжної шестерні.

Перша, третя і п'ята перегородки картера мають у верхній частині отвори, в які запресовані втулки, слугуючи підшипниками розподільного валу. Втулки фіксуються від провертання стопорними гвинтами 15, крайня права втулка стопориться штифтом в торець. Ця втулка є упорним підшипником 25 розподільного валу.

У поперечних перегородках кривошипної камери виконано п'ять похилих каналів, слугуючи для подачі масла до корінних підшипників з центральної масляної магістралі. Перша, третя і п’ята перегородки мають додаткові

горизонтальні канали Г, що сполучають нейтральну масляну магістраль з підшипниками розподільного валу.

Ущільнення між верхньою площиною блок-картера і головками циліндрів забезпечується прокладками 18 з азбостального полотна.

Ущільнення в нижній частині втулки 19 циліндра здійснюється двома гумовими кільцями 16, а у верхній – шляхом притирання бурту втулки до блоку.

З боку переднього торця блок-картер має порожнину, в якій розміщені штанги 5 штовхачів впускних і випускних клапанів.

У отворі нижньої стінки порожнини запресовані направляють штовхачів, виконані з чавуну. Між приливами під направляючі штовхачів 17 просвердлено чотири крізні канали для вентиляції картера і зливу масла з кронштейнів коромисел при роботі двигуна. Порожнина штанг штовхачів закрита кришкою 23.

Головка циліндрів — чугунна. На головці встановлені кронштейни коромисел. Масло для змазування коромисел підводиться через штуцер в кронштейні.

З боку випуску кронштейни мають штуцери для під’єднення трубопроводу вентиляції картера. Для усунення течі масла через зазори унаслідок підвищеного тиску в картері, а також для виключення випадків насичення парами і газами простору картера передбачено відсмоктування парів масла і газів.

Кожух маховика складається з кожуха і кришки 10 (рис. 1.2) ущільнення колінчастого валу. Кришка встановлюється так, щоб нерівномірність зазору між фланцем колінчастого валу і розточуванням в кришці не перевищувала 0,10 мм. На кожусі розміщені щит контрольних приладів і механізм провертання колінчастого валу.

Кришка кріплення агрегатів (рис. 1.3) з укріпленими на ній масляним і водяними насосами закриває торець блок-картера з боку, протилежного маховику. Кришка відлила з алюмінієвого сплаву і має коробчату конфігурацію.

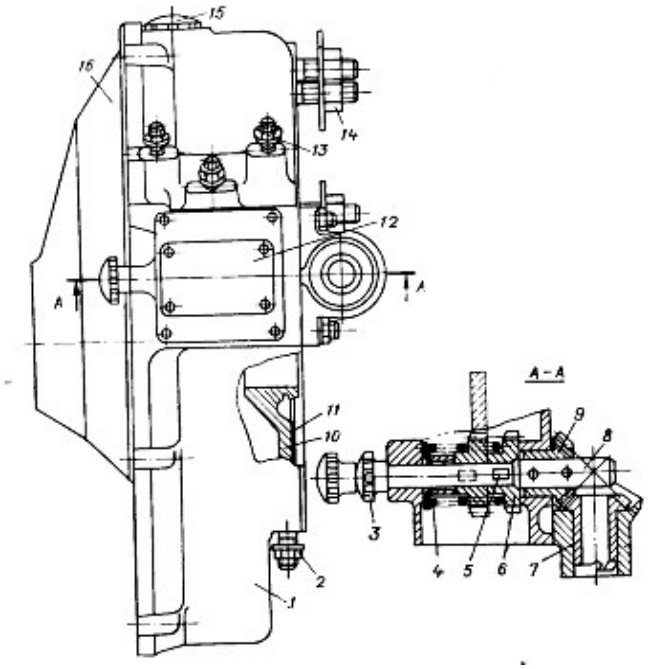

Рисунок 1.2 Кожух маховика з валоповоротним пристроєм

1 – кожух маховика; 2, 13, 14 – гайка; 3 – кнопка; 4 – пружина; 5 – шпонка сегментна; 6, 7, 9 – шестерня; 8 – валик; 10 – кришка ущільнення; 11 – прокладка; 12 – фірмова табличка; 15 – пробка; 16 – запобіжний кожух.

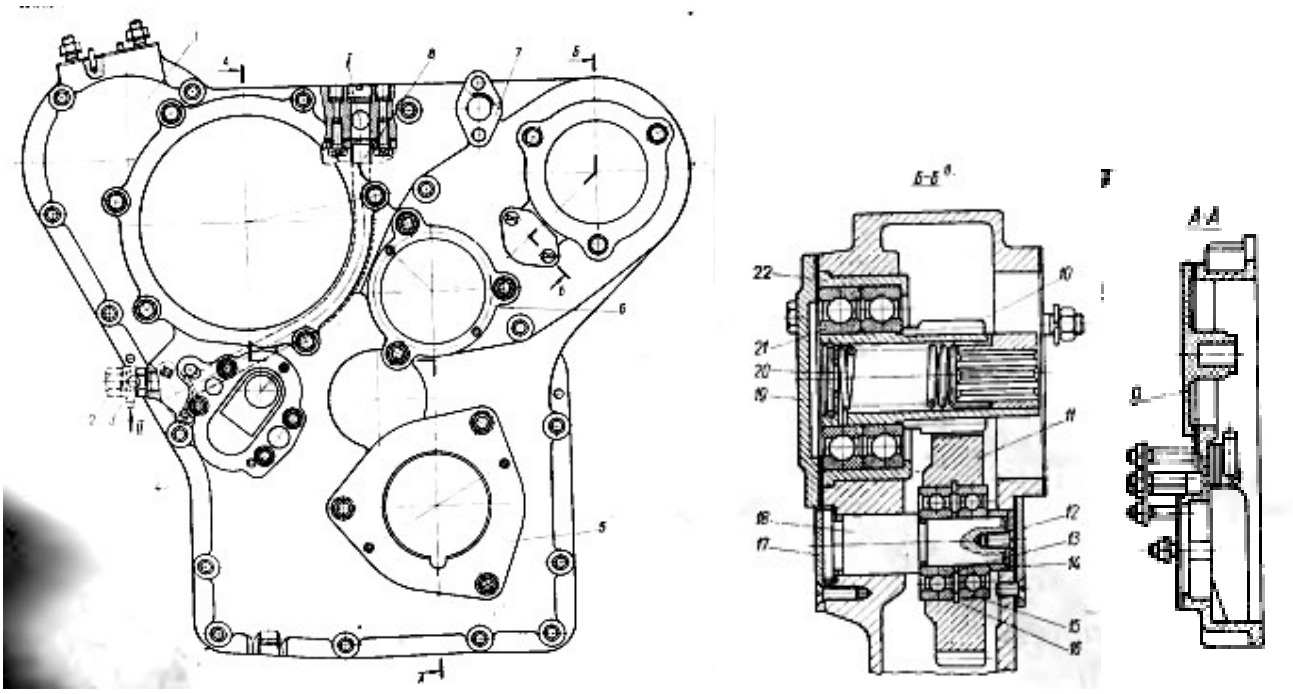

Рисунок 1.3 Кришка кріплення агрегатів

1 – корпус; 2 – штуцерний болт; 3 – трубопровід підведення масла від маслозакачивающего насоса; 4, 5, 6, 7 – прокладка; 8 – маслопровід; 9, 19 – кришка; 10, 11 – шестерня; 12, 17 – фланець; 13, 16 – наполегливе кільце; 14 – втулка; 15, 21 – шарикопідшипник; 18 – вісь проміжної шестерні; 20 – пружина; 22 – стакан; 23 – шестерня; I – канал підведення масла до фільтру і центрефуге; II – підведення масла від маслозакачивающего насоса;

Піддон (рис. 1.4), що закриває знизу кривошипну камеру блок-картера, слугує для збору масла. Піддон виконаний зварним з листової сталі, має маслозаспокійливі перегородки.

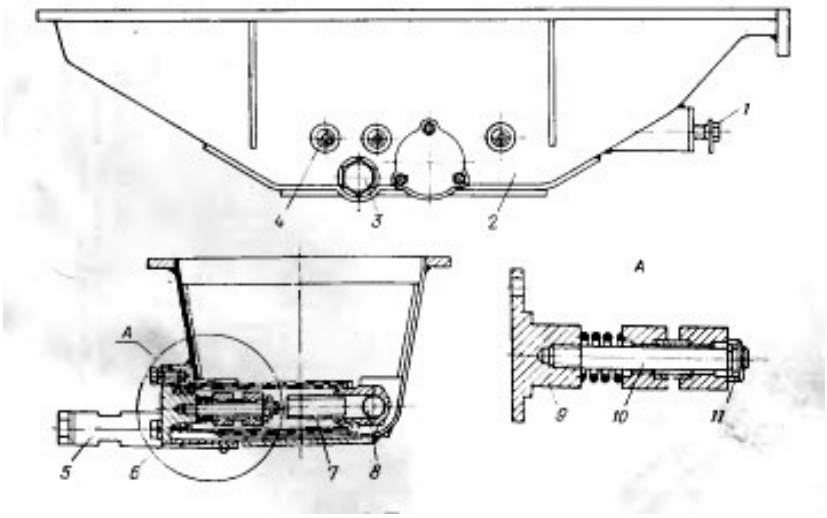

Рисунок 1.4 Піддон

1 – болт кріплення всмоктуючої труби; 2 – піддон; 3 – пробка; 4 – гніздо; 5 – патрубок слевной; 6 – прокладка; 7 – приймальний фільтр; 8 – маслопровід; 9 – магніт; 10 – шпилька з немагнітного матеріалу; 11 – шайба.

Кривошипно-шатуновий механізм

Колінчастий вал – сталевий, п’ятиопорний. Робочі поверхні корінних і шатунових шийок загартовані струмом високої частоти.

На одному кінці валу виконаний фланець, до якого болтами і штифтами 12 (рис. 1.5) кріпиться маховик. Положення маховика щодо першої шатунової шийки колінчастого валу фіксується штифтом.

Шатун – сталевий, штампований. У верхню головку шатуна запресована втулка, виготовлена з бронзи і слугуюча підшипником поршневого пальця На зовнішній циліндровій поверхні втулки виконана кільцева канавка з чотирма крізними отверствиями. Через отвори у верхній головці шатуна і по канавці з отворами масло від розбризкування поступає для мащення поршневого пальця.

Болти шатуна виготовлені з легованої сталі і термічно оброблені. Шатун і кришка шатуна обробляються спільно. Вкладиші нижньої головки шатуна біметалічні (сталева основа, залита свинцевою бронзою), взаємозамінні.

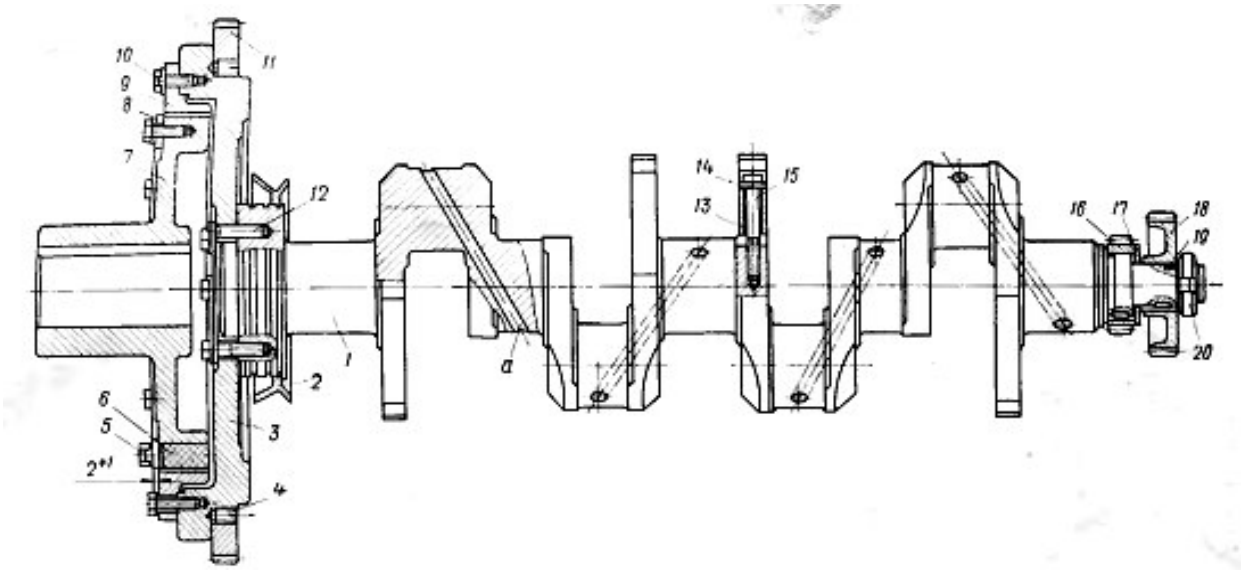

Рисунок 1.5. Колінчастий вал з маховиком і напівмуфтою
1 – колінчастий вал; 2 – масловідбивач; 3 – маховик; 4 – гвинт; 5, 10 – стопорна шайба; 6 – гумовий елемент; 7 – напівмуфта генератора; 8 – планка; 9 – напівмуфта двигуна; 11 – вінець маховика; 12 – штифт; 13 – противага; 14, 17, 19 – шайба; 15 – болт; 16, 18 – шестерня; 20 – гайка; а – свердлення.

Поршні виготовлені з алюмінієвого сплаву. У плоскому днищі поршня виконано сферичне поглиблення – камеру згорання. На днише поршня указується маса поршня.

Поршневий палець – плаваючого типу. Зовнішня поверхня пальця цементована і загартована.

Компресійні кільця прямокутного перетину з прямим замком і виготовлені із спеціального чавуну.

Верхнє компресійне кільце покрито пористим хромом. Зовнішня циліндрова поверхня сталевих компресійних кілець виконана конусною.

Маслоз’ємні кільця 2 – скребкового типу і встановлюються по два кільця в одну канавку виточкою вниз, скребком вгору.

Механізм газорозподілу

Розподільний вал 28 (рис. 1.1) – цілісний сталевий, несе на собі кулачки однакового профілю для приводу впускних і випускних клапанів. Поверхня робочих профілів кулачків і опорні шийки загартовані. Розподільний вал має три опорні шийки.

Шестерні газорозподілу. Розподільний вал приводиться в обертання шестернями від колінчастого валу. На зубах шестерень є мітки, якими необхідно користуватися при зборі двигуна після ремонту.

Всі шестерні газорозподілу і передачі до агрегатів виготовлені із сталі і термічно оброблені.

Впускний і випускний клапани виготовлені з жароміцної сталі і термічно оброблені. Торці стрижнів клапанів для підвищення зносостійкості шліфовані і загартовані.

Діаметр тарілок впускних клапанів більший, ніж випускних. Робочі фаски тарілок клапанів виконані під кутом 45°, відшліфовані і при установці клапанів в головку циліндрів притираються до своїх сідел.

Штовхачі і штанги клапанів. Штовхачі 17 (рис. 1.1) виготовлені із сталі. Робочі поверхні штовхачів загартовані, відшліфовані і відполіровані. Робочі поверхні наконечників для підвищення зносостійкості термічно оброблені.

Коромисла клапанів – сталеві штамповані. До підшипників через отвори в порожнистій осі підводиться масло під тиском. По отвору в коромислі мастило поступає для мастила сфер штанг і штовхачів

Зазори між шкарпетками коромисел і торцями стрижнів клапанів (0,25-0,30 мм) регулюються гвинтом. Положення гвинта фіксується гайкою.

Приводи

Привід масляного насоса. Масляний насос отримує обертання від проміжної шестерні 31 (мал. 1.1). Один торець маточини шестерні упирається в фланець осі проміжної шестерні, а передній торець має діаметральний паз, в який входить хвостовик проміжної муфти, що сполучає шестерню з провідним валиком масляного насоса.

Привід вентилятора. Вентилятор приводиться в обертання клиноременной передачею. Ремені захищені спеціальним кожухом. Натягнення ременів здійснюється роликом.

Нормальний прогин ременя повинен бути рівним 15-20 мм при натисненні з боку, протилежною регулювальному ролику, зусиллям 3-4 кгс

У разі виходу з ладу одного ременя треба міняти, весь комплект ременів, оскільки добитися рівномірного натягненні нового і вже працюючого ременя неможливо.

Валоповоротний пристрій. Для полегшення провертання колінчастого валу на кожусі маховика змонтований валоповоротний пристрій.

Для провертання колінчастого валу необхідно відтягнути валик 8 (рис. 1,2) за кнопку 3 до зачеплення шестерні 6 з вінцем маховика, після чого в храповик шестерні 7 вставити рукоятку, що поставляється з двигуном.

При обертанні рукоятки проти ходу годинникової стрілки. Колінчастий вал провертається по ходу робочого обертання.

При знятті рукоятки шестерні 6 (рис. 1,2) під дією пружини 4 виходять із зачеплення з вінцем маховика.

Система мащення

Система мащення двигуна – автономно-замкнута (рис. 1.6), циркуляційна, під тиском, з ,, мокрим" картером.

Разобщительний клапан (рис. 1,7). Для скорочення часу і шляху руху масла від маслозакачуючого насоса в головну масляну магістраль в процесі пуску в систему мащення двигуна включений разобщительний клапан 14 (рис. 1,6), що відключає масляний радіатор і центрифугу.

Масляний насос – шестерінчастого типу. У корпусі насоса, з боку нагнітання, встановлений і опломбований редукційний клапан 2 (рис. 1.8). відрегульований на тиск 8^{+1} кгс/см$^{2.}$ При підвищенні тиску в системі вище вказаного, редукційний клапан відкривається, сполучаючи нагнітальну порожнину з картером двигуна.

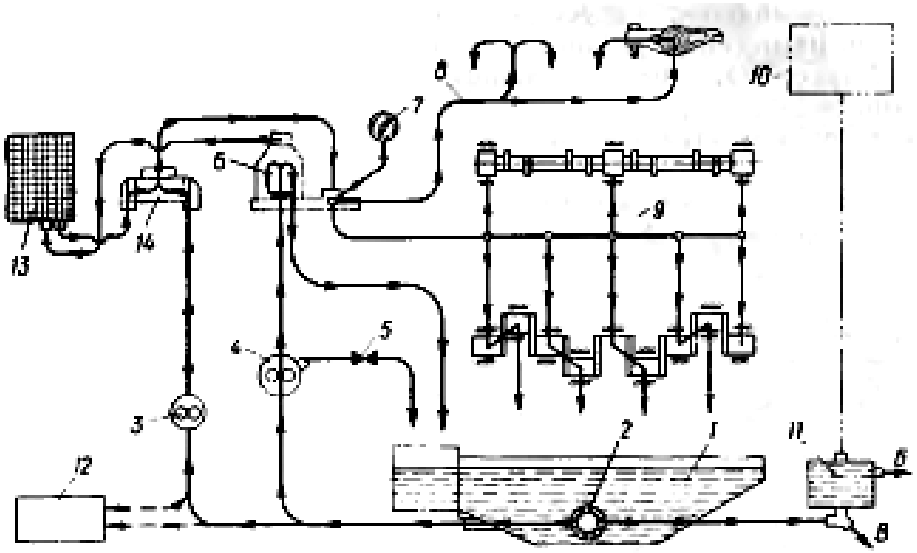

Рисунок. 1.6 Схема системи мащення.

1 – піддон; 2 – приймальний фільтр; 3 – маслозакачуючий насос; 4 – масляний насос; 5 – перепускний клапан; 6 – центрифуга; 7 – манометр; 8 – маслопровід до коромисел клапанів; 9 – штуцер відведення масла; 10 – масляний бак; 11 – бачок долива масла; 12 – для підігріву масла водою; 13 – масляний радіатор; 14 – разобщительний клапан.

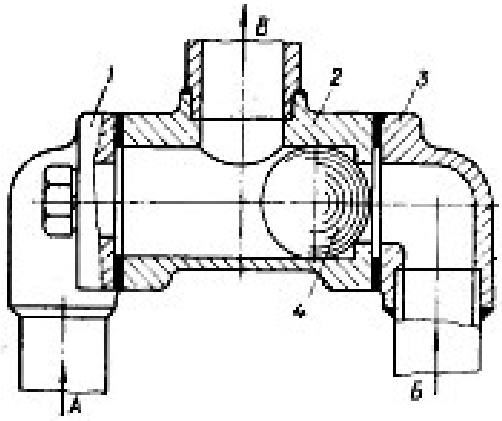

Рисунок 1.7 Разобщительний клапан

1, 3 – патрубки; 2 – корпус клапана; 4 – кулька; А – підведення масла від маслозакачуючого насоса; Б – підведення масла від радіатора; В – відведення масла до масляного фільтру.

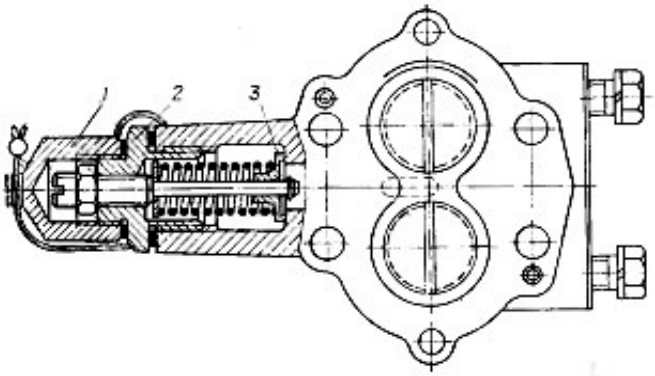

Рисунок 1.8. Масляний насос

1 – ковпак; 2 – редукційний клапан; 3 – клапан.

Після установки на кришці кріплення агрегатів масляний насос центрується і фіксується настановними штифтами.

Фільтр-холодильник і центрифуга масла змонтовані на одному корпусі, який встановлюється на майданчику блок-картера з переднього торця двигуна.

Фільтр-холодильник масла слугує для охолодження і первинного очищення основного потоку масла. Масло охолоджується в циліндричному стакані 17 (рис. 1.9) потоком води незамкнутого контура що проходить між стаканом і корпусом 16.

Для очищення масла встановлено дві сітки 19 і 20. через яких послідовно проходить масло. Стакан 21, в якому розміщені сітки, може за допомогою пристосування вийматися для промивки сіток, для чого у верхній частині стакана передбачено два отвори. Центрифуга масла служить для тонкого очищення масла.

Підведене до центрифуги масло під тиском поступає до осі ротора, потім через отвори – у внутрішню порожнину ротора. Після заповнення ротора масло через маслозаборные трубки 6 (рнс 38) поступає до сопел форсунок 3.

В результаті реакції струменя масла, витікаючого з сопел, ротор обертається із швидкістю 6-8 тис. об/мин. При цьому зважені в маслі тверді частинки з щільністю, що перевищує щільність масла, під дією відцентрових сил осідають на внутрішніх вертикальних стінках ротора.

Витікаюче з ротора через сопла чисте масло зливається в піддон.

Маслозакачуючий насос (рис. 1.10) служить для прокачування маслом системи мастила двигуна перед і в процесі пуску з метою зменшення зносу основних деталей рухомих сполучень.

Режим роботи насоса – короткочасний. Включення насоса проводиться кнопкою «Підігрів».

Маслозакачуючий насос включений в систему мастила паралельно основному масляному насосу.

Бачок для долива масла служить для автоматичного долива масла в піддон автоматизованого двигуна з метою підтримки в нім постійного рівня.

Бачок кріпиться до рами двигуна і сполучений з піддоном за допомогою дюрітової муфти.

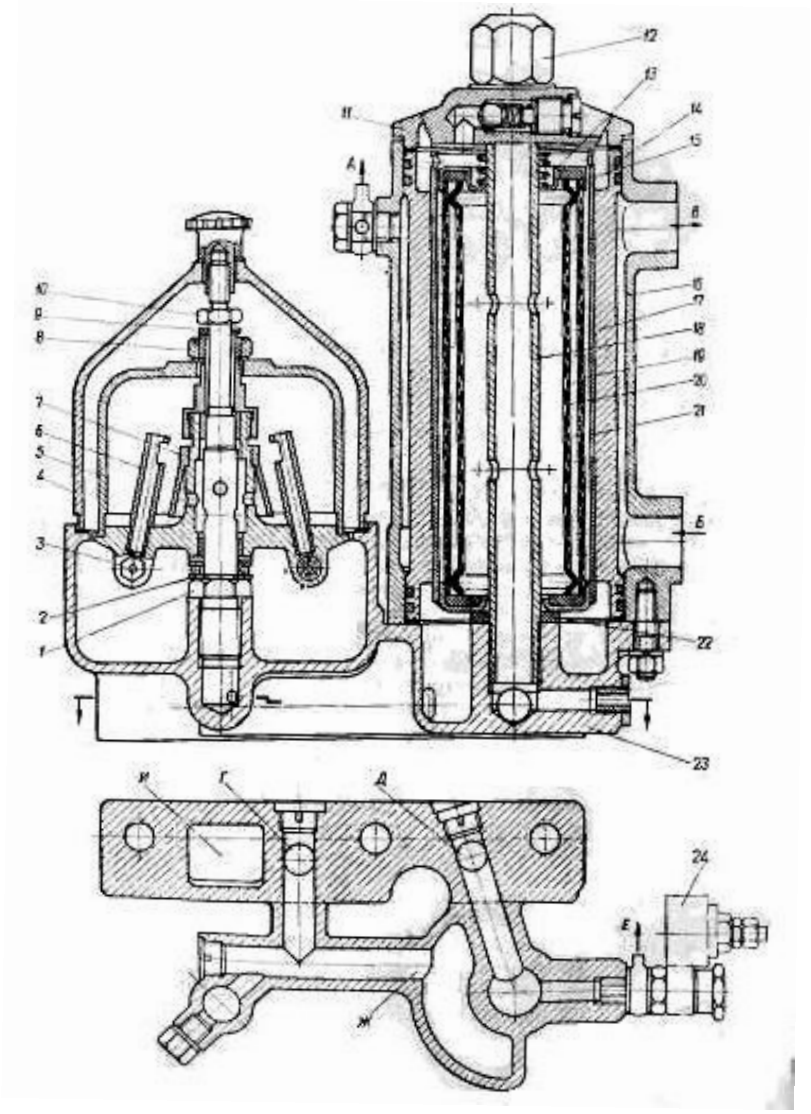

Рисунок 1.9 Реактивно-масляна центрифуга з фільтро-холодильником
1 – вісь ротора; 2 – шарикопідшипник упорний; 3 – форсунка; 4 – зовнішня кришка; 5 – ротор; 6 – маслозабірні трубки; 7 – масловідбивач; 8 –самоконтрящаяся гайка; 9 – плаваюча шайба; 10 – болт ротора; 11 – кришка з перепускним клапаном; 12 – гайка ковпачок; 13 – кришка стакана; 14 – кільце ущільнювача; 15 – прокладка; 16 – корпус; 17 – стакан; 18 – стяжна труба; 19, 20 – сітка; 21 – стакан; 22 – кільце; 23 – корпус центрифуги; 24 – приймач манометра; А – відведення води до манометра; Б – підведення води від насоса; В – відведення води до водяного холодильника; Г – підведення масла до центрифуги; Д – відведення масла в масляну магістраль; Е – відведення масла до коромисел; Ж – підведення масла до фільтру холодильнику; І – порожнина зливу отфільтрованого масла в піддон.

Рівень масла в піддоні підтримується за допомогою поплавцевого пристрою 2 (рис. 1.11) з голчатим клапаном 3. Якщо клапан 3 щільно не закриватиме отвір

долива, то надлишки масла зливатимуться по трубопроводу Г в спеціальний резервуар встановлюваний в машинному приміщенні нижче піддону.

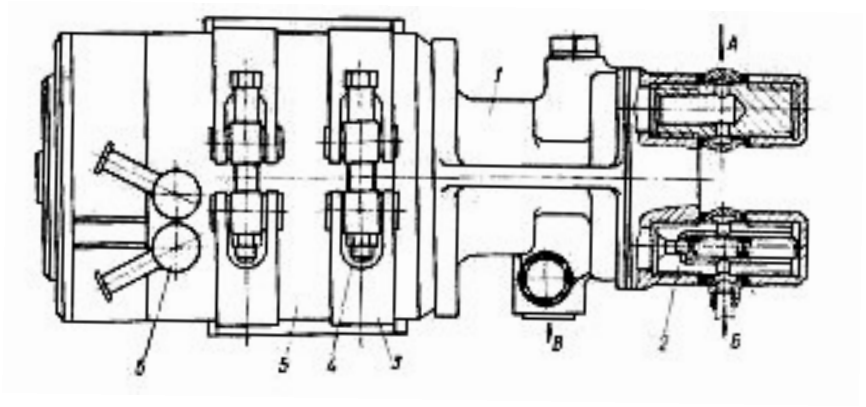

Рисунок 1.10 Маслозакачуючий насос

1 – маслозакачуючий насос; 2 – неповоротний клапан; 3 – стрічка; 4 – стягуючий болт; 5 – електродвигун; 6 – захисні гумові ковпачки; А – підведення масла; Б – відведення масла; В – злив масла, що просочилося.

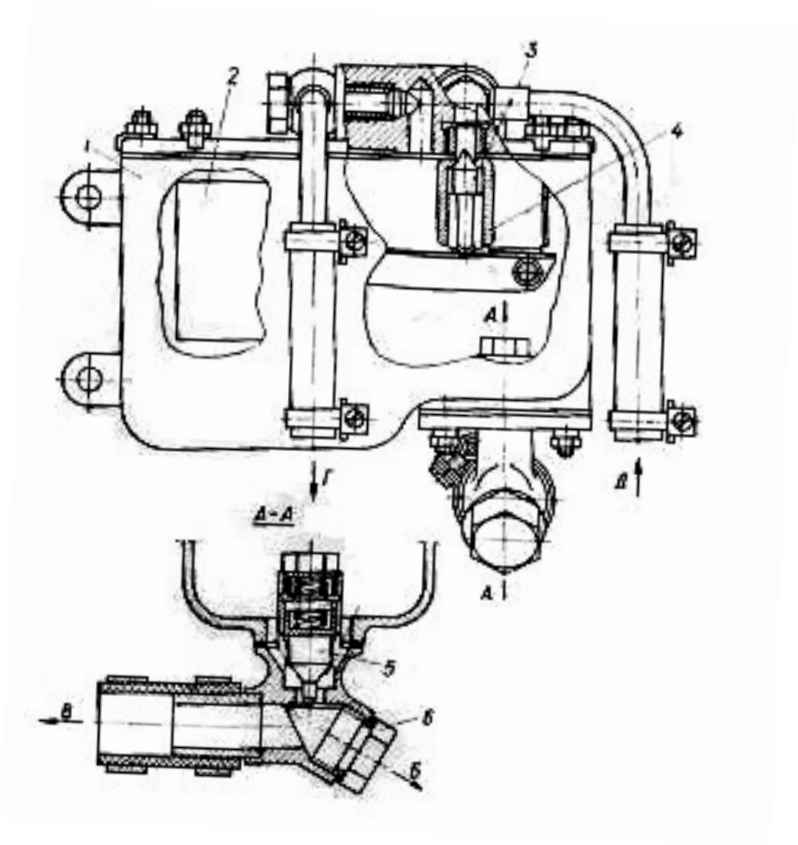

Рисунок 1.11 Бачок для долива масла

1 – бачок; 2 – поплавець з важелем; 3, 5 – клапан; 4 – втулка клапана; 6 – пробка; Б – злив масла на піддоні; В – доливання масла в піддон; Г – злив масла при підвищенні рівня понад максимальний; Д – підведення масла в бачок.

При зливі масла з піддону (для заміни), доступ свіжого масла з бачка автоматично перекривається клапаном 5.

Первинне заповнення піддону маслом необхідно проводити тільки через горловину на лючку блоку.

Підігрівач масла (рис. 1.12) служить для підтримки двигуна в «гарячому» резерві готовності прийняти навантаження після його пуску. Підігрівач масла встановлюється на зовнішній поверхні днища піддону.

Бачок підігріву масла 5 (рис. 1.13) виконаний зварним і встановлюється в бачку підігріву води в системі охолоджування двигатель-генератора. Бачок сполучений за допомогою трубопроводів з піддоном двигуна і маслозакачуючим насосом.

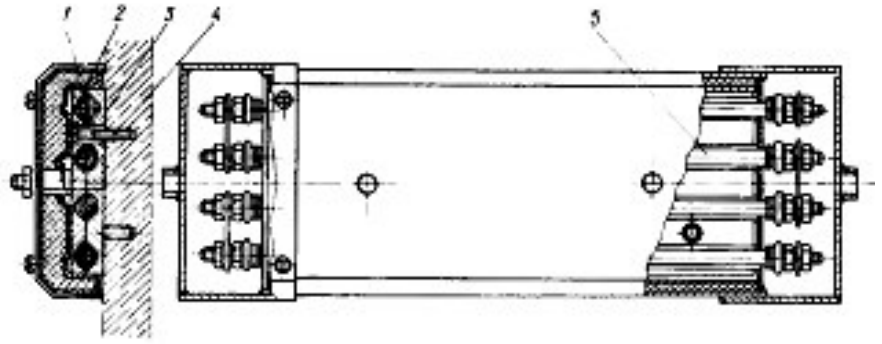

Рисунок 1.12 Електропідігрівач

1 – кожух; 2 – верхня плита; 3 – нижня плита; 4 – гвинт; 5 – електропідігрівач трубчастий.

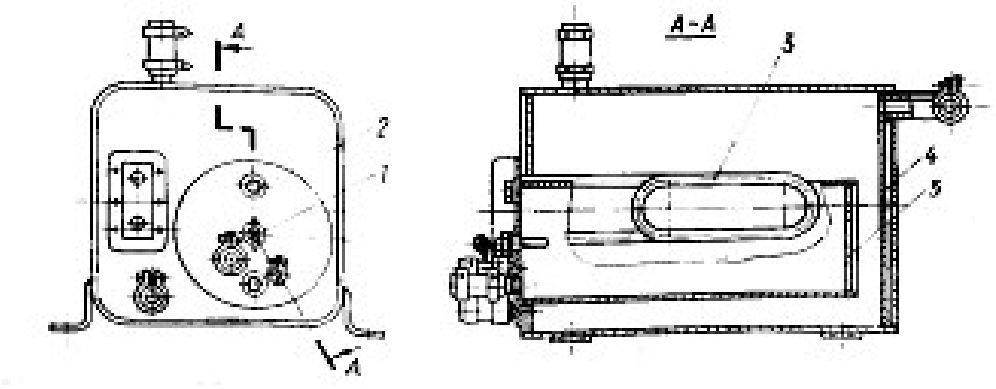

Рисунок 1.13 Бачок підігріву води і масла

1 – датчик комбінованого реле; 2 – пробка; 3 – електропідігрівач води;
4 – бачок підігріву води; 5 – бачок підігріву масла.

У верхній частині бачка є отвір, що закривається пробкою 2.

Система повітряного впуску, газовипускна і вентиляція картера

Основними вузлами системи шумоглушник на впусканні, впускний і випускний колектори, трубопровід вентиляції картера і глушник вихлопу відпрацьованих газів.

Шумоглушник призначений для зниження шуму на впусканні в дизель. Шумоглушник кріпиться до впускного колектора.

Впускний колектор — общий для всіх циліндрів, і кріпиться до впускних каналів головок циліндрів. До нижньої частини надставки кріпиться трубопровід 2 вентиляція картера.

Випускний колектор — общий для всіх циліндрів. Відведення газу від колектора двигуна здійснюється тільки з одного торця.

Система охолодження

Система охолодження призначена для відведення тепла від деталей двигуна, схильних до дії гарячих газів

Для контролю за температурою води встановлений термометр, що вимірює температуру води (на виході з двигуна).

Охолоджування рідини здійснюється в радіаторі потоком повітря, створюваним вентилятором.

Основними вузлами системи є відцентровий насос 1 (рис. 1.14), водяний радіатор 3, вентилятор 4, бачок 7 з реле рівня, бачок 2 підігріву води і масла з електропідігрівачем, коробка термостата 12, коробка датчиків і штуцери для установки датчиків комбінованого реле і термометра для контролю температури води, що виходить з двигуна.

Рідина, що охолоджує, в системі проходить такий шлях: насос 1 подає воду з водяного радіатора 3 в блок-картер 10. Охолодивши втулки циліндрів, вода через переливні отвори у верхній дошці блоку поступає в головки циліндрів. З головок циліндрів через загальний відвідний трубопровід 9 вода поступає в радіатор для охолодження. На автоматизованих двигунах в систему охолоджування включений бачок рівня води 7 з термостатом.

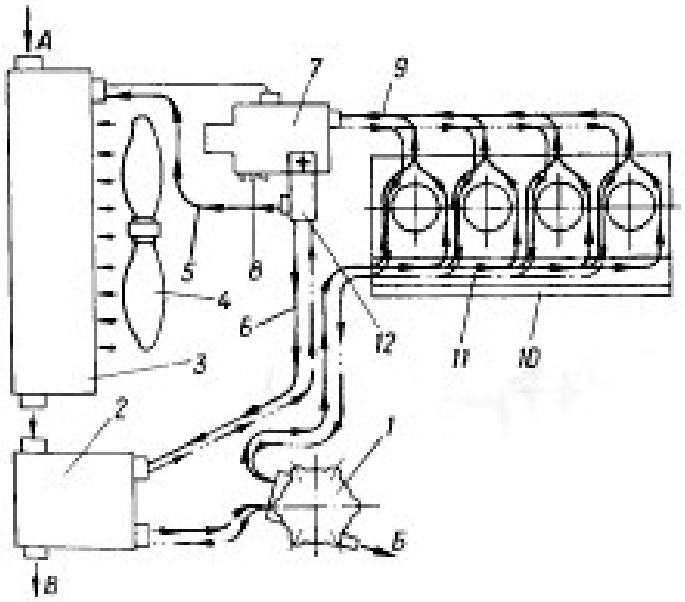

Рисунок 1.14 Схема системи охолоджування

1 – насос прісної води; 2 – бачок підігріву води і масла; 3 – водяний радіатор; 4 – вентилятор; 5 – трубопровід до водяного радіатора; 6 – трубопровід до бачка підігріву; 7 – бачок рівня води; 8 – штуцери датчиків температури; 9 – трубопровід відведення води від головок циліндрів; 10 – блок-картер; 11 – диференціальна труба в блоці; 12 – коробка термостата; А – заливка води в радіатор; Б – злив води з системи; В – злив води з радіатора.

Насос води. Конструкція насоса показана на рис. 1.15. Між торцями робочого колеса, корпусом водяного насоса і кришкою передбачений зазор, рівний 0,1-0,15 мм на кожну сторону. Зазори встановлюються набором прокладок 8 і 26.

Зазори заміряють через отвір в нижній частині корпусу, що закривається пробкою, і через всмоктуючий і нагнітальний патрубки.

Розширювальний бачок служить як ємкість, необхідна для забезпечення тривалої (до 100 ч роботи без поповнення системи водою) роботи двигуна з безперервною циркуляцією води в системі, в також для забезпечення вільного температурного розширення води або антифризу. На розширювальному бачку є рифлене скло 10 (рис. 1.16), через яке ведеться спостереження за рівнем води. На притискній планці 9 нанесені мітки верхнього і нижнього рівнів води. Заливка води і чищення водомірного скла проводиться через отвір в кришці 2 бачка, що закривається півкільцем 3 клапана. Воду можна заливати і при працюючому двигуні.

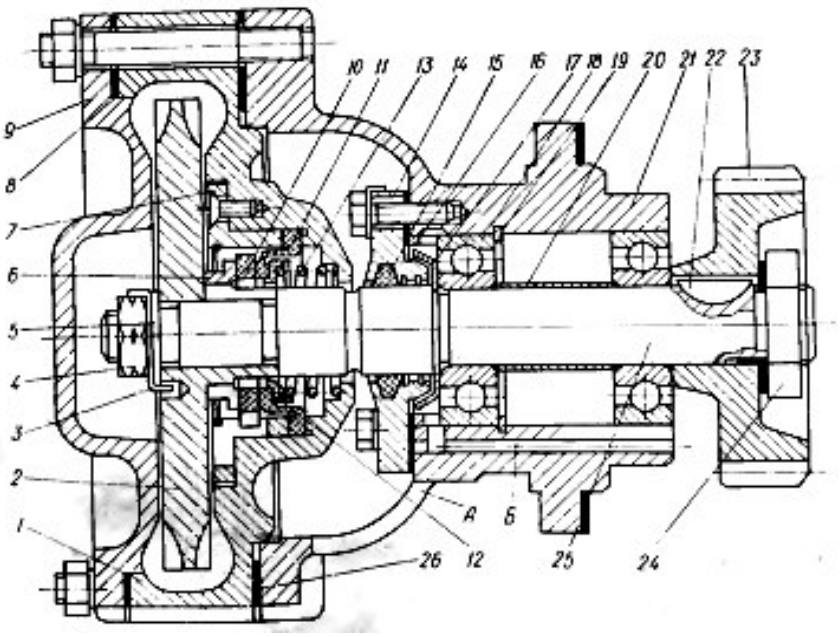

Рисунок 1.15 Насос води

1 – корпус насоса; 2 – крильчатка; 3 – відгибна шайба; 4, 24 – гайка; 5, 12 – шайба; 6, 7, 20 – втулка; 8, 26 – прокладка; 9, 14 – кришка; 10 – шайба ущільнювача; 11 – манжета сальника; 13 – пружина; 15 – сальник; 16 – кільце; 17 – масловідбивач; 18 – шарикопідшипник; 19 – упорне кільце; 21 – корпус шарикопідшипників; 22 – шпонка; 23 – шестерня; 25 – валик; А, Б – дренажні канали.

У корпусі клапана знаходиться запобіжний клапан, слугуючий для випуску пари при підвищенні тиску в системі.

Клапан відрегульований на тиск 0,2-0,5 кгс/см^2.

Бачок рівня.

У бачку встановлено реле рівня води, яке подає аварійний сигнал в схему захисту двигуна при зниженні рівня води нижче допустимого.

Для відведення парів повітря з порожнини бачка рівня в радіатор в кришці, передбачений штуцер з трубопроводом, заглушати який не можна.

Пароповітряний клапан складається з парового клапана слугуючого для відведення в атмосферу парів води, що утворюється при її закипанні при тиску у верхньому збирачі вище атмосферного на 0,2-0,3 кгс/см^2, і повітряного клапана для повідомлення верхнього збирача радіатора з атмосферою при утворенні розрідження в системі охолоджування.

Щоб уникнути підвищення тиску в системі охолоджування і, внаслідок цього, появи течі в з'єднаннях і ущільненнях насоса, необхідно постійно стежити за чистотою прохідного перетину паровідвідної трубки.

Паровий клапан знижує витрата води на випаровування, оскільки вода при тиску 1,2-1,3 кгс/см^2 закипає при температурі 105 °С.

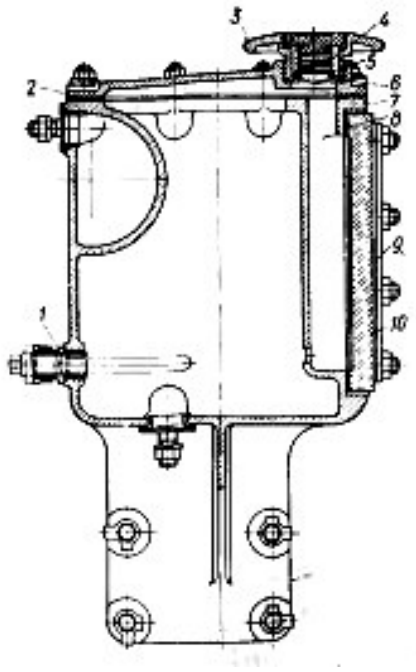

Рисунок 1.16 Розширювальний бачок

1 – штуцер датчика температури; 2 – кришка; 3 – корпус клапана; 4 – пружина; 5 – клапан; 6, 8 – прокладка; 7 – корпус; 9 – притискна планка; 10 – скло рифлене.

Паливна система

Схема паливопроводів і вузлів, що входять в паливну систему, показана на рис. 1.17.

Паливний насос високого тиску – чотирьохсекційнний. У корпусі насоса встановлені плунжерні пари, нагнітальні клапани 15 (рис. 1.18) і штуцери 17, до яких приєднуються паливопроводи високого тиску.

Нагнітальні клапани притиснуті до сідел 14 пружинами 16. Для ущільнення між сідлом клапана і штуцером є капронова прокладка 68. Втулка плунжера 66 в корпусі фіксується штифтом 70. Штовхач 59, що приводить в рух плунжер, від повороту зафіксований гвинтом 60. Регулювальний болт 61 штовхача стопориться контргайкою. Зміна кількості палива, що подається, проводиться поворотом

плунжера втулкою 64. Зубчатий вінець втулки знаходиться в зачепленні з рейкою 9. Кутовий зсув поворотної втулки щодо зубчатого вінця при ослабленому гвинті 71 регулює подачу палива кожною секцією насоса. Після регулювання поворотна втулка і вінець маркується загальною міткою.

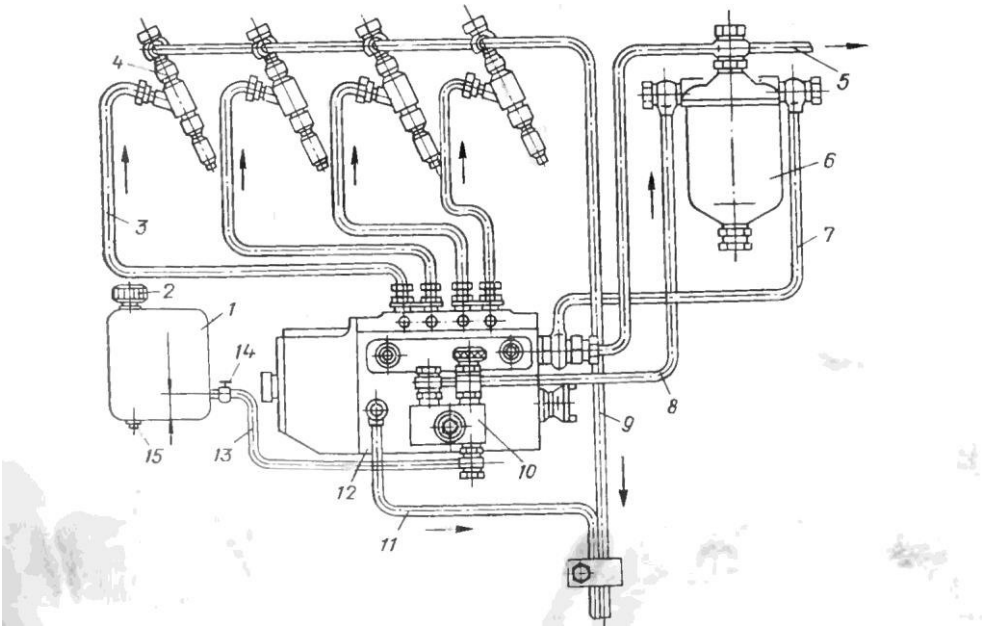

Рисунок 1.17 Схема паливопроводів дизеля:
1 – паливний бак; 2 – горловина; 3 – паливопровід високого тиску; 4 – форсунка; 5 – зливний паливопровід; 6 — паливний фільтр тонкого очищення; 7 – паливопровід від фільтру до паливного насоса; 8 – паливопровід до фільтру тонкого очищення; 9 – паливопровід злива з форсунок; 10 – паливопідкачуючий насос; 11 – паливопровід злива з насоса; 12 – паливний насос; 13 – паливопровід від витратного бака; 14 – кран; 15 – пробка злива відстою.

Зубчата рейка переміщається через систему важелів від рукоятки включення і від дії регулятора. Вільний кінець рейки входить в гільзу обмежувача, в який встановлений упор 11 обмежень найбільшої подачі палива.

Опорами кулачкового валу слугують підшипники кочення. Осьовий люфт кулачкового валу (0,2–0,4 мм) встановлюється набором регулювальних прокладок 6. У верхній частині корпусу насоса є паливопідвідний канал, по якому паливо поступає до плунжерних пар, і відвідний канал для відведення надмірного палива. Для кращого наповнення плунжерного простору паливом у відвідному каналі встановлений перепускний клапан, що підтримує в нім тиск 1,5+0,2 кгс/см^2. Для випуску повітря з паливного каналу є отвори, що закриваються пробками 69.

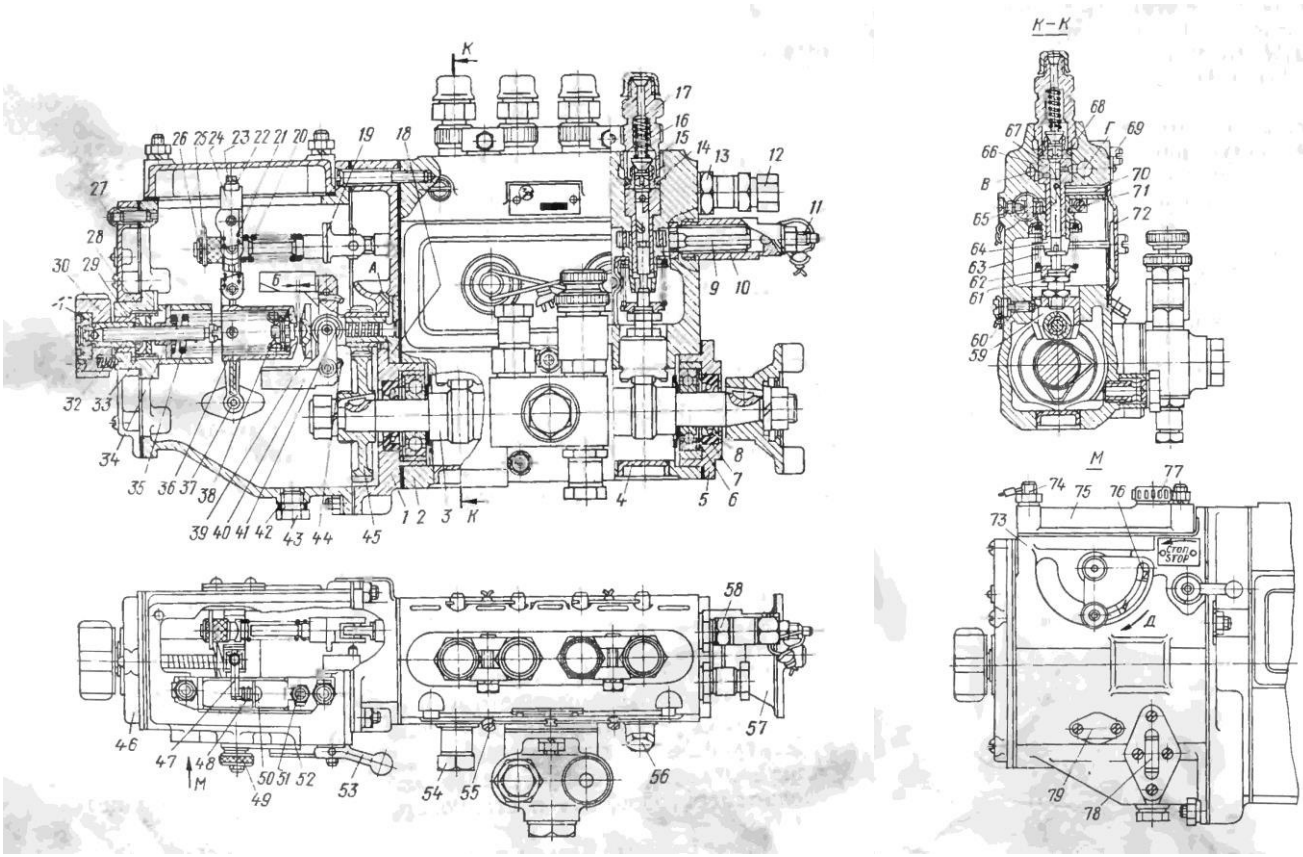

Рисунок 1.18 Паливний насос з регулятором:

1 – основа корпусу регулятора; 2 – корпус; 3 – кулачковий валик; 4 – заглушка; 5 –букса шарикопідшипника: 6 – регулювальні прокладки; 7 – сальник; 8 - пружина сальника; 9 – зубчата рейка паливного насоса; 10 – гільза упору; 11 – упор; 12 – глуха гайка; 13, 54 – штуцер; 14 – сідло нагнітального клапана; 15 – нагнітальний клапан, 16 – пружина нагнітального клапана; 17 –нажимний штуцер; 18 – палець; 19 – шток; 20, 48 пружина; 21 – додаткова пружина; 22 – замок пластинчастий; 23, 61 – болт; 24 – ричаг; 25 – стопорное кільце; 25 – регулювальна гайка; 27, 38, 55, 60, 65, 71 – гвинта; 28 – направляющая втулка; 29 – повідець; 30 – рукоятка; 31 – гайка; 32 втулка; 33 - гайка упорна; 34 – тарілка; 35 – головна пружина; 36 – стакан; 37 – вісь; 39 – тарілка; 40 – груз; 41 – ролик; 42; 68 – прокладка; 43, 55, 77 – пробка; 44 – шплінт; 45 – шестерня; 46, 72, 75 – кришка; 47 – повідець катаракта; 49 – гайка; 50 – поршень катаракта; 51 – регулювальна голка; 52 – сектор нерівномірності; 53 – рукоятка; 57 – муфтоутримувач; 58 – корпус клапана; 59 – штовхач; 62 – нижня тарілка; 63 – пружина плунжера; 64 – поворотна втулка; 66 – втулка плунжера; 67 – плунжер; 69 – пробка; 70 – штифт;73 – корпус регулятора; 74 – шпилька; 76 – шкала ступеня нерівномірності; 78 – масловказівник; 79 – фланець осі ричага; А – маслопідвідний канал; Б – зазор між болтом 38 і стаканом головної пружини; В – канал відсічного палива; Г – паливопідвідний канал.

При виготовленні насоса (після остаточного регулювання) кришка люка, уставні гвинти і упори на паливному насосі пломбуються. Зняття пломб і порушення регулювань паливного насоса до проведення технічного обслуговування забороняється.

Паливопідкачуючий насос поршневого типу встановлений на корпусі паливного насоса і приводиться в дію від ексцентрика кулачкового валика. Ексцентрик валика паливного насоса набігає на плоский штовхач і переміщає його. Штовхач, долаючи опір пружини, передає рух поршню. Внаслідок цього паливо, що знаходиться між поршнем 3 (рис. 1.19) і пробкою 15, через нагнітальний клапан 7 буде витиснено в нагнітальну порожнину Г паливопідкачуючого насоса, звідки частина палива через штуцерний болт 8 поступає по трубопроводу до паливного фільтру, а решта палива по каналу Б – під поршень 3.

При збіганні ексцентрика з штовхача пружина 1 поверне поршень в початкове положення, провівши основну подачу палива по каналу Б і порожнини Г через штуцерний болт 8. При цьому нагнітальний клапан закриється. В результаті розрідження, що утворилося, паливо з паливного бака по трубопроводу через штуцерний болт, долаючи опір пружини всмоктуючого клапана, заповнить робочий простір паливопідкачуючого насоса.

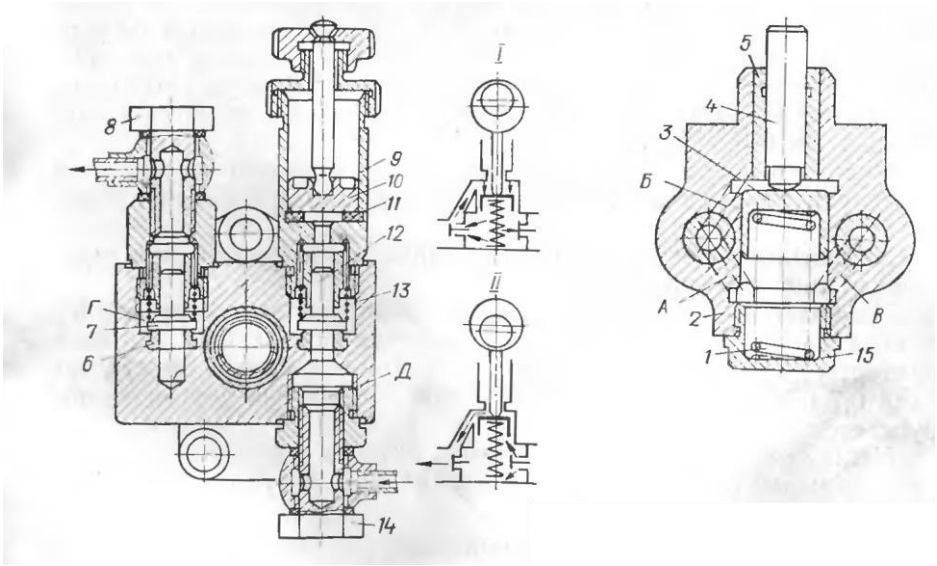

Рисунок 1.19 Паливопідкачуючий насос

1 – пружина поршня: 2 – корпус; 3 – поршень; 4 – штовхач; 5 – втулка; 6 – сідло клапана; 7 – нагнітальний клапан; 8,11 – штуцерні болти; 9 – корпус насоса ручної підкачки; 10 – поршень; 11 – шайба ущільнювача; 12 – впускний клапан; 13 – пружини клапана; 15 – пробка; А, Б, В – канали; Г, Д – порожнини; I — всмоктування; II — нагнітання

На паливопідкачуючому насосі встановлений насос ручного прокачування палива поршневого типу, який служить для заповнення паливної системи паливом і видалення з неї повітря.

Корпус 9 насоса ручного прокачування і поршень 10, так само як і штовхач 4 з втулкою 5, складають пару, в якій заміна однієї з деталей не допускається.

Паливний фільтр тонкого очищення служить для очищення від механічних домішок палива, що поступає в паливний насос. У корпусі паливного фільтру розташований змінний паперовий елемент, що фільтрує. Паливо поступає в паливний фільтр через штуцерний болт і пройшовши елемент, що фільтрує, 2 (рис. 1.20), прямує до паливного насоса через відвідний штуцерний болт, вкручений в кришку фільтру. Надлишки палива зливаються в паливний бак .

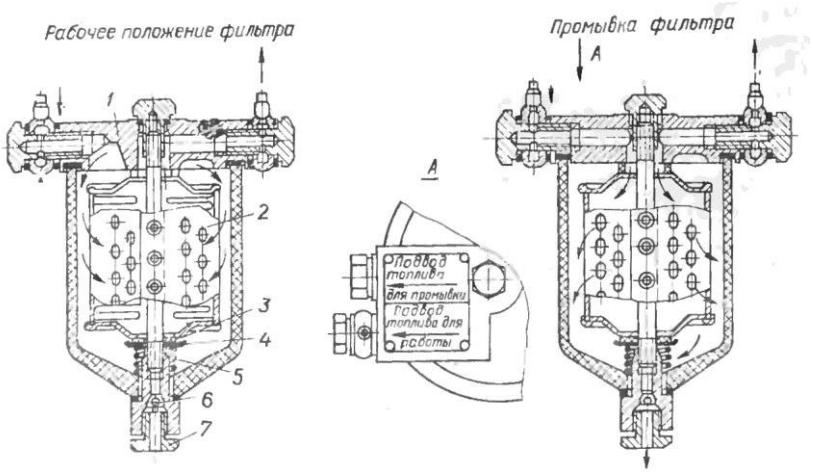

Рисунок 1.20 Паливний фільтр

1 – кришка; 2 – елемент, що фільтрує; 3 – прокладка; 4 – тарілка; 5 – пружина; 6 – кулька; 7 – штуцерний болт

Форсунка закритого типу з плоскою ущільнюючою частиною голки встановлюється на головці циліндрів і кріпиться до неї за допомогою скоби.

Зміна тиску уприскування палива проводиться регулювальним гвинтом.

Найбільш відповідальною частиною форсунки є корпус і голка розпилювача, робочі поверхні яких притерти, що сполучаються один до одного. Сопловий отвір в денці має діаметр 0,7 мм. Заміна однієї з деталей розпилювача іншиою не допускається.

Між корпусом форсунки і розпилювачем розташований запобіжний фільтр, що представляє кільцеву пружину.

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вимоги до проектованого двигуна та вибір вихідних даних робочого циклу.

Для забезпечення економічності потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила.

Крім відпрацьовування параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий ефективний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження і т.д.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією. Розрахунки на міцність основних деталей корпусу та деталей руху повинні бути розраховані виключно в межах допустимих значень сил та напружень, що будуть діяти на них під час роботи двигуна. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий рівень шуму забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

При конструюванні варто забезпечити легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через циліндр.

Двигун не повинний бути захаращений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити двигун, що стоїть на рівні найвищих сучасних вимог.

Застосування двигуна в складі електростанції обумовлює такі параметри як частота обертання і потужність, вимоги до системи регулювання частоти обертання особливо жорсткі, тому що необхідно забезпечити усталену роботу на всіх

режимах при навантажувальній характеристиці для забезпечення частоти струму 50 Гц.

Вихідні дані для розрахунку двигуна, що проектується в даній кваліфікаційній роботі:

- потужність двигуна – 25 кВт;
- частота обертання колінчастого валу – n = 1500 хв$^{-1}$;
- діаметр циліндра – d = 105мм;
- хід поршня – S = 130 мм
- паливо – природній газ
- призначення – стаціонарна електростанція.

2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна

Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e = 25$ кВт	
Частота обертання колінчастого валу	n = 1500 хв$^{-1}$	
Діаметр циліндра	d = 105мм	
Хід поршня	S = 130 мм	
Ступінь стиску	$\varepsilon = 9$	
Число циліндрів	i = 4	
Коефіцієнт тактності	z = 4	
Вихідні дані теплового розрахунку:		
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1,7$	[1 с. 33]
Тиск навколишнього середовища	$P_a = 101,3$ кПа	
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293$ К	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T = 17$ К	[1 с. 55]
Тиск залишкових газів	$P_r = 120$ кПа	[1 с. 55]
Температура залишкових газів	$T_r = 800$ К	[1 с. 55]
Ступінь підвищення тиску	$\lambda = 2,9$	[1 с. 116]

Середнє значення показника політропи:

стиску	n_1 =1,37	[1 с. 64]
розширення	n_2 =1,33	[1 с. 119]
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	ξ_Z = 0,85	[1 с. 116]
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	ξ = 0,95	[2 с. 62]
Найнижча теплота згоряння газу	$Q_н$ = 36000 кДж/м^3	

Склад газу:	в%	в об'ємних долях
метан	CH_4=97,7	R_{CH4}=0,977
етан	C_2H_6=0,2	R_{C2H6}=0,002
пропан	C_3H_8=0,3	R_{C3H8}=0,003
бутан	C_4H_{10}=0	R_{C4H10}=0
пентан	C_5H_{12}=0	R_{C5H12}=0
вуглекислота	CO_2=0,5	R_{CO2}=0,005
оксид вуглецю	CO=0	R_{CO}=0
азот	N_2=1,3	R_{N2}=0,013
кисень	O_2=0	O_2=0
водень	H_2=0	H_2=0

Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кмоля газу.

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \times \left[0,5(CO + H_2) + \sum (n + 0,25m) C_n H_m - O_2\right], \; {}^{кмоль}/_{кмоль}$$

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \times \begin{bmatrix} 0,5(0+0) + (1+0,25\times 4)\times 0,977 + (2+0,25\times 6)\times 0,002 + (3+0,25\times 8)\times \\ \times 0,003 + (4+0,25\times 10)\times 0 + (5+0,25\times 12)\times 0 - 0 \end{bmatrix} = 9,41 \; {}^{кмоль}/_{кмоль}$$

Кількість свіжого заряду.

$$M_1 = 1 + \alpha \times L_0, \; {}^{кмоль}/_{кмоль}$$

$$M_1 = 1 + 1,7 \times 9,41 = 16,996 \; {}^{кмоль}/_{кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

Кількість CO_2: $M_{co_2} = CO + \sum (nC_n H_m) + CO_2$, кмоль

$M_{co_2} = 0 + (1 \times 0{,}977) + (2 \times 0{,}002) + (3 \times 0{,}003) + (4 \times 0) + (5 \times 0) + 0{,}005 = 1{,}015$ кмоль

Кількість H_2O: $M_{H_2O} = H_2 + \sum (0{,}5 m C_n H_m)$, кмоль

$M_{H_2O} = 0 + (0{,}5 \times 4 \times 0{,}977) + (0{,}5 \times 6 \times 0{,}002) + (0{,}5 \times 8 \times 0{,}003) + (0{,}5 \times 10 \times 0) +$
$+ (0{,}5 \times 12 \times 0) = 1{,}972 кмоль$

Кількість O_2: $M_{O_2} = 0{,}21 \times (\alpha - 1) \times L_0$, кмоль

$M_{O_2} = 0{,}21 \times (1{,}7 - 1) \times 9{,}41 = 1{,}383$кмоль

Кількість N_2: $M_{N_2} = 0{,}79 \times \alpha \times L_0 + N_2$,

$M_{N_2} = 0{,}79 \times 1{,}7 \times 9{,}41 + 0{,}013 = 12{,}65$ кмоль

Загальна кількість продуктів згоряння.

$M_2 = M_{CO2} + M_{H2O} + M_{O2} + M_{N2}$, кмоль/кг

$M_2 = 1{,}015 + 1{,}972 + 1{,}383 + 12{,}65 = 17{,}02$ кмоль

Змінення об'єму призгорянні 1 кмоль газу.

$\Delta M = M_2 - M_1$, кмоль

$\Delta M = 17{,}02 - 16{,}996 = 0{,}024$ кмоль

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = \frac{17{,}02}{16{,}996} = 1{,}001$$

Параметри процесу наповнення.

Температура газоповітряної суміші.

$$T_{см} = \frac{T_г + \alpha \times L_0 \times T_a}{1 + \alpha \times L_0}, \text{K}$$

де $T_г = 320$К – температура поступаючого газу

$$T_{см} = \frac{320 + 1{,}7 \times 9{,}41 \times 293}{1 + 1{,}7 \times 9{,}41} = 294{,}6 \text{ K}$$

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_{\text{r}} = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T}{T_{\text{r}}} \times \frac{P_{\text{r}}}{\varepsilon \times P_{\text{d}} - P_{\text{r}}}$$

де P_{d} =86 кПа – тиск в кінці впуску

$$\gamma_r = \frac{294{,}6+17}{800} \times \frac{120}{9 \times 86 - 120} = 0{,}0715$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\Phi_{\text{c}} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_{\text{d}}}{P_{\text{e}}} \times \frac{T_{\text{см}}}{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_{\text{r}} \times T_{\text{r}}}$$

$$\Phi_c = \frac{9}{9-1} \times \frac{86}{101{,}3} \times \frac{294{,}6}{294{,}6+17+0{,}0715 \times 800} = 0{,}763$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

$$T_{\text{d}} = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_{\text{r}} \times T_{\text{r}}}{1 + \gamma_{\text{r}}}, K$$

$$T_{\text{d}} = \frac{294{,}6+17+0{,}0715 \times 800}{1+0{,}0715} = 344{,}2\text{K}$$

Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

$$P_{\text{c}} = P_{\text{d}} \times \varepsilon^{n_1}, \text{кПа}$$

$$P_{\text{c}} = 86 \times 9^{1{,}37} = 1745{,}1\ \text{кПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_{\text{c}} = T_{\text{d}} \times \varepsilon^{n_1 - 1}, \text{K}$$

$$T_{\text{c}} = 344{,}2 \times 9^{1{,}37-1} = 776\text{K}$$

$t_c = 503°C$

Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = \frac{1{,}001 + 0{,}044}{1 + 0{,}044} = 1{,}001$$

Склад продуктів згорання в об'ємних долях.

$$R_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2}$$

$$R_{CO_2} = \frac{1{,}015}{17{,}02} = 0{,}06$$

$$R_{CO_2} = \frac{M_{H_2O}}{M_2}$$

$$R_{H_2O} = \frac{1{,}972}{17{,}02} = 0{,}116$$

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2}$$

$$R_{O_2} = \frac{1{,}383}{17{,}02} = 0{,}081$$

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2}$$

$$R_{N_2} = \frac{12{,}65}{17{,}02} = 0{,}743$$

Мольна теплоємкість продуктів згоряння

$$mCv_m = R_{O_2} \times mCv_{O_2} + R_{N_2} \times mCv_{N_2} + R_{H_2O} \times mCv_{H_2O} + R_{CO_2} \times mCv_{CO_2}$$

для O_2: $mCvO_2 = 23{,}664 + 159{,}1 \times 10^{-5} \times t_z$

для N_2: $mCvN_2 = 22{,}374 + 134 \times 10^{-5} \times t_z$

для CO_2: $mCvCO_2 = 41{,}3405 + 242{,}8 \times 10^{-5} \times t_z$

для H_2O: $mCvH_2O = 26{,}67 + 443{,}8 \times 10^{-5} \times t_z$

$$mCv_{\text{m}} = 0{,}081\times\left(23{,}664+159{,}1\times10^{-5}\times t_{\text{z}}\right)+0{,}743\times\left(22{,}374+134\times10^{-5}\times t_{\text{z}}\right)+0{,}116\times$$
$$\times\left(26{,}67+443{,}8\times10^{-5}\times t_{\text{z}}\right)+0{,}06\times\left(41{,}3405+242{,}8\times10^{-5}\times t_{\text{z}}\right)$$

Після підстановки даних, розкриття дужок, додавання однойменних величин отримуємо формулу типу:

$mCv_m=a+bx10^{-5}x\ t_z$

$mCv_m=24{,}11+178{,}42x10^{-5}x\ t_z$

де a = 24,11

b = 178,42

Теплоємкість газового палива.

$$mCv_{\text{гп}} = R_{CH_4}\times mCv_{CH_4}+R_{C_2H_6}\times mCv_{C_2H_6}+R_{C_3H_8}\times mCv_{C_3H_8}+R_{C_4H_{10}}\times$$
$$\times mCv_{C_4H_{10}}+R_{C_5H_{12}}\times mCv_{C_5H_{12}}+R_{CO_2}\times mCv_{CO_2}+R_{N_2}\times mCv_{N_2}$$

де $mCvCH_4=26{,}314+2600x10^{-5}x\ t_c$

$mCvC_2H_6=41{,}246+7964x10^{-5}x\ t_c$

$mCvC_3H_8=60{,}043+11382x10^{-5}x\ t_c$

$mCvC_4H_{10}=67{,}00+11920x10^{-5}x\ t_c$

$mCvC_5H_{12}=118{,}06+14096x10^{-5}x\ t_c$

$mCvCO_2=27{,}545+1386x10^{-5}x\ t_c$

$mCvN_2=20{,}637+255x10^{-5}x\ t_c$

$$mCv_{\text{гп}} = 0{,}977\times\left(26{,}314+2600\times10^{-5}\times t_c\right)+0{,}002\times\left(41{,}246+7964\times10^{-5}\times t_c\right)+$$
$$+0{,}003\times\left(60{,}043+11382\times10^{-5}\times t_c\right)+0\times\left(67{,}00+11920\times10^{-5}\times t_c\right)+0\times$$
$$\times\left(118{,}06+14096\times10^{-5}\times t_c\right)+0{,}005\times\left(27{,}545+1386\times10^{-5}\times t_c\right)+0{,}013\times$$
$$\times\left(20{,}637+255\times10^{-5}\times t_c\right)=39{,}46$$

Мольна теплоємкість газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

$$mCv_{\text{см}} = \frac{mCv_{\text{гп}}+mCv_{\text{пов}}\times\alpha\times L_0+mCv_{\text{m}}\times\gamma_{\text{г}}(1+\alpha\times L_0)}{(1+\alpha\ \times L_0)\times(1+\gamma_{\text{г}})}$$

де $mCv_{пов}=22{,}709+129{,}8x10^{-5}x\ t_c$ – мольна теплоємкість повітря.

$mCv_{пов}=22{,}709+129{,}8x10^{-5}x\ 503=23{,}362$

Після підстановки даних, розкриття дужок, додавання однойменних величин отримуємо формулу типу:

$mCv_{см}=a+bx10^{-5}x\ t_z$

$mCv_{см}=24,48+7,6x10^{-5}x\ t_z$

де a = 24,30

b = 11,9

Максимальна температура процесу згоряння.

$$\frac{\xi\times 22,4\times Q_{\text{Н}}}{(1+\gamma_{\text{r}})\times(1+\alpha\times L_0)}=\beta_{\text{Z}}\times mC\nu_{\text{m}}\times t_{\text{z}}-(mCv_{\text{см}})\times t_{\text{c}}$$

$$\frac{0,85\times 22,4\times 36000}{(1+0,0715)\times(1+1,7\times 9,41)}=1,001\times(24,11+178,42\times 10^{-5}\times t_{\text{z}})\times t_{\text{z}}-$$
$$-(24,30+11,9\times 10^{-5}\times t_{\text{z}})\times 503$$

Після підстановки даних, розкриття дужок, додавання однойменних величин отримуємо квадратне рівняння типу:

$$A\cdot 10^{-5}\times t_{\text{Z}}^2+B\ \times t_{\text{Z}}-c=0$$

$$268,27\times 10^{-5}\times t_{\text{Z}}^2+29,2\ \times t_{\text{Z}}-66428,36=0$$

де A = 268,27

B = 29,2

c = 66428,36

Звідки:

$$t_{\text{Z}}=\frac{-B+\sqrt{B^2+4\times A\times 10^{-5}\times C}}{2\times A\times 10^{-5}},{}^{o}C$$

$$t_{\text{Z}}=\frac{-29,2+\sqrt{29,2^2+4\times 268,27\times 10^{-5}\times 66428,36}}{2\times 268,27\times 10^{-5}}=1931,982^{o}C$$

T_z = 2204,982 К

Максимальний тиск згоряння.

$$P_{\max}=\beta\times P_{\text{c}}\times\frac{T_z}{T_c},кПа$$

$$P_{\max}=1,001\times 1745,1\times\frac{2204,982}{776}=4965,4\text{кПа}$$

Ступінь підвищення тиску.

$$\lambda = \frac{P_{\max}}{P_c}$$

$$\lambda = \frac{4965{,}4}{1745{,}1} = 2{,}85$$

$\Delta\lambda = 1{,}88\ \%$

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = \frac{1{,}001 \times 2204{,}982}{2{,}85 \times 776} = 1$$

Параметри процесу розширення.

Ступінь подальшого розширення.

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

$$\delta = \frac{9}{1} = 9$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$P_в = \frac{4965{,}4}{9^{1{,}33}} = 267{,}18\ кПа$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_в = \frac{2204{,}982}{9^{1{,}33-1}} = 1067{,}84 К$$

Середня температура випускних газів.

$$T_{ср.г.} = \frac{T_в}{K'}\left[1 + (K'' - 1)\frac{P_г}{P_в}\right], К$$

де К'=1,4; К''=1,35 – емпіричні коефіцієнти.

$$T_{\text{ср.г.}} = \frac{1067{,}84}{1{,}4}\left[1+(1{,}35-1)\frac{120}{267{,}18}\right] = 882{,}6\text{К}$$

Температура залишкових газів.

$$T_{\text{г}} = \frac{T_{\text{в}}}{\sqrt[3]{\frac{P_{\text{в}}}{P_{\text{г}}}}}, \text{К}$$

$$T_{\text{г}} = \frac{1067{,}84}{\sqrt[3]{\frac{267{,}18}{120}}} = 817{,}8\text{К}$$

Перевірка: $\frac{\left|T_{\text{г}}^{з} - T_{\text{г}}\right|}{T_{\text{г}}^{з}} \times 100\% = \frac{\left|\ 800-817{,}8\ \right|}{800} \times 100\% = 2{,}22\%$

Індикаторні показники робочого циклу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P_{\text{mi}} = \frac{\xi \times P_{\text{C}}}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right)\right], \text{кПа}$$

$$P_{\text{mi}} = \frac{0{,}95 \times 1745{,}1}{9-1} \times \left[\begin{array}{l} 2{,}85 \times (1-1) + \frac{2{,}85 \times 1}{1{,}33-1} \times \left(1 - \frac{1}{9^{1{,}33-1}}\right) - \frac{1}{1{,}37-1} \times \\ \times \left(1 - \frac{1}{9^{1{,}37-1}}\right) \end{array}\right] = 609{,}8\text{кПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_{\text{i}} = 1{,}985 \times \frac{(1+\alpha \cdot L_0) T_{\text{см}} \times P_{\text{mi}}}{Q_{\text{Н}} \times P_{\text{d}} \times \Phi_{\text{c}} \times 22{,}4} \times 4{,}186$$

$$\eta_{\text{i}} = 1{,}985 \times \frac{(1+1{,}7 \times 9{,}41) \times 294{,}6 \times 609{,}8}{36000 \times 86 \times 0{,}763 \times 22{,}4} \times 4{,}186 = 0{,}479$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$g_{\text{i}} = \frac{3600}{Q_{\text{Н}} \times \eta_{\text{i}}}, \text{м}^3 \big/ \text{кВт} \times \text{год}$$

$$g_{\text{i}} = \frac{3600}{36000 \times 0{,}479} = 0{,}209 \text{м}^3 \big/ \text{кВт} \times \text{год}$$

Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_{М} = 0,05 + 0,0155 \times C_{п}, \text{ кПа}$$

де $C_{п}$ – середня швидкість поршня.

$$C_{П} = \frac{S_{ПР} \times n}{30}, \text{м/с}$$

$S_{пр} = 0,13$ м – хід поршня по прототипу.

$$C_{П} = \frac{0,13 \times 1500}{30} = 6,5 \text{ м/с}$$

$$P_{М} = 0,05 + 0,0155 \times 6,5 = 164,7 \text{ кПА}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_{m}, \text{кПа}$$

$$P_{me} = 609,8 - 164,7 = 445,1 1\text{кПа}$$

Механічний ККД.

$$\eta_{М} = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$$

$$\eta_{М} = \frac{445,11}{609,8} = 0,73$$

Ефективний ККД.

$$\eta_{e} = \eta_{i} \times \eta_{М}$$

$$\eta_{e} = 0,479 \times 0,73 = 0,35$$

Питома ефективна витрата газу.

$$g_{e} = \frac{g_{i}}{\eta_{m}}, \text{м}^3/\text{кВт} \times \text{год}$$

$$g_{e} = \frac{0,209}{0,73} = 0,286 \text{ м}^3/\text{кВт} \times \text{год}$$

Годинна витрата газу.

$$B = g_{e} \times P_{e}, \text{м}^3/\text{год}$$

$$B = 0{,}286 \times 25 = 7{,}1 \, {}^{\text{м}^3}\!/_{\text{год}}$$

Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{\text{St}} = 30 \times z \times \frac{P_{\text{e}} \times 10^3}{P_{\text{me}} \times n}, \text{Л}$$

де z = 4 – коефіцієнт тактності.

$$V_{\text{St}} = 30 \times 4 \times \frac{25 \times 10^3}{445{,}11 \times 1500} = 4{,}49\text{Л}$$

Робочій об’єм циліндра.

$$V_{\text{s}} = \frac{V_{\text{st}}}{i}, \text{Л}$$

$$V_{\text{s}} = \frac{4{,}49}{4} = 1{,}12\text{Л}$$

Діаметр циліндра.

$$d = 100 \times \sqrt[3]{\frac{4 \times V_{\text{s}}}{\pi \times \text{m}}}, \text{мм}$$

де $m = \frac{S_{\text{ПР}}}{d_{\text{ПР}}}$

$$m = \frac{130}{105} = 1{,}238$$

$$d = 100 \times \sqrt[3]{\frac{4 \times 1{,}12}{3{,}14 \times 1{,}238}} = 104{,}9\text{мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{мм}$$

$$S = 1{,}238 \times 104{,}9 = 129{,}9\text{мм}$$

Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

d = 105 мм

Хід поршня.

S = 130 мм

Літраж двигуна.

$$V_{St} = \frac{\pi \times d^2 \times S \times i}{4 \times 10^6}, \text{Л}$$

$$V_{St} = \frac{3{,}14 \times 105^2 \times 130 \times 4}{4 \times 10^6} = 4{,}5\text{Л}$$

Робочій об'єм поршня.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{Л}$$

$$V_s = \frac{4{,}5}{4} = 1{,}13\,\text{Л}$$

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{St} \times n}{30 \times z \times 10^3}, \text{кВт}$$

$$P_{ep} = \frac{445{,}11 \times 4{,}5 \times 1500}{30 \times 4 \times 10^3} = 25{,}039\text{кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на.

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

де $P_{ecp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$

$$P_{ecp} = \frac{25{,}039 + 25}{2} = 25{,}0195\text{кВт}$$

$$\Delta P_e = \frac{25{,}039 - 25}{25{,}0195} \times 100\% = 0{,}16\,\%$$

Так як значення Δ<5% розрахунок виконаний вірно.

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

Середній індикаторний тиск	$P_{mi} = 609,8$ МПа
Тиск в кінці впуску	$P_d = 0,086$ МПа
Показник політропи стиску	$n_1 = 1,37$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 9$
Максимальний тиск в циліндрі	$P_{max} = 4,9654$ МПа
Показник політропи розширення	$n_2 = 1,33$
Ступінь попереднього розширення	$\rho = 1$
Маштаб по осі тиску	$m_p = 0,02$ МПа/мм

Розрахунок лінії стиску.

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

де V/V_c – змінний об'єм.

$$P_{ст_1} = \frac{0,086 \times 9^{1,37}}{1^{1,37}} = 1,745\,\text{МПа}$$

$$P_{ст_9} = \frac{0,086 \times 9^{1,37}}{9^{1,37}} = 0,086\,\text{МПа}$$

Розрахунок лінії розширення.

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

$$P_{роз_1} = \frac{4,965 \times 1^{1,33}}{1^{1,33}} = 4,965\,\text{МПа}$$

$$P_{роз_9} = \frac{4,965 \times 9^{1,33}}{9^{1,33}} = 0,267\,\text{МПа}$$

Результати розрахунків зводимо в таблицю 2.1.

Таблиця 2.1 Результати розрахунків теоретичної індикаторної діаграми

V/V_c	$P_{ст}$, МПа	$P_{ст}$, мм	$P_{роз}$, МПа	$P_{роз}$, мм
1	1,745	87,3	4,965	248,3
1,25	1,285	64,3	3,690	184,5
1,5	1,001	50,1	2,896	144,8
1,75	0,811	40,5	2,359	117,9
2	0,675	33,8	1,975	98,8
3	0,387	19,4	1,152	57,6
4	0,261	13,1	0,786	39,3
5	0,192	9,6	0,584	29,2
6	0,150	7,5	0,458	22,9
7	0,121	6,1	0,373	18,7
8	0,101	5,1	0,312	15,6
9	0,086	4,3	0,267	13,4
				$P_{mi}^{д}$ = 0,579

Об’єм камери згорання

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

деV_s =[AB] = 220 мм – приведений робочий об’єм

$$V_c = \frac{220}{9 - 1} = 27{,}5 \text{ мм}$$

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$\Delta P_{mi} = \frac{\left| P_{mi} - P_{mi}^{д} \right|}{P_{mi_{ср}}} \times 100\%$$

$$P_{mi_{ср}} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^{д}}{2}, \text{МПа}$$

$$P_{mi_{ср}} = \frac{0{,}6098 + 0{,}579}{2} = 0{,}595 \text{ МПа}$$

$$\Delta P_{mi} = \frac{|0{,}6098 - 0{,}579|}{0{,}595} \times 100\% = 4{,}82\%$$

Похибка не перевищує 5%

Розрахунок дійсної індикаторної діаграми

Кут випередження.

С’=20°

Кут затримки згоряння

$\Delta\varphi_1$=10°

С’’ – точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску.

$P_{c''}$=1,2xP_c=1,2x1745,1=2,09 Мпа

$P_{c''}$= 104,7 мм

Максимальний тиск газів.

$P_{zд}$=0,85xP_{max}=0,85x4,9654=4,22 Мпа

$P_{zд}$= 211 мм

Кут після ВМТ де тиск максимальний

$\Delta\varphi_2$=10°

Точка відкриття випускного клаану

$в'$= 50°

Точка тиску газів в НМТ в кінці такту розширення – $в''$, відкладається посередині лінії між точками *в* і *d*

Точка відкриття впускного клапану

r'=16°

Точка закриття випускного клапану

r''=30°

Точка закриття впускного клапану

d'= 40°

Швидкість наростання тиску

$$\frac{\Delta P}{\Delta \varphi_2} = \frac{P_{\max} - P_{c''}}{\Delta \varphi_2}, \text{МПа/град}$$

$$\frac{\Delta P}{\Delta \varphi_2} = \frac{4{,}22 - 2{,}09}{10} = 0{,}213 \text{МПа/град}$$

Таблиця 2.2 Визначення точок дійсної індикаторної діаграми

Позначки точки φ° пкв	Положення точки відносно ВМТ, φ° пкв	Постійна $X = (1-\cos\varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1-\cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до $X \times \frac{[AB]}{2}$, мм
С', до ВМТ	20	0,075	8,2
f, до ВМТ	10	0,019	2,1
Δφ2, після ВМТ	10	0,019	2,1
$в'$, після ВМТ	130	1,716	188,8
r', до ВМТ	16	0,048	5,3
r'', після ВМТ	30	0,165	18,2
d', до ВМТ	140	1,818	199,9

Побудова розгорнутої індикаторної діаграми

Радіус кривошипа

$$R = \frac{S}{2} = \frac{130}{2} = 65 \text{мм}$$

Знаходимо поправку Брікса

$$OO' = \frac{R \times \lambda_L}{2}$$

$$OO' = \frac{65 \times 0{,}25}{2} = 8{,}1$$

Розраховуємо маштаб

$$M_S = \frac{S}{AB}$$

$$M_S = \frac{130}{220} = 0{,}59$$

Знаходимо поправку Брікса в маштабі переміщення

$$OO' = \frac{OO'}{M_S}, \text{ мм}$$

$$OO' = \frac{8,1}{0,59} = 13,8 \text{ мм}$$

2.4 Аналіз індикаторних та ефективних показників проектованого двигуна та двигуна прототипа

Таблиця 2.3 Індикаторних та ефективних показників

Показники двигуна	Двигун-прототип	Спроектований двигун
Ефективна потужність P_e, кВт	30	25
Частота обертання колінчастого валу n, хв.$^{-1}$	1500	1500
Середній ефективний тиск P_{me}, МПа	0,53	0,445
Ефективний ККД, η_e	0,39	0,35
Питома ефективна витрата дизельного палива b_e, кг/(кВт·год)	0,240	-
Питома ефективна витрата газу b_e, м^3/(кВт·год)	-	0,286
Годинна витрата дизельного палива B_e, кг/(кВт·год)	7,2	-
Годинна витрата газу B_e, м^3/(кВт·год)	-	7,1
Індикаторний ККД, η_i	0,49	0,479
Механічний ККД, $\eta_м$	0,85	0,73
Коефіцієнт надлишку повітря, α	1,8	1,7
Нижча теплота згоряння дизельного палива, кДж/кг	42500	-
Нижча теплота згоряння газу, кДж/м^3	-	36000
Питома ефективна витрата теплоти, q_i	10200	10296

Висновок: згідно з завданням у проектованому двигуні потужність становила 25 кВт, порівняно з потужністю двигуна–прототипу зменшилася на 17%. Це сталося за рахунок того що у проектованого двигуна, порівняно з двигуном-прототипом, основним видом палива є газ. А як відомо, нижча теплота згоряння газу менша ніж дизельного палива. За рахунок цього зменшився середній ефективний тиск , індикаторний ККД зменшився на 2%, ефективний ККД зменшився на 10%. Питома ефективна витрата теплоти в проектованого двигуна вижча.

2.5 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ

Маса деталей, що рухаються зворотньо-поступально – m_s =3,7 кг

Маса деталей, що рухаються обертально – m_r =2,7 кг

Кутова швидкість

$$\varpi = \frac{\pi \times n}{30}$$

$$\varpi = \frac{3{,}14 \times 1500}{30} = 157\, c^{-1}$$

Сила тиску газу

$$F_г = P_ц \times \frac{\pi \times d^2}{4}, \text{кН}$$

Сила інерції мас, що рухаються зворотньо-поступально

$$F_i = -m_s \times r \times \omega^2 \times (\cos\varphi + \lambda_L \times \cos 2 \times \varphi), \text{кН}$$

Дійсна сила

$$F_d = F_r \pm F_i, \text{кН}$$

Нормальна сила

$$F_n = F_d \times tg\beta, \text{кН}$$

Радіальна сила

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

Дотична сила

$$F_{\text{К}} = F_{\text{d}} \times \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}, \text{кН}$$

Сила інерції обертаючихся мас

$$F_{\text{і об}} = -m_R \times r \times \varpi^2, \text{кН}$$

$$F_{\text{і об}} = -44{,}8 \times 0{,}170 \times 62{,}82^2 = -30{,}036 \text{кН}$$

Дані розрахунків заносимо до таблиці 2.4 та будуємо графіки.

2.6 Розрахунок теплового балансу двигуна

Умова завдання:

Ефективна потужність	Ре =25,039 кВт
Частота обертання колінвалу	n = 1500 хв$^{-1}$
Діаметр циліндру	d = 105 мм
Хід поршня	S =130 мм
Число циліндрів	i = 4
Коефіцієнт тактності	z = 4
Найнижча теплота згоряння газу	$Q_н$ = 36000 кДж/м^3
Годинна витрата газу	B = 7,1 м^3/год
Індикаторний ККД	η_i = 0,479
Ефективний ККД	η_e = 0,35
Кількість свіжого заряду	M_1 = 16,996
Загальна кількість продуктів згоряння	M_2 = 17,02
Температура випускних газів	$T_{ср.г.}$ = 882,6
Температура на початку стиску	T_d = 344,2 К
Мольна теплоємкість продуктів згорання при постійному об’ємі	mC”ν = 25,952 кДж/кмоль К
Мольна теплоємкість свіжого заряду при постійному об’ємі	mC’ν = 28,325 кДж/кмоль К
Середній індикаторний тиск	P_{mi} = 609,8 кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_П = Q_е + Q_В + Q_Г + Q_М + Q_{н.в}$$

де Q_e – теплота, еквівалентна ефективній роботі;

$Q_в$ – теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

$Q_г$ – теплота, яка виноситься випускними газами;

$Q_м$ – теплота, яка відводиться маслом;

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

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом.

$$Q_{\text{П}} = B \times Q_{\text{Н}} / 3{,}6, \text{ Дж/с}$$

$$Q_{\text{П}} = 7{,}1 \times 36000 / 3{,}6 = 71433{,}876 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні $q_{\text{п}}$ приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна.

$$Q_{\text{e}} = 1000 \times P_{\text{e}}, \text{ Дж/с}$$

$$Q_{\text{e}} = 1000 \times 25{,}039 = 25039 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_{\text{e}} / Q_{\text{п}} \times 100 \ \%$$

$$q = 25039 / 71433{,}876 \times 100 \ \% = 35{,}05\%$$

Перевірка:

$$Q'_{\text{e}} = Q_{\text{п}} \times \eta_{\text{e}}, \text{ Дж/с}$$

$$Q'_{\text{e}} = 71433{,}876 \times 0{,}35 = 25000 \text{ Дж/с}$$

Вираховуємо похибку.

$$\Delta = \left| Q_{\text{e}} - Q'_{\text{e}} \right| / Q_{\text{e}} \times 100\%$$

$$\Delta = \left| 25039 - 25000 \right| / 25039 \times 100\% = 0{,}159\%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{Т.П}} + Q_{\text{в.н.}}$$

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_{\text{w}} = \left(-W_{\text{нап}} + W_{\text{СТ}} + W_{\text{Г.Р.}} + W_{\text{вип}} \right) \times Q_{\text{п}}, \text{ Дж/с}$$

де $W_{\text{нап.}}=0, W_{\text{ст.}}=0, W_{\text{г.р.}}=0{,}11, W_{\text{вип}}=0{,}02$ – відповідно відносні втрати палива на дільницях наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

$$Q_{\text{w}} = (-0+0+0{,}11+0{,}02)\times 71433{,}876 = 9286{,}404\ \text{Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{\text{мд}} = (a + в \times C_{\text{m}}) \times 10^3, \text{кПа}$$

де a = 0,088, $в$ = 0,0118 – коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат;

C_{m} – середня швидкість поршня.

$$C_{\text{m}} = S \times n / 30, \text{м/с}$$

$$C_{\text{m}} = 130 \times 1500 / 30 = 6{,}5\ \text{м/с}$$

$$P_{\text{мд}} = (0{,}088 + 0{,}0118 \times 6{,}5) \times 10^3 = 164{,}7\ \text{кПа}$$

Середній тиск тертя поршня.

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

$$P_{\text{ср.т.}} = 0{,}6 \times 164{,}7 = 98{,}82\ \text{кПа}$$

Потужність тертя поршня.

$$P_{\text{п}} = P_{\text{СР.Т}} \times V_{\text{s}} \times n \times i / (30 \times Z), \text{кВт}$$

де V_{s} – Робочій об’єм циліндру.

$$V_{\text{s}} = \frac{\pi \times d^2 \times S}{4}, \text{м}^3$$

$$V_{\text{s}} = \frac{3{,}14 \times 0{,}105^2 \times 0{,}13}{4} = 0{,}0011\ \text{м}^3$$

$$P_{\text{п}} = 98{,}82 \times 0{,}0011 \times 1500 \times 4 / (30 \times 4) = 5{,}559125\ \text{кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня.

$$Q_{\text{Т.П.}} = 1000 \times P_{\text{П}}, \text{Дж/с}$$

$$Q_{\text{Т.П.}} = 1000 \times 5{,}559125 = 5559{,}125\ \text{Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Визначаємо витрату води як суму теплоти.

$$Q'_{\text{В}} = Q_{\text{W}} + Q_{\text{Т.П.}}, \text{Дж/с}$$

$$Q'_{\text{В}} = 9286{,}404 + 5559{,}125 = 14845{,}529\ \text{Дж/с}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_{\text{В}} = \frac{Q'_{\text{В}} \times 10^{-3} \times K}{\rho_{\text{в}} \times C_{\text{mв}} \times \Delta T_{\text{в}}}, \text{м}^3 / c$$

де К =1,3 – коефіцієнт запасу;

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

$C_{\text{mв}}$ =4,19 кДж/кг – середня теплоємкість води;

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

$$V_{\text{В}} = \frac{14845{,}529 \times 10^{-3} \times 1{,}3}{1000 \times 4{,}19 \times 8} = 0{,}0006 \text{м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{\text{в.н.}} = V_{\text{в}} \times \Delta P_{\text{в}} / \eta_{\text{в.н.}}, \text{кВт}$$

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

$\eta_{\text{в.н.}}$ 0,85 – ККД водяного насосу.

$$P_{\text{в.н.}} = 0{,}0006 \times 98 / 0{,}85 = 0{,}066381 \text{кВт}$$

тоді $Q_{\text{в.н.}} = 1000 \times P_{\text{в.н.}}$, Дж/с

$$Q_{\text{в.н.}} = 1000 \times 0{,}066381 = 66{,}381 \text{Дж/с}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{Т.П}} + Q_{\text{в.н.}}, \text{Дж/с}$$

$$Q_{\text{в}} = 9286{,}404 + 5559{,}125 + 66{,}381 = 14911{,}91 \text{Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{в}} = Q_{\text{в}} / Q_{\text{П}} \times 100\%$$

$$q_{\text{в}} = 14911{,}91 / 71433{,}876 \times 100\% = 20{,}875\%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами.

$$Q_{\text{Г}} = \frac{B}{3{,}6 \times 22{,}4} \times \left[M_2 \times \left(mC''_{\text{p}} \right)_{T_0}^{T_{\text{ср.г}}} \times T_{\text{ср.г}} - M_1 \times \left(mC_{\text{p}} \right)_{T_0}^{T_{\text{d}}} \times T_{\text{d}} \right], \text{Дж/с}$$

де mC_{p}" – ізобарна теплоємкість продуктів згоряння;

$mC''_{\text{p}} = 8{,}314 + mC''\text{v}$, кДж/кмоль К

$mC''_{\text{p}} = 8{,}314 + 25{,}952 = 34{,}266 \text{кДж/кмоль К}$

mC_p' – ізобарна теплоємкість свіжого заряду.

$$mC'_p = 8{,}314 + mC'v, \text{ кДж/кмоль К}$$

$$mC'_p = 8{,}314 + 28{,}325 = 36{,}639 \text{ кДж/кмоль К}$$

$$Q_Г = \frac{7{,}1}{3{,}6 \times 22{,}4} \times [17{,}02 \times 34{,}266 \times 882{,}6 - 16{,}996 \times 36{,}639 \times 344{,}2] = 26614{,}829 \text{Дж/с}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_Г = Q_Г / Q_П \times 100\%$$

$$q_Г = 26614{,}829 / 71433{,}876 \times 100\% = 37{,}258\%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{М1} = (Q_w + Q_{МД}) - Q_в, \text{ Дж/с}$$

де $Q_{мд}$ – теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна;

$$Q_{МД} = \Delta_{МД} \times Q_П, \text{ Дж/с}$$

$\Delta_{мд}$ – доля втрат в механізмах двигуна.

$$\Delta_{МД} = (P_{МД} / P_{mi}) \times \eta_i$$

$$\Delta_{МД} = (164{,}7 / 609{,}8) \times 0{,}479 = 0{,}129$$

$$Q_{МД} = 0{,}129 \times 71433{,}876 = 9250{,}462 \text{ Дж/с}$$

$$Q_{М1} = (9286{,}404 + 9250{,}462) - 14911{,}91 = 3624{,}956 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_М = \frac{K \times Q_{М1}}{\rho_М \times C_{тм} \times \Delta}, \text{ м}^3\text{/с}$$

де K =1,3 – коефіцієнт запасу;

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

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

$\Delta T_м$ =10 К – температурний перепад масла в охолоджувачі.

$$V_{\text{М}} = \frac{1{,}3 \times 3624{,}956}{900 \times 2{,}094 \times 10} = 0{,}00025 \text{м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса.

$$P_{\text{М.Н.}} = \frac{V_{\text{М}} \times P_0}{\eta \times 10^3}, \text{кВт}$$

де P_0 =0,35x10^6 – робочий тиск масла в системі;

$\eta_{\text{м}} = 0{,}9$ – механічний ККД масляного насоса.

$$P_{\text{М.Н.}} = \frac{0{,}00025 \times 0{,}35 \times 10^6}{0{,}9 \times 10^3} = 0{,}097242 \text{кВт}$$

тоді $Q_{\text{м}_2} = 1000 \times P_{\text{МН}}, \text{Дж/с}$

$$Q_{\text{м}_2} = 1000 \times 0{,}097242 = 97{,}242 \text{Дж/с}$$

Загальна кількість теплоти складає.

$$Q_{\text{М}} = Q_{\text{М1}} + Q_{\text{М2}}, \text{Дж/с}$$

$$Q_{\text{М}} = 3624{,}956 + 97{,}242 = 3722{,}198 \text{Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

$$q_{\text{М}} = Q_{\text{М}} / Q_{\text{П}} \times 100\ \%$$

$$q_{\text{М}} = 3722{,}198 / 71433{,}876 \times 100\ \% = 5{,}211\%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{\text{Н.В.}} = Q_{\text{П}} - (Q_{\text{е}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{Г}} + Q_{\text{М}}), \text{Дж/с}$$

$$Q_{\text{Н.В.}} = 71433{,}876 - (25039 + 14911{,}91 + 26614{,}829 + 3722{,}198) = 1145{,}939 \text{Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{Н.В.}} = Q_{\text{Н.В.}} / Q_{\text{П}} \times 100\ \%$$

$$q_{\text{Н.В.}} = 1145{,}939 / 71433{,}876 \times 100\ \% = 1{,}603\%$$

Всі отримані дані зводимо в таблицю 2.5

Таблиця 2.5 Зведена таблиця теплового балансу

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	25039	35,053
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	14911,91	20,875
теплота, яка виноситься випускними газами	26614,829	37,258
теплота, яка відводиться маслом	3722,198	5,211
невраховані теплові втрати	1145,939	1,603
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	71433,876	100

3 НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Аналіз існуючих конструкцій системи подачі газового палива.

Проблема використовування газів як моторне паливо в двигунах внутрішнього згоряння і стаціонарних установках різного призначення багатогранна. Вона виходить за рамки якої-небудь однієї галузі – транспорту, машинобудування, нафтової або газової промисловості.

Переведення двигунів внутрішнього згорання на газ, дозволяє одночасно вирішувати ряд найважливіших задач:

- зниження шкідливої дії відпрацьованих газів на навколишнє середовище;
- скорочення експлуатаційних витрат;
- вивільнення значної частини традиційних видів моторного палива для використовування в тих областях, де їм немає альтернативи;
- заощадження викопних і не поновлювальних природних енергоресурсів.

На рубежі тисячоліть рішення цих задач стає для України всього світу все більш актуальним. Основу сьогоднішнього світового енергобалансу складають саме викопні види палива - нафта, газ, вугілля. На частку первинної енергії, що виробляється АЕС і ГЕС, доводиться менше 10%. Альтернативна енергетика, заснована на використовуванні не викопних енергоносіїв, що поновлюються, поки що знаходиться на експериментальній стадії. За прогнозами учених, широке комерційне упровадження альтернативних енерготехнологій стане можливим тільки в другій половині XXI століття.

Перехід до нових технологій здійснюватиметься через розширення використовування природного газу. Широкомасштабний перехід на газове паливо дизельних двигунів, споживаючих п’яту частину первинних енергоносіїв, є однією з найважливіших умов стійкого розвитку світової економіки. По розрахунках Міжнародного енергетичного агентства (МЕА), в період з 1995 по 2020 рік споживання енергії в світі зросте на 65%.

У країнах-учасницях "Організації економічного співробітництва і розвитку" частка природного газу в загальному балансі первічних енергоносіїв складає

сьогодні приблизно 20%. До 60% природного газу поставляється кінцевим споживачам в промисловості і комунально-побутовому секторі, 40% газу йде на вироблення електроенергії. Із збільшенням чисельності населення Землі і розвитком економіки частка газу виросте до 2020 року до 25%. Частка нафти складатиме приблизно 40%.

Одним з головних рушійних мотивів збільшення частки природного газу в господарській діяльності людини стає необхідність скорочення парникового ефекту. В порівнянні з іншими видами викопного палива, природний газ має незаперечні екологічні переваги. У більшості зарубіжних досліджень робиться висновок про те, що застосування природного газу в двигунах дозволяє скоротити парникові викиди на 20%.Норми токсичності відпрацьованих газів двигунів стають все більш жорсткими. Природний газ вже сьогодні може забезпечити двигунам відповідність екологічним нормам "Євро-4".

Виконання цих вимог представляє серйозну технічну проблему для вітчизняних заводів. Тільки окремі моделі вітчизняних і російських двигунів відповідають вимогам, що пред'являються в даний час, по токсичності.

Більшість же перспективних двигунів знаходиться у стадії НІОКР. Конвертування двигунів на природний газ дозволяє вже найближчим часом і з мінімальними витратами вивести вітчизняні двигуни на рівень вимог "Євро-2". Про це неодноразово заявляли представники машино будівної промисловості. Крім того, такий якісний стрибок підвищить конкурентоспроможність вітчизняних двигунів на зарубіжних ринках.

Можна з упевненістю стверджувати, що перехід до чистіших з екологічного погляду видів палива в двигунах внутрішнього згоряння, перш за все природному газу, є глобальним імперативом.

Єдиним економічним стимулом для переводу двигунів на газ є те, що вартість одного кубічного метра природного газу значно менша за ціну одного літра дизельного палива. Відсутність інших механізмів державного стимулювання стримує процес. А тим часом, вивільнене природним газом нафтове паливо могло б бути використане для сільського господарства, районів півночі, малої енергети-

ки у видалених районах, тієї частини автотранспортної техніки силових міністерств, яка виконує задачі тилового забезпечення. Перераховані задачі є не галузевими або регіональними, а державними.

Передові фірми світу вже протягом багатьох років випускають газову паливну апаратуру з електронним управлінням. Це викликано, перш за все, необхідністю забезпечити максимальну економічність двигуна і його відповідність нормам токсичності відпрацьованих газів.

Проте електронно-керовані системи з розподіленою подачею палива вітчизняного виробництва вже починають упроваджуватися на двигунах. Найбільший і швидкий ефект буде одержаний при відновленні серійного виробництва газових двигунів на заводах-виготівниках.

Підводячи підсумок, можна констатувати наступне: що хоча і є певні труднощі, в цілому всі необхідні ресурсні, технічні і інфраструктурні умови для широкомасштабного переводу двигунів внутрішнього згоряння на природний газ в Україні існують і можливе їх впровадження. По економічним показникам двигуни, що працюють на газі привабливіші, чим традиційні, оскільки природний газ - найдешевше моторне паливо і експлуатаційні витрати по цій складовій можуть бути понижені на 30 – 60 відсотків.

3.2 Пропозиції по вдосконаленню конструкції системи подачі палива.

В даній роботі пропонується використати в якості основного палива для двигуна 4Ч10,5/13 природній газ. Слід відзначити, що переведення роботи двигуна на газоподібне паливо тягне за собою зміни в конструкції.

Система газообміну (рис. 3.1) призначена для підведення газоповітряної суміші в циліндри двигуна і відведення від них відпрацьованих газів. Основні вузли, які входять в систему: комплект газової апаратури, фільтр-глушник, змішувач, колектор впускання, випускний колектор.

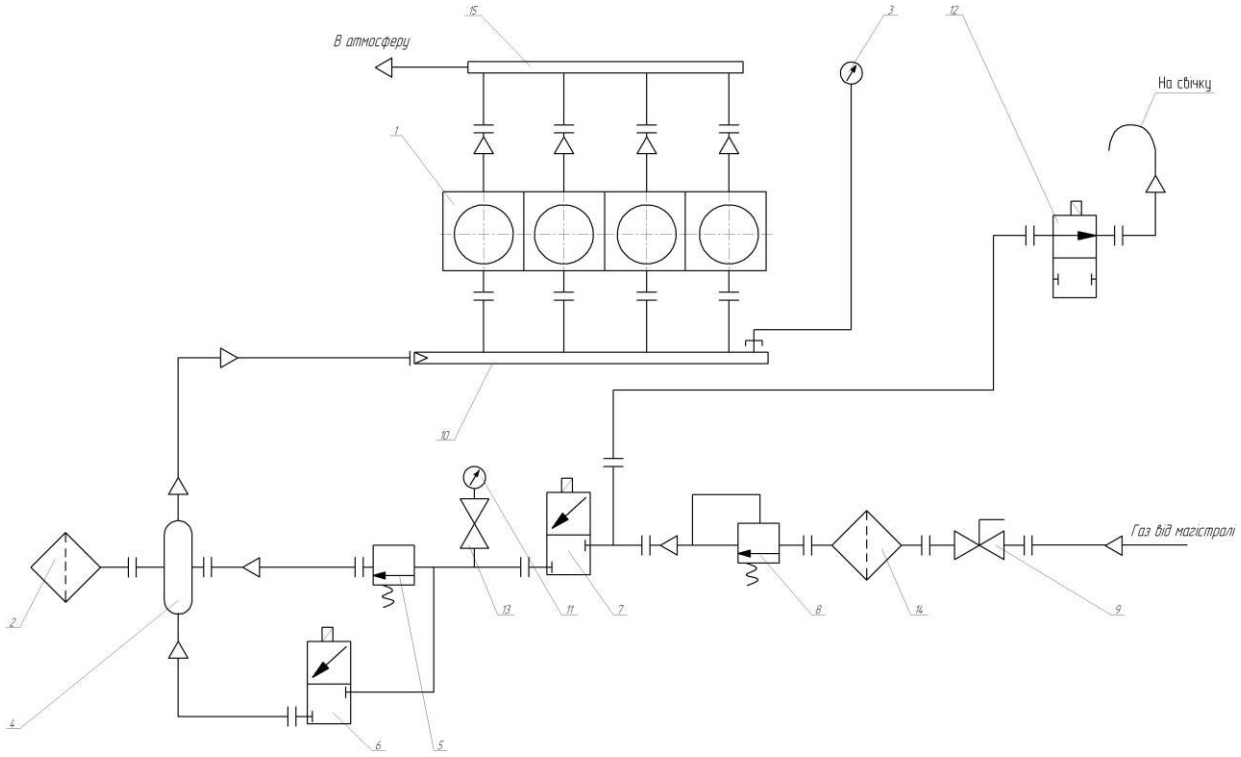

Рисунок 3.1 Принципова схема системи газообміну

1-двигун; 2-фільтр-глушник; 3-мановакууметр; 4-камера змішувача газу і повітря; 5-регулятор співвідношення газ/повітря; 6-електромагнітний клапан (х/ходу); 7-електромагнітний клапан, який повільно відкривається; 8-регулятор тиску; 9-шаровий кран; 10-впускання колектор; 11-манометр; 12-електромагнітний клапан (на свічку); 13-кнопковий кран; 14-фільтр газу; 15-випускний колектор..

Фільтр-глушник

Фільтр-глушник призначений для очищення повітря, що нагнітається в двигун, від пилу, сторонніх предметів і інших забруднень, а також для зниження шуму впускання.

Фільтр-глушник через перехідний патрубок кріпиться до змішувача, а також до патрубка під'єднується система вентиляції картера. Періодично необхідно робити його очищення.

Комплект газової апаратури

У комплект газової апаратури входить: два кульові крани, регулятор співвідношення газ-повітря, два електромагнітних клапани, манометр, а також комплект патрубків з фланцями.

Вказаний комплект призначений для монтажу трубопроводу (блоку) газової апаратури на місці експлуатації, який повинен забезпечувати регулювання по-

дачі газу в двигун, а також дистанційне відкриття і закриття електромагнітних клапанів або їх автоматичне виключення при аварійній зупинці двигуна.

Камера змішувача

Камера змішувача газового двигуна 4ГЧ 10,5/13 (рис. 3.2) призначена для змішування потоку повітря, що поступає через фільтр-глушник з газом, що поступає з газового трубопроводу в камеру. Камера складається з корпусу 1, в який встановлена вставка 2 з ущільнюючим кільцем 3, віджимних болтів 4 і стягуючих 5. Вставка в корпусі камери змішувача газового двигуна має свободу переміщення, чим забезпечується регулювання щілини виходу газу. Газ з газового трубопроводу через отвір фланця 8 поступає в кільцевий простір між корпусом 1 і вставкою 2 і через кільцеву щілину 6 на змішування з потоком повітря і далі на всмоктування в турбокомпресор.

Величина щілини (прохідний перетин) конкретно встановлюється для кожного типу газу (залежно від % вмісту метану) на місці установки двигун-генератора при здачі його в експлуатацію. Штуцер 7 є байпасом і забезпечує збагачення газоповітряної суміші на холостому ходу і при пуску.

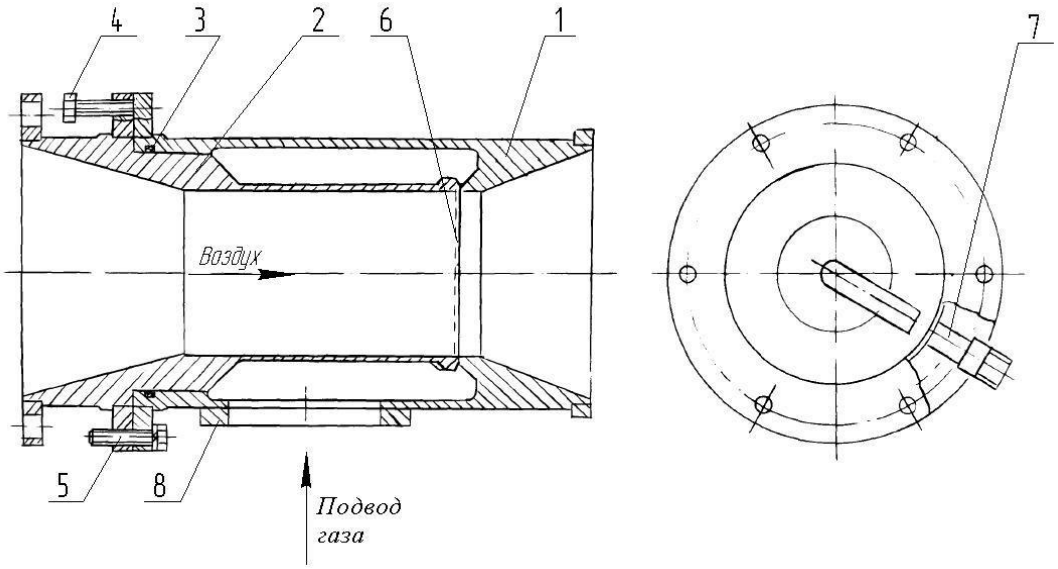

Рисунок 3.2 Камера змішувача

1-корпус; 2-вставка; 3-кольцо ущільнююче; 4-відтжимний болт; 5-стягуючий болт; 6-щілина; 7-щтуцер; 8-фланець.

Колектор впускний

Впускний колектор двигуна 4ГЧН 10,5/13 є трубою з приварениими патрубками і фланцями, закритими з торців заглушками. У передній частині колектора знаходиться фланець, до якого через регульовану заслінку і перехідник приєднується змішувач. У торцевій заглушці є бобишка для під'єднування трубки манометра.

Заслінка

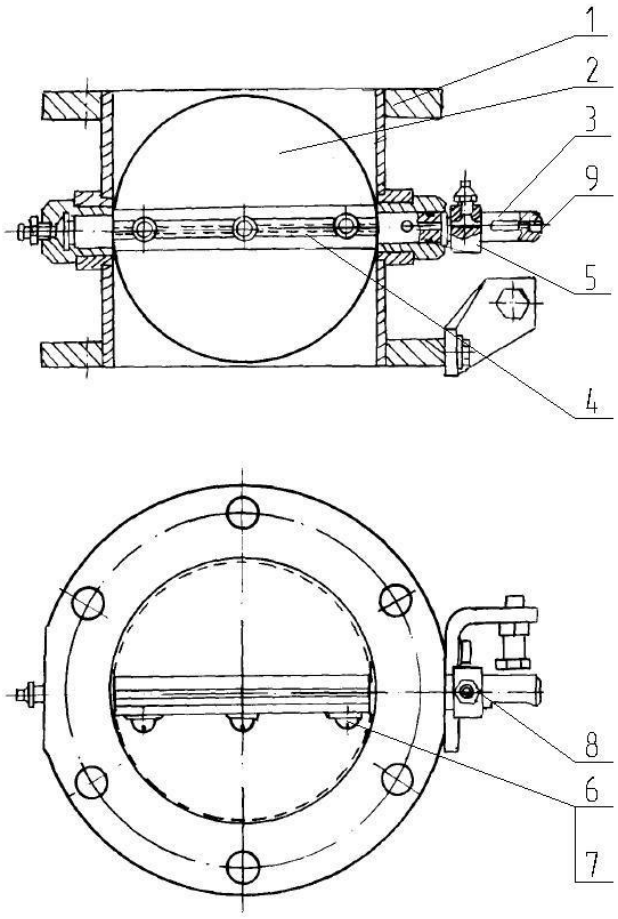

Рисунок 3.3 Заслінка

1-корпус; 2-заслонка; 3-ось; 4-планка; 5-кольцо; 6,9-винт; 7-шайба; 8-масленка.

Заслінка (рис. 3.3) з приводом від регулятора призначена для регулювання прохідного перетину у впускному колекторі, відповідно, кількості газоповітряної суміші, що поступає в циліндри двигуна залежно від навантаження. Основними її елементами є корпус і заслінка з віссю, яка з мінімальним зазором обертається в корпусі і втулках, запресованих в нього. Змащування осі у втулках відбувається періодично через масельнички.

3.3 Розрахунки змішувальної камери та впускного колектору.

Розрахунок змішувальної камери газового двигуна 4ГЧ 10,5/13

Вихідні данні

Потужність двигуна (номінальна), Ne, кВт.....25

Номінальне число обертів двигуна, n, об/хв.....1500

Годинна витрата газу, В, $м^3$/год.....7,1

Коефіцієнт надлишку повітря, α.....1,7

Температура повітря, при нормальних умовах, То, К.....293

Тиск повітря при нормальних умовах, P_0, Па.....101000

Теоретично необхідна кількість повітря при нормальних умовах для спалювання 1 $м^3$ природного газу

$L_0 = 9,41$ $м^3/м^3$ – з розрахунку робочого циклу двигуна

Об'ємна витрата газоповітряної суміші (ГПС) на виході з змішувача

$V_{гпс} = \alpha * L_0 * B + B = B * (\alpha * L_0 + 1)$

де: $B = 7,1$ $м^3$/год – з розрахунку робочого циклу двигуна

$V_{гпс} = 7,1 * (1,7 * 9,41 + 1) = 120,68$ $м^3$/год

Об'ємна витрата повітря

$V_{пов} = B * \alpha * L_0$

$V_{пов} = 7,1 * 1,7 * 9,41 = 113,58$ $м^3$

Масова витрата газоповітряної суміші

$G_{гпс} = (\rho_п * V_{пов}) + (\rho_г * B)$

де: $\rho_п = P_0/(R_п * T_0)$ – щільність повітря

$R_п = 281,5$ Дж/(кг*град) – газова постійна повітря

$\rho_п = 101000/(281,5 * 293) = 1,22$ кг/$м^3$

$\rho_г = [\varphi_{со} * (\mu_{со}/22,4)] + [\varphi_{с2н6} * (\mu_{с2н6}/22,4)] + [\varphi_{сн4} * (\mu_{сн4}/22,4)] + [\varphi_{со2} * (\mu_{со2}/22,4)] + [\varphi_{N2} * (\mu_{N2}/22,4)] + [\varphi_{с3н8} * (\mu_{с3н8}/22,4)] + [\varphi_{с4н10} * (\mu_{с4н10}/22,4)]$ – щільність природного газу

$\rho_г$=[0,0008*(28/22,4)]+[0,043*(30/22,4)]+[0,93*(16/22,4)]+[0,001*(44/22,4)]+[0,026*(28/22,4)]+[0,001*(44/22,4)]+[0,001*(58/22,4)]=0,756 кг/м^3

$G_{гпс}$=(1,22*113,58)+(0,756*7,1)=144 кг/год

Швидкість повітря в змішувальній камері

знаходимо з рівняння:

$V_{пов}$ =3600*(π*d^2/4)*V

звідки:

V =(4*$V_{пов}$)/(π*d^2*3600)

V =(4*113,58)/(3,14*0,04^2*3600)=25 м/с

де: d=0,04 м – діаметр змішувальної камери

Розрідження в змішувальній камері

ΔP =($\rho_п$*V^2)/2

ΔP =(1,22*25^2)/2=381 н/м^2 = 38 кг/м^2

Тиск повітря в змішувальній камері

$P_п$=P_0-ΔP

$P_п$=101000-1026=100619

Швидкість надходження природного газу до змішувальної камери

$$C_г=\sqrt{2*(k/k-1)*R*T_0*[1-(P_п/P_г)^{(k-1)/k}]}$$

$$C_г=\sqrt{2*(1,3/1,3-1)*303*293*[1-(100619/101000)^{(1,3-1)/1,3}]}=26 \text{ м/с}$$

Діаметр трубопроводу для подачі газу в змішувальну камеру

знаходимо з рівняння:

V=3600*(π*d^2/4)*$C_г$

звідки:

$$d=\sqrt{(4*B)/(\pi*C_г*3600)}$$

$$d=\sqrt{(4*7,1)/(3,14*26*3600)}=0,0098 \text{ м} = 9,8 \text{ мм}$$

Ширина кільцевої щілини в змішувальній камері для підведення природного газу

знаходимо з рівняння:

$B=3600*\pi*d*\delta*C_г$

звідки:

$\delta=B/(3600*\pi*d*C_г)$

$\delta=7,1/(3600*3,14*0,04*26)=0,0006$ м = 0,6 мм

Розрахунок впускного колектора

Вихідні дані

Потужність двигуна (номінальна), Ne, кВт.....25

Номінальне число обертів двигуна, n, об/хв.....1500

Годинна витрата газу, В,$м^3$/год.....7,1

Коефіцієнт надлишку повітря, α.....1,7

Температура повітря, при нормальних умовах, T_0, К.....293

Тиск повітря при нормальних умовах, P_0, Па.....101000

Тиск газоповітряної суміші, P_d, Па…….86000

Температура газоповітряної суміші, T_d, К.....344,2

Щільність газо-повітряної суміші у впускному колекторі

$\rho_1=P_d/(R_г*T_d)$

$R_г$ – газова постійна природного газу.

знаходимо з рівняння:

$\rho_г=P_a/(R_г*T_0)$

звідки:

$R_г=P_a/(\rho_г*T_0)$

$R_г=101000/(0,756*293)=455$ Дж/(кг*град)

$\rho_1=86000/(455*293)=0,645$ кг/$м^3$

Швидкість газоповітряної суміші у впускному колекторі становить V=30 м/с

Діаметр впускного колектора

$$d=\sqrt{(4*V_{гпс}*\rho_г)/(\pi*V*3600*\rho_1)}$$

$$d=\sqrt{(4*120,68*0,756)/(3,14*30*3600*0,645)}=0,04 \text{ м} = 40 \text{ мм}$$

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Заходи з охорони праці

Задачі охорони праці – звести до мінімуму можливі поранення і захворювання працюючих, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умові 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 зниження працездатності.

Між небезпечним і шкідливим фактор не завжди можливо провести чітку границю. Один і той самий фактор може привести до несчастного випадку чи до зниження продуктивності праці.

При роботі двигуна, а також різних систем і механізмів, що обслуговують двигун, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТ 12.0.003-83.

Паливо та пари мастила

Випаровування пального та пари мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів.

Установлені припустимі границі концентрації парів у повітрі виробничих приміщень.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива та мастила.

По СНиПу 245-71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м^3.

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушитель) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках.

Для того щоб запобігти цього треба всі гарячі частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека

Причиною пожеж є: несправність електроприладів, самозаймання промасленого дрантя, несправ-ність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легкозаймаємими речовинами.

Електробезпечність

Проходячи через тіло, струм впливає:

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

Освітлення

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітленням приміщення електростанції.

Освітлювальне електроустаткування контейнера складається з наступних елементів:

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;
- світильники з лампами накалювання потужністю 100Вт;
- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

Вентиляція

У результаті порушення герметичності з’єднань деталей двигуна в приміщенні електростанції може з'являтися небезпечна концентрація палива, що

може привести до отруєння персоналу або вибуху. Щоб запобігти цьому, необхідна система вентиляції.

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

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНІП.

Вентиляція, що застосовується: штучна, приточна і природна.

Проточна вентиляція електростанції забезпечується вентилятором.

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

- Кількість приточування повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальної.
- Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.
- Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

Міри безпеки

До обслуговування і експлуатації дизель-генераторів допускаються особи:

- які мають необхідні навики, і техмінімум по обслуговуванню і експлуатації дизель-генераторів;
- що пройшли курс навчання по експлуатації паливної апаратури і мають посвідчення;
- що пройшли інструктаж по техніці безпеки, охорони праці і пожежної безпеки.

4.2 Охорона навколишнього середовища

Шкідливі речовини, що виділяються при згорянні палива у двигуні можна розділити на три основні групи:

а) продукти повного (біоксиду вуглецю CO_2) та неповного згоряння (оксид вуглецю CO, неспалені вуглеводні C_nH_m, в тому числі поліциклічні ароматичні, сажа або тверді частинки);

б) оксиди азоту NO_x, механізм створення яких безпосередньо не пов'язаний (або пов'язаний дуже мало) з процесом згоряння палива; викиди NO_x, що обумовлені, головним чином, реакціями окислення атмосферного азоту киснем при високих температурах (за термічним механізмом);

в) речовини, викиди яких пов'язані, головним чином, із вмістом у паливі сірки, сполук свинцю, золи (що містить різні важкі метали).

Основний негативний вплив оксиду вуглецю на організм людини полягає у порушенні газового обміну в організмі. Гемоглобін крові в легенях у 240 разів швидше сполучається з оксидом вуглецю, ніж з киснем, утворюючи карбоксигемоглобін (COHb), і втрачає здатність переносити кисень від легенів до окремих органів та виносити з них вуглекислий газ. Міра впливу оксиду вуглецю на організм людини залежить від концентрації його в атмосфері і від тривалості впливу. Вміст CO у повітрі 0,01% з тривалістю дії більше однієї години викликає головний біль, погіршення реакції та зменшення працездатності. Більші концентрації CO спричиняють більш важкі наслідки, аж до втрати свідомості. Довготривале вдихання CO призводить до серцево-судинних захворювань, появи атеросклерозу, враження центральної нервової системи, виникнення інфаркту міокарда, розвитку легеневих захворювань. Особливо впливає оксид вуглецю на людей, що страждають коронарною недостатністю.

Високі концентрації COHb призводять до втрати свідомості, навіть до смерті. Дослідження показали, що перебування в атмосфері із вмістом CO лише 0,001-0,0015 % (10-15 млн$^{-1}$) протягом 8 годин спричиняє у окремих людей погіршення здатності до сприйняття часу. Процес утворення карбоксигемоглобіну є зворотним. За зупинки вдихання CO його концентрація на кожні 3-4 години зменшується удвічі. Дослідження щодо впливу CO , на рослинний світ довели, що за концентрації CO нижче 0,01 % такого впливу не відбувається навіть у випадку

витримки рослин в цій атмосфері протягом 3 тижнів, але в деяких дослідженнях погіршувалось утворення пилку.

З великої кількості вуглеводнів, які містяться у відпрацьованих газах, найбільшої шкоди завдають ароматичні вуглеводні олефінового ряду, тобто ненасичені вуглеводні етилового ряду, що мають високу активність і є вихідними продуктами для утворення фотохімічного смогу. Вплив вуглеводнів на організм людини різноманітний: від виникнення неприємних відчуттів до появи різних захворювань. Характерною особливістю дії вуглеводнів на організм людини є їх вплив на центральну нервову систему. Великі концентрації вуглеводнів можуть призвести до наркотичного сп'яніння, що неприйнятно, особливо під час керування автомобілем. Окрім того, вуглеводні спричиняють виникнення серцево-судинних захворювань, аритмію серця, порушують діяльність шлунково-кишкового тракту, викликають зміни у складі крові.

Численними дослідженнями встановлено, що один із вуглеводнів – етилен – негативно впливає на рослини, викликаючи симптоми раннього старіння, хронічні ураження, відпадання квіток та плодів, припинення росту.

Особливу групу вуглеводнів складають канцерогени – речовини, що спричиняють ракові захворювання. Серед них особливою канцерогенною активністю відрізняється бенз(б)пірен ($C_{20}H_{12}$) , що має вигляд кристалів жовтого кольору. Він добре розчиняється в оливах, жирах, сироватці людської крові, в місцях безпосереднього контакту кристалів з тканинами органів спричиняє виникнення злоякісних пухлин, має властивість накопичуватися в організмі людини і, досягнувши критичних концентрацій, спричиняє ракове захворювання.

Основними альдегідами, що надходять у атмосферу з відпрацьованими газами, є формальдегід і акролеїн.

Формальдегід (мурашковий альдегід) – газ без кольору із задушливим, подразнюючим запахом. Охолоджуючись, перетворюється в рідину за температури мінус 21°С. Легко розчиняється у воді. Розчин, який містить 40 % формальдегіду, називається формаліном. Газ шкідливо впливає на органи дихання

і слизові оболонки, є дуже сильним подразником, вражає діяльність центральної нервової системи, печінки, нирок. За концентрації формальдегіду у атмосфері 0,007 % має місце легке подразнення дихальних шляхів та слизових оболонок очей і носа, за концентрації 0,18 % - подразнення сильне. Запах сприймається людиною за концентрації 0,000015 %, і це має бути сигналом, що перебування в такій атмосфері небезпечне.

Акролеїн – рідина без кольору із запахом підгорілих жирів. Температура кипіння 52,4°С. Пара акролеїну спричиняє сильне подразнення слизових оболонок очей. Вміст його в атмосфері 0,002 % згубний, 0,0005 % - важко переносимий, 0,00008 % - для людини безпечний. Запах сприймається людиною за концентрації 0,00016 %. Концентрація його в повітрі 0,014 % може призвести до смерті через 10 хвилин. Вплив акролеїну на організм людини адекватний впливу формальдегіду.

Відпрацьовані гази ДВЗ є основним джерелом викиду в атмосферу твердих частинок і в першу чергу сажі (кіптяви). Частинки сажі розміром 0,5-2 мкм затримуються в легенях, викликаючи алергію.

Основна небезпека сажі полягає у тому, що на своїй поверхні вона адсорбує велику кількість вуглеводневих сполук, зокрема поліциклічних ароматичних вуглеводнів, і серед них найбільш активний і небезпечний – бенз(а)пірен. Саме за допомогою сажі ці сполуки надходять в організм людини через дихальні шляхи.

Основна частина оксидів азоту, які знаходяться в атмосфері, надходить з відпрацьованими газами.

Оксиди азоту NO і NO_2 отруйні для організму людини, мають сильну подразнюючу дію, особливо на слизові оболонки, зокрема очей. Здатні глибоко проникати в легені, викликаючи пошкодження їх тканин. За високої концентрації можливі виникнення хронічних респіраторних захворювань і навіть смертельні випадки.

Двооксид азоту в концентрації 4-6 мг/м викликає порушення життєдіяльності рослин, пригнічуючи їх зростання. Тривалий вплив NO_2 призводить до хлорозу рослин (передчасного старіння).

Двооксид азоту є вихідним продуктом утворення озону під впливом ультрафіолетового випромінювання. А надмірне накопичення озону у приземному просторі дуже шкідливе. Крім того, NO_2 має вирішальну роль в утворенні фотооксидантів. Розчин NO_2 у воді є складовою "кислотних дощів".

Сірчистий газ SO_2 – основний токсичний продукт сполук сірки, що надходить у атмосферу з відпрацьованими газами. У вільному стані SO – це газ без кольору з різким запахом, кислий на смак, отруйний, подразнює слизові оболонки очей і дихальних шляхів. Легко розчиняється у воді, утворюючи сірчисту кислоту H_2SO_3

Газ вражає органи дихання, змінює склад крові, погіршує імунітет, порушує білковий обмін речовин в організмі. Крім того, він руйнує вітамін В1 у крові, збільшує накопичення цукру і білку.

Висока концентрація SO_2 в атмосфері викликає гострий бронхіт, задуху, можливу смерть внаслідок рефлекторного спазму горла.

Сполуки сірки SO_2, SO_3 H_2S0_3 і H_2S0_4 наносять значний збиток лісовому і сільському господарствам – вони закислюють грунт, підвищують вразливість рослин захворюваннями. Окрім того, ці речовини є основними складовими класичного смогу і складовою "кислотних дощів".

Сполуки сірки наносять значних збитків комунальному господарству міст, руйнуючи металеві конструкції, бетон, піддають руйнації пам’ятки архітектури.

4.3 Заходи зниження токсичності та димності відпрацьованих газів.

Розробку та впровадження ефективних заходів із суттєвого зниження токсичності викидів з відпрацьованими газами слід проводити у таких основних напрямках:

– оптимізація робочого процесу та конструктивне вдосконалення. Це можна досягти такими методами як: оптимізація сумішоутворення та згоряння; інтенсифікація і вибір закону паливоподачі, пошук раціональних регулювань паливної апаратури; поліпшення повітропостачання; підвищення ефективності згоряння на часткових швидкісних режимах і при мінімальній частоті обертання холостого ходу; запровадження присадок до палив та використання водопаливних емульсій; вдосконалення перехідних процесів; рівномірний розподіл палива по циліндрах; пошук раціональних фаз газорозподілу, ступеня стиску та інших конструктивних параметрів, що безпосередньо впливають на екологічні характеристики робочого процесу; збіднення суміші у двигунах з іскровим запалюванням; проміжне охолодження наддувочного повітря.

– нейтралізація та рециркуляція випускних газів.

– постійне корегування нормативів на токсичність ДВЗ з посиленням уваги до їхніх канцерогенних компонентів, з розширенням спектра токсидів, що підлягають нормуванню; треба при цьому виходити з експлуатаційних оцінок з урахуванням всіх без винятку експлуатаційних режимів. Для цього треба відмовлятися від модельних навантажень двигунів, розробляючи й використовуючи найчутливіші та високошвидкодійні автоматизовані, комп'ютеризовані, вимірювально-діагностичні комплекси, здатні у режимі реального часу видавати середньоексплуатаційні оцінки рівнів токсидів ДВЗ, узагальнені за шкалою вагомості негативних наслідків для людини впливу токсичних компонентів й приведені до найбільш шкідливого з них, наприклад, CO;

– розробка математичних моделей процесів створення токсидів у циліндрах ДВЗ із значно ширшим колом призначень та з урахуванням реальних моделей експлуатації;

– поглиблення комп'ютеризації керування ДВЗ як необхідної умови створення екологічно чистих двигунів;

– застосування комплексного паливно-екологічного критерію для оцінок результатів оптимізації конструктивних, режимних, регулювальних параметрів при створенні екологічно чистих двигунів з високою паливною економічністю;

– суттєве удосконалення систем діагностування ДВЗ при оцінках їх експлуатаційної токсичності у режимах реального часу;

4.4 Заходи щодо зниження шуму та вібрації.

Шум

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утома слухового апарату, що може привести до часткового 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

Двигуни внутрішнього згоряння є одними з основних джерел шуму, що негативно впливає на людей. Шум – це комплекс звуків, що змінюються за частотою та рівнем. Як відомо, звук має хвильову природу, розповсюджується у будь-якому середовищі і приймається органами слуху людини у результаті дії на них звукових хвиль. В основному, двигуни випромінюють хвилі з частотою від 20 до 8000 Гц.

Основними характеристиками звуку є тиск і сила звуку. Тиск звуку являє собою різницю між миттєвим значенням тиску в хвилі і барометричним тиском.

Найменший тиск звуку, що сприймається людиною, і який називають пороговим, становить $2 \cdot 10^{-5}$ Н/м^2.

Сила звуку – кількість енергії, яка переноситься хвилею в одиницю часу через одиницю площі. Сила звуку вимірюється у Вт/м^2 і є величиною, пропорційною квадратові тиску звуку. Порогове значення сили звуку становить 10^{-12} Вт/м^2. Тиск і сила звуку змінюються у широких межах, тому для

вимірювання шуму використовують логарифмічну шкалу і логарифмічні одиниці – децибели (дБ). Рівнем шуму називають двадцяти-кратний логарифм відношення тиску звуку до його порогового значення, або десятикратний логарифм відношення сили звуку до її порогового значення.

Шум двигунів внутрішнього згоряння має двояке походження. З одного боку, це шум механічного походження, що виникає внаслідок ударів у рухомих з'єднаннях кривошипно-шатунного та газорозподільного механізмів і паливної апаратури, а також різкої зміни дії газових сил на деталі двигуна при виконанні робочого циклу.

З іншого боку, це шум газодинамічного (гідравлічного) походження, що є наслідком збурень, які виникають у процесі руху газоподібних і рідких середовищ в агрегатах двигуна і при згорянні паливоповітряної суміші.

Рівень шуму двигунів внутрішнього згоряння на номінальному режимі досягає 110-120 дБ. Він значною мірою залежить, від таких експлуатаційних факторів, як навантаження та частота обертання. Зменшення частоти обертання знижує рівень шуму на 10-15 дБ.

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 пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації приведені 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

Для зменшення рівня шуму двигуна використовують різні конструктивні засоби, обладнують двигуни глушниками.

До конструктивних засобів, що спрямовані на зниження шуму двигуна, відносяться: зменшення зазорів у рухомих з'єднаннях, застосування дезаксиального кривошипно-шатунного механізму, кулачка розподільного валу з безударним профілем, використання шумопоглинаючих накладок, збільшення товщини стінок циліндра у тій частині, де має місце різка зміна тиску газів, застосування таких конструкцій камер згоряння, які забезпечують плавний ріст тиску газів.

Для зниження шуму впуску застосовують спеціальні конструкції повітроочисників, у яких використовуються шумоізолюючі прокладки, резонансні роширюючі камери глушіння, м'які гофровані шланги. Це дозволяє зменшити рівень шуму впуску на 30-35 дБ.

Для глушіння шуму випуску застосовують глушники різних конструкцій. Конструкцію глушника та його розміри вибирають і розраховують для конкретної моделі двигуна. Для інших моделей цей глушник не буде забезпечувати необхідного зниження шуму. Найбільш розповсюджені глушники, у яких для глушіння використовуються розширювальні і резонансні камери, спеціальні перфоровані труби, сітки, звукопоглинаючі матеріали.

4.5 Техніка безпеки при експлуатації двигуна

У період монтажу, експлуатації, технічного обслуговування двигун-генераторів необхідно дотримуватися вимоги техніки безпеки, охороні праці і пожежної безпеки і, крім того, необхідно виконувати і дотримувати наступного:

- В приміщені електростанції повинна бути медична аптечка для надання першої допомоги при опіках, травмах і отруєнні газами, а також вогнегасники. Їх вміст і готовність до використовування повинні регулярно перевірятися.
- При ремонті двигуна у всіх місцях, пов'язаних з управлінням подачею палива і стислого повітря для пуску двигуна, а також на пульті дистанційного

керування вивісити попереджувальні таблички, які застерігають про те, що пуск двигуна забороняється. Після закінчення робіт на двигуні і його майданчиках не дозволяється залишати деталі, інструмент і пристосування. Пролите мастило або вода повинні бути негайно прибрані.

- Паливна система непрацюючого двигун-генератора повинна бути перекрита від подачі палива.
- Перед пуском двигун-генератора перевіряти на герметичність місця з’єднання трубопроводів. Категорично забороняється перевіряти герметичність з'єднань відкритим полум'ям.
- Перед пуском двигуна провертання колінчастого валу уручну здійснювати з відкритими декомпресійними кранами не менше двох оборотів, після чого зняти важіль повороту колінчастого валу і закрити декомпресійні крани.
- Щодня перевіряти розрідження в картері і у разі відхилення від допустимих меж виявляти і усувати несправність.
- Люки картера при необхідності рекомендується відкривати не менше ніж через 15 хв. після зупинки двигун-генератора.
- Машинне відділення повинне бути забезпечене природною або штучною вентиляцією. Вентиляційні канали не можна закривати.
- При поміченій несправності необхідно зупинити працюючий дизель-генератор і усунути несправність.
- Перед шафами управління повинні бути встановлені гумові килимки, на яких обслуговуючий персонал повинен знаходитися при проведенні будь-яких робіт по шафах.
- При роботі в картері двигуна використовувати переносні електролампи напругою 6-36 В. електролампа повинна бути захищена металевою сіткою.
- У приміщені електростанції забороняється палити і користуватися відкритим вогнем.
- У приміщені електростанції допускається зберігання тільки таких горючих матеріалів, які необхідні для експлуатації дизель-генератора.

– Двигун-генератор і його основні частини: електрогенератор, дроти, кабелі і розподільні пристрої (шафи) – регулярно (щонеділі), а двигун щоденно, очищати від паливо мастильних речовин, пилу.
– У нічний час при ремонті повинне бути забезпечене хороше освітлення машинного відділення, а також аварійне освітлення, що забезпечує спостереження за свідченнями приладів під час відключення освітлювальної мережі.
– При експлуатації двигуна в контейнері рекомендується носити облягаючий одяг.
– Особи, обслуговуючі двигун-генератор (працюючий) з рівнем шуму вище 85 дБа повинні мати засоби індивідуального протишумного захисту по ГОСТ 12.4.051-78.
– При появі ознак детонації (різкі стуки) негайно понизити навантаження до припинення стуків в циліндрі.

Забороняється:

- пускати двигун при знятому кожусі, що закриває маховик;
- обтирати рухомі і обертаються деталі, підтягувати гайки і болти з'єднань трубопроводів, що знаходяться під тиском, на працюючому двигуні;
- торкатися без застосування теплозахисних засобів до незахищених деталей, не призначених для обслуговування, які мають температуру більш +45°С;
- відкривати декомпресійні крани на працюючому двигуні без приєднаних до них вимірювальних приладів;
- працювати в шафах управління, що знаходяться під напругою;
- провертати двигун уручну при включеному живленні на систему запалення.
- проводити зварювальні роботи електрозварювальним апаратом на працюючому дизель-генераторі.

5 ТЕХНІКО - ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРИЙНЯТИХ РІШЕНЬ

Економічне обгрунтування запропонованої в кваліфікаційній роботі конструкції системи подачі палива для двигуна 4ГЧ10,5/13 з частотою обертання колінчастого валу n = 1500хв$^{-1}$ має на меті встановлення доцільності її розробки і втілення у виробництво.

Критерієм ефективності зміни конструкції системи подачі палива запроектованого двигуна є відношення суми затрат на його розробку, виготовлення і впровадження у виробництво до величини отриманого річного економічного ефекту від її реалізації.

В магістерській роботі розроблена конструкція системи подачі палива, яка відрізняється від серійної використанням в роботі двигуна як паливо – природній газ, що тягне за собою зміни в конструкції елементів паливоподачі.

Економічний ефект одержано за рахунок зменшення витрат на виготовлення залучених деталей та газове паливо при його експлуатації.

5.1. Розрахунок собівартості та ціни модернізованого двигуна

Собівартість модернізованого двигуна визначається шляхом коригування витрат на виробництво двигуна-аналога за формулою, грн.:

$$C_Н = C_А \pm \Delta C$$

де: $C_А$ =156 000– собівартість двигуна-аналога, грн.;

ΔC – збільшення (зменшення) собівартості двигуна-аналога внаслідок конструктивних змін, проведених у ньому в процесі модернізації двигуна, грн.

Різницю собівартості ΔC_i можна визначити за формулою:

$$\Delta C_i = C_З - C_В$$

де: $C_З$ та $C_В$ – собівартість відповідно залучених і вилучених деталей та складальних одиниць, грн..

Розрахунок виконується в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 Розрахунок вартості обладнання, що вводиться (виводиться)

Найменування деталі (складальної одиниці)	Собівартість (ціна), тис. грн./шт.	Кількість, грн.	Сума, тис. грн..
1. Залучені			
1.1 Змішувач	10	1	10
1.2 Заслінка	2	1	2
1.3 Свічка	3	4	12
Разом залучених, $С_з$ тис. грн	24		
2. Вилучені			
2.1 Паливний насос високого тиску	15	1	15
2.2 Форсунка	5	4	20
2.3 Паливний фільтр	2	1	2
Разом вилучених, $С_в$ тис. грн	37		

$$С_н = 156 + 24 - 37 = 143 тис.грн$$

При рентабельності виробництва на заводі Р = 10%, прибуток на один двигун складе, грн.:

$$П_р = С_Н \frac{P,\%}{100}$$

де Р – рентабельність у відсотках.

$$П_р = 143{,}0 \times \frac{10}{100} = 14{,}3 тис.грн.$$

Ціна виробництва модернізованого двигуна дорівнює, грн.:

$$Ц_В = С_Н + П_р$$

$$Ц_В = 143{,}0 + 14{,}3 = 157{,}3 тис.грн.$$

Податок на додану вартість, грн.:

$$ПДВ = Ц_В \frac{\%ППД}{100}$$

де: %ПДВ – відсоток податку на додану вартість (приймаємо 20%).

$$ПДВ = 157{,}3 \times \frac{20}{100} = 31{,}46 тис.грн.$$

Ціна продажу, грн.:

$$Ц_{ПР} = Ц_{В} + ПДВ$$

$$Ц_{ПР} = 157,3 + 31,46 = 188,76 тис.грн.$$

У таблиці 5.2 представлена калькуляція собівартості модернізованого двигуна, яка розрахована у відповідності зі структурою витрат на заводі-виробнику двигуна-аналога.

Таблиця 5.2 Калькуляція собівартості модернізованого двигуна

Статті витрат	Структура витрат, %	Сума витрат,тис.грн.
Сировина й матеріали	15,4	22,022
Покупні напівфабрикати й комплектуючі вироби	44,5	63,635
Паливо й енергія на технологічні цілі	4,4	6,292
Поворотні відходи (віднімаються)	-0,2	0,286
Транспортно-заготівельні роботи	2	2,86
Основна зарплата працівників	5	7,15
Додаткова зарплата	1,3	1,859
Єдиний соціальний внесок	2,8	4,004
Відшкодування збитків від зносу інструмента цільового призначення	6,1	8,723
Загальновиробничі витрати	14,4	20,592
Адміністративні витрати	3,2	4,576
Втрати від браку	0,1	0,143
Інші виробничі витрати	1,0	1,43
Виробнича собівартість	100	143,0
Прибуток	10	14,3
Ціна виробництва	-	157,3
Податок на додану вартість	20	31,46
Ціна продажу відпускна	-	188,76

5.2 Розрахунок економічного ефекту від застосування системи подачі палива покращеної конструкції

Витрати на розробку нового поршня та втілення його у виробництво склали 500000 грн. із яких 100000грн затрачено на розробку технічної документації, 150000 грн. на випробування двигуна з новою конструкцією системи подачі палива, 250000 грн. на підготовку виробництва.

Ціна газового двигуна із запроектованою системою подачі палива в порівнянні із серійним дизельним двигуном –прототипом 4Ч10,5/13 зменшилась на 17160 грн.

Таблиця 5.3 Техніко – економічні показники базового 4Ч10,5/13 і запроектованого двигуна 4ГЧ10,5/13

Найменування показників		Позначення	Величина	
			Базовий 4Ч10,5/13	Запроектований 4ГЧ10,5/13
1		2	3	4
Ефективна потужність двигуна, кВт		P_e	30	25
Питома витрата палива	дизельного кг/кВт·год	$b_{ед}$	0,24	-
	газу, $м^3$/кВт·год	$b_{ег}$	-	0,286
Питома витрата масла, кг/(кВт·год)		$g_м$	0,0019	0,0019
Частота обертання колінчатого валу, $хв^{-1}$.		n	1500	1500
Ціна двигуна, грн.		Ц	205920	188760
Оптова ціна палива	дизельного, грн./кг	$Ц_{пд}$	22,4	-
	газу, грн./$м^3$	$Ц_{пг}$	-	6,5
Оптова ціна масла , грн/кг		$Ц_м$	30	30
Тривалість роботи двигуна в рік, год		t	8000	8000
Коефіцієнт частини вартості переборки двигуна в його ціні		$В_{пер}$	0,03	0,03
Коефіцієнт частки вартості капітального ремонту в ціні двигуна		$В_{кр}$	0,30	0,30
Коефіцієнт використання потужності двигуна		$К_п$	0,9	0,9
Ресурс двигуна до першої переборки, год		$t_{пер}$	10000	10000
Ресурс двигуна до капітального ремонту, год		$t_{кр}$	60000	60000

Продовження таблиці 5.3

1	2	3	4
Нормативний коефіцієнт порівняльної економічної ефективності	$Е_н$	0,15	0,15
Затрати на розробку і впровадження нової системи подачі палива, грн.	$Ц_{зат}$	-	500000

Розрахунок річного економічного ефекту від застосування нової системи подачі палива.

Річний економічний ефект від впровадження нового устаткування довготривалого використання знаходиться по формулі

$$E = \left[Ц_{пб} \times a_1 \times a_2 - Ц_{пн} + \frac{И_б \times a_1 - И_н + E_н \times (К_{сб} \times a_1 - К_{сн})}{1 + E_Н} \right], грн/рік$$

Розрахунок складових витрат

Річний об'єм роботи, виконуваний двигуном при використанні його по призначенню

$B = К_п \cdot P_е \cdot t$, кВт·год/рік

$B_б = 0,9 \cdot 30 \cdot 8000 = 216000$ кВт/рік

$B_н = 0,9 \cdot 25 \cdot 8000 = 180000$ кВт/рік

Коефіцієнт зміни продуктивності нового двигуна в порівнянні з базовим

$a_1 = B_н/B_б = 180000/216000 = 0,83$

Термін служби двигуна до капітального ремонту

$T = T_{кр}/t$, років

$T_б = 60000/8000 = 7,5$ років

$T_н = 60000/8000 = 7,5$ років

Доля відрахувань від балансового прибутку на повну реновацію двигуна.

$P = 1/T$

$P_б = 1/7,5 = 0,13$

$P_н = 1/7,5 = 0,13$

Коефіцієнт, що враховує зміну терміну служби нового двигуна в порівнянні з базовим

$$a_2 = \frac{P_б + E_н}{P_н + E_н} = \frac{0{,}13 + 0{,}15}{0{,}13 + 0{,}15} = 1$$

де: $E_н = 0{,}15$ – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень

Поточні затрати на паливо

$З_п = k_п \cdot b_e \cdot P_e \cdot t \cdot Ц_п$, грн/рік

$З_{пб} = 0{,}9 \cdot 0{,}24 \cdot 30 \cdot 8000 \cdot 22{,}4 = 1161216$ грн/рік.

$З_{пн} = 0{,}9 \cdot 0{,}286 \cdot 25 \cdot 8000 \cdot 6{,}5 = 334620$ грн/рік.

Поточні затрати на мастило

$З_м = g_м \cdot Ц_м \cdot В$, грн/рік

$З_{мб} = 0{,}0019 \cdot 30 \cdot 216000 = 12312$ грн/рік.

$З_{мн} = 0{,}0019 \cdot 30 \cdot 180000 = 10260$ грн/рік.

Затрати на поточний ремонт двигуна

$З_{пр} = b_{пер} \cdot t \cdot Ц / t_{пер}$, грн/рік

$З_{прб} = 0{,}03 \cdot 8000 \cdot 205920/10000 = 4942{,}08$ грн/рік.

$З_{прн} = 0{,}03 \cdot 8000 \cdot 188760/10000 = 4530{,}24$ грн/рік.

Затрати на капітальний ремонт двигуна

$З_{кр} = b_{кр} \cdot t \cdot Ц / t_{кр}$, грн/рік.

$З_{крб} = 0{,}30 \cdot 8000 \cdot 205920/60000 = 8236{,}8$ грн/рік.

$З_{крн} = 0{,}30 \cdot 8000 \cdot 188760/60000 = 7550{,}4$ грн/рік.

Річна зарплата обслуговуючого персоналу

$З_{оп} = C_г \cdot t \cdot q_{зп} = 65{,}5 \cdot 8000 \cdot 0{,}43 = 225320$ грн/рік

де: $C_г = 65{,}5$грн/год – годинна ставка оператора з врахуванням доплат і відрахувань на соціальні потреби;

$q_{зп} = 0{,}43$ – частка зарплати обслуговуючого персоналу, що приходиться на обслуговування двигуна.

Експлуатаційні витрати споживача за рік

$И = З_п + З_м + З_{пр} + З_{кр} + З_{оп}$, грн/рік.

$И_б$ = 1161216 + 12312 + 4942,08 + 8236,8 + 225320 = 1412026,88 грн/рік.

$И_н$ = 334620 + 10260 + 4530,24 + 7550,4 + 225320 = 582280,64 грн/рік.

Попутні капітальні вкладення споживача (без вартості двигуна) при використанні базового та нового двигуна по даним завода-виробника дизеля складають 25-35% від ціни двигуна.

$К_{сб} = 0,3 \cdot Ц_{пб} = 0,3 \cdot 205920 = 61776$ грн.

$К_{сн} = 0,3 \cdot Ц_{пб} = 0,3 \cdot 188760 = 56628$ грн.

Річний економічний ефект від створення і експлуатації двигуна із новою конструкцією системи подачі палива

$$E = 205920 \times 0,83 \times 1 - 188760 +$$
$$+ \frac{1412026,88 \times 0,83 - 582280,64 + 0,15 \times (61776 \times 0,83 - 56628)}{1 + 0,15} = 490282,079 грн/рік$$

Термін окупності затрат на розробку і впровадження у виробництво системи подачі палива нової конструкції.

$Т_{ок}$ = $Ц_{зат}$/ Е = 500000/490282,079 = 1,02 років, що не перевищує рекомендованих термінів окупності устаткування довготривалого користування $Т_{ок}$ = 3…8 років.

ВИСНОВОК

Згідно завдання на кваліфікаційну роботу тема проекту: ,,Підвищення техніко-економічних показників стаціонарного двигуна внутрішнього згоряння потужністю 25 кВт за рахунок використання альтернативного газового палива. Двигун – прототип 4Ч10,5/13”.

В ході виконання кваліфікаційної роботи були розроблені необхідні конструкторські, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 4ГЧ 10,5/13 працюючого на природному газі.

В конструкторському розділі проведено розрахунок робочого процесу, теплового балансу і динамічний розрахунок двигуна 4ГЧ 10,5/13 працюючого на природному газі. По результатам розрахунків побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ.

Згідно спеціального завдання проведено опис та аналіз системи подачі газового палива. Зроблено розрахунки змішувальної камери та впускного колектора.

Зважаючи на те, що розроблений газовий двигун є джерелом шуму і вібрації, частину дипломного проекту відведено для розробки заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

На завершення дипломного проекту виконано економічне обґрунтування проектованого двигуна по відношенню до базового. В розрахунку враховуються витрати на капітальні ремонти, поточні ремонти, масло та паливо.

ЛІТЕРАТУРА

1. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф. та інш. Автомобільні двигуни. Підручник. – К.: Арістей, 2004. – 476 с.
2. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчёты прочности судовых дизелей. Л.: Судостроение, 1969. – 640 с.
3. Гутаревич Ю.Ф., Зеркалов Д.В., та інш. Екологія та автомобільний транспорт. Навчальний посібник: – К.: Арістей. 2006. – 292 с.
4. Двигатели внутреннего згорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированых двигателей. Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности „Двигатели внутреннего згорания”/ Д.И. Вырубов, С.И. Ефимов, И.А. Иващенко и др.: Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. И доп. – М.:Машиностроение,1984.–384с., ил.
5. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т. 5. Екологізація ДВЗ / За ред. проф. А.П. Марченка та засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Прапор, 2004. – 360 с.
6. ДИЗЕЛИ. Справочник. Изд. 3-е перераб. и доп. Под общей редакцией В.А.Ваншейдта, Н.Н. Иванченко, Л.К. Коллерова. Л., „Машиностроение”,1977. 480 с. с ил.
7. ДИЗЕЛЬ 4Ч 10,5/13 и дизель генераторы. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. Москва: ЭНЕРГОМАШЭКСПОРТ, 166 с.
8. Каширин Р.В., Голубев Л.Ю., Соколов М.Ф. «Пособие для должностных лиц и специалистов по курсу «Охрана труда»». Николаев: «Учебный центр», 2003.
9. Натальчишина В.П., Брендуля М.Ф., Гиль О.О. Вимоги до оформлення курсових та дипломних проектів (робіт). Методичні вказівки для студентів інституту та коледжу. – Первомайськ: ППІ – 47с.
10. Полтев В.Н. «Охрана труда в машиностроении».
11. Фомин Ю.Я., Горбань А.И., и др. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник/ – Л.: Судостроение, 1989. – 344 с.: ил.

12. Міжнародна науково-технічна конференція, присвячена 150-літтю від дня народження Некрасова Івана Степановича. Сучасний стан та проблеми двигунобудування. Національний університет кораблебудування (Миколаїв, 26 – 27 листопада 2020р). Вплив початкових параметрів на вихідні показники штовхача для кулачка отриманого за методикою «Полідайн» Пліш О.В., Пашковський В.В., Гнилозуб Р.І.- магістранти Первомайської філії НУК імені адмірала Макарова, Швець І.А., науковий керівник – старший викладач кафедри «Енергетичне машинобудування»