

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний ін-т, Транспортний ф-т

(повне найменування інституту, факультету)

Двигуни внутрішнього згорання

(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістра

(ступінь вищої освіти)

на тему Дослідження ефективності повітряної системи охолодження
тракторного дизеля

Виконав: студент(ка) 2(м) курсу, групи Т-419м

Спеціальності 133 Галузеве машинобудування

(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Двигуни внутрішнього згорання

Чунарьов Є.І.

(прізвище та ініціали)

Керівник ст. викладач Сухонос Р.Ф.

(прізвище та ініціали)

Консультант д.т.н. проф. Слинко Г.І.

(прізвище та ініціали)

Рецензент _____

(прізвище та ініціали)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

(повне найменування закладу вищої освіти)

Інститут, факультет Машинобудівний інститут, Транспортний факультет

Кафедра Двигуни внутрішнього згорання

Ступінь вищої освіти магістр

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

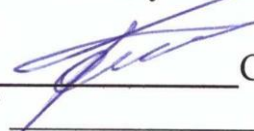
(код і найменування)

Освітня програма (спеціалізація) «Двигуни внутрішнього згорання»

(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ДВЗ

 Слинко Г.І.
“ ” 2020 року

З А В Д А Н Н Я

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Чунарьов Євген Іванович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Дослідження ефективності повітряної системи охолодження тракторного дизеля

керівник проекту (роботи) Сухонос Р.Ф. з консультацією д.т.н., професора Слинко Г.І.,

затверджені наказом вищого навчального закладу від 30.11.2020 року № 362

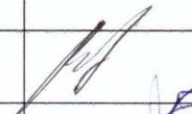
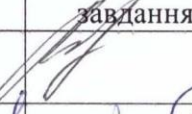
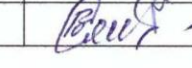
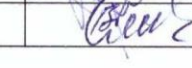
2. Строк подання студентом проекту (роботи) 05 грудня 2020 р.

3. Вихідні дані до проекту (роботи) 3-циліндровий 4-тактний дизельний двигун Д-130

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) аналіз літератури за тематикою дослідження – повітряної системи охолодження; тепловий розрахунок двигуна Д-130; тепловий розрахунок повітряної системи охолодження; розрахунок економічної ефективності дослідження; розробка заходів з охорони праці

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) креслення двигуна Д-130

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-5	Сухонос Р.Ф., ст. викладач Слинько Г.І., д.т.н., професор		
6	Левченко Н.М., д.н.держ.упр., професор		
7	Лазуткін М.І., к.т.н., доцент		
н/контроль	Слинько В.В., ст. викладач		

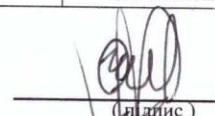
7. Дата видачі завдання «01» вересня 2020 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ	05.09.2020	
2	Аналітичний огляд літератури	15.09.2020	
3	Методи досліджень та устаткування	01.10.2020	
4	Тепловий розрахунок двигуна Д-130	15.10.2020	
5	Розрахунок повітряної системи охолодження	01.11.2020	
6	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	07.11.2020	
7	Економічне обґрунтування наукової роботи	20.11.2020	
8	Формування висновків з магістерської роботи	25.11.2020	
9	Оформлення магістерської роботи, нормоконтроль	30.11.2020	
10	Розробка презентації та доповіді до захисту, виконання креслень	04.12.2020	
11	Подання роботи до захисту	05.12.2020	

Студент(ка)

Керівник проекту (роботи)


(підпис)


(підпис)

Чунарьов Є.І.
(прізвище та ініціали)

Сухонос Р.Ф.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 88 с., 12 табл., 6 рис., 2 дод., 35 джерел.

ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ, ДИЗЕЛЬ, ОХОЛОДЖЕННЯ, ПОВІТРЯ, РОБОЧИЙ ПРОЦЕС, ТЕМПЕРАТУРА, ЦИЛІНДР

Актуальність теми дослідження полягає у підвищенні ефективності повітряної системи охолодження дизельних ДВЗ.

Об'єкт дослідження – система охолодження 4-тактного дизельного двигуна Д-130.

Предмет дослідження – ефективність охолодження тракторного дизеля Д-130.

Метою даної роботи є підвищення ефективності повітряної системи охолодження 4-тактного дизельного ДВЗ на прикладі трициліндрового тракторного двигуна Д-130.

Досліджено особливості конструкції системи повітряного охолодження двигуна Д-130. Виконано тепловий розрахунок двигуна на номінальному режимі. Розраховано систему охолодження двигуна, параметри ребер охолодження, потрібну витрату повітря, витрати потужності на привід вентилятора в залежності від температурного напору.

Складено кошторис витрат на проведення науково-дослідної роботи – 85468,41 грн.

Проведено аналіз небезпек при проведенні досліджень, розглянуто методи та засоби їх усунення; розроблено заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці, заходи з пожежної безпеки, заходи по забезпеченню безпеки в умовах надзвичайної ситуації.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ, ПОЗНАК І СИМВОЛІВ

ВСТУП

1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ЗА ТЕМАТИКОЮ ДОСЛІДЖЕННЯ

- 1.1 Характеристика системи повітряного охолодження ДВЗ
- 1.2 Особливості роботи систем повітряного охолодження ДВЗ
- 1.3 Розрахунок ефективності системи повітряного охолодження ДВЗ
- 1.4 Висновки за розділом

2 МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА УСТАТКУВАННЯ

- 2.1 Конструкція та технічна характеристика двигуна Д130
- 2.2 Конструкція системи охолодження двигуна Д130
- 2.3 Методика теплового розрахунку ДВЗ
- 2.4 Методика розрахунку системи охолодження ДВЗ

3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА Д130 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

- 3.1 Підготовка даних до теплового розрахунку
- 3.2 Результати теплового розрахунку

4 РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДИЗЕЛЯ Д130

- 4.1 Вихідні дані до розрахунку
- 4.2 Кількість необхідного охолоджуючого повітря
- 4.3 Необхідна величина поверхні охолодження
- 4.4 Розміри ребрення циліндрів
- 4.5 Необхідний тиск охолоджуючого повітря
- 4.6 Потужність, що витрачається на подачу повітря вентилятором

5 ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПОВІТРЯНОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ВІД ТЕМПЕРАТУРИ

ОХОЛОДЖУВАНОВОГО ПОВІТРЯ

6 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ

6.1 Визначення витрат на проведення магістерської роботи

6.1.1 Визначення витрат на матеріали

6.1.2 Розрахунок вартості палива й енергії

6.1.3 Розрахунок амортизації універсального устаткування

6.1.4 Розрахунок заробітної плати

6.1.5 Внески на соціальні заходи

6.1.6 Накладні витрати

6.2 Розрахунок економічної ефективності науково-дослідної роботи

6.3 Висновки до розділу

7 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

7.1 Аналіз потенційних небезпек

7.2 Заходи по забезпеченню безпеки

7.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

7.4 Заходи з пожежної безпеки

7.5 Заходи по забезпеченню безпеки в умовах надзвичайної ситуації

ВИСНОВКИ

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

ДОДАТОК А ПРОТОКОЛ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ ДВИГУНА

Д130 В ПРОГРАМІ DVS2

ДОДАТОК Б СПЕЦИФІКАЦІЇ СКЛАДАЛЬНИХ КРЕСЛЕНЬ ДВИГУНА

Д130

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ, ПОЗНАК І СИМВОЛІВ

ДВЗ – двигун внутрішнього згорання;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

ПКВ – поворот колінчастого валу;

ФММ – фізико-математична модель;

b – середня ширина міжреберних каналу (між стінками сусідніх циліндрів), m^2 ;

c_v – питома теплоємність робочого тіла при постійному об'ємі;

D – діаметр циліндра, m ;

dQ_c – елементарна кількість теплоти, підведена до робочого тіла за рахунок згоряння, Дж;

dQ_w – елементарна кількість теплоти за рахунок зовнішнього теплообміну (теплообміну зі стінками), Дж;

dx – масова частка палива, що згоріло в циліндрі до даного моменту;

F_n – площа поршня;

F_w – площа поверхні тепловіддачі, m^2 ;

G_b – кількість охолоджуючого повітря, необхідного для відведення теплової енергії, $kg/год$;

G_T – година витрата палива, $kg/год$;

g – коефіцієнт, який вказує на кількість теплової енергії, яка має бути відведена в одиницю часу на кожну одиницю ефективної потужності двигуна, $kJ/(W \cdot год)$

g_e – питома ефективна витрата палива, $kg/(kW \cdot год)$;

g_i – питома індикаторна витрата палива, $kg/(kW \cdot год)$;

H_{uT} – теоретична теплота згоряння (при повному згорянні палива), Дж/кг;

H_u – дійсна теплота згоряння палива, Дж/кг;

k – показник адіабати;
 L_i – індикаторна робота, Дж/цикл;
 L_o – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, кмоль/кг;
 $l_{ц}$ – міжциліндрова відстань, м;
 m_1 – показник згоряння;
 N – потрібної потужності вентилятора повітряного охолодження, кВт;
 N_e – ефективна потужність, кВт;
 $N_{уд}$ – питомі втрати потужності на привід вентилятора охолодження, %;
 p_e – середній ефективного тиск, Па;
 p_i – середній індикаторний тиск, Па;
 p_k – тиск наддуву, Па;
 p_o – атмосферний тиск, Па;
 r_k – радіус кривошипа;
 R – газова стала для робочого тіла;
 T – абсолютна температура робочого тіла, К;
 T_k – температура атмосферного повітря (на впуску), К;
 T_w – температура стінки, К;
 V_c – об'єм камери стиснення, м³;
 W_{cp} – середня швидкість повітря у системі охолодження, м/с;
 $Z_{ц}, Z_{г}$ – кількість ребер охолодження на циліндрі та головці циліндрів;
 α – коефіцієнт надлишку повітря;
 α_w – коефіцієнт тепловіддачі на границі робоче тіло - тверда стінка;
 $\Delta m_{вц}$ – циклова подача повітря, кг/цикл;
 $\Delta m_{тц}$ – циклова подача палива, кг/цикл;
 $\Delta P_{вент}$ – підвищення тиску, створюваного вентилятором, Па;
 Δt_w – температурний напір, °С;
 Δt – величина нагріву повітря, °С;
 η_e – ефективний ККД;

η_i – індикаторний ККД;

η_m – механічний ККД;

φ – кут повороту кривошипа;

φ_c і φ_z – кути повороту кривошипа, що відповідають початку процесу згоряння і його кінцю;

ω – кутова швидкість обертання кривошипа.

ВСТУП

Основними причинами, що стримують застосування поршневих двигунів з системою повітряного охолодження, є підвищений шум при роботі і труднощі охолодження головок циліндрів поршневих двигунів при форсуванні їх наддувом. Проте ці недоліки можуть бути усунені за наявності спеціального ореберення охолоджуваних поверхней. Важливі переваги ДВЗ з повітряним охолодженням, такі як простота конструкції і обслуговування, менша залежність від впливу атмосферних умов, обумовлюють перспективи використання таких ДВЗ для приводу вантажних автомобілів та спецтехніки. Це підтверджується тим, що такі двигуни випускаються промисловістю (дизелі Д-130, 8ДВТ-330, Deutz, Tatra). Таким чином, можна стверджувати, що дослідження робочих процесів ДВЗ повітряного охолодження є актуальною темою дослідження.

Об'єкт дослідження – система охолодження 4-тактного дизельного двигуна Д-130.

Предмет дослідження – ефективність охолодження тракторного дизеля Д-130.

Мета і завдання дослідження

Метою даної роботи є підвищення ефективності охолодження і зменшення втрат на привід системи охолодження тракторного дизеля Д130.

Для досягнення мети, вирішено ряд завдань:

- визначити особливості конструкції та робочих процесів у системі охолодження тракторного дизеля Д130;
- виконати тепловий розрахунок двигуна Д130;
- розрахувати параметри системи охолодження двигуна Д130;
- визначити вплив величини температурного напору на потрібну

витрату повітря, потрібну потужність вентилятора, питому втрату потужності двигуна Д130;

- скласти кошторис витрат на проведення науково-дослідної роботи;
- розрахувати показник оцінки техніко-економічної ефективності дослідження;
- провести аналіз небезпек при проведенні досліджень, розглянути методи та засоби їх усунення; розробити заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці, заходи з пожежної безпеки, заходи по забезпеченню безпеки в умовах надзвичайної ситуації.

Наукова новизну роботи:

- визначено вплив величини температурного напору на потрібну витрату повітря, потрібну потужність вентилятора, питому втрату потужності дизеля з повітряним охолодженням Д130.

Практична цінність роботи:

- результати досліджень можуть бути використані для проектування двигунів з повітряним охолодженням.

1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ЗА ТЕМАТИКОЮ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Характеристика системи повітряного охолодження ДВЗ

Залежно від типу тіла (повітря чи рідина), що використовується для охолодження, розрізняють ДВЗ з повітряним та рідинним охолодженням. Для порівняння та об'єктивної оцінки різних типів систем охолодження розглянемо їх переваги та недоліки, а звертаючи увагу на тему роботи, особливу увагу приділимо системам повітряного охолодження. Їх переваги [1–5]:

- а) швидкий прогрів двигуна після пуску і, отже, менший знос циліндрів;
- б) менша чутливість до зміни температури навколишнього повітря (більш високі температури циліндрів);
- в) знижена чутливість до палива, що містить сірку;
- г) надійна робота при негативних температурах навколишнього повітря, так як відсутня небезпека замерзання рідини в системі охолодження;
- д) простота обслуговування і менша вартість (відсутні трубопроводи, радіатор і рідинний насос).

Недоліки систем повітряного охолодження [1–4, 6]:

- а) зменшення середнього ефективного тиску і літрової потужності внаслідок гіршого вагового наповнення циліндрів двигуна;
- б) підвищена витрата потужності на привід вентилятора повітряного охолодження;
- в) більш важкий пуск двигуна при низьких температурах навколишнього повітря;
- г) підвищена шумність роботи, внаслідок роботи вентилятора (аеродинамічні шуми) та зменшеної шумоізоляції внутрішніх шумів від згорання палива та газообміну;
- д) важко забезпечити нормальне охолодження форсованих двигунів і двигунів великого літражу;

е) можливість засмічення міжреберних каналів головок і циліндрів, що веде до зниження ефективності охолодження;

ж) потреба в масляному радіаторі навіть в тих випадках, коли при рідинному охолодженні він не потрібен.

Ряд авторів вважає, що з огляду на переваги та недоліки повітряного охолодження ДВЗ його застосування найбільш доцільне:

а) для бензинових і дизельних двигунів з робочим об'ємом циліндра до 1 л незалежно від ступеня форсування;

б) для бензинових і дизельних двигунів з робочим об'ємом циліндра від 1 л до 2,5 л і невисокою літрової потужністю, так як від системи охолодження в значній мірі залежить конструкція і експлуатаційні якості двигуна і силової установки в цілому.

В світовій інженерній практиці найбільш поширені конструкції двигунів повітряного охолодження об'ємом до 1 л (ДВЗ для мотоциклів, бензопил.). Проте відомі автомобільні ДВЗ повітряного охолодження і великого об'єму, що випускались протягом останніх десятиліть (див. табл. 1.1).

1.2 Особливості роботи систем повітряного охолодження ДВЗ

Авіаційні, мотоциклетні і човнові поршневі двигуни достатньо охолоджуються потоком набігаючого повітря за наявності спеціальної ребереної поверхні охолоджуваних елементів.

Стаціонарні та автомобільні поршневі двигуни охолоджуються за допомогою вентилятора, що створює потік повітря, який проходить міжреберними каналами циліндрів. Для зменшення витрати повітря, тобто зменшення втрат потужності на механічний привід вентилятора, рух охолоджуючого повітря організовується за допомогою щитків-дефлекторів зі сталі або алюмінієвих сплавів, які утворюють канали та розподіляють повітря

рівномірно по циліндрах і вздовж них, забезпечуючи більш інтенсивне охолодження головок і верхньої частини циліндрів [1, 4].

Таблиця 1.1 – Двигуни повітряного охолодження [2,3, 7–13]

Двигун	Тип палива	Компонування циліндрів	Робочий об'єм	Призначення
MeM3-956/ 966/968	бензин	V4	0,75...1,2 л	легкові автомобілі ЗАЗ
Citroën		опозитний	1,0...1,3 л	легкові автомобілі
Volkswagen		опозитний	1,2...2,0 л	легкові автомобілі
General Motors		опозитний	2,3...2,7 л	легкові автомобілі Chevrolet Corvair
Porsche*		опозитний	1,1...3,77 л	легкові автомобілі
Tatra		V8	2,5...4,4 л	легкові автомобілі
Д-130/144*	дизельне паливо	рядний	3,1...4,1 л	трактори
8ДВТ-330*		V8	22,6 л	трактори
Deutz*		V-подібний	0,7...19,0 л	вантажні автомобілі та спецтехніка
Tatra*		V-подібний	12,7...19,0 л	вантажні автомобілі та спецтехніка

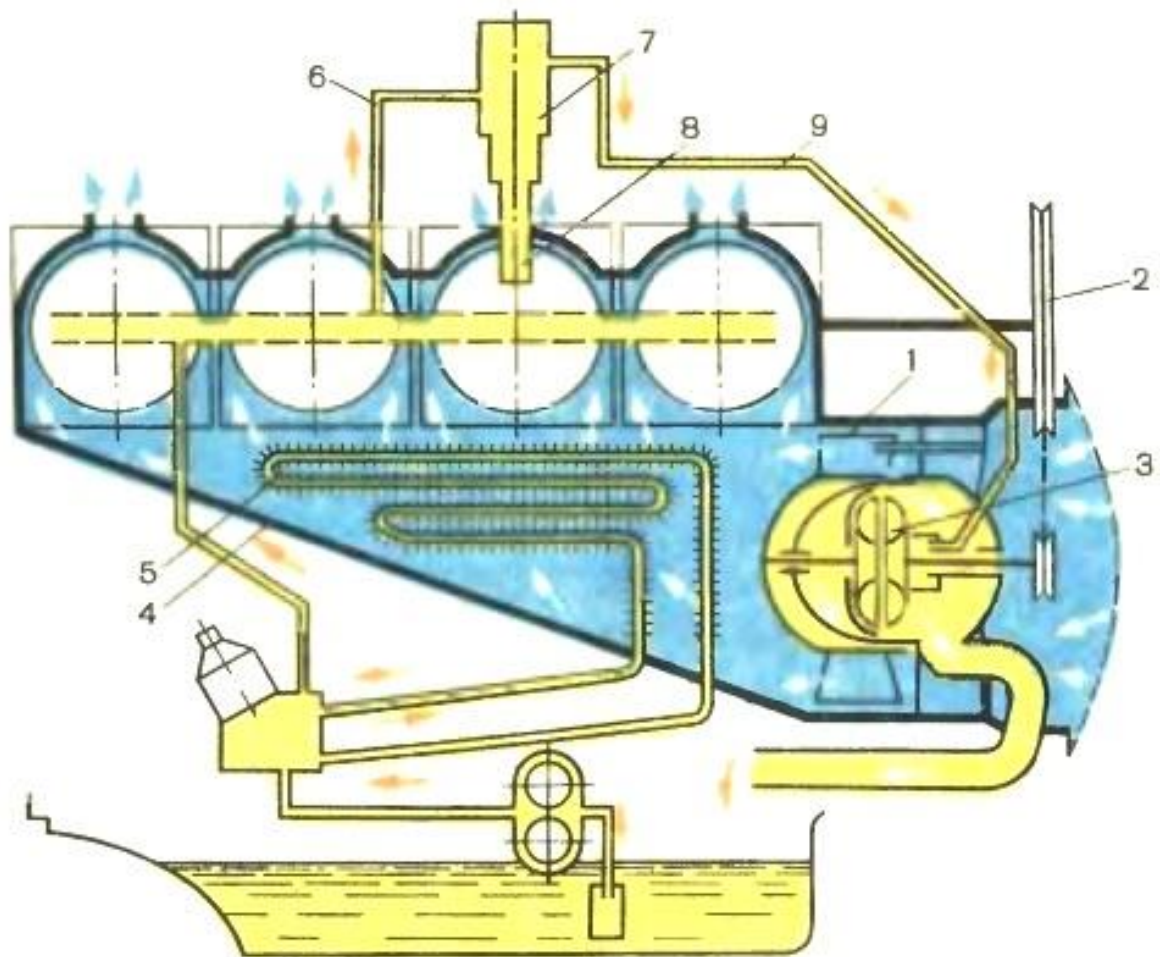
Примітка: двигуни, позначені * можуть бути як атмосферні, так і з газотурбінним наддувом.

Інтенсивність охолодження в залежності від режимів роботи поршневого двигуна і температури охолоджуючого повітря регулюються за допомогою спеціальних пристроїв (шторок), які збільшують або зменшують перетин тракту на виході нагрітого повітря або на вході його в підкапотний простір. Для цієї ж мети встановлюються вентилятори змінної продуктивності, у яких можна керувати зміною частоти обертання або положенням лопатей. Крім автоматизованих систем повітряного охолодження ці пристрої

управляються датчиками теплового стану поршневого двигуна, як правило, в голівці одного з циліндрів в найбільш нагрітій зоні (випускний канал, форсунка, свічка запалювання). Рідше такі датчики встановлюються в потоці холодного повітря [5].

Двигуни повітряного охолодження потребують додаткового охолодження моторного масла. Піддон картера двигуна виконується з легких сплавів та має ребра охолодження. У форсованих ДВЗ масло охолоджується в масляному радіаторі, який омивається потоком повітря.

На рисунку 1.1 показана типова автоматизована система повітряного охолодження тракторних двигунів Волгоградського тракторного заводу.



1 - вентилятор; 2 - ремінна передача; 3 - гідромуфта; 4 - капот; 5 - масляний радіатор; 6 і 9 - маслопроводи; 7 - термодатчик; 8 - датчик

Рисунок 1.1 – Схема повітряного охолодження з автоматичним регулюванням дизелів Волгоградського тракторного заводу [1]

Вентилятор 1, що приводиться в рух від колінчастого вала пасової передачею 2 і гідромуфтою 3, подає повітря під капот 4, де воно охолоджує масляний радіатор 5, а потім направляється дефлекторами в міжреберні канали головок циліндрів і циліндрів. Тепловий датчик 8, розташований на голівці другого циліндра, за допомогою термодіафрагми 7 змінює заповнення порожнини гідромуфти маслом, що надходить до термодіафрагми по маслопроводу 6 з магістралі дизеля, а з термодіафрагми по мастилопроводу 9 – до гідромуфти [1].

1.3 Розрахунок ефективності системи повітряного охолодження ДВЗ

Розрахунок системи повітряного охолодження двигуна внутрішнього згоряння зводиться до визначення параметрів, які обумовлюють конструкцію ребрення циліндрів і їх головок, а також до визначення потрібної потужності і розмірів вентилятора з приводом.

Зважаючи на велику кількість взаємопов'язаних факторів, що впливають на ефективність системи охолодження, однозначної відповіді для знаходження основних параметрів її не існує [2, 5, 6, 14, 15].

Так, для визначення площі ребрення треба знати величину коефіцієнта тепловіддачі, який, в свою чергу, залежить від швидкості повітря в міжреберних каналах, в той же час ця швидкість сама є залежною від конструкції, форми, якості поверхні і розміру ребер. Для вибору вентилятора треба знати необхідний ступінь підвищення тиску і його потрібну продуктивність, які можуть бути визначені при відомій конструкції ребрення циліндра і його головки. Рішення завдання ускладнюється відмінністю параметрів, що характеризують ребра циліндра і головки, нерівномірність їх ребрення і відмінність швидкостей повітря в різних перетинах.

Складність полягає ще й в тому, що важко виділити параметри, які

визначаються в ході розрахунку, і вихідні. Тому в основу розрахунків часто приймають так звану питому поверхню оребрення, а більш точне визначення параметрів системи охолодження і її доопрацювання виробляють в процесі доводочних випробувань поршневого двигуна.

При розрахунках системи повітряного охолодження зазвичай приймають температуру навколишнього повітря 40 °С [4]. Максимально допустимі температури циліндра та головки наведено в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Максимально допустимі температури циліндра та головки циліндрів, °С [4]

Тип двигуна	Циліндр	Головка циліндрів	
	з чавуну		з алюмінієвого сплаву
Тракторний	200	320...340	220...240
Автомобільний	220	340...360	240...260

Перевищення вказаних температур (див. табл. 1.2) може визвати порушення в роботі двигуна, а саме [4]:

- збільшення нагароутворення;
- короблення головки циліндрів;
- закоксовування та зависання голки форсунки в дизелях;
- детонація та калильне запалювання в бензинових двигунах;
- збільшений знос циліндра, поршня та поршневих кілець.

1.4 Висновки за розділом

Основними причинами, що стримують застосування поршневих двигунів з системою повітряного охолодження, є підвищений шум при роботі і труднощі охолодження головок циліндрів поршневих двигунів при форсуванні

їх наддувом. Проте ці недоліки можуть бути усунені за наявності спеціального обребрення охолоджуваних поверхней. Важливі переваги ДВЗ з повітряним охолодженням, такі як простота конструкції і обслуговування, менша залежність від впливу атмосферних умов, обумовлюють перспективи використання таких ДВЗ для приводу вантажних автомобілів та спецтехніки. Це підтверджується тим, що такі двигуни випускаються промисловістю (дизелі Д-130, 8ДВТ-330, Deutz, Tatra). Таким чином, можна стверджувати, що дослідження робочих процесів ДВЗ повітряного охолодження є актуальною темою дослідження.

З проведеного аналізу літературних джерел можна зробити висновок, що визначення ефективності роботи системи повітряного охолодження ДВЗ є складним питанням з багатьма невідомими. Багато параметрів системи охолодження залежать від конструктивних особливостей конкретного двигуна, тому універсальні методики не завжди «спрацьовують».

Таким чином, згідно до теми роботи та за результатами аналізу літературних джерел можна поставити задачу виконати розрахунок системи повітряного охолодження дизельного двигуна Д-130 та змінити встановити ефективності його роботи від зовнішніх факторів (насамперед, температури охолоджуючого повітря).

2 МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА УСТАТКУВАННЯ

2.1 Конструкція та технічна характеристика двигуна Д130

Дизельні двигуни родини Д130 випускаються Володимирським мотор-тракторним заводом, який є відомим виробником тракторів, запасних частин до них, різного навісного устаткування тощо.

Дизелі Д130 і Д130Т (рис. 2.1) встановлюються на трактори та інші машини в якості силових агрегатів, що працюють в умовах необмеженого повітрообміну. Система повітряного охолодження дизелів дозволяє використовувати їх у всіх кліматичних зонах з інтервалом температур від плюс 40 °С до мінус 40 °С. Залежно від застосування і призначення дизелі Д130 випускаються в комплектаціях (модифікаціях) з номінальною частотою обертання колінчастого вала $2000 \pm 30 \text{ хв}^{-1}$ і $1500 \pm 22 \text{ хв}^{-1}$. Дизелі Д130Т з турбокомпресором випускаються в комплектаціях (модифікаціях) з номінальною частотою обертання колінчастого вала $2200 \pm 33 \text{ хв}^{-1}$ і $2000 \pm 30 \text{ хв}^{-1}$ [16].



Рисунок 2.1 – Дизельний двигун Д130, встановлений на трактор [17]

Двигун Д-130 – чотиритактний, трициліндровий дизельний двигун повітряного охолодження, з безпосереднім впорскуванням палива (камера в поршні).

Застосування: трактори Т-45, Агромаш 50 ТК, Агромаш 50 СШ, ВТЗ-2048; зварювальний агрегат типу АДД-4004; цементовоз ТЦ-21 [17].

Характеристики двигуна Д130 наведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Технічна характеристика дизеля Д-130 [16–19]

Найменування параметра	Значення	
1	2	
Тип	4-тактний дизельний	
Число і розташування циліндрів	3, рядне	
Номінальна частота обертання, хв^{-1}	2000	1500
Потужність, кВт (к.с.)	33,1 (45)	22,1 (30)
Питома витрата палива при номінальній потужності, $\text{г/кВт}\cdot\text{год}$	241	236,5
Максимальний крутний момент, Н·м	177	175
Порядок роботи циліндрів	1-3-2	
Діаметр циліндра	105	
Хід поршня	120	
Робочий об'єм циліндрів, л	3,12	
Ступінь стиснення	16,5	
Номінальний запас крутного моменту, %	15	
Питома витрата палива при номінальній потужності, $\text{г/(кВт}\cdot\text{год)}$	241 ⁺⁷	
Мінімальна стійка частота обертання колінчастого валу, не більше, хв^{-1}	800	
Витрата масла на угар, % до витрати палива, не більше	0,3...0,5	

Продовження таблиці 2.1

1	2
Максимально допустимі кути нахилу прокольний	20
поперечний	20
Габарити, ДхШхВ, мм	772х672х860
Маса незаправленого двигуна, кг	310...340 в залежності від комплектації

Двигун Д130 складається з корпусу, кривошипно-шатунного механізму, системи газорозподілу, декомпресора, систем живлення, мащення і охолодження, електрообладнання, а також з додаткового обладнання та приладів. Картер двигуна Д-130 - його основна деталь. Картер виготовлений з сірого чавуну СЧ18-36. У картері змонтовані три циліндри, а в нижній його частині, під циліндрами, встановлені ущільнювальні прокладки.

На задньому торці картера розміщений картер маховика, за допомогою якого двигун кріпиться до рами трактора або спецмашини. На передньому торці картера двигуна Д-130 встановлений лист, призначений для кріплення паливного насоса і кришки розподільних шестерень. Усередині блоку картера встановлені перегородки, з отворами - для укладання корінних вкладишів колінчастого вала двигуна. Ліжка під корінні вкладиші розточені разом з ліжками в кришках і тому заміна або перестановка кришок не допускається. Знизу блок картера двигуна стягнутий нижнім листом і щільно закритий кришкою масляного картера [17, 20].

Головка циліндрів виготовлена з алюмінієвого сплаву [21].

На поршні, виготовлені зі сплаву АЛ-25 встановлені два або три компресійних кільця (залежить від виконання) і одне комбіноване маслоз'ємне. Камера згоряння знаходиться в днищі поршня.

Кривошипно-шатунний механізм при згорянні дизельного палива в робочих порожнинах циліндрів перетворює рух поршнів в обертання

колінчастого вала. Під тиском газів на поршні шатун, з'єднаний шарнірно з поршнем і шатунною шийкою, передає зусилля колінчастому валу. Шатун виготовлено зі сталі 45Х, поршневий палець – зі сталі 12ХН3А [21].

Маховик, розташований на торці колінчастого вала, зменшує нерівномірність роботи двигуна. Крутний момент через муфту зчеплення передається до трансмісії трактора або спецмашини. Колінчастий вал від осевого переміщення утримується чотирма півкільцями. Вони встановлені в розточеннях другої перегородки блоку двигуна, а також кришки корінного підшипника.

У двигуні передбачений врівноважуючий механізм, призначення якого - вирівнювати силу інерції від зворотно-поступального руху кривошипно-шатунного механізму. Цей врівноважуючий механізм складається з додаткового валика із закріпленими на ньому вантажами, а також спеціальних припливів на передньому шківі і на маховику двигуна. Валик обертається з однаковою з колінчастим валом кутовий швидкістю, проте в протилежному напрямку [16, 17].

Привід валика здійснюється від ведучої шестерні газорозподільного механізму, через проміжну і ведену шестерні. Встановлюються шестерні - в обов'язковому порядку - по мітках, нанесеним на них. Механізм газорозподілу управляє робочим процесом двигуна, регулює своєчасний доступ в циліндри повітря і видалення відпрацьованих газів. Приводиться в рух розподільний вал через проміжну шестерню від колінчастого вала. При обертанні розподільного валу кулачки через штовхачі і штанги натискають на коромисла, при цьому відкривають впускні та випускні клапани дизеля.

Декомпресор полегшує пуск непрогрітого двигуна, а також може застосовуватися для зупинки двигуна [17].

Механізм декомпресора складається з рейки, трьох валиків і трьох важелів, які за допомогою шарнірного з'єднання прикріплені до рейки. Важелі жорстко з'єднані з валиками, що входять своїми кінцями в проточки штовхачів клапанів. Важелі з валиками повертаються переміщенням рейки, і

циліндричною поверхнею піднімають штовхачі, а ті, в свою чергу, через штанги і коромисла відкривають клапана.

Система живлення. Паливний насос високого тиску (ЗУТНІ або Motorpal PP4M10P1f) – секційний, рядний, з власним кулачковим валом, подає дизельне паливо, автоматично збільшуючи його подачу в процесі пуску двигуна, і надає при перевантаженнях необхідний запас крутного моменту. Паливний насос змащується автономно. Паливні форсунки закритого типу з багатоструменевим розпилювачем, впорскують паливо безпосередньо до камери згорання [16, 17]. Використовуються паливні фільтри грубої та тонкої очистки.

Повітряний фільтр (залежно від комплектації) – з паперовим фільтруючим елементом (БФЭ) чи інерційно-масляний [16, 17]. Пуск двигуна здійснюється від електростартера. Для полегшення запуску в холодний період застосовуються свічки накалу.

Система мащення – комбінована, під тиском і розбризкуванням, з охолодженням в радіаторі. Насос масляний шестеренний з приводом від колінчастого валу двигуна [16]. Фільтр масляний змінний, замінюється під час кожної заміни масла. Підшипники кулачкового валу розташовуються в масляній ванні, а деталі регулятора змащуються за допомогою розбризкування.

Електрообладнання двигуна. Генератор перемінного струму – потужністю 700 Вт або 1000 Вт, з вбудованим в нього випрямлювачем струму і регулятором напруги. Напруга в мережі – 12 В або 24 В (залежно від комплектації). Потужність стартера – 4 кВт або 5,9 кВт [16, 19].

2.2 Конструкція системи охолодження двигуна Д130

Система охолодження повітряна, примусового типу. Вентилятор (рис. 2.2) осьового типу, відцентровий, з направляючим апаратом на вході охолоджуючого повітря до вентилятора, з ремінним приводом від колінчастого

валу [16]. При обертах двигуна 1600 хв^{-1} частота обертання вентилятора 4350 хв^{-1} , витрата повітря – $720 \text{ м}^3/\text{год}$ [19, 22].

Поверхні циліндрів та головок циліндрів оребрені, що значно підвищує площу тепловіддачі та покращує відведення теплоти. Вентилятор і оребрені поверхні закриті кожухами.

Регулювання теплового стану дизеля примусове, сезонне, здійснюється включенням/виключенням масляного радіатора, а також за допомогою диска вентилятора.

Контроль теплового стану двигуна здійснюється за допомогою контрольної лампи (загоряється при обриві ременя приводу вентилятора) і показчика температури масла в системі мащення (лампа і показчик температури встановлюються на щитку приборів трактора чи спецмашини) [16].

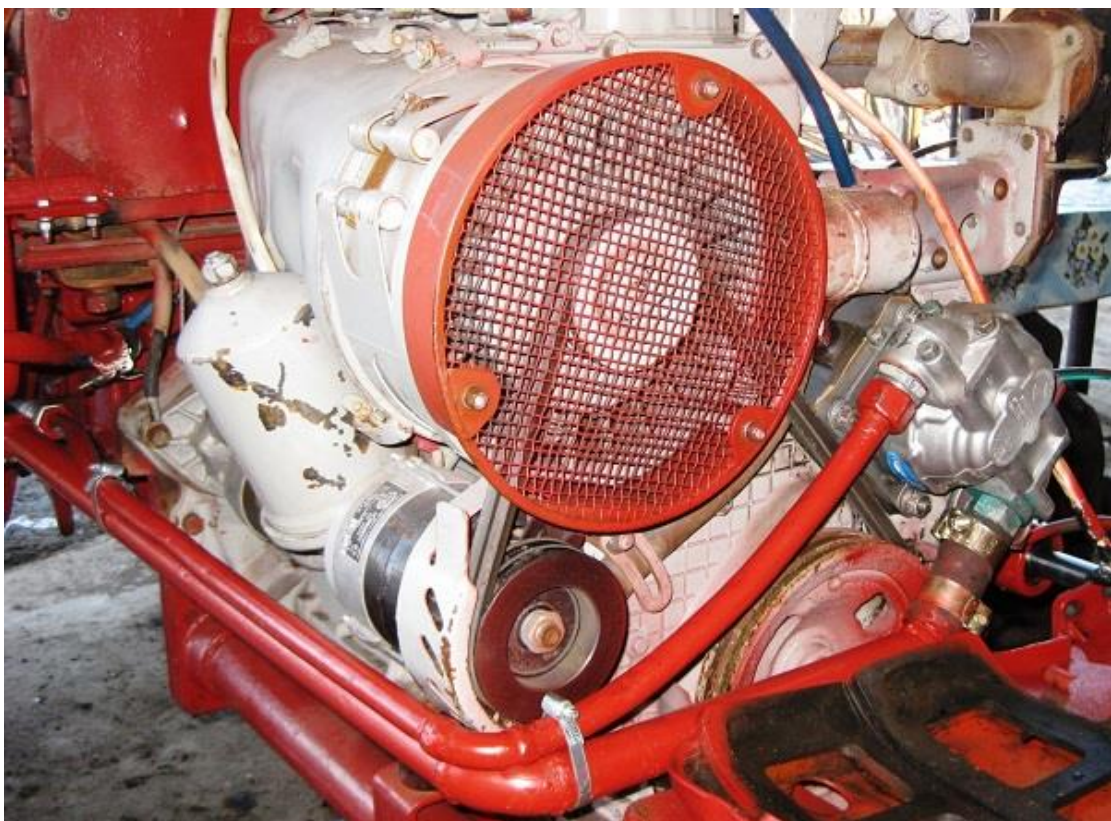


Рисунок 2.2 – Вентилятор повітряної системи охолодження двигуна Д130 [17]

2.3 Методика теплового розрахунку ДВЗ

Основну складність у вирішенні задачі дослідження впливу величини тиску газотурбінного наддуву на ефективні показники дизельного двигуна Д-130 представляє тепловий розрахунок двигуна, у зв'язку з тим, що на процес перетворення теплоти в механічну роботу впливає велика кількість чинників [23]. Для розрахунків використовуємо фізико-математичну модель другого рівня другої модифікації [24].

Модель теплового розрахунку другого рівня розроблена на основі диференціальних балансових рівнянь (розглядається баланс маси і баланс енергії), до яких додані кінематичні рівняння, а також рівняння стану робочого тіла і його складу. Дана ФММ включає чотири основні диференціальні рівняння:

- перше кінематичне рівняння, або рівняння зміни об'єму робочої порожнини;
- рівняння балансу маси;
- рівняння енергетичного балансу;
- рівняння стану робочого тіла і ряд інших додаткових рівнянь в диференціальній або кінцевій формі. Ці додаткові рівняння потрібні для визначення величин, що входять у вигляді окремих членів або множників в основні рівняння.

Перше кінематичне рівняння в диференціальній формі:

$$dV = F_{\pi} r_k \left(\sin \varphi + \frac{\lambda_k}{2} \sin 2\varphi \right) d\varphi. \quad (2.1)$$

де F_{π} – площа поршня;

r_k – радіус кривошипа;

$\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}}$ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна;

φ – кут повороту кривошипа.

Зміна маси робочого тіла складає:

$$dm = \Delta m_{тц} \cdot dx, \quad (2.2)$$

де $\Delta m_{тц}$ – циклова масова подача палива;

dx – масова частка палива, що згоріло в циліндрі до даного моменту часу.

Рівняння енергетичного балансу в циліндрі складене на основі першого закону термодинаміки для закритої нетеплоізованої системи і має вигляд:

$$dT = \frac{1}{c_v m} (dQ_c + dQ_w) - T \frac{dm}{m} - (k - 1) \frac{dV}{V} T, \quad (2.3)$$

де T – абсолютна температура робочого тіла;

c_v – питома теплоємність робочого тіла при постійному об'ємі;

dQ_c – елементарна кількість теплоти, підведена до робочого тіла за рахунок згоряння;

dQ_w – елементарна кількість теплоти за рахунок зовнішнього теплообміну (теплообміну зі стінками);

k – показник адіабати робочого тіла.

Рівняння стану робочого тіла в диференціальній формі

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T}. \quad (2.4)$$

Система рівнянь (2.1) – (2.4) в диференціальній формі і є математичним формулюванням ФММ другого рівня:

$$\left. \begin{aligned} dV &= F_{\Pi} r_K \left(\sin \varphi + \frac{\lambda_K}{2} \sin 2\varphi \right) d\varphi; \\ dm &= \Delta m_{T_{\Pi}} \cdot dx; \\ dT &= \frac{1}{c_v m} (dQ_c + dQ_w) - T \frac{dm}{m} - (k-1) \frac{dV}{V} T; \\ \frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} &= \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T}. \end{aligned} \right\} \quad (2.5)$$

Система (2.5) вирішується чисельними методами із застосуванням комп'ютерf. Кінцевою метою рішення системи є функції $V(\varphi)$; $m(\varphi)$; $T(\varphi)$; $p(\varphi)$.

Для пошуку єдиного рішення, система (2.5) супроводжується додатковими рівняннями, що дозволяють на кожному розрахунковому кроці визначати необхідні доданки та множники.

Елементарна кількість теплоти, підведена до робочого тіла при згорянні

$$dQ_c = H_u \cdot \Delta m_{T_{\Pi}} \cdot dx, \quad (2.6)$$

де H_u – дійсна теплота згоряння палива. Величина H_u залежить від роду палива і складу суміші (коефіцієнт надлишку повітря α):

$$\left. \begin{aligned} \text{при } \alpha \geq 1 \text{ маємо } H_u &= H_{uT}, \\ \text{при } \alpha < 1 \quad H_u &= H_{uT} - 120 \cdot 10^6 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_o \end{aligned} \right\} \quad (2.7)$$

де H_{uT} – теоретична теплота згоряння (при повному згорянні палива), Дж/кг;

L_o – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, кмоль/кг.

Закономірність тепловиділення при згорянні описується напівемпіричною формулою І.І. Вібе:

$$dx = 6,908 \frac{m_1 + 1}{\varphi_z - \varphi_c} \left(\frac{\varphi - \varphi_c}{\varphi_z - \varphi_c} \right)^{m_1} \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi - \varphi_c}{\varphi_z - \varphi_c} \right)^{m_1 + 1} \right] d\varphi, \quad (2.8)$$

де m_1 – показник згоряння, залежить від типу двигуна (способу сумішоутворення);

φ_c і φ_z – кути повороту кривошипа, що відповідають початку процесу згоряння і його кінцю.

Елементарна кількість теплоти за рахунок теплообміну зі стінками визначають за формулою Ньютона-Ріхмана:

$$dQ_w = \alpha_w F_w (T_w - T) \frac{d\varphi}{\omega}, \quad (2.9)$$

де α_w – коефіцієнт тепловіддачі на границі робоче тіло - тверда стінка;

F_w – площа поверхні тепловіддачі;

T_w – температура стінки;

ω – кутова швидкість обертання кривошипа.

Площа поверхні циліндра змінюється у зв'язку з переміщенням поршня, вона залежить від кута повороту кривошипа і виражається другим кінематичним рівнянням:

$$F_{wц} = \pi D \left\{ S_o + r_k \left[1 - \cos \varphi + \frac{\lambda_k}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \right\}, \quad (2.10)$$

де D – діаметр циліндра;

S_o – мінімальна відстань між поршнем і кришкою при положенні поршня у ВМТ. Величина S_o залежить головним чином від ступені стиснення.

Коефіцієнт тепловіддачі α_w залежить від умов теплообміну на границі «газ – стінка», тобто від багатьох чинників, які впливають на формування

приграничного шару (щільність, в'язкість газу, локальна швидкість, наявність відкладень на стінці і т. д.). В моделі, що розглядається, застосовано формулу Пфлаума:

$$\alpha_w = 6,8 \cdot 10^{-3} \left(3 + \frac{p_k - p_o}{p_o} \right) \sqrt{pT}, \quad (2.11)$$

де p_k – тиск наддуву;

p_o – атмосферний тиск.

Систему рівнянь (2.5) чисельно вирішують модифікованим методом Ейлера, використовується програма DVS2 або Engine Calculation.

Таким чином, чисельне рішення основної системи рівнянь (2.5) з урахуванням додаткових співвідношень (2.6) - (2.11) дозволяє отримати функції $V(\varphi)$, $m(\varphi)$, $T(\varphi)$, $p(\varphi)$.

Іншою важливою метою теплового розрахунку є визначення циклових енергетичних показників, а саме:

- індикаторна робота циклу;
- середній індикаторний тиск;
- індикаторний к.к.д.;
- питома індикаторна витрата палива.

2.4 Методика розрахунку системи повітряного охолодження ДВЗ

При попередньому розрахунку системи охолодження повітряного поршневого ДВЗ рекомендується задаватися вихідними умовами, необхідними не тільки для визначення конструктивних параметрів поршневих двигунів, але і для проведення розрахунку його системи охолодження. Зазвичай це зовнішні умови (температура, тиск і вологість атмосферного повітря), а також умови

роботи двигуна (режими, тепловий стан) [2].

На цій стадії розрахунку визначають величину живого перетину повітряних каналів, межциліндрову відстань. Це дозволяє розробити конструкцію охолоджуючих ребер і потім перейти до визначення величини потрібної поверхні охолодження і параметрів вентилятора.

Будь-яка система охолодження повинна мати запас охолоджуючої здатності, тому що в процесі експлуатації двигуна його стан погіршується через нагар на поверхнях, погіршується паливна економічність, забруднюються поверхні охолодження. Особливо важливий цей запас для системи повітряного охолодження, яка через відсутність водяної сорочки має знижену акумулюючу здатність. Запас охолоджуючої здатності реалізується за рахунок збільшення поверхні охолодження проти розрахункової підвищенням продуктивності вентилятора, що найчастіше небажано.

Зниження розрахункових температур тим більше небажано, тому що веде до підвищення витрат потужності на охолодження за рахунок необхідного підвищення продуктивності вентилятора. Величина запасу охолоджуючої здатності може бути визначена на підставі конкретного завдання за умовами експлуатації поршневого двигуна і його стану. Згідно [2, 4], в середньому потрібен запас 5...10 %.

При розрахунку системи повітряного охолодження приймають, що середня температура у основи ребер циліндрів складає:

- для чавунних 130...170 °С;
- для алюмінієвих 130...150 °С;

середня температура у основи чавунних ребер головки циліндрів:

- для чавунних 70...220 °С;
- для алюмінієвих 160...200 °С.

3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА Д130 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

3.1 Підготовка даних до теплового розрахунку

Тепловий розрахунок виконуємо за методикою, наведеною в розділі 2.3, користуючись [23]. Спочатку виконуємо попередні розрахунки, щоб оцінити основні розміри циліндра, необхідні при використанні прийнятої ФММ.

Виконуємо оцінку очікуваної величини середнього ефективного тиску p_e залежно від тиску наддуву p_k , температури наддувочного повітря T_k і типу двигуна. Далі на основі формули ефективної потужності

$$N_e = i \cdot V_h \cdot p_e \cdot \frac{n}{\tau} \quad (3.1)$$

розраховуємо робочий об'єм даного циліндра

$$V_h = \frac{N_e}{i \cdot p_e} \cdot \frac{\tau}{n} = \frac{33,1 \cdot 10^3}{3 \cdot 0,64 \cdot 10^6} \cdot \frac{2 \cdot 60}{2000} = 1,0344 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (3.2)$$

Діаметр циліндра (оціночний):

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,0010344}{3,14 \cdot 1,14}} = 0,1049 \text{ м}. \quad (3.3)$$

У двигуна-прототипа $D = 0,105 \text{ м} = 105 \text{ мм}$.

Хід поршня

$$S = D \cdot \frac{S}{D} = 0,105 \cdot 1,14 = 0,1197 \text{ м}. \quad (3.4)$$

У двигуна-прототипа $S = 0,12 \text{ м} = 120 \text{ мм}$.

Радіус кривошипа

$$r_k = \frac{S}{2} = \frac{0,120}{2} = 0,06 \text{ м.} \quad (3.5)$$

Уточнюємо робочий об'єм циліндра

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{3,14 \cdot 0,105^2}{4} 0,12 = 1,0386 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (3.6)$$

На другому етапі розраховуємо усі величини, які являються початковими при використанні ФММ, заносимо їх до таблиці 3.1.

Код двигуна $Y=0$ в програмі впливає на вибір теплоємностей робочого тіла, які залежать від складу і температури робочого тіла. Встановлений код для дизельних ДВЗ $Y = 1$.

Вид розрахунку: номінальний.

Тип двигуна – дизельний.

1. Теплота згорання палива $H_{цт} = 42,5 \text{ МДж/кг}$.

2. Показник процесу згорання вибирають на основі рекомендацій за емпіричними даними. Для дизельних ДВЗ $m_1 = -0,3...-0,7$. Приймаємо $m_1 = -0,5$.

3. Кількість циліндрів: 3.

4. Компоновка циліндрів: рядний.

5. Діаметр циліндра $D = 0,105 \text{ м}$.

6. Площа поршня є площею плоскої поверхні поршня, перпендикулярної осі циліндра, вона дорівнює

$$F_n = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3,14}{4} 0,105^2 = 12,116 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (3.7)$$

7. Радіус кривошипа $r_k = 0,06$ м.

8. Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}}$ є конструктивним параметром, що характеризує геометрію кривошипно-шатунного механізму. За прототипом приймаємо $L_{ш} = 0,25$ м $\lambda_k = 0,24$.

Тоді

$$\lambda_k = 0,06/0,25 = 0,24. \quad (3.8)$$

9. Площа теплообміну поршня $F_{п'}$ залежить від конфігурації днища. При плоскому днищі $F_{п'} = F_{п}$. Якщо днище має складну конфігурацію, наприклад при виконанні спеціальних проточок на поршні для клапанів чи камери згорання, то $F_{п'} > F_{п}$. Для дизельних ДВЗ $F_{п'} = (1,0 \dots 1,5) \cdot F_{п}$;

У двигуна Д130 у поршні виконано камеру згорання, тому:

$$F_{п'} = 1,4 \cdot F_{п} = 1,4 \cdot 0,0086546 = 12,116 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (3.9)$$

10. Площа теплообміну кришки F_k залежить від конструкції камери стиснення. У дизельних ДВЗ має місце співвідношення $F_k = (1,0 \dots 1,5) \cdot F_{п}$. Таким чином:

$$F_k = 1,0 \cdot F_{п} = 1,0 \cdot 0,0086546 = 8,6546 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (3.10)$$

11. Об'єм камери стиснення розраховуємо за співвідношенням

$$V_c = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} = \frac{3,14}{2} 0,105^2 \cdot 0,06 \cdot \frac{1}{16,5 - 1} = 67,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \quad (3.11)$$

12. Двигун не має агрегатів наддуву, тому $p_k = p_o = 101,0$ кПа.

13. Температура повітря на вході в двигун $T_k = T_o = 293$ К.

14. Кут початку згорання φ_c у дизельних ДВЗ залежить від кута випередження впорскування $\Delta\varphi_{оп}$ і періоду затримки займання палива $\Delta\varphi_i$

$$\varphi_c = 360 - \Delta\varphi_{оп} + \Delta\varphi_i = 360 - 26 + 10 = 344^\circ \text{ п.к.в.}, \quad (3.14)$$

де $\Delta\varphi_{оп} = 26^\circ$ – величина, яка залежить від швидкохідності двигуна, розмірів і типу камери згорання;

$\Delta\varphi_i = 10^\circ$ – величина, яка залежить в основному від сорту палива (цетанового числа) і умов в циліндрі в кінці стиснення (p_c , T_c).

15. Кут кінця згорання пов'язаний з кутовою тривалістю згорання $\Delta\varphi_{сг}$, яка визначається в залежності від типу двигуна

$$\varphi_z = \varphi_c + \Delta\varphi_{сг} = 344 + 80 = 424^\circ \text{ п.к.в.}, \quad (3.15)$$

де $\Delta\varphi_{сг} = 60...100^\circ$ – для дизельних ДВЗ [23].

16. Кутова швидкість обертання кривошипа ω , рад/с, визначається від частоти обертання колінчатого валу n , с^{-1} :

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2000}{60} = 209,3 \text{ с}^{-1}. \quad (3.16)$$

17. Коефіцієнт надлишку повітря α на номінальному режимі: $\alpha = 1,4$.

18. Циклова подача палива знаходиться в залежності від циклового заряду повітря.

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі

$$\Delta m_{вц} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 0.0010386 \cdot 1.201 \cdot 0.697 = 0,86888 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл}, \quad (3.17)$$

де щільність заряду на вході в циліндр визначається за формулою

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{101000}{287 \cdot 293} = 1,201 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad (3.18)$$

коефіцієнт наповнення дорівнює

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_\Gamma}, \quad (3.19)$$

$$\eta_v = \frac{16,5}{16,5 - 1} \cdot \frac{101000 - 10100}{101000} \cdot \frac{293}{293 + 30 + 0,1 \cdot 800} = 0,697.$$

де $\Delta p_{\text{вп}} = (0,05 \dots 0,15) \cdot p_k = 0,1 \cdot 101000 = 10100$ Па – втрата тиску на впуску;

ΔT – підігрів заряду на впуску для дизельних ДВЗ, К;

Γ – коефіцієнт залишкових газів.

T_Γ – температура залишкових газів, К.

Циклова масова подача палива

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot \ell_o} = \frac{0,000868886}{1,4 \cdot 14,45} = 0,04295 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл.} \quad (3.20)$$

19. Середня температура стінок T_w залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей (поршня, кришки, клапанів, циліндра). На номінальному режимі роботи приймають [23]:

– для деталей із сталі та чавуну $T_w = 550 \dots 650$ К,

– для деталей з алюмінієвих сплавів $T_w = 420 \dots 470$ К.

Більші значення відносяться до форсованих ДВЗ з наддувом при малих величинах коефіцієнта надлишку повітря.

Приймаємо $T_w = 550$ К.

20. Початковий тиск дорівнює

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{вп}} = 101000 - 10100 = 90900 \text{ Па}, \quad (3.21)$$

де $\Delta p_{\text{вп}}$ визначається за рекомендаціями п. 18 даного розділу.

21. Початкова температура оцінюється за допомогою формули, отриманої на основі балансу енергії при впуску:

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_g) = \frac{1}{1 + 0,1} (193 + 30 + 0,1 \cdot 800) = 366,4 \text{ К}. \quad (3.22)$$

22. Початкова маса робочого тіла в циліндрі дорівнює сумі масових кількостей свіжого заряду і залишкових газів, отже:

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вп}} = (1 + 0,1) \cdot 0,00086888 = 0,9558 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл}. \quad (3.23)$$

23. Початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{16,5}{16,5 - 1} \cdot 0,0010386 = 1,1056 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (3.24)$$

Початкові параметри повинні задовольняти рівнянню стану, яке в даному випадку є контрольним:

$$\begin{aligned} p_a V_a &= R m_a T_a, \\ 90900 \cdot 1,1056 \cdot 10^{-3} &= 287 \cdot 0,9558 \cdot 10^{-3} \cdot 366,4, \\ 100,499 &= 100,5089. \end{aligned} \quad (3.25)$$

Похибка цього рівняння складає 0,01 %.

24. Для виконання динамічного розрахунку необхідно знати маси частин, що поступально рухаються і обертаються.

Приведена маса частин, що поступально рухаються, включає масу

поршневого комплексу (поршня, пальця, кілець) і частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця:

$$m_A = [m'_п + (0,2 \dots 0,3) \cdot m'_ш] \cdot F_п, \quad (3.26)$$
$$m_A = [245 + 0,25 \cdot 190] \cdot 0,0086546 = 2,531 \text{ кг},$$

де коефіцієнт 0,25 представляє частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця.

Величини $m'_п$ і $m'_ш$ в правій частині формули визначають на основі статистичних даних існуючих конструкцій ДВЗ та двигуна-прототипа.

Х. Розрахунковий крок рівний $\Delta\varphi = 1^\circ$.

Результати розрахунків за формулами (3.1) – (3.26) заносяться до таблиці 3.1 та до комп'ютерної програми DVS-2.

3.2 Результати теплового розрахунку

Результати розрахунку на ПК отримано у вигляді протоколів (додаток А), в яких подано результати теплового розрахунку.

Протокол теплового розрахунку містить запис параметрів робочого тіла (тиску p , температури T , маси m , об'єму V) при різних кутах повороту кривошипа колінчатого валу (п.к.в.) φ . Розрахунковий діапазон зміни кута повороту кривошипа $\varphi = 180 \dots 540^\circ$, що відповідає умовам ФММ моделі другої модифікації для чотиритактного ДВЗ.

Таблиця 3.1 – Початкові дані для розрахунку робочого циклу двигуна Д130 до комп'ютерної програми DVS-2

№	Найменування величини	Численні величини	Позначення і одиниці виміру
		Номінальний режим	
I.	Код двигуна	0	У
II.	Вид розрахунку	1	—
III.	Тип двигуна 1. Теплота згорання палива 2. Показник процесу згорання	42500000 -0,5	$H_{\text{ут}}, \text{Дж/кг}$ m_1
IV.	Конструктивні дані 3. Кількість циліндрів 4. Рядний (1); V-подібний (0) 5. Діаметр циліндра 6. Площа поршня 7. Радіус кривошипа 8. Відношення $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{\text{ш}}}$ 9. Площа теплообміну поршня 10. Площа теплообміну кришки 11. Об'єм камери стиснення	3 1 0.105 $8,6546 \cdot 10^{-3}$ 0.06 0.24 $12,1165 \cdot 10^{-3}$ $8,6546 \cdot 10^{-3}$ $67,0 \cdot 10^{-6}$	i — $D, \text{м}$ $F_{\text{п}}, \text{м}^2$ $r_k, \text{м}$ λ_k $F_{\text{п}}', \text{м}^2$ $F_k, \text{м}^2$ $V_c, \text{м}^3$
V.	Наддув 12. Тиск наддуву 13. Температура повітря	90900 293	$p_k, \text{Па}$ $T_k, \text{К}$
VI.	Регульовальні дані 14. Кут початку згорання 15. Кут кінця згорання	344 424	$\varphi_c, \text{град.}$ $\varphi_z, \text{град.}$
VII.	Режимні дані 16. Кутова швидкість валу 17. Коефіцієнт надлишку повітря 18. Циклова подача палива 19. Середня температура стінок	209,3 1,4 $42,95 \cdot 10^{-6}$ 550	$\omega, \text{рад/с}$ α $\Delta m_{\text{тц}}, \text{кг/цикл}$ $T_w, \text{К}$
VIII.	Початкові умови 20. Тиск 21. Температура 22. Маса робочого тіла 23. Об'єм робочої порожнини	90900 366,4 $0,9558 \cdot 10^{-3}$ $1,1056 \cdot 10^{-3}$	$p_a, \text{Па}$ $T_a, \text{К}$ $m_a, \text{кг/цикл}$ $V_a, \text{м}^3$
IX.	Дані до динамічного розрахунку 24. Маса поступально рухомих частин (приведена)	2,531	$m_A, \text{кг}$
X.	Розрахунковий крок	1	$\Delta \varphi, \text{град.}$

У кінці протоколу наведені основні циклові і питомі показники:

- середній індикаторний тиск $p_i = 0,8675$ МПа;
- індикаторна робота $L_i = 900,96$ Дж/цикл;
- індикаторний ККД $\eta_i = 0,4936$;
- питома індикаторна витрата палива $g_i = 0,1716$ кг/(кВт·год).

Контрольною величиною для оцінки результатів розрахунку є ефективна потужність двигуна, яка розраховується за формулою:

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m = 3 \cdot 900,96 \cdot \frac{2000}{2 \cdot 60} \cdot 0,73 = 32,89 \text{ кВт}, \quad (3.27)$$

де η_m – механічний ККД двигуна, який враховує вплив механічних втрат.

Похибка складає

$$\frac{32,89 - 33,1}{33,1} = 0,65 \, \%.$$

Ефективну питому витрату палива розраховуємо за формулою

$$g_e = g_i / \eta_m = 0,1716 / 0,73 = 0,235 \text{ кг/(кВт·год)}. \quad (3.28)$$

Похибка складає

$$\frac{0,235 - 0,241}{0,241} = 2,46 \, \%.$$

Середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 0,8675 \cdot 0,73 = 0,633 \text{ МПа}. \quad (3.29)$$

Похибка складає

$$\frac{0,633 - 0,64}{0,64} = 1,05 \, \%.$$

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,4936 \cdot 0,73 = 0,36. \quad (3.30)$$

Основними параметрами, які характеризують механічну і термічну напруженість деталей двигуна є тиск і температура робочого тіла. У протоколі теплового розрахунку знаходимо величини максимального тиску $p_{\max} = 9,525 \text{ МПа}$ (при 365° п.к.в.) і максимальної температури $T_{\max} = 2507 \text{ К}$ (при 372° п.к.в.).

За даними протоколу теплового розрахунку побудовано згорнуті індикаторні діаграми $p(V)$, $T(V)$ для номінального режиму (рисунок 3.1).

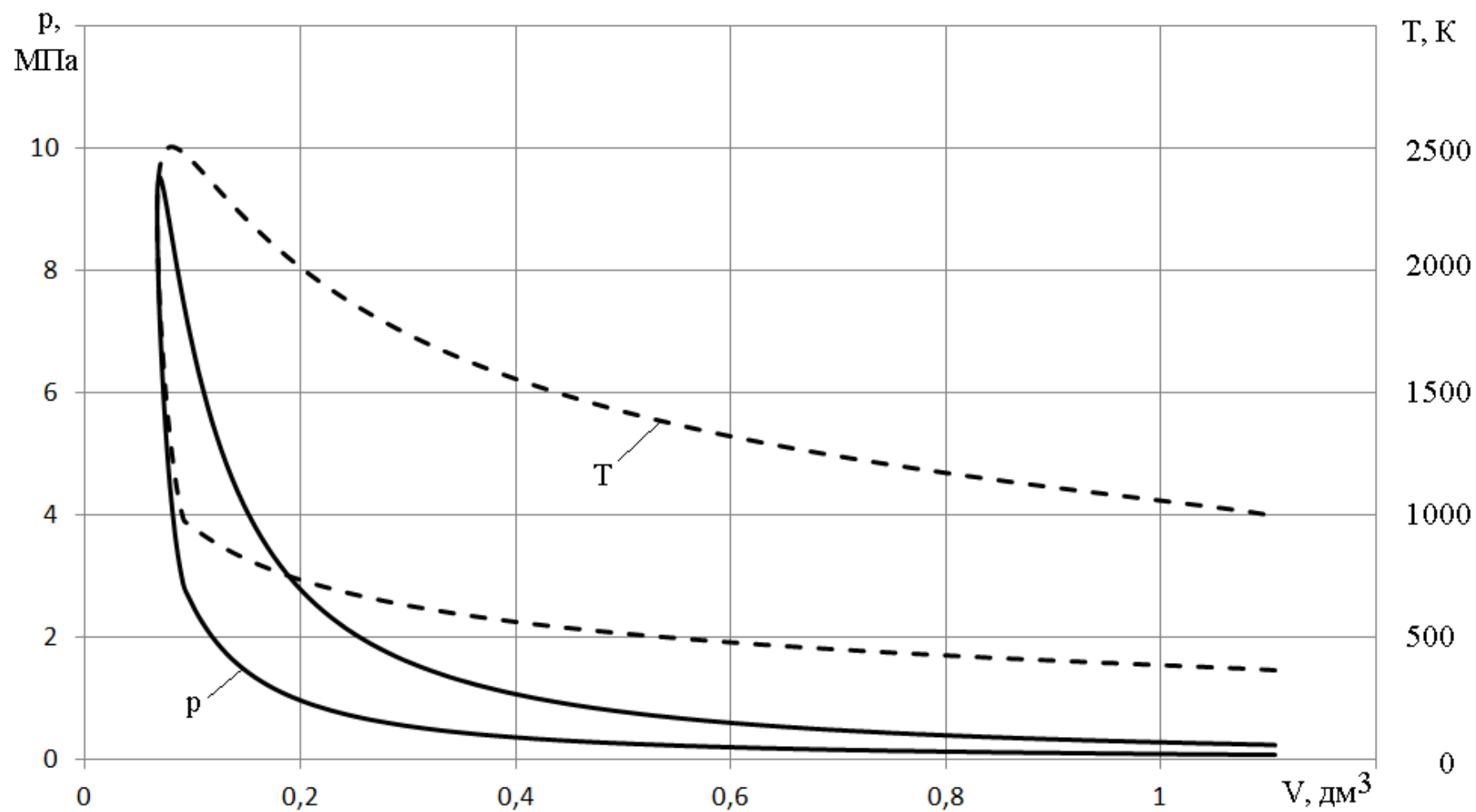


Рисунок 3.1 – Індикаторна діаграма двигуна Д130

4 РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДИЗЕЛЯ Д-130

4.1 Вихідні дані до розрахунку

Розрахунок системи повітряного охолодження дизеля Д130 виконуємо за методикою [2]. Системи охолодження проектують таким чином, щоб на будь-якому режимі температура деталей не перевищувала гранично допустимі значення. З цією метою орієнтуються на величину g – коефіцієнт, який вказує на кількість теплової енергії, яка має бути відведена в одиницю часу на кожну одиницю ефективної потужності двигуна. Величина цього коефіцієнту визначається за співвідношенням [2]

$$g = \frac{Q_{\text{охл}}}{N_e}, \quad (4.1)$$

$$g = \frac{102521,7}{33,1} = 3097,3 \frac{\text{кДж}}{\text{Вт} \cdot \text{год}},$$

де $Q_{\text{охл}}$ визначається з емпіричної формули

$$Q_{\text{охл}} = A \cdot N_e \cdot g_e \cdot H_u, \quad (4.2)$$

$$Q_{\text{охл}}' = 0,28 \cdot 33,1 \cdot 0,241 \cdot 42500 = 94927,5 \text{ кВт/год},$$

де $A = 0,25 \dots 0,30$ для дизелів.

До знайденої величини $Q_{\text{охл}}$ додається 5...10 % (для дизелів). Тоді

$$Q_{\text{охл}} = 1,08 \cdot Q_{\text{охл}}' = 1,08 \cdot 94927,5 = 102521,7 \text{ кВт/год}.$$

З врахуванням статистичних значень g_e і H_u , керуються величиною g для дизелів в наступних межах $g = 2000 \dots 3700 \text{ кДж/(кВт} \cdot \text{год)}$ – вимога виконується.

4.2 Кількість необхідного охолоджуючого повітря

Кількість охолоджуючого повітря, необхідного для відведення теплової енергії

$$G_B = \frac{Q_{\text{охл}}}{c_p \cdot (t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}})}, \quad (4.3)$$

$$G_B = \frac{102521,7}{1000 \cdot 48,8} = 2101,69 \text{ кг/год},$$

а питома витрата повітря, що приходить на одиницю ефективної потужності поршневого двигуна

$$g_{\text{еф}} = \frac{G_B}{N_e}, \quad (4.4)$$

$$g_{\text{еф}} = \frac{2,10 \cdot 10^3}{33,1} = 63,50 \frac{\text{м}^3}{\text{Вт} \cdot \text{год}},$$

Тобто питома витрата охолоджуючого повітря зворотно пропорційна підвищенню температури повітря при його проходженні міжреберними каналами, так як в дійсності різниця температур між стінкою і повітрям неоднакова. Тому величину нагріву повітря визначаємо за формулою

$$\Delta t = \frac{1}{(0,8 \dots 0,85)} \Delta t_w, \quad (4.5)$$

$$\Delta t = \frac{1}{0,82} 40 = 48,8^\circ \text{C},$$

де Δt_w – температурний напір з боку набігаючого повітря.

4.3 Необхідна величина поверхні охолодження

Основну частину поверхні охолодження (від 90 % до 95 %) складають ребра головок і циліндрів, які відводять 85...90 % всієї кількості теплової енергії [2].

Поверхня охолодження F пов'язана з кількістю відведеного тепла відомим з теорії теплообміну співвідношенням, м^2

$$F = \frac{Q_{\text{охл}}}{\alpha \cdot (t_{\text{ст}} - t_{\text{возд}})}, \quad (4.6)$$

де $t_{\text{ст}}$ – середня температура поверхні охолодження (стінки).

Але скористатися цим співвідношенням не можна, тому що значення α визначається не тільки температурою, але і швидкістю повітря в міжреберному просторі, невідома середня температура повітря. Тому при попередньому розрахунку виходять з наведеної поверхні охолодження циліндра

$$F_{\text{пр}} = \pi \cdot (D + 2 \cdot \Delta) h_{\text{ц}}, \quad (4.7)$$
$$F_{\text{пр}} = 3,14 \cdot (0,105 + 2 \cdot 0,0065) \cdot 0,162 = 0,0710 \text{ м}^2,$$

де $\Delta = 0,0065 \text{ м}$ – товщина стінки циліндра;

$h_{\text{ц}} = 0,162 \text{ м}$ – висота обдуваної (оребреної) частини циліндра.

Приведена поверхня охолодження пов'язана із загальною поверхнею охолодження співвідношенням:

$$F = F_{\text{пр}} \cdot \phi, \quad (4.8)$$
$$F = 0,071 \cdot 6,5 = 0,4612 \text{ м}^2,$$

де ϕ – коефіцієнт ореберення, який може бути в межах 6,0...7,95 [2].

Питому поверхню охолодження визначаємо за формулою

$$F_{уд} = \frac{F}{N_e}, \quad (4.9)$$

$$F_{уд} = \frac{0,4612}{33,1} = 139,3 \frac{\text{см}^2}{\text{Вт}},$$

або, якщо відомий робочий літровий об'єм, за формулою

$$F_{уд} = \frac{F}{V_{л}}, \quad (4.10)$$

$$F_{уд} = \frac{0,4612}{3,12} = 1478,2 \frac{\text{см}^2}{\text{л}}.$$

4.4 Розміри ребрення циліндрів

Визначення перетину повітряних міжреберних каналів зазвичай проводиться окремо для циліндра і його головки. Перетин $f_{ц}$ міжреберних каналів одного циліндра визначають, знаючи витрату повітря $G_{ц}$, що проходить по цих каналах (кг/с), і середню швидкість потоку $W_{ср}$ (м/с), за формулою [2]

$$G_{ц} = \frac{Q_{охл}}{i \cdot m}, \quad (4.11)$$

$$G_{ц} = \frac{102521,7}{0,5 \cdot 3} = 68347,79 \frac{\text{кВт}}{\text{год}}.$$

де m – частка тепла, що відводиться циліндром.

Тоді

$$f_{\text{ц}} = \frac{G_{\text{ц}}}{W_{\text{ср}}} = \frac{Q_{\text{охл}}}{i \cdot m \cdot W_{\text{ср}}}, \quad (4.12)$$

$$f_{\text{ц}} = \frac{102521,7}{3 \cdot 0,5 \cdot 25} = 2733,91.$$

де $W_{\text{ср}} = 22$ м/с визначаємо згідно рекомендацій [2].

Середня ширина міжреберних каналу (між стінками сусідніх циліндрів) може бути визначена з виразу

$$b = \frac{f_{\text{ц}}}{\beta \cdot h_{\text{ц}}}, \quad (4.13)$$

$$b = \frac{2733,91}{0,55 \cdot 0,162 \cdot 2} = 0,018 \text{ м},$$

де $\beta = 0,55$ – коефіцієнт живого перетину.

Визначаємо міжцентрові відстані

$$l_{\text{ц}} = D + b + 2 \cdot \Delta, \quad (4.14)$$

$$l_{\text{ц}} = 0,105 + 0,018 + 2 \cdot 0,0065 = 0,136 \text{ м},$$

а також відношення $l_{\text{ц}} / D$, яке має бути в межах 1,29...2,12

$$l_{\text{ц}} / D = 0,136 / 0,105 = 1,30.$$

В ДВЗ з повітряним охолодженням крок ребер циліндрів $S_{\text{ц}}$ змінюється від 4 мм до 11 мм, а крок ребер головок циліндрів $S_{\text{ц}}$ – від 5 мм до 12 мм [2].
Приймаємо $S_{\text{г}} = 6$ мм; $S_{\text{ц}} = 7,5$ мм. Тоді кількість ребер

$$Z_{\text{ц}} = \frac{h_{\text{ц}}}{S_{\text{ц}}}, \quad (4.15)$$

$$Z_{\text{ц}} = \frac{0.162}{0.0075} = 21,6,$$

Приймаємо найближче ціле значення $Z_{\text{ц}} = 22$.

Крок ребер головки циліндрів

$$Z_{\text{г}} = \frac{h_{\text{г}}}{S_{\text{г}}}, \quad (4.16)$$

$$Z_{\text{г}} = \frac{0.073}{0.006} = 12,2,$$

де $h_{\text{г}} = (0.8 \dots 1,2)D = 0,073$ м – висота головки.

Приймаємо найближче ціле значення $Z_{\text{г}} = 12$.

4.5 Необхідний тиск охолоджуючого повітря

Розрахунок системи охолодження базується тільки на підвищенні тиску, створюваного вентилятором, яке визначається з рівняння [2]

$$\Delta P_{\text{вент}} = \Delta P_{\text{ц}} + \Delta P_{\text{п}} + \Delta P_{\text{а}}, \quad (4.17)$$

де $\Delta P_{\text{ц}}$ – втрати тиску в міжреберному просторі циліндра, Па

$$\Delta P_{\text{ц}} = \varepsilon_1 \cdot \frac{\rho \cdot W_{\text{в}}^2}{2}, \quad (4.18)$$

де коефіцієнт $\varepsilon_1 = 2 \dots 3$ [2].

Втрати тиску в напрямній частині повітряного тракту визначаємо за формулою

$$\Delta P_{\text{ц}} = (0,10 \dots 0,12) \cdot \Delta P_{\text{вент}}, \quad (4.19)$$

Втрати тиску на виході з повітряного тракту

$$\Delta P_{\text{а}} = \frac{\rho_{\text{а}} \cdot W_{\text{ц}}^2}{2}, \quad (4.20)$$

де $\rho_{\text{а}}$ і $W_{\text{ц}}$ – параметри повітря, що виходить з оребрєння при температурі 90 °С [25], а $W_{\text{ц}} = W_{\text{в}}$.

Згідно рекомендацій [2] задаємося значенням $\Delta P_{\text{вент}} = 850$ Па. Тоді

$$\Delta P_{\text{ц}} = 2,5 \cdot \frac{0,972 \cdot 25^2}{2} = 759,38 \text{ Па};$$

$$\Delta P_{\text{ц}} = 0,11 \cdot 850 = 85 \text{ Па};$$

$$\Delta P_{\text{а}} = \frac{0,972 \cdot 25^2}{2} = 12,15 \text{ Па};$$

$$\Delta P_{\text{вент}} = 759,38 + 85 + 212,15 = 856,53 \text{ Па}.$$

4.6 Потужність, що витрачається на подачу повітря вентилятором

Потужність визначається за співвідношенням, кВт

$$N = \frac{G_{\text{в}} \cdot \Delta P_{\text{вент}}}{1000 \cdot \eta_{\text{е}}}, \quad (4.21)$$

$$N = \frac{2,10169 \cdot 856,3}{1000 \cdot 0,7} = 2,57,$$

де G_B – масова секундна витрата повітря, кг/с;

η_e – ефективний ККД вентилятора, що враховує втрати у вентиляторі і в його приводі.

Витрата потужності оцінюється у відсотках від максимальної потужності двигуна

$$N_{уд} = \frac{N}{N_e} \cdot 100, \quad (4.22)$$

$$N_{уд} = \frac{2,57}{33,1} \cdot 100 = 7,77 \, \%.$$

Гранично допустима частка потужності двигуна, що витрачається на охолодження, визначається його призначенням, величиною його номінальної потужності, розмірами циліндрів, умовами роботи і т.д. Зазвичай в існуючих двигунах вона повинна бути не більше 3,5...15 % від максимальної потужності двигуна для бензинових двигунів і 2,5...8 % для дизелів [2]. $N_{уд} = 7,77 \, \%$ – вимога виконується, розрахунок системи повітряного охолодження тракторного дизеля Д130 виконано вірно.

5 ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПОВІТРЯНОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ВІД ТЕМПЕРАТУРИ ОХОЛОДЖУВАНОВОГО ПОВІТРЯ

Згідно до аналізу конструкції дизеля Д130, охолоджуюче тіло (повітря) перед подачею до ребер охолодження ніяк не підготовлюється. За результатами аналізу літературних джерел поставлена задача встановити ефективність роботи системи повітряного охолодження від зовнішніх факторів (температури охолоджуючого повітря).

В розрахунку системи охолодження (4 розділ) визначались показники системи охолодження дизеля Д130 при температурному напорі з боку набігаючого повітря $\Delta t_w = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Під час роботи двигуна, залежно від атмосферних умов, найбільш часто має місце значення $\Delta t_w = 30\ldots 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ [2].

За формулою 4.5 визначаємо величину нагріву повітря Δt від охолоджуваних головки циліндрів та циліндрів, результати розрахунків зводимо до таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – До розрахунку параметрів системи охолодження дизеля Д130

Показник	Числове значення				
$\Delta t_w, ^{\circ}\text{C}$	30	35	40	45	50
$\Delta t, ^{\circ}\text{C}$	36,6	42,7	48,8	54,9	61,0
$G_b, \text{кг/год}$	2802,26	2401,94	2101,69	1868,17	1681,36
$N, \text{кВт}$	3,43	2,94	2,57	2,29	2,06
$N_{уд}, \%$	10,36	8,88	7,77	6,91	6,22

За формулою 4.3 визначаємо вплив температурного напору охолоджуючого повітря на кількість охолоджуючого повітря, необхідного для відведення теплової енергії G_b , результати розрахунків зводимо до таблиці 5.1.

За формулою 4.21 розраховуємо вплив величини G_B на потужність N , що витрачається на привід вентилятора системи охолодження, а також питомі втрати у відсотках від максимальної потужності двигуна $N_{уд}$.

За результатами розрахунків, наведених в таблиці 5.1, будуємо графіки залежності основних параметрів системи охолодження двигуна Д130 від температурного напору охолоджуючого повітря.

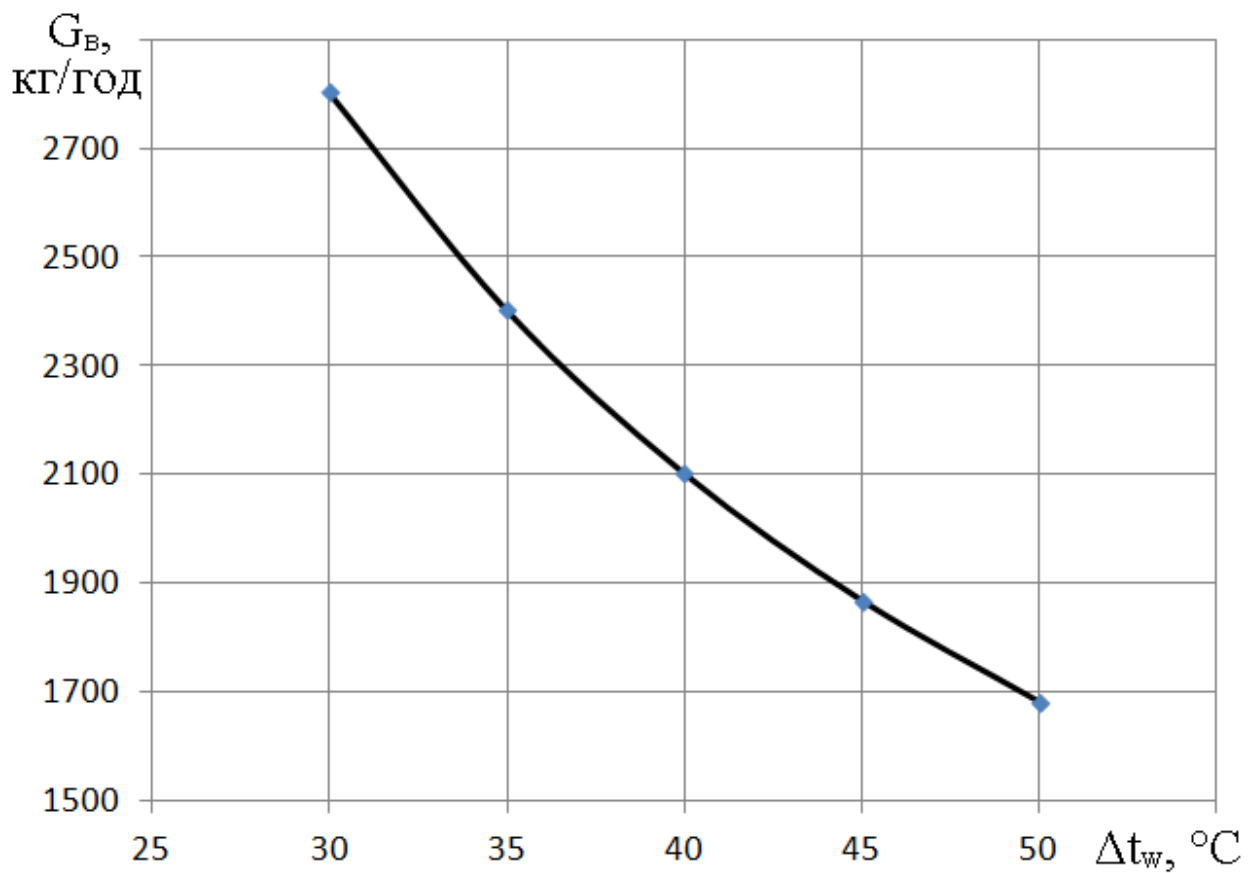


Рисунок 5.1 – Залежність потрібної витрати повітря G_B для охолодження двигуна Д130 від зміни температурного напору Δt_w

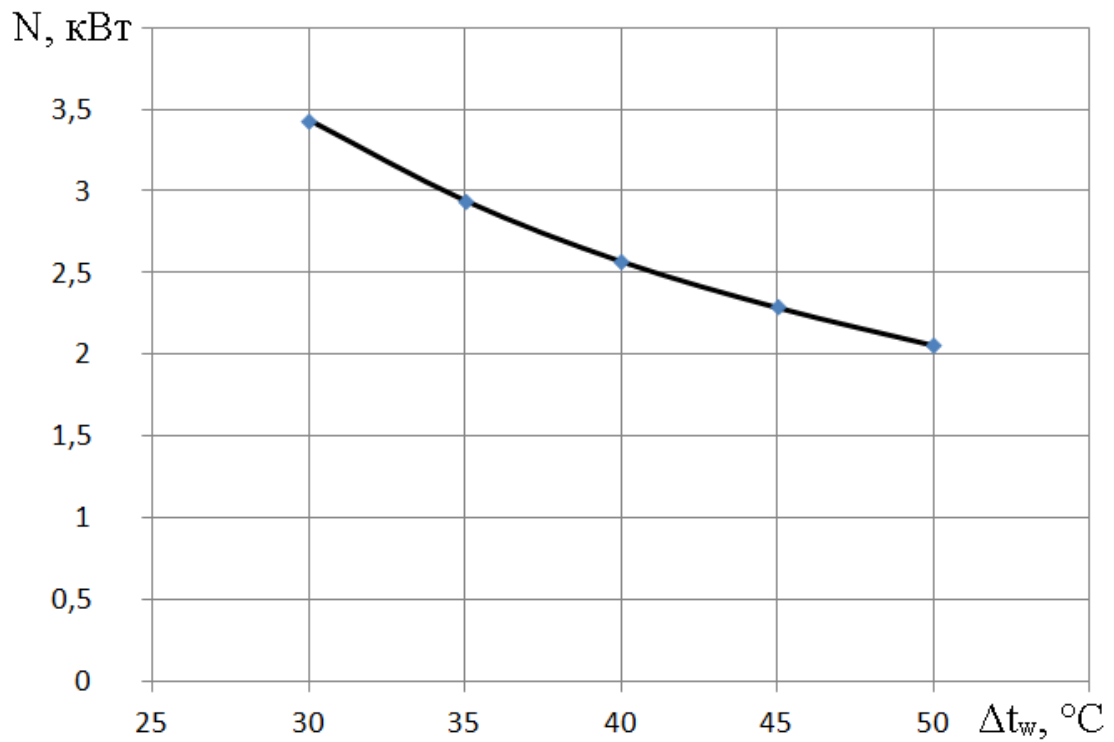


Рисунок 5.2 – Залежність потрібної потужності вентилятора повітряного охолодження N двигуна Д130 від зміни температурного напору Δt_w

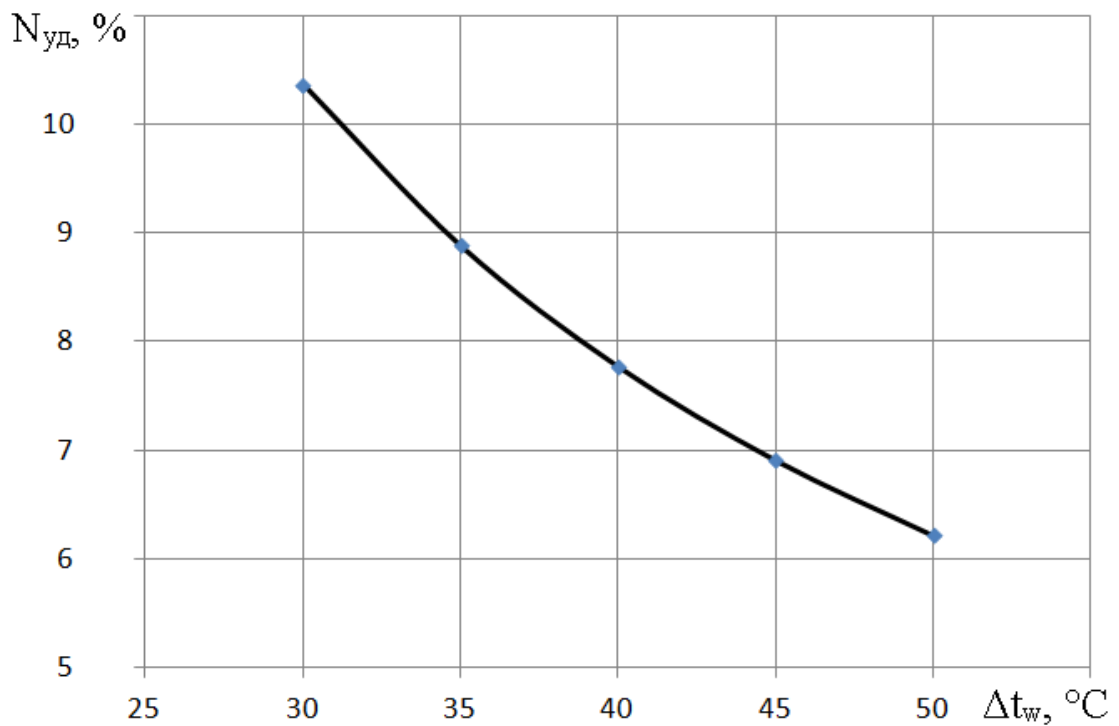


Рисунок 5.3 – Залежність питомих втрат потужності двигуна Д130 на привід вентилятора охолодження $N_{уд}$ від зміни температурного напору Δt_w

За результатом аналізу графіків 5.1–5.3 можна зробити висновок, що збільшення температурного напору охолоджуючого повітря, тобто подача більш холодного повітря до ребер охолодження циліндрів та головки циліндрів, позитивно впливає на технічні показники двигуна Д130. Зі зменшенням температури охолоджуючого повітря на кожні 5 °С, тобто, збільшення температурного напору на ті ж 5 °С, масова витрата повітря необхідного для охолодження G_v , зменшується в середньому на 11,97 %. Це призводить до зменшення втрат на привід вентилятора N в середньому на 11,95 %. Таким чином, можна констатувати, що для тракторного дизеля Д130 бажаним є забір максимально холодного повітря для потреб системи повітряного охолодження.

6 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ

Для раціонального планування виконання роботи визначаємо трудомісткість й тривалість робіт, складаємо календарний графік виконання робіт, визначаємо витрати її проведення за умов мінімізації витрат трудових, матеріальних й грошових ресурсів [21].

6.1 Визначення витрат на проведення магістерської роботи

Для визначення грошових витрат на проведення науково-дослідної роботи складаємо кошторис витрат по статтях [21]:

- матеріали за винятком зворотних відходів,
- покупні комплектуючі деталі і вироби;
- паливо й енергія з боку;
- спеціальне устаткування і технологічне оснащення;
- амортизація універсального устаткування;
- заробітна плата основна і додаткова;
- внески на соціальні заходи;
- витрати на відрядження;
- контрагенті роботи;
- накладні витрати.

6.1.1 Визначення витрат на матеріали

Витрати на основні матеріали M_o розраховуємо за формулою [21]:

$$B_M = (1 + K_{\text{т.з.}}) \cdot \sum_{i=1}^n (C_i \cdot N_i - C_{\text{ів}} \cdot N_{\text{ів}}), \quad (6.1)$$

де $K_{\text{т.з.}}$ – коефіцієнт, що враховує транспортно-заготівельні витрати ($K_{\text{т.з.}} = 0,15 \dots 0,20$);

C_i – ціна i -го найменування матеріалу, грн.;

N_i – необхідна потреба в матеріалі i -го найменування;

$N_{\text{ів}}$ – норма зворотних відходів матеріалі i -го найменування;

$C_{\text{ів}}$ – ціна зворотних відходів i -го найменування матеріалу;

n – кількість найменувань матеріалів.

Результати розрахунків зводимо у таблицю 6.1.

Таблиця 6.1 – Розрахунок витрат на матеріали

№ п/п	Матеріал	Одиниця виміру	Витрати матеріалу на тему	Ціна за одиницю виміру	Сума витрат, грн.
1	Папір А-4	пачка	2	90	180
2	Канц. товар	комплект	1	430	430
	Підсумок за винятком зворотних витрат	—	—	—	610
	Транспортно- заготівельні витрати	%	10	10	61
	Разом із транспортно- заготівельн. витратами	—	—	—	671

6.1.2 Розрахунок вартості палива й енергії

Витрати на силову енергію E_c визначаємо за формулою [21]:

$$E_c = \frac{P_y \cdot \Phi_{\text{еф}} \cdot K_B \cdot C_e}{\text{ККД}}, \quad (6.2)$$

де P_y – установлена потужність енергетичних струмоприймачів устаткування, кВт;

$\Phi_{\text{еф}}$ – ефективний фонд часу роботи даного виду устаткування, годин;

K_B – коефіцієнт використання енергетичних установок по потужності і часу ($K_B \approx 0,8 \dots 0,9$);

C_e – ціна 1 кВт·година електроенергії, грн./кВт·година;

ККД = 0,8.....0,9.

Виконані розрахунки заносять у таблицю 6.2.

Таблиця 6.2 – Розрахунок вартості енергоресурсів

Устаткування	Вид енерго-ресурсів	Норма витрати	$\Phi_{\text{еф}}$	Ціна без ПДВ, грн.	Вартість енерго-ресурсів, грн.
Комп'ютерне обладнання	електрична енергія	0,6	760	1,95	889,2
Разом					889,2

6.1.3 Розрахунок амортизації універсального устаткування

Суму амортизаційних відрахувань від балансової вартості універсального устаткування, апаратів і приладів, що відносяться до основних фондів, розраховується у відповідності із зайнятістю їх для даної роботи [21].

Результати розрахунку зводять у таблицю 6.3.

Таблиця 6.3 – Розрахунок суми амортизаційних відрахувань

Устаткування, прилади	Балансова вартість, грн.	Норма амортизації, %	Зайнятість устаткування, год	Річний ефективний фонд часу, год	Сума амортизації, грн.
Комп'ютерне обладнання	14000	50	760	1860	2860,21
Разом					2860,21

6.1.4 Розрахунок заробітної плати

У цю статтю включається заробітна плата всіх категорій працівників, що безпосередньо зайняті в процесі проведення всіх етапів робіт. Сума заробітної плати розраховується на основі зайнятості виконавців по окремих етапах робіт і середньоденного заробітку для кожної категорії персоналу [21].

Розрахунок основної заробітної плати роблять у таблицю 6.4.

До підсумкової суми основної зарплати робітників додається премія в розмірі 10 %:

$$\text{ЗП} = 44000 \cdot 0,1 = 4400 \text{ грн.}$$

Таблиця 6.4 – Розрахунок основної і заробітної плати

Посада виконавця	Кількість людей	Місячний оклад, грн.	Середньоденна зарплата, грн.	Зайнятість НДР, днів	Підсумкова сума основної зарплати, грн.
Керівник	1	6000,00	300,00	62	18600
Магістрант	1	5000,00	250,00	86	21500
Економіст	1	5200,00	260,00	10	2600
Спеціаліст з охорони праці	1	5200,00	260,00	5	1300
Підсумок	4	–	1070	163	44000

6.1.5 Внески на соціальні заходи

Внески на соціальні заходи визначаємо у відсотковому відношенні від суми основної і додаткової зарплати з урахуванням премій [21]:

$$B_{cz} = \frac{(3\Pi_o + 3\Pi_d) \cdot Y_{cz}}{100\%} \quad (6.3)$$

$$B_{cz} = \frac{(44000 + 4400) \cdot 22\%}{100\%} = 10648 \text{ грн.},$$

де Y_{cz} – питома вага внесків на соціальні заходи, визначається за даними діючого законодавства, %, приймаємо 22 %.

6.1.6 Накладні витрати

Накладні витрати розраховуємо у відсотках від основної заробітної плати виконавців (50 %) [21]:

$$\begin{aligned} V_n &= Z_{\text{По}} \cdot 0,5, \\ V_n &= 44000 \cdot 0,5 = 22000 \text{ грн.} \end{aligned} \quad (6.4)$$

Результати розрахунків зводимо в табл. 6.5.

Таблиця 6.5 – Кошторис витрат на виконання НДР

Витрати	Сума, грн.	Питома вага до підсумку, %
Матеріали за винятком зворотних відходів	671,00	0,78
Паливо й енергія з боку	889,20	1,04
Амортизація універсального устаткування	2860,21	3,35
Заробітна плата основна і додаткова	48400,00	56,63
Відрахування на соціальні заходи	10648,00	12,46
Накладні витрати	22000,00	25,74
Усього	85468,41	100

6.2 Розрахунок економічної ефективності науково-дослідної роботи

В зв'язку з тим, що результати дослідження мають теоретичний характер визначасмо техніко-економічну ефективність роботи з урахуванням наступних показників [21]:

– важливості дослідження для народного господарства;

- складності розробки;
- результативності й можливості використання.

Важливість теоретичного дослідження оцінюємо за його призначенням:

- рішення проблемних питань;
- задоволення вимог спеціальної техніки;
- пошук принципово нових конструктивних і технологічних рішень і т. і.

Складність виконання роботи визначаємо порівнянням отриманих результатів даного дослідження з результатами відомих аналогічних досліджень з обліком грошових і трудових витрат на їхнє проведення.

Результативність роботи можна визначити по повноті рішень поставленого завдання: отриманий результат відповідає планованому, задовільний (часткове рішення) чи негативний.

Аналіз залежності між цими показниками й витратами на їхнє досягнення дає можливість кількісної оцінки техніко-економічної ефективності теоретичних робіт за формулою:

$$K_{\text{НДР}} = \frac{J^n \cdot R \cdot T}{B_{\text{НДР}} \cdot t_{\text{НДР}}}, \quad (6.5)$$

$$K_{\text{НДР}} = \frac{3 \cdot 3 \cdot 2}{85,468 \cdot 0,25} = 2,53,$$

де $K_{\text{НДР}}$ – рівень ефективності дослідження (коефіцієнт техніко-економічної ефективності робіт);

J^n – важливість роботи;

R – результативність роботи;

T – технічна складність виконання НДР;

$B_{\text{НДР}}$ – витрати на проведення НДР, тис грн;

n – показник використання результатів НДР:

$n = 0$ – результати НДР не використовуються;

$n = 1$ – результати НДР використовуються частково;

$n = 2$ – результати НДР використовуються в дослідно-конструкторських роботах (ДКР);

$n = 3$ – результати НДР можуть бути використані без проведення ДКР.

При значенні $K_{\text{НДР}} \geq 1$ дослідницька робота вважається ефективною. Наприклад, для НДР, у яких $B_{\text{НДР}} < 130$ тис. грн. і $t_{\text{НДР}} \leq 2$ років, можна застосовувати значення $J = 2 \dots 5$; $R = 2 \dots 5$; $T = 1 \dots 3$ (табл. 6.6).

Розрахований показник оцінки техніко-економічної ефективності вище 1, що підтверджує економічну ефективність роботи. При впровадженні отриманих результатів роботи в технологічний процес обслуговування ДВЗ дозволить підтвердити якість робіт без використання трудомістких робіт.

Таблиця 6.6 – Значення оцінних факторів

Оцінні фактори	J	R	T	C	t_{ϕ}	n
Припустимі значення	2...5	1...4	1...3	–	–	1...8
Прийняті значення	3	3	2	–	–	3

6.3 Висновки до розділу

Проведено розрахунок трудомісткості та тривалості роботи при виконанні НДР (магістерської роботи). Складено кошторис витрат на проведення науково-дослідної роботи загальною сумою 85468,41 грн.

Розраховано показник оцінки техніко-економічної ефективності $K_{\text{НДР}} = 2,53$, що підтверджує економічну ефективність роботи.

7 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Згідно теми магістерської роботи «Дослідження ефективності повітряної системи охолодження тракторного дизеля» у розділі проведено аналіз небезпек при проведенні досліджень, розглянуто методи та засоби їх усунення [22, 23].

7.1 Аналіз потенційних небезпек

Виявлено наступні небезпеки, які можуть підстерігати дослідника:

- недоліки в організації робочих місць дослідників в приміщенні дослідницької лабораторії, зокрема порушення правил стосовно облаштувань робочих місць, що призводить до зниження працездатності та подальших захворювань опорно-рухового апарату;

- можливості ураження електричним струмом. Основною причиною є порушення правил з електробезпеки, зокрема допуск до виконання робіт осіб, які не пройшли навчання та перевірку знань з електробезпеки, або несправності енергоспоживаючого обладнання, що може призвести до електричних травм або до летальних наслідків;

- можливості отримання механічних травм при переобладнанні двигуна, зокрема використання ручного інструмента;

- небезпеки, які пов'язані з використанням комп'ютера (електростатичні поля, електромагнітне випромінювання, наявність потужних іонізуючих випромінювань, локальне стомлення, загальна втома, стомленість очей, небезпека ураження електричним струмом, пожежонебезпека);

- недостатній рівень освітлення, що може бути пов'язаний з неправильним розрахунком системи штучного та природного освітлення

приміщення дослідницької лабораторії;

- незадовільні параметри мікроклімату на робочому місці дослідника внаслідок неефективності опалення та вентиляції;

- можливість отруєння парами палива та відпрацьованими газами внаслідок відсутності або несправності місцевої витяжної вентиляції;

- можливості загорянь внаслідок порушення правил з пожежної безпеки, що може призвести до пожежі.

- небезпеки, які пов'язані з умовами праці у надзвичайних ситуаціях, зокрема дії керівників промислового об'єкта при виникненні надзвичайних ситуацій.

7.2 Заходи по забезпеченню безпеки

Згідно ДСТУ 8604:2015 «Дизайн і ергономіка. Робоче місце для виконання робіт у положенні сидячи. Загальні ергономічні вимоги» конструкція робочого місця повинна забезпечувати оптимальне положення для ніг. Підставка для ніг має регулюватись по висоті. Ширина повинна бути не менше 300 мм, довжина – не менш 400 мм. Поверхня підставки повинна бути рифленою. По передньому краю слід передбачати бортик висотою 10 мм. Важливим фактором є простір під столом, його має бути досить, щоб можна було зручно згинати та розгинати коліна. Стіл повинен мати криволінійну форму. Крісло повинно забезпечувати фізіологічну раціональну робочу позу, при якій не порушується циркуляція крові і не було б іншого шкідливого впливу. Для цього необхідно, щоб у крісла була пружна спинка анатомічної форми, яка зменшить навантаження на хребет. Також крісло обов'язково повинно бути з підлокітниками і мати можливість повороту, зміни висоти кута нахилу сидіння й спинки. Монітор повинен розташовуватись на робочому столі прямо, і віддаленням від очей мінімум на 50...60 см. Верхня границя

екрану повинна бути на рівні очей або не нижче 15 см від рівня очей. Клавіатура повинна розташовуватись в 10...15 см (в залежності від довжини ліктя) від краю стола. Глибина стола повинна дозволяти повністю положити лікті на стіл, відсунути клавіатуру до монітора.

З метою вирішення можливих питань стосовно електробезпеки, необхідним є знання основних заходів, для попередження уражень електричним струмом, згідно ДНАОП 1.1.10-1.01-2000 «Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів».

Організаційні заходи – до виконання робіт допускаються особи не молодше 18 років, які пройшли навчання та перевірку знань, з електробезпеки. Основним нормативним актом є ПУЕ (Правила улаштування електроустановок). Ремонт обладнання повинен здійснювати тільки спеціально підготовлений персонал. Для кожного електроспоживача обладнання повинно бути складені експлуатаційні схеми нормальної і аварійної роботи.

Технічні заходи – розташування струмоведучих частин на недоступній висоті: під напругою до 1000 В – не менше 3,5 м, більше 1000 В – не менше 6 м. Всі неізолювані струмопровідні лінії повинні бути надійно огорожені суцільними огорожами, відкриття або злом яких можливий тільки за допомогою спеціальних пристроїв. Опір ізоляції електричних дротів повинен бути не менше 0,5 Ом.

Обов'язковим є захисне заземлення або занулення. Обов'язковим є використання індивідуальних засобів захисту, зокрема гумовий діелектричний килимок, опір якого слід періодично перевіряти. Обов'язковим є встановлення автоматичних блокуючих пристроїв згідно ДНАОП 0.00-1.32-01 «Правила будови електроустановок. Електрообладнання спеціальних установок», які запобігають небезпечним діям людини, зокрема кінцеві вимикачі. Блокуючи пристрої розподіляють на механічні, електричні, та електричнотехнічні.

Небезпекою фізичного характеру може бути механічне травмування, яке пов'язано з руйнуванням ручного інструменту при порушенні режимів навантаження. Також до механічного травмування працюючих може призвести

порушення правил з охорони праці, зокрема, робота без спеціального одягу.

При роботі з ручним інструментом необхідно виконувати наступні правила техніки безпеки:

- гайковий ключ повинен обертатися у напрямку тільки до себе, а не від себе;
- на поверхні ручного інструменту не повинно бути ніяких мастильних забруднень;
- користуватися допоміжним пристроєм для збільшення моменту обертання гайкового ключа заборонено. Якщо потрібно збільшити зусилля, використовуйте більш інструмент з більшим плечем;
- при роботі застосовується тільки той інструмент, який призначений для виконання операції;
- при перегріві інструменту слід перервати роботу;
- використовувати несправний та зношений інструмент заборонено.

При роботі з інструментом необхідне виконання НПАОП 0.00-1.30-01 «Правила безпечної роботи з інструментом та пристроями».

Персонал, що працює на комп'ютері, зобов'язаний дотримуватися вимог інструкції, розробленої на підставі ДСанПін 3.3.2.007-98 «Гігієнічні вимоги до організації роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин», а також нести особисту відповідальність за дотримання вимог безпеки своєї праці і за створення небезпечного чи шкідливого виробничого фактора для інших працюючих і поломку комп'ютера.

Для забезпечення оптимальної працездатності і збереження здоров'я протягом часу роботи з комп'ютером повинні встановлюватися регламентовані перерви. Монітори комп'ютера оснащуються антибліковим покриттям з коефіцієнтом відбиття не більше 0,5. Покриття повинне також забезпечувати зняття електростатичного заряду з поверхні екрана, іскріння і накопичення пилу. Корпус монітора повинен забезпечувати захист від іонізуючих та неіонізуючих випромінювань. Відстань між стіною з віконними прорізами і

столом має бути не менше 0,8 м. При невеликій кількості робочих місць бажано розташовувати столи біля протилежної стіни щодо віконних прорізів. Відстань між робочими столами повинна бути не менше 1,2 м.

Тривалість безперервної роботи з комп'ютером без регламентованої перерви не повинна перевищувати 2 години. Під час регламентованої перерви з метою зниження нервового емоційного напруження, стомлення зорового аналізатора, усунення впливу гіподинамії, гіпокінезії, запобігання розвитку втоми доцільно виконувати комплекси вправ. Рівень шуму в приміщенні під час роботи комп'ютерів не повинен перевищувати 50 дБА. Конструкція відеомонітора повинна забезпечувати хорошу чіткість зображення, незалежну від зовнішнього освітлення.

7.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

Для ефективної роботи слід забезпечити належні метеоумови на робочому місці. Параметри мікроклімату приміщення встановлюють згідно ДСН 3.3.6.042-99 [28] в залежності від категорії робіт за важкістю. Для забезпечення цих параметрів передбачають системи опалення, вентиляції і кондиціювання повітря.

Оскільки висота дослідницького приміщення становить 4,90 м, встановлюємо люмінесцентні лампи типів ЛБ чи ЛД потужністю 60 Вт, що буде відповідати В класу зорової роботи відповідно до ДБН В.2.5-28-2018 [24].

Захист персоналу від шуму двигуна, в виробничих приміщеннях і на робочих місцях забезпечується згідно вимог ДБН В.1.1-31:2013 [25].

Для захисту від шуму передбачають наступні заходи:

- віброізоляція стенду з двигуном, застосування індивідуальних віброізованих фундаментів для обладнання зі значними динамічними навантаженнями, а також віброізоляція трубопроводів інженерних мереж;

При роботі на ПК проводимо заміри шкідливих факторів на робочому місці та вносимо наявні фактори умов праці та виробничого середовища що впливають на працівника в процесі трудової діяльності їх фактичне значення та час дії вносимо до стовпчиків 1–3 таблиці 7.1.

Таблиця 7.1 – Результати оцінювання за бальною шкалою

Фактор (показник)	Виміряні показники $P_{\text{вим}}$	Час дії, год.	ГДК, ГДР, показники, $P_{\text{доп}}$	Хвизн, бали	Клас умов праці	X_i , бали
Мікроклімат за ТНС-індексом, t , °С	27,5	9	23,5- 26,4	3	3,3	3
Освітленість приміщення E , лк	200	10	300	—	3,1	1
Розряд і підрозряд зорових робіт, $Z_{\text{ор}}$	Б-1	—	—	—	—	—
Рівень шуму L , дБА	95	5	80	—	3,2	1,25
Загальні енергозатрати організму, Вт	190	7	290	0,57	3,3	3
Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук)	63000	7	40000	1,38		
Тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни)	81	7	75	0,95		
Тривалість робочого дня, год.	10	10	8	0,23		

2. Відповідно до додатка А [22], за витратами енергії, визначаємо категорію робіт для інженера-дослідника центральній заводської лабораторії обладнаної ПК. Умови праці, за витратами енергії, не перевищують 139 Вт (90-120 ккал/год) та повинні відповідати легким фізичним роботам – категорії І-а.

3. З додатків [22], відповідно до категорії робіт І-а, розряду зорових робіт Б-1 та виявлених показників умов та напруженості праці, визначаємо

ГДК (ГДР) виявлених факторів і показників та вносимо їх значення до стовпчика 4 таблиці 7.1.

4. Для окремих факторів і показників за методикою, визначеною «Гігієнічною класифікацією праці», визначаємо розрахункові коефіцієнти $X_{\text{визн}}$ та вносять їх значення до стовпчика 5 таблиці 7.1:

– для гігієнічної оцінки мікроклімату використовуємо ТНС- індекс, додаток Б [22]. Розрахунковий коефіцієнт $X_{\text{визн}}$ при оцінка мікроклімату визначаємо в балах, за формулою:

$$X_{\text{визн}} = \frac{3 \cdot t_3}{T} = \frac{3 \cdot 9}{10} = 2,7; \quad (6.1)$$

– для показників важкості та напруженості праці розрахункові коефіцієнти визначаються за основними та допоміжними показниками, що є характерними для конкретного робочого місця, за формулою:

$$X_{\text{визн}} = \frac{\Pi_{\text{вим}} \cdot T \cdot K_{\text{знач}}}{8 \cdot P_{\text{доп}}}; \quad (6.2)$$

а) загальні енергозатрати організму, $K_{\text{знач}} = 1,0$

$$X_{\text{визн}} = \frac{190 \cdot 7 \cdot 1}{8 \cdot 290} = 0,57;$$

б) Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук), $K_{\text{знач}} = 1,0$

$$X_{\text{визн}} = \frac{63000 \cdot 7 \cdot 1}{8 \cdot 40000} = 1,38;$$

в) Тривалість зосередження уваги (% від часу зміни), $K_{\text{знач}} = 1,0$

$$X_{\text{визн}} = \frac{81 \cdot 7 \cdot 1}{8 \cdot 75} = 0,95;$$

г) Тривалість робочого дня (зміни), $K_{\text{знач}} = 0,15$

$$X_{\text{визн}} = \frac{10 \cdot 10 \cdot 0,15}{8 \cdot 8} = 0,23.$$

5. Визначаємо клас та ступінь шкідливості умов праці для кожного з виявлених факторів і показників та вносимо їх значення до стовпчика 6, таблиці 7.1:

– для мікроклімату, відповідно до значення розрахункового коефіцієнта $X_{\text{визн}} = 2,7$, з таблиці 7.2 [22] – 3 клас, 3 ступінь (3.3);

– при оцінці освітленості робочої зони приміщення, клас та ступінь шкідливості умов праці визначаємо у відповідності до $P_{\text{вим}} = 200$ лк, за додатками Г та табл. Г.1 [22] – 3 клас, 1 ступінь (3.1);

– для гігієнічної оцінки рівня шуму, клас та ступінь шкідливості умов праці визначаємо у відповідності до виміряного значення рівня шуму $P_{\text{вим}} = 95$ дБА, за додатками Д та табл. Д.1 [22] – 3 клас, 2 ступінь (3.2);

– клас і ступінь важкості та напруженості праці визначаємо як суму розрахованих балів усіх показників $X_{\text{визн}}$ за формулою

$$X_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n X_i = 0,57 + 1,38 + 0,95 + 0,23 = 3,13. \quad (6.3)$$

З таблиці 7.3 [22] за значенням суми розрахованих балів показників

$X_{\text{сум}} = 3,13$ – 3 клас, 3 ступінь (3.3);

6. Оскільки загальна гігієнічна оцінка умов праці за ступенем шкідливості та небезпечності, з урахуванням комбінованої та сумісної дії

виробничих факторів, встановлюється за найбільш високим класом та ступенем шкідливості окремих факторів і показників, тому в результаті досліджень, відповідно до розрахунків, встановлено, що умови праці на робочому місці інженера-дослідника центральній заводської лабораторії обладнаної ПК належать до 3 класу, 3 ступеню.

7. Оскільки при гігієнічній оцінці виявлена наявність шкідливих та особливо шкідливих, важких та особливо важких умов праці, проводимо дослідження фактичного стану умов праці, з метою визначення розмірів доплат за ступені шкідливості факторів виробничого середовища та показників важкості та напруженості праці за бальною шкалою, та вносимо їх значення до стовпчика 7, таблиці 7.1:

- для оцінки впливу мікроклімату виходимо з того, що він відповідає 3 класу, 3 ступеню умов праці, а час його дії уже врахований, тому $X_{\text{ст}} = X_i = 3$;

- при оцінці впливу освітленості виходимо з того, що вона відповідає 3 класу, 1 ступеню умов праці та діє протягом 10 годин, тому $X_{\text{ст}} = X_i = 1$;

- для оцінки впливу шуму виходимо з того, що його рівень відповідає 3 класу, 1 ступеню умов праці та діє протягом 5 годин, тому значення X_i визначаємо по формулою

$$X_i = X_{\text{ст}} \cdot \frac{T}{8} = 2 \cdot 0.625 = 1,25; \quad (6.4)$$

- для оцінки впливу важкості та напруженості праці, виходимо з того що вони відповідають 3 класу, 2 ступеню умов праці, а час їх дії уже врахований, тому $X_{\text{ст}} = X_i = 3$;

Для визначення конкретного розміру доплати, умови праці оцінюємо по сумі значень X_i , за формулою

$$X_{\text{факт}} = \sum_{i=1}^n X_i = 3 + 1 + 1,25 + 3 = 8,25. \quad (6.5)$$

8. Розмір доплати за умовами праці визначаємо в залежності від їх фактичного стану – $X_{\text{факт}} = 8,25$, на підставі Типового положення «Про оцінку умов праці на робочих місцях і порядок застосування галузевих переліків робіт, на яких можуть установлюватися доплати робітникам за умови праці», з таблиці 7.4 [22]. Розмір доплати до тарифної ставки (окладу) – 20 %.

9. На підставі результатів загальної гігієнічної оцінки умов праці за ступенем шкідливості та небезпечності, а також дослідження фактичного стану умов праці робимо висновки та пропозиції:

1. Умови, важкості та напруженості праці на робочому місці дослідника лабораторії, згідно результатів досліджень, належать до 3 класу, 3 ступеню (особливо важкі та особливо шкідливі умови праці), що не відповідає вимогам Державних санітарних норм та правил «Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу» до даного робочого місця;

2. Відповідно до класифікації умови, важкість та напруженість праці на робочому місці дослідника лабораторії належать до категорії I-а, тому необхідно привести ці умови у відповідність до нормативних значень, які відповідають оптимальним параметрам для категорії I-а, а саме:

- мікрокліматичні умови, за інтегральним показником теплового навантаження середовища - ТНС-індексом – $21,0 \dots 23,4 \text{ } ^\circ \text{C}$;
- освітленість кабінетів та робочих кімнат відповідає розряду зорових робіт Б-1, нормована загальна освітленість якого – $E = 300 \text{ лк}$;
- рівень шуму в робочій зоні інженера-дослідника ЦЗЛ – 80 дБА;
- загальні енергозатрати організму – до 139 Вт;
- стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук) – до 40000;
- тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни) – до 75 %;

– тривалість робочого дня – 6 або 7 год.

3. Для приведення умов, важкості та напруженості праці до вищезазначених показників необхідно передбачити комплекс заходів, які забезпечать нормалізацію умов праці, наприклад:

– для приведення мікрокліматичних умов до відповідності, необхідно забезпечити припливно-витяжну механічну вентиляцію та кондиціонування приміщення;

– освітленість приміщення відповідає нормам тому корегувати немає необхідності;

– для зниження рівня шуму в робочій зоні дослідника лабораторії необхідно замість матричних принтерів застосувати лазерні; з метою зниження зовнішнього шуму замінити вікна на пластикові з трикамерним склопакетом;

– для зменшення загальних енергозатрат організму, необхідно скоротити тривалість робочого дня до 6 або 7 год.

– для зменшення напруженості праці від стереотипних рухів за зміну при локальному навантаженні кистей рук та пальців необхідно передбачити перерви, не менш 15 хвилин, кожні 1...2 години;

– для зменшення тривалості зосередження уваги, необхідно скоротити тривалість робочого дня, передбачити додаткові перерви.

4. Якщо, з об'єктивних причин, вищезазначені заходи неможливо виконати, необхідно забезпечити доплати до тарифної ставки (окладу) за особливо шкідливі та особливо важкі умови праці, відповідно до таблиці 7.4 [22], у розмірі 20 %.

7.4 Заходи з пожежної безпеки

Для попередження пожеж передбачається використовувати первинні засоби пожежогасіння. В приміщенні, де експлуатуються ПК, відповідно до

«Правил пожежної безпеки в Україні» та «Типових норм належності вогнегасників» НАПБ Б.03.308-2018 при площі 20 м² належить розміщувати 1 вогнегасник ВВК-2, тому для дослідницької лабораторії площею 72 м² з ПЕОМ необхідно 4 вуглекислотних вогнегасника ВВК-2.

Також необхідно періодично проводити інструктажі, навчання, та тренування персоналу.

Комп'ютер має бути заземлений згідно ПУЕ-7 «Заземлення і захисні заход заземлення». Необхідно перевіряти цілісність ізоляції всіх кабелів та роз'ємів. Забороняється самостійно відкривати комп'ютер, з-за високої напруги всередині, самостійно перемикає силові та інтерфейсні кабелі, проливати рідини і т.д. Виключається робота з комп'ютером і його периферійними пристроями з відкритим корпусом.

7.5 Заходи по забезпеченню безпеки в умовах надзвичайної ситуації

Керівники об'єктів повинні передбачити управління надзвичайними ситуаціями. Для завдання забезпечення безпеки людини в НС стратегія управління повинна включати здійснення 3-х цілей:

- запобігання причин виникнення;
- запобігання самих екстремальних ситуацій;
- пом'якшення, максимальне ослаблення наслідків НС. Стратегія запобігання причин виникнення НС передбачає недопущення таких дій чи процесів, які несуть загрозу населенню. Дана стратегія здійснюється або відмовою від будівництва небезпечних об'єктів, або знищенням чи перепрофілюванням виробництв, джерел підвищеної небезпеки.

Друга стратегія - запобігання самої НС, передбачає недопущення виходу небезпечного процесу із під контролю шляхом використання надійних аварійних систем, сигналізації, автоматики й інших заходів з підвищення

надійності і стійкості роботи підприємств, а також шляхом заходів превентивної евакуації тощо.

Третя стратегія - пом'якшення наслідків, передбачає орієнтацію на ослаблення, локалізацію наслідків НС. Ця стратегія має пріоритет у керуванні стихійними лихами і ситуаціями «комбінованого» типу.

У практиці управління найбільший ефект дає спільне використання всіх трьох стратегій, особливо при промислових аваріях. У НС, викликаних стихійними лихами, пріоритет надається другій і третій стратегії. Для реалізації кожної зі стратегій управління необхідно розробляти і приймати комплекс превентивних та оперативних заходів.

- аналіз і встановлення зовнішніх та внутрішніх причин, які ведуть до катастрофи;
- прогнозування осередків ураження, втрат і збитків на підприємстві;
- заходи з підвищення стійкості;
- обґрунтування сил і засобів для проведення дій з локалізації вогнищ поразки і пошуково-рятувальних робіт;
- навчання формувань і громадян способам захисту;
- підготовка надійного КП управління. Оперативні:
- оповіщення про НС;
- проведення всіх видів розвідки й оцінка обстановки;
- проведення екстрених захисних заходів (укриття в ЗС, евакуація);
- використання сил постійної готовності для локалізації катастрофи;
- надання першої медичної і першої долікарняної допомоги;
- нарощування сил і засобів в ОП за рахунок залучення формувань підвищеної готовності;
- термінове постачання потерпілих продовольством та іншими життєво необхідними засобами;
- введення аварійно-відбудовних робіт.

При виникненні НС організовується надзвичайне управління, яке складається з трьох стадій ліквідації наслідків.

1. Стадія вжиття екстрених заходів. Мета задіяти механізм надзвичайного управління і вчасно зреагувати на НС. Основні завдання початкової стадії: встановлення факту НС, попередня оцінка обстановки в зоні лиха і масштабів наслідків, мобілізація і встановлення оперативних завдань органам надзвичайного управління, віддача розпоряджень на залучення мобільних сил пожежної охорони, швидкої медичної допомоги, охорони суспільного порядку й інших служб для допомоги потерпілим, сприяння місцевим органам влади в організації рятувальних робіт і локалізації зони нещастя власними силами; інформування населення та вищестоящих органів управління про НС і вжиті заходи. Тривалість початкової стадії 1–10 годин.

2. Стадія оволодіння ситуацією й організації механізму надзвичайного управління в зоні лиха, у плануванні і проведенні рятувальної операції відповідного масштабу. Завдання: детально оцінити обстановку, терміново прийняти обґрунтоване рішення й уточнити план ліквідації наслідків НС; розрахувати необхідні сили і засоби, ресурси для всього комплексу робіт у зоні лиха, організувати чітку взаємодію всіх залучених сил і аварійних служб. Тривалість 2-ї стадії від кількох годин до кількох діб.

3. Основна і визначальна стадія. Мета перебороти надзвичайний характер ситуації: відновити безпеку населення в зоні лиха, ліквідувати загрозу життю і здоров'ю всім потерпілим, створити мінімально необхідні умови для життєдіяльності населення, що залишилося.

Завдання: розгортання в найкоротший термін рятувальних робіт на всіх потерпілих об'єктах зони лиха, надання допомоги потерпілим для захисту їхнього життя, здоров'я і підтримка життєздатності в екстремальних умовах; евакуація потерпілих із зони нещастя та їх життєзабезпечення;

термінове проведення аварійно-відбудовних робіт на системах водо-, тепло-, газо-, електросистемах і зв'язку в зоні лиха.

ВИСНОВКИ

Основними причинами, що стримують застосування поршневих двигунів з системою повітряного охолодження, є підвищений шум при роботі і труднощі охолодження головок циліндрів поршневих двигунів при форсуванні їх наддувом. Проте ці недоліки можуть бути усунені за наявності спеціального ореберення охолоджуваних поверхней. Важливі переваги ДВЗ з повітряним охолодженням, такі як простота конструкції і обслуговування, менша залежність від впливу атмосферних умов, обумовлюють перспективи використання таких ДВЗ для приводу вантажних автомобілів та спецтехніки.

Метою даної роботи визначено підвищення ефективності охолодження і зменшення втрат на привід системи охолодження тракторного дизеля Д130.

Для досягнення мети, вирішено ряд завдань:

- визначено особливості конструкції та робочих процесів у системі охолодження тракторного дизеля Д130;
- виконано тепловий розрахунок двигуна Д130;
- розраховано параметри системи охолодження двигуна Д130;
- визначено вплив величини температурного напору на потрібну витрату повітря, потрібну потужність вентилятора, питому втрату потужності двигуна Д130;
- складено кошторис витрат на проведення науково-дослідної роботи – 85468,41 грн.;
- розраховано показник оцінки техніко-економічної ефективності дослідження $K_{\text{НДР}}=2,53$, що підтверджує економічну ефективність роботи;
- проведено аналіз небезпек при проведенні досліджень, розглянуто методи та засоби їх усунення; розроблено заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці, заходи з пожежної безпеки, заходи по забезпеченню безпеки в умовах надзвичайної ситуації.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / В.П. Алексеев, В.Ф. Воронин, Л.В. Грехов. – Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1990. – 284 с.
2. Толстоногов, А.П. Системы охлаждения поршневых двигателей внутреннего сгорания [Текст]: Учеб. пособие / А.П. Толстоногов. – Самара : Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 2002. – 208 с.
3. Шесть мифов о «воздушниках»: чем воздушное охлаждение круче жидкостного [Электронный ресурс]. – Сайт «Колеса.Ру». – 2016. – Режим доступа: <https://www.kolesa.ru/article/shest-mifov-o-vozdushnikah-chem-vozdushnoe-ohlazhdenie-kruche-zhidkostnogo-2016-02-05>
4. Автомобильные двигатели (Теория, системы питания, конструкции и расчет) [Текст] / И. М. Ленин, К. Г. Попык и др. / Под. ред. И. М. Ленина. – М.: Высш. шк., 1969. – 656 с.
5. Дьяченко, Н.Х. Теплообмен в двигателях и теплонапряженность их деталей [Текст] / Н.Х. Дьяченко. – Л.: Машиностроение, 1969. – 248 с.
6. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н.Вырубов, Н.А.Иващенко, В.И. Ивин и др. – М.: Машиностроение, 1983. – 272 с.
7. Volkswagen air-cooled engine [Электронный ресурс]. – Сайт «Вікіпедія». – 2020. – Режим доступа: https://en.wikipedia.org/wiki/Volkswagen_air-cooled_engine
8. List of Porsche engines [Электронный ресурс]. – Сайт «Вікіпедія». – 2020. – Режим доступа: https://en.wikipedia.org/wiki/List_of_Porsche_engines
9. Air-cooled engine [Электронный ресурс]. – Сайт «Вікіпедія». – 2020. – Режим доступа: https://en.wikipedia.org/wiki/Air-cooled_engine
10. Chevrolet Corvair [Электронный ресурс]. – Сайт «Вікіпедія». – 2020. –

Режим доступа: https://en.wikipedia.org/wiki/Chevrolet_Corvaair

11. Citroën GS [Электронный ресурс]. – Сайт «Вікіпедія». – 2020. – Режим доступа: https://en.wikipedia.org/wiki/Citroën_GS

12. Двигатели новые Deutz [Электронный ресурс]. – Сайт «Deutz». – Режим доступа: <https://deutz-minsk.by/newengine.html#912>

13. Описание модели Т-330 (Т-330) [Электронный ресурс]. – Сайт «Вікіпедія». – 2020. – Режим доступа: <http://www.autoopt.ru/auto/encyclopedia/special/pt/mark/pt-t-330/>

14. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчёт на прочность поршневых и комбинированных двигателей / Под редакцией А.С. Орлина, М.Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.

15. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст]. – Учебное пособие для ВУЗов. – 4-е изд., стереотип. / А.И. Колчин, В.П. Демидов – М.: Высшая школа, 2008. – 496 с.

16. Дизельный двигатель Д-130, Д-130Т [Электронный ресурс]. – Сайт «Техноимпекс». – Режим доступа: <http://technoimpex.com.ua/>

17. Д-130: технические характеристики [Электронный ресурс]. – Сайт «Трактор-РЕВЮ». – Режим доступа: <https://tractorreview.ru/dvigateli/vmtz/d-130-tehnicheskie-harakteristiki.html>

18. Двигатель Д-130 [Электронный ресурс]. – Сайт «АлтайДизельСервис». – 2020. – Режим доступа: <http://altaydizel.by/vmtz/225-dvigatel-d-130>

19. Дизели Д130, Д130Т : Техническое описание и инструкция по эксплуатации. [Текст]. – ООО «Владимирский моторо-тракторный завод». – 67 с.

20. Каталог запчастей [Электронный ресурс]. – Сайт «Автокаталог онлайн». – Режим доступа: https://acat.online/catalogs/SPECIAL_TECH_NATIVE/VTZ/54272

21. Поршни и шатуны Д-130, Д-130Т [Электронный ресурс]. – Сайт «Техноимпекс». – Режим доступа: <http://technoimpex.com.ua/dd-d-130/d-130->

porshniishat/

22. Вентилятор Д-130, Д-130Т [Електронний ресурс]. – Сайт «Техноимпекс». – Режим доступу: <http://technoimpex.com.ua/dd-d-130/d-130-ventilator/>

23. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Теорія ДВЗ» для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання [Текст] / Укл.: Г.І. Слинько, Я.О. Єгоров. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. – 50 с.

24. Егоров, Я. А. Физико-математическая модель рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания автотракторного типа [Текст] : Учеб. пособие / Я. А. Егоров. – К.: УМК ВО, 1991. – 56 с.

25. Физические свойства воздуха: плотность, вязкость, удельная теплоемкость [Електронний ресурс]. – Сайт «thermalinfo.ru». – Режим доступу: <http://thermalinfo.ru/svoystva-gazov/gazovye-smesi/fizicheskie-svoystva-vozduha-plotnost-vyazkost-teploemkost-entropiya>

20. Методичні вказівки до переддипломної практики, виконання та захисту кваліфікаційної роботи магістрів, що навчаються за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування», освітня програма «Двигуни внутрішнього згорання» [Текст] / Укл.: Г. І. Слинько, В. І. Кубіч, Р. Ф. Сухонос. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2018. – 38 с.

21. Методичні вказівки до виконання економічного розділу дипломного проекту для студентів спеціальності 7.05050304 “Двигуни внутрішнього згорання” для усіх форм навчання [Текст] / Укл.: О.Є.Борисенко. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2016. – 26 с.

22. Методичні вказівки до лабораторного заняття «Дослідження шкідливих та небезпечних факторів виробничого середовища, важкості і напруженості праці» з дисципліни «Цивільний захист і охорона праці в галузі» для студентів усіх спеціальностей та усіх форми навчання [Текст] / Укл.: М. І. Лазуткін, М. О. Журавель – Запоріжжя: ЗНТУ, 2018 р. – 44 с.

23. Методичні вказівки до виконання розділу «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях» в магістерських дипломних роботах (проектах) зі спеціальності 133 – «Галузеве машинобудування» за освітньою програмою (спеціалізацією) – «Двигуни внутрішнього згорання» для усіх форм навчання [Текст] / Укл. : М. І. Лазуткін – Запоріжжя: Каф. ОП і НС. НУ «Запорізька політехніка», 2020 – 34 с.

24. Природне і штучне освітлення [Текст] : ДБН В.2.5-28-2018. – На заміну ДБН В.2.5-28-2006 ; чинний з 2019-03-01. – К. : Мінрегіон України, 2018. – 133 с. – (Державні будівельні норми України)

25. Захист територій, будинків і споруд від шуму [Текст] : ДБН В.1.1-31:2013. – На заміну СНиП II-12-77 ; чинний з 01.06.2014. – К. : Мінрегіон України, 2014. – 75 с. – (Державні будівельні норми України)

26. Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою [Текст] : ДСТУ Б В.1.1-36:2016. – На заміну НАПБ Б.03.002-2007 ; чинний від 2017-01-01. – К. : Мінрегіонбуд України, 2016. – 66 с. – (Національний стандарт України)

27. Правила пожежної безпеки в Україні [Текст] : НАПБ А.01.001-14. – На заміну НАПБ А.01.001-04 ; чинний від 2014-12-30. – К. : МВС України, 2014. – 47 с. – (Нормативний акт пожежної безпеки)

28. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень [Електронний ресурс] : ДСН 3.3.6.042-99. – Чинний від 1999-12-01. – К. : МОЗ України, 1999. – Режим доступу: <http://zakon2.rada.gov.ua/rada/show/va042282-99>. – (Державні санітарні норми)

29. Електробезпека в будівлях і спорудах. Вимоги до захисних заходів від ураження електричним струмом [Текст] : ДСТУ Б В.2.5-82:2016. – На заміну ДБН В.2.5-27-2006 ; чинний від 2017-04-01. – К. : ДП «УкрНДНЦ», 2016. – 109 с. – (Державний Стандарт України)

30. Правила охорони праці під час роботи з інструментом та пристроями [Електронний ресурс] : НПАОП 0.00-1.71-13. – Чинний від 2014-03-28. – К. : Міненерговугілля України, 2013. – Режим доступу:

<http://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0327-14>. – (Нормативно-правовий акт охорони праці)

31. Вимоги щодо безпеки та захисту здоров'я працівників під час роботи з екранними пристроям [Електронний ресурс] : НПАОП 0.00-7.15- 18. – На заміну НПАОП 0.00-1.28-10 ; чинний від 2018-05-18. – К. : Мінсоцполітики України, 2018. – Режим доступу: <http://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0508-18>. – (Нормативно-правовий акт охорони праці)

32. Опалення, вентиляція та кондиціонування [Текст] : ДБН В.2.5-67:2013. – На заміну СНиП 2.04.05-91 ; крім розділу 5 та додатка 22. ; чинний від 2014-01-01. – К. : Мінрегіонбуд України, 2013. – 149 с. – (Державні будівельні норми України)

33. Стеблюк М. І. Цивільна оборона та цивільний захист [Текст] : навч. посіб. для вузів / М. І. Стеблюк. – К. : Знання, 2013. – 487 с.

34. Державні санітарні норми і правила захисту населення від впливу електромагнітних випромінювань [Електронний ресурс] : ДСН 239-96. – На заміну СанПиН 2963-84 ; чинний від 1996-08-01. – К. : МОЗ України, 1996. – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0488-96>.

35. Кодекс цивільного захисту України [Електронний ресурс] – Чинний від 2012-11-21. : станом на 01.01.2020 р. – К. : ВР України, 2012. 21 – Режим доступу: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/5403-17>. – (Закон України)

ДОДАТОК А

Протокол теплового розрахунку двигуна Д130 в програмі DVS2

ПРОТОКОЛ N - 1
номінальний
РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО
ЗГОРАННЯ АВТОТРАКТОРНОГО ТИПУ
ПОЧАТКОВІ УМОВИ - ПАРАМЕТРИ РОБОЧОГО ТІЛА В НАЧАЛІ ЦИКЛУ
 $P_a = 90900 \text{ Па}$; $T_a = 366,4 \text{ К}$; $m_a = 0,000009558 \text{ кг}$; $V_a = 0,0011056 \text{ м}^3$

$\varphi, ^\circ$	P, Па	T, К	m, г	V, м ³
180	88,1	367	0,956	1,11E-03
190	89,1	369	0,956	1,10E-03
200	91,6	373	0,956	1,08E-03
210	95,7	379	0,956	1,05E-03
220	101,6	386	0,956	1,01E-03
230	110,0	396	0,956	9,57E-04
240	121,5	408	0,956	8,93E-04
250	137,4	424	0,956	8,19E-04
260	159,6	443	0,956	7,37E-04
270	191,1	466	0,956	6,49E-04
280	236,8	496	0,956	5,57E-04
290	305,5	533	0,956	4,64E-04
300	413,0	580	0,956	3,73E-04
310	589,0	641	0,956	2,89E-04
320	890,8	718	0,956	2,14E-04
330	1426,2	817	0,956	1,52E-04
340	2347,9	933	0,956	1,06E-04
350	4912,9	1410	0,962	7,68E-05
360	9028,6	2229	0,976	6,70E-05
370	8943,8	2502	0,987	7,68E-05
380	6329,2	2420	0,993	1,06E-04
390	4006,3	2200	0,997	1,52E-04
400	2547,5	1967	0,998	2,14E-04
410	1694,6	1765	0,998	2,89E-04
420	1189,8	1600	0,999	3,73E-04
430	879,2	1469	0,999	4,64E-04
440	680,6	1364	0,999	5,57E-04
450	548,6	1282	0,999	6,49E-04
460	457,9	1215	0,999	7,37E-04
470	393,9	1162	0,999	8,19E-04
480	347,8	1119	0,999	8,93E-04
490	314,4	1083	0,999	9,57E-04
500	290,0	1055	0,999	1,01E-03
510	272,5	1032	0,999	1,05E-03
520	260,4	1015	0,999	1,08E-03
530	252,8	1001	0,999	1,10E-03
540	246,5	992	0,999	1,11E-03

ІНДИКАТОРНІ ПОКАЗНИКИ ЦИКЛУ
 $L_i = 900,96 \text{ Дж/цикл}$ $P_i = 0,8675 \text{ МПа}$
 $\eta_i = 0,4936$ $g_i = 0,1716 \text{ кг/(кВт·год)}$

ДОДАТОК Б

Специфікації складальних креслень двигуна Д130

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<u>Документація</u>		
A1			Д130-1000000 СБ	Двигун	1	
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	Д144-1004021Б	Поршень	3	
		2	Д130-1005007	Вал колінчастий	1	
		3	Д130-1004060	Комплект кілець поршневих	1	
		4	Д130-1300480	Кожух	1	
		5	54.1111020	Насос паливний	1	
		6	21.1106010	Насос паливopідкачуючий	1	
		7	Д130-1104120-40	Паливopровід	3	
		8	Д130-1104120-60	Паливopровід	1	
		9	16.1112010	Форсунка	3	
		10	Д130-1402010	Маслоприймник	1	
		11	Д130-1406064А	Трубка радіатора масляного	1	
		12	Д130-1407500А	Фільтр масляний	1	
		13	1602.3740000	Свічка накали	3	
		14	Д130-1300480	Кожух	1	
				<u>Деталі</u>		
		15	Д130-1004150-02	Комплект шатунних вкладишів	1	
		16	А23.01-78-130	Комплект корінних вкладишів	1	
				Д130-1000000 СП		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Двигун	
Разработ.	Чунарьов Є.І.					
Проверил	Сухонос Р.Ф.					
Н.контр.	Слинько В.В.					
Утв.	Слинько Г.І.					
					Лит.	Лист
						1
					Листов	4

Формат	Зона	Поз	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		17	Д130-10056300	Маховик	1	
		18	Д144-1005336Б3	Болт	6	
		19	Д22-1004332	Вінець	1	
		20	Д30-1005085	Масловіддівач	1	
		21	Д130-1006010	Вал розподільний	1	
		22	Д37Е-1007375	Штовхач	6	
		23	Д37Е-1007320	Штанга	6	
		24	Д37Е-1007393А	Кожух	6	
		25	Д30-1007399А	Кільце	6	
		26	Д30-1006214А2	Шестерня	1	
		27	Д30-1006027А2	Шайба	1	
		28	Д37М-1007415Б3	кришка	3	
		29	Д37М-1007483	Гайка	6	
		30	Д144-1007487	Шайба	6	
		31	Д37М-1007419А2	Прокладка	3	
		32	Д37М-1007210А3	Коромисло праве	3	
		33	Д37М-1007220А3	Коромисло ліве	3	
		34	Д37М-1007151	Стійка	3	
		35	Д37Е-1007275Б1	Гвинт	6	
		36	Д30-1007278	Гайка	6	
		37	А67.09.001	Сухар	12	
		38	Д37Е-1007048	Тарілка	6	
		39	Д37Е-1007046А	Пружина	6	
		40	Д37Е-1007109	Шайба	6	
		41	Д37М-1007033А2	Втулка	6	
		42	Д144-1003015Б	Головка циліндра	3	
		43	Д37М-1003021Б3	Сідло клапана впускного	3	
		44	Д37М-1003022Б3	Сідло клапана випускного	3	
		45	Д30-1007198	Гайка	3	
		46	А55.09.004	Клапан впускний	3	
				Д130-10000000 СП		Лист
						2
Изм.	Лист	№ док-м.	Подп.	Дата		

Формат	Зона	Поз	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		47	A05.09.020	Клапан випускний	3	
		48	Д130-1002010Б-10	Картер	1	
		49	Д37М-1002028А3	Шпилька	12	
		50	Д145Т-1002021-10	Циліндр	3	
		51	Д37М-1002023	Прокладка	3	
		52	Д130-1002230	Кришка	1	
		53	Д130-1002226	Прокладка	1	
		54	Д130-1002062А	Кришка	4	
		55	Д37М-1002029	Гайка	8	
		56	Д144-1002053	Шайба	8	
		57	Д37М-1002138	Втулка	1	
		58	Д144-1004042	Палець	3	
		59	Д144-1004052	Кільце	6	
		60	Д37М-1004112В	Шатун	3	
		61	Д37М-1004125В3	Кришка шатуна	3	
		62	Д37М-1004115	Втулка шатуна	3	
		63	50-1004188	Гайка	6	
		64	A20.04.002-01	Болт	6	
		65	14.52.011-3	Шків	1	
		66	14.52.109	Болт	1	
		67	7.37.243	Шайба	1	
		68	Д130-1008030А	Колектор впускний	1	
		69	Д130-1008030А-10	Колектор випускний	1	
		70	A20.04.005	Шпилька	3	
		71	A20.04.010	Шпилька	6	
		72	Д37М-1008070Б	Прокладка	3	
		73	Д130-1401010А	Картер масляний	1	
		74	Д130-1401111	Прокладка	1	
		75	Д130-1401230Д	Показчик рівня масла	1	
		76	Д37М-1403075	Шестерня	1	
				Д130-10000000 СП		Лист
						3
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.			Дата

Формат	Зона	Поз	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		77	ДЗ7М-1403115	Шестерня	1	
		78	Д30-140306202	Вал	1	
		79	ДЗ7М-1403125	Ось	1	
		80	Д144-1403228	Шестерня	1	
		81	Д144-1403312	Шестерня	1	
		82	ЛЗ7М-1403155А	Кришка	1	
		83	ДЗ7М-1403158	Втулка	1	
		84	ДЗ7М-1403025Г	Корпус насоса масляного	1	
		85	ДЗ7М-1403118	Втулка	1	
		86	Д120-1405070	Хомут	4	
		87	Д144-1405092	Трубка	2	
		88	Д144-1406091	Фланец з трубками	1	
				Стандартні вироби		
		121		Манжета 1.1-20х40-1	1	
		122		Болт 4М8-6дх30.88.35.019	4	
		123		Гайка М6-7НЦАМ-4	3	
		124		Шайба 6Т.65Г.06	3	
		125		Болт М10-6дх30.88.35.019	30	
		126		Шайба 8Т.65Г.06	30	
		127		Шпонка 3х6	3	
				Матеріали		
				Масло моторне	8,5л	