

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ДМИТРА МОТОРНОГО**

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Мехатронні системи та транспортні
технології

проф. _____ Анатолій ПАНЧЕНКО

“ _____ ” _____ 2021 року

Пояснювальна записка

до дипломної роботи
здобувача ступеня вищої освіти «Магістр»
на тему:

**ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ РОБОТИ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ
У ТОВАРИСТВІ З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ «АГРО-
СПІВДРУЖНІСТЬ» ГЕНІЧЕСЬКОГО РАЙОНУ ХЕРСОНСЬКОЇ
ОБЛАСТІ**

ЗІМСД.016.000000ПЗ

Виконав: здобувач ВО 2 курсу 22 МБ АІ групи
Спеціальності 208 Агроінженерія за
ОПП Агроінженерія

_____ Володимир ЯРОВИЙ

Керівник ст. викл.

Консультант проф.

Нормоконтроль ст. викл.

Рецензент

Мелітополь
2021

РЕФЕРАТ

Дипломна робота виконана на 75 сторінках тексту пояснювальної записки.

У першому розділі представлена характеристика господарства та наведений конструктивно-експлуатаційний аналіз систем змащення двигунів.

В другому розділі проведений тепловий розрахунок двигуна СМД-31.

У третьому розділі запропоновано модернізацію системи змащення двигуна.

В четвертому розділі розроблені основні положення і заходи щодо охорони праці в конкретних виробничих умовах господарства.

П'ятий розділ присвячений економічному обґрунтуванню модернізації.

Представлені літературні джерела 18 найменувань.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: двигун, комбайн, тепловий розрахунок, теплообмінник, охорона праці.

ВСТУП

Прогрес в автомобільній і тракторній промисловості, подальше збільшення вантажообігу автомобільного транспорту, значне розширення тракторного парку в сільському господарстві передбачають не тільки кількісний ріст автотракторного парку, але й значне поліпшення використання наявних автомобілів і тракторів, підвищення культури їхньої експлуатації, збільшення міжремонтних строків.

В області розвитку й удосконалення автомобільних і тракторних двигунів основними завданнями на сучасному етапі є: розширення використання дизелів, зниження паливної економічності й питомої маси двигунів, вартості їхнього виробництва й експлуатації.

На принципово новий рівень ставиться боротьба з токсичними викидами в атмосферу, а також завдання по зниженню шуму двигунів у процесі їхньої експлуатації. Значно велика увага приділяється використанню електронно-обчислювальних машин при розрахунках і випробуваннях двигунів. Передбачаються шляхи використання обчислювальної техніки безпосередньо в конструкціях двигунів і в першу чергу дизелів.

Двигуни внутрішнього згоряння, що є одним з основних засобів енергетики, використовуються в різних галузях народного господарства. Не тільки область застосування, але й конкретне призначення двигуна пред'являють певні специфічні вимоги до його конструкції, режимів роботи, способів регулювання й т.п. У результаті двигуни однієї й тієї ж розмірності й потужності, але призначені для різних областей використання, не можуть бути уніфіковані по основних елементах.

Тракторне двигунобудування в нашій країні має характерні риси, обумовлені широкою гамою застосовуваних на тракторах сільськогосподарських знарядь, які мають активні органи, що вимагає наявності на двигунах додаткових засобів відбору потужності.

1 КОНСТРУКТИВНО-ЕКСПЛУАТАЦІЙНИЙ АНАЛІЗ СИСТЕМ ЗМАЩЕННЯ ДВИГУНІВ

1.1 Географічне розташування господарства

Центральна садиба товариства з обмеженою відповідальністю «Агро-Співдружність» Генічеського району Херсонської області розташована у с. Павлівка. Відстань від центральної садиби до м. Генічеськ 50 км, до обласного центру – м. Херсон 150 км.

Господарство зв'язане з обласним та районним центром дорогами з гарним покриттям.

Господарство має машино-тракторний парк, який складається з 15 тракторів, 10 автомобілів, 4 комбайнів та іншої сільськогосподарської техніки.

Технічне обслуговування машин проводиться в майстерні господарства. Технічне обслуговування займає багато часу у зв'язку з непередбаченим виходом з ладу вузлів та агрегатів машин. Найбільша частка відмов приходить на двигуни внутрішнього згорання та їх системи. Тому підвищення надійності роботи дизельних двигунів пов'язано з правильною експлуатацією та якісним проведеним технічним обслуговуванням.

1.2 Системи змащення двигунів

Масляна система забезпечує змащення деталей двигуна з метою зменшення тертя, запобігання корозії, видалення продуктів зношування й часткового охолодження його окремих вузлів.

Система змащення двигунів повинна бути обладнана пристроями для зберігання масла, підведення його до третьових поверхонь, очищення масла

від забруднення, охолодження, а також контролю процесів змащення й стану масла. Сукупність всіх цих пристроїв утворюють систему змащення двигуна.

Залежно від способу організації підведення масла до третєвих поверхонь розрізняють наступні мастильні системи: з розприскуванням масла, примусові й комбіновані. [1,2]

Система змащення з розприскуванням масла, застосовується в найпростіших двигунах, що мають, як правило, як підшипники колінчастого й розподільного валів підшипники кочення. У цьому випадку масло заливається в картер двигуна до рівня, при якому спеціальний виступ-черпак на шатуні або кришці шатунного підшипника поринає в масло при знаходженні поршня поблизу НМТ. При цьому утворюються дрібні бризки масла (масляний туман), які разносяться картерними газами по всьому обсязі картера й, осідаючи на робочих поверхнях циліндрів, підшипників кочення, поршневих пальців і штовхачах газорозподільного механізму, змащують їх. У таких двигунах коромисла клапанного механізму, регулятори частоти обертання й інших агрегатів змащуються з окремих маслянок консистентним змащенням або рідким маслом, що заливається у відповідні порожнини. Якщо у двигуні використовуються шатунні підшипники, підшипники ковзання, то в кришці й вкладиші підшипника свердлиться отвір, через який при ударі черпака об поверхню, масло нагнітається в підшипник.

Іноді двигуни забезпечуються найпростішим шестеренним насосом, що подає масло в спеціальні лотки під шатунами. Це зменшує витрати енергії на надлишковий барботаж масла при високому рівні, відразу після заливання й підвищує надійність двигуна, тому що інтенсивність змащення не залежить від запасу масла в картері.

У карбюраторних двотактних двигунах із кривошипно-камерною схемою газообміну масло додається в паливо в пропорції 1:20....1:50; при заповненні картера паливноповітряною сумішшю масляний туман осаджується на третєвих поверхнях і змащує їх.

Примусові системи змащення застосовуються у форсованих двигунах, у яких для усунення перегріву тертьових поверхонь у масла за допомогою спеціальних насосів створюється його інтенсивна циркуляція не тільки через підшипники колінчастого вала, але й через підшипники поршневого пальця, розподільного вала, валів передач, охолоджувачів й фільтрів. Крім того, масло подається в поршні для їхнього охолодження, до приводів агрегатів, у пристрої для керування двигуном і його агрегатами.

Залежно від місця зберігання запасу масла, необхідного для циркуляції, примусові системи змащення, у свою чергу діляться на системи з мокрим картером, у яких запас масла зберігається в піддоні картера або рамі двигуна й на системи із сухим картером, у яких запас масла зберігається в циркулярних банках або цистернах, а піддон картера або рама двигуна є тільки збірниками масла, що стікає з поверхонь, що змащуються, або порожнин охолоджуваних поршнів, серводвигунів, передач або агрегатів.

У системах змащення з мокрим картером масло під тиском подається до тертьових поверхонь. Для охолодження частина масла нагнітальної секції насоса подається в масляний радіатор.

У системах із сухим картером масло з бака подається в головну масляну магістраль і під тиском до всіх тертьових поверхонь, а потім відкачуються насосом з картера в бак. Система змащення із сухим картером використовується у двигунах, що міняють під час роботи своє положення щодо обрїю, внаслідок чого можливе оголення маслозбірника й порушення подачі масла насосом, збільшення викиду масла через сальники й маслозаливні горловини (суднові, авіаційні двигуни й т.п.).

У високофорсованих двигунах застосування системи із сухим картером пояснюється також ще й тим, що масло менше часу стикається з картерними газами й нагрітими двигунами, менше спінюється, повільніше окисляється й насичується водою й паливом, що сприяє збереженню властивостей масла, скороченню витрат і збільшенню строків між змінами масла.

Комбіновані системи змащення дозволяють спростити конструкцію двигуна, тому що частина третювих поверхонь змащується розбризуванням, а під тиском масло підводить тільки до найбільш напружених вузлів тертя, головним чином, підшипників колінчастого й розподільного валів.

Ряд приладів використовується для регулювання роботи систем змащення – наприклад, це клапани. [2]

Редукційні клапани встановлюються, як правило, у масляних насосах на стороні нагнітання й регулюються на максимально припустимий тиск 0,2...1,5 МПа. Відкриваючись при більших тисках, що виникають у період пуску холодних двигунів, коли в'язкість масла висока, вони забезпечують злив масла в картер або перепуск його на усмоктування в насос. Крім того, ці клапани захищають масляний насос, його привод, фільтри, манометри і арматуру від поломок і руйнувань.

Запобіжні пропускні клапани встановлюються паралельно повнопоточним фільтрам і охолоджувачам. Вони регулюються, відповідно, на тиск 0,2...0,25 і 0,08...0,15 МПа. Призначення цих клапанів - забезпечити доступ неочищеного масла в головну масляну магістраль і неохолодженого масла в піддон або циркуляційний бак, минаючи фільтри й охолоджувачі у випадку їхнього засмічування або надмірної в'язкості масла при пуску двигуна. В останніх конструкціях двигунів стали встановлювати пропускні клапани з сигналізатором - контактом, що включає контрольну лампочку на приладовому щиті при переміщенні золотника. Це дозволяє скоротити час роботи двигуна без фільтрації масла.

Зливні клапани, з'єднані з головною масляною магістраллю, підтримують у ній постійний тиск 0,4...1,0 МПа, внаслідок чого масло (циркуляційний запас) через зливний клапан зливається в картер. Крім того, зливні клапани є сигналізаторами стану сполучених третювих пар: у міру зношування зазори збільшуються, через зливний клапан зливається усе менше масла, потім злив припиняється, і тиск у головній магістралі починає

падати, тому що витрата масла через зазори перевищує подачу його насосом. При досягненні в головній масляній магістралі мінімального тиску двигун варто ремонтувати.

Контрольними пристроями в системах змащення двигунів є - показники кількості масла в ємностях системи змащення (картерах, циркуляційних баках), виготовлені у вигляді сталевих круглих або плоских стрижнів з мітками, що відповідають нижньому й верхньому рівням масла; масломірних скляних трубок, установлюваних на циркуляційних і запасних цистернах; електричних дистанційних показників рівнів; манометри й диференціальні манометри, що дозволяють контролювати тиск у головних масляних магістралях, перед окремими агрегатами, наприклад турбокомпресорами, і перепад тиску в фільтрах і окислювачах; термометри для визначення температури масла в маслозбірнику або в головній масляній магістралі (після охолоджувача).

У систему змащення входять також наступні додаткові пристрої:

- спускні отвори із пробками й крани в піддонах картерів, корпусах фільтрів і охолоджувачів, а також у циркуляційних баках, що дозволяють зливати масло при заміні його або чищення внутрішніх порожнин відповідних пристроїв від відкладень і відстою;

- піногасники у вигляді сіток, розташовуваних у картерах і циркуляційних баках;

- горловини для заливання масла в картери й баки, що мають пристрої, що з'єднують порожнини картерів і баків з атмосферою і запобігають викиду масляного туману при коливаннях тиску в картері й попадання пилу в нього разом з повітрям;

- вентиляційні пристрої містять елементи, що запобігають віднесенню крапель масла (набивки, відбивні козирки й ін.);

- системи вентиляції картерів, за допомогою яких з останніх відсмоктуються й направляються у впускну систему двигуна газу, пари води

й палива, що поліпшує умови роботи масла, маслоз'ємних кілець, фільтрів, сальників і зменшує викид токсичних складових в атмосферу;

- підігрівники масла й маслопідкачуючий пристрій включають у систему змащення для забезпечення провертання вала двигуна при пуску й зменшення зношування його деталей у періоди пуску й прогріву.

- маслозакачувальні пристрої - масляні насоси з ручним або електричним приводом - призначені для створення тиску в системі перед пуском двигуна.

Підігрів масла здійснюється електричними підігрівниками, які монтуються в баках і піддонах двигунів. Працюють вони від акумуляторних батарей або стаціонарної мережі.

1.3 Вимоги до мастильних систем

Мастильні системи повинні забезпечувати наступні функції:

- надійне підведення масла на всіх режимах роботи двигуна до всіх тертьових деталей двигуна, охолоджуваних маслом пристроїв і приладів, у яких масло використовується як робоче тіло (серводвигуни й регулятори);

- роботу двигунів і їхніх агрегатів у різних умовах навколишнього середовища й на всіх експлуатаційних режимах;

- задану тривалість роботи двигуна без зупинок для заправлення масла, регулювання й усунення недоліків у мастильній системі очищення від відкладень, домішок, шлаків і нагару на поверхнях деталей двигунів і їхніх агрегатів;

- тривала робота масла й мала його витрата;

- бути компактними й нетрудомісткими в обслуговуванні, мати невисоку вартість.

Виходячи з умов роботи дизелів, їхніх типів, призначень, ступінь задоволення цим вимогам може бути різною, що визначає складність, вартість, компактність мастильної системи і їхніх елементів. [5]

Слід зазначити чітку тенденцію конструктивного ускладнення мастильних систем всіх типів двигунів не тільки внаслідок розширення функцій масла в силових установках, але й для підвищення надійності роботи елементів двигунів мастильних систем, спрощення і автоматизації обслуговування, підвищення терміну служби масла, зниження його витрат.

1.4 Система очищення й охолодження масла

Масляні фільтри призначені для очищення масла в системі змащення двигуна, від домішок (води, сажі, палива, пилю, часток зношування деталей, продуктів відкладення і т.д.). Масляні фільтри при гарній дії очищення повинні мати малий гідравлічний опір при невеликих розмірах і працювати без обслуговування тривалі строки, визначені системою технічного обслуговування (ТО) двигуна. [5]

За принципом дії всі застосовувані фільтри діляться на механічні, поглинаючі, хімічні, гідродинамічні й магнітні, а по ступеню очищення масла й способу вмикання в коло циркуляції - на грубі (повнопоточні), що вмикаються послідовно, і фільтри тонкого очищення, що вмикаються паралельно в головну масляну магістраль. Через фільтри тонкого очищення пропускається 8...20% масла, поданого насосами. Застосовується повнопоточне очищення масла у фільтрах тонкого очищення, що обслуговують підшипники турбокомпресорів.

Механічні фільтри діляться на сітчасті й щілинні. Фільтруючі елементи сітчастих фільтрів виготовляють із металевих сіток або набору перфорованих пластин. Ступінь очищення масла в них визначається розмірами осередків і кількістю фільтруючих шарів на шляху масла. Як запобіжні сітки й для

піногасників використовують сітки із числом отворів до 100 на 1 см², як фільтруючі сітки - сітки із числом отворів 200.... 50000 см².

Для збільшення тривалості безперервної роботи двигуна, послідовно включені фільтри грубого очищення роблять здвоєними, що дозволяє включити один з фільтрів для очищення.

Щілинні фільтри можна очищати при працюючому двигуні. Ці фільтри діляться на пластинчасті й дотові. Ширина щілин між пластинами й витками дроту 0,03...0,15 мм. Такі фільтри застосовують у якості повнопоточних фільтрів грубого очищення.

До механічних фільтрів відносяться також фільтри, що мають фільтруючий елемент із повсті, бавовняної пряжі, текстильних матеріалів, картону, паперу. Їх використовують як для грубого очищення, так і для тонкого.

Поглинаючі фільтри не тільки затримують механічні домішки, але й поглинають вільні кислоти, луги, воду, забезпечуючи більше глибоке очищення масла. Як фільтруючі матеріали використовують папір, тирсу, пряжу, повсть і інші матеріали зі спеціальними просоченнями, а також неорганічні матеріали, наприклад, суміші з окису алюмінію 30...35 %, бокситів 50 %, домішки марганцю 1%, сірки 0,5% і наповнювача - жужільної вати. При засмічуванні фільтруючий елемент замінюють.

Принцип роботи гідродинамічного фільтра (центрифуги) заснований на використанні відцентрових сил. В обертовому потоці відбувається відділення від масла домішок, що мають більшу густину, ніж масло. Очищене масло направляється в охолоджувач, картер двигуна або в головний бак. Домішки із центрифуги періодично віддаляються. Привід ротора здійснюється від одного з валів двигуна, автономним електродвигуном (активний привод) або реактивними силами струменів масла, що очищається, що викидається з ротора через спеціальні сопла (реактивний привод).

Центрифуги забезпечують гарне очищення масла від часток більше 0,5...1 мм при малому опорі, тому їх застосовують у двигунах всіх типів, як при послідовному, так і при паралельному включенні в систему.

Відцентрове очищення масла відбувається також у порожніх шейках колінчатого вала, при цьому масло в підшипники відбирають із шарів, розташованих якнайближче до осі обертання вала.

При відцентровому очищенні визначаються найбільш щільні домішки, що володіють абразивними властивостями, тому зношування тертьових поверхонь при такому очищенні скорочується в 3...4 рази.

Прикладом конструкції відцентрового фільтра може служити фільтр двигуна 12ДН 23/30. Він включений паралельно основному масляному потоку. У конструкцію включений зворотній клапан, що відключає відцентровий фільтр при зниженні тиску в системі.

Магнітні фільтри встановлюються у двигунах не тільки на період обкатування, але й для подальшої експлуатації, тому що вони добре утримують частки металів разом з обволакуючими смолами й запобігають масляні насоси й фільтри тонкого очищення від передчасного зношування й засмічування. Такі фільтри являють собою постійні магніти, вмонтовані в пробки спеціальних отворів у піддоні картера, у повнопоточних фільтрах, охолоджувачів і баків.

При постановці фільтрів на двигуні або силовій установці їхньому конструюванні варто забезпечити до них легкий доступ під час експлуатації для очищення й зміни фільтруючих елементів.

1.5 Масляні радіатори

Для підтримки температури масла в необхідних межах служать масляні радіатори. Це особливо важливо, коли двигун працює з великим

навантаженням при високій температурі навколишнього середовища. На двигунах різних типів встановлюють різні по пристрою радіатори.

Масляні радіатори двигунів з повітряним охолодженням являють собою алюмінієву трубку, з'єднану з мастилопроводами, по яких масло протікає від фільтра до двигуна. Трубку встановлюють на шляху руху повітря від вентилятора до циліндрів двигуна. Температура масла, що проходить по трубці, знижується приблизно на $20...22^{\circ}\text{C}$, у картері двигуна при температурі масла перед радіатором $95...110^{\circ}\text{C}$. [5]

Масляні радіатори двигунів з рідинним охолодженням роблять зі сталевих трубок, жорстко з'єднаних з нижніми й верхніми бачками. У середині верхнього бачка зроблена одна перегородка, а нижнього бачка - дві. Перегородки змушують масло, що надійшло в радіатор, робити по його трубках два ходи, що значно поліпшує охолодження, роблячи його більш інтенсивним. Такі радіатори встановлюють перед радіатором рідинного охолодження двигуна й зміцнюють на його стійках.

Також охолодження масла здійснюється обдувом відлитого з легких сплавів оребреного піддона картера. У форсованих двигунах масло охолоджується в масляному радіаторі, що омивається потоком повітря, що набігає при русі й потоком, створюваному вентилятором. У таких випадках радіатор встановлюється між вентилятором і двигуном.

В умовах низьких температур необхідно не тільки розігрівати камеру згоряння (блок циліндра) і полегшувати запалювання палива, але й знижувати в'язкість моторних масел, що застигають, (наприклад, розведенням зимовим дизельним паливом або розігрівом за допомогою засобів передпускового розігріву). Блок циліндрів практично завжди розігрівають, застосовуючи групові або індивідуальні засоби передпускової теплової підготовки з використанням гарячої води, пари, газоповітряній суміші, електричній енергії й інших теплоносій. Моторне масло не завжди встигає добре розігрітися перед пуском двигуна, тому в періоди пуску і

прогріву деталі кривошипно-шатунного механізму (КШМ) часто працюють у режимі масляного голодування, інтенсивно зношуючись. Через тривалу затримку надходження свіжого масла, нерідкі випадки відмов підшипників колінчатого вала.

Так, широко розповсюджений розігрів двигуна гарячою водою (переливанням її через систему охолодження). Також масло в піддоні доводиться розігрівати примітивними, неефективними й небезпечними в пожежному відношенні засобами (паяльними лампами, факелами) або гарячими газами індивідуальних або групових підігрівників.

У системі змащення відсутній пристрій, що скорочує тривалість прогріву масла після пуску двигуна. Не регулюється також його температурний режим у процесі літньої й зимової експлуатації. Установлювані на тракторах і автомобілях повітряно-масляні радіатори тільки охолоджують масло незалежно від його температури й запобігають перегріву влітку, а взимку вони відключаються.

Відсутність пристроїв, що підтримують оптимальний температурний режим системи змащення, приводить до того, що в зимових умовах експлуатації двигуни тривалий час працюють зі зниженою температурою моторного масла (нижче $45...50^{\circ}\text{C}$). Через підвищену в'язкість і внаслідок цієї недостатньої витрати масла на привод центрифуги на цих режимах знижується частота обертання ротора відцентрового фільтра, різко погіршується якість очищення масла від абразивних часток і зростає зношування деталей двигуна. Установлено, що близько 70% загального зношування колінчатого вала ставиться до періоду неефективної роботи центрифуги при зниженій температурі системи змащення.

Відзначені недоліки системи в значній мірі усуваються застосуванням водомасляних радіаторів, що скорочують тривалість прогріву після пуску й підтримують оптимальний температурний режим змащення.

При постійному включенні теплообмінника в систему охолодження паралельно блоку циліндрів, він виконує не тільки передпусковий підігрів, але й скорочує тривалість прогріву після пуску, а також сприяє підтримці оптимальної робочої температури масла. Функціональна можливість водомасляного теплообмінника найбільше повно використовується при послідовному включенні в систему охолодження. У цьому випадку, щоб уникнути значного зростання гідравлічного опору при русі охолодної рідини через теплообмінник, необхідно збільшити його прохідний перетин, застосовуючи для його виготовлення труби більшого діаметра. Збільшення діаметра труб, обсягу й поверхні теплообміну, а також велика кількість рідини, що інтенсивно циркулює через теплообмінник, можуть забезпечити не тільки ефективний передпусковий розігрів і прогрів масла після пуску, але й оптимальний температурний режим у процесі експлуатації. При цьому розмір перемичок між отворами склав 2,7 і 2,5 мм. У розробці конструкції серцевини застосований сортамент труб і листів, що випускаються в цей час нашою промисловістю. Для пайки застосований припій середньої твердості.

Для забезпечення обслуговування системи змащення двигуна відцентровий фільтр тонкого очищення об'єднаний з теплообмінником. Він встановлюється зверху корпусу теплообмінного апарата. [5]

У цей час на сучасних тракторних дизелях застосовується в основному два типи водомасляних теплообмінників.

Широко поширені трубчасті охолоджувачі через простоту, компактність, зручності виготовлення, експлуатації й ремонту. Масло в трубчастих охолоджувачах прокачують усередині або зовні трубок. Для інтенсифікації тепловіддачі від масла, у першому випадку усередині трубок, встановлюють завіхрювачі потоку масла, у другому випадку трубки оребряють або для передавання потоку масла хвилеподібного характеру руху встановлюють усередині корпусу поперечні перегородки.

Пластинчасті охолоджувачі збирають із секцій, утворених двома штампованими пластинами, між якими розташований завіхрювач потоку масла. Застосування пластинчастих охолоджувачів дає в порівнянні із трубчастими вираш об'єму до 50 % і маси близько 40 %.

Усунення перетікання між корпусом і перегородками досягається постановкою ущільнювальних кілець із маслопаливностійкій гуми або металевих пружинних кілець. Ущільнення кришок здійснюється постановкою прокладок з пароніту або гуми.

2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА

Тепловий розрахунок двигуна дозволяє визначити індикаторні і ефективні показники і визначити основні показники і основні розміри циліндрів двигуна.

2.1 Тепловий розрахунок двигуна СМД-31

Таблиця 2.1 - Основні параметри двигуна СМД-31

№	Параметри	Позначення	Одиниці виміру	Значення параметрів
1	Кутова швидкість	ω	рад/с	193,6
2	Діаметр циліндра	D	мм	120
3	Хід поршня	S	мм	140
4	Кількість циліндрів	i	-	6
5	Тактність	τ	-	4
6	Максимальний тиск згоряння	P_z	МПа	11
7	Коефіцієнт надлишку повітря	α	-	1,8
8	Тиск наддуву	P_k	МПа	0,2
9	Втрати тиску в охолоджувачі	$\Delta P_{охл}$	МПа	0,005
10	Тиск перед турбіною	P_T	МПа	0,2
11	Температура залишкових газів	$T_{ост}$	К	900
12	Температура навколишнього середовища	T_0	К	288
13	Тиск навколишнього середовища	P_0	МПа	0,1033
14	Потужність	N_e	кВт	200
15	Ступінь стиску	ϵ	-	14,5
16	Адіабатний ККД компресора	η_k	-	0,66
17	Коефіцієнт ефективності охолоджувача	$E_{охл}$	-	0,75

Визначення показника політропи стиску в компресорі й температура повітря після охолодження: [2,4]

Робота $L_{адс}$, Дж/кг, затрачувана на підвищення тиску повітря при адіабатному стиску, дорівнює:

$$L_{адс} = C_p T_1 (\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1), \quad (2.1)$$

де C_p - питома теплоємність повітря, $C_p = 1025$ Дж/(кг*К);

k - показник адіабати стиску (для повітря) у компресорі, $k = 1,4$;

T_1 - температура повітря на вході в компресор;

π_k - ступінь підвищення тиску в компресорі, що розраховується по формулі:

$$\pi_k = \frac{P_k}{P_{авх}}, \quad (2.2)$$

де P_k - тиск на виході з компресора, МПа;

$P_{авх}$ - тиск на вході в компресор, МПа, що розраховується по формулі:

$$P_{авх} = P_o - \Delta P, \quad (2.3)$$

$$P_{авх} = 0,1033 - 0,004 = 0,0993 \text{ МПа.}$$

Звідси

$$\pi_k = \frac{0,2}{0,0993} = 2,014;$$

$$L_{адс} = 1025 \cdot 288 \left(2,014 \cdot \frac{1,4-1}{1,4} - 1 \right) = 65534 \text{ Дж/кг.}$$

Робота L , Дж/кг, затрачувана в компресорі на стиск повітря, при $\eta_k = 0,66$ дорівнює:

$$L = \frac{L_{адс}}{\eta_k}, \quad (2.4)$$

$$L = \frac{65534}{0,66} = 99290 \text{ Дж/кг.}$$

Показник політропи n_k визначається з рівняння:

$$L = C_p \cdot T_1 \left(\pi_k^{\frac{n_k-1}{n_k}} - 1 \right) \cdot v, \quad (2.5)$$

де ν - ступінь охолодження повітря в результаті тепловіддачі в стінці;
для сучасних нагнітачів $\nu = 1,04 \dots 1,1$, прийнято 1,04.

Підставивши у рівняння (2.5) значення всіх параметрів, виражаємо n_k :

$$99290 = 1025 \cdot 288 \left(2,014 \frac{n_k - 1}{n_k} - 1 \right) \cdot 1,04;$$

$$n_k = 1,67.$$

Температура повітря наприкінці стиску в компресорі T_k (К)
визначається по формулі:

$$T_k = T_0 \cdot \pi_k^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, \quad (2.6)$$

де T_0 - температура навколишнього середовища, К;

π_k - ступінь підвищення тиску в компресорі;

$$T_k = 288 \cdot 2,014^{\frac{1,67 - 1}{1,67}} = 381 \text{ К}.$$

Ефективність охолоджувача оцінюється коефіцієнтом ефективності
охолоджувача $E_{\text{охл}}$:

$$E_{\text{охл}} = \frac{T_k - T_s}{T_k - T_0}, \quad (2.7)$$

звідси температура охолоджуваного стисненого повітря T_s дорівнює

$$T_s = T_k - E_{\text{охл}} (T_k - T_0), \quad (2.8)$$

$$T_s = 381 - 0,75(381 - 288) = 311 \text{ К}.$$

Середній елементарний склад дизельного палива за масою:

$$C = 0,857; H = 0,133; O = 0,01.$$

Визначаємо необхідну кількість повітря в кмоль на 1 кг палива L_0 по
формулі:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \quad (2.9)$$

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{0,857}{12} + \frac{0,153}{4} - \frac{0,01}{32} \right) = 0,497 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}.$$

Кількість продуктів згоряння (кмоль на 1 кг палива) $M_{\text{пз}}$ розраховується по формулі:

$$M_{\text{пз}} = \alpha \cdot L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32}, \quad (2.10)$$

де $\alpha L_0 = M_1$ – кількість свіжого заряду, кмоль/кг;

$$M_1 = \alpha L_0 = 1,8 \cdot 0,497 = 0,8946 \text{ кмоль/кг};$$

$$M_{\text{пз}} = 1,8 \cdot 0,497 + \frac{0,153}{4} + \frac{0,01}{32} = 0,928 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}.$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни β_0 визначаємо по формулі:

$$\beta_0 = \frac{M_{\text{пз}}}{\alpha \cdot L_0}, \quad (2.11)$$

$$\beta_0 = \frac{0,928}{1,8 \cdot 0,497} = 1,037.$$

Склад продуктів згоряння по складових визначаємо по формулах:

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} = \frac{0,857}{12} = 0,0714 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}; \quad (2.12a)$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0,153}{2} = 0,0765 \text{ кмоль/кг}, \quad (2.12б)$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,79 \alpha L_0 = 0,79 \cdot 0,8946 = 0,7067 \text{ кмоль/кг}, \quad (2.12в)$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,21(\alpha - 1) L_0 = 0,21 \cdot 0,497 = 0,0835 \text{ кмоль/кг}. \quad (2.12г)$$

Загальна кількість продуктів згоряння M_2 , кмоль/кг

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2} + M_{\text{O}_2}, \quad (2.13)$$

$$M_2 = 0,0714 + 0,0765 + 0,7067 + 0,0835 = 0,928 = M_{\text{пз}}.$$

Визначаємо питомі теплоємності продуктів згоряння mC_v по формулі:

$$mC_v = \sum v_i \alpha_i + 10^{-4} t \sum v_i b_i, \quad (2.14a)$$

де t – температура, °С;

v_i – об'ємна доля i -го компонента.

Питома теплоємність різних газів, Дж/(кг·К)

$$C = 4,187(8 + a \cdot 10^{-4} t), \quad (2.15)$$

де для CO₂ $a=30$; для H₂O $a = 24$; для H₂, N₂ $a = 10$.

$$\alpha_{\text{прм}} = \sum V_i \cdot \alpha_i = \left(\frac{0.0714}{0.928} \cdot 8 + \frac{0.0665}{0.928} \cdot 6 + \frac{0.7067}{0.928} \cdot 5 + \frac{0.0835}{0.928} \cdot 5 \right) \cdot 4.1868 = 22.32,$$

$$b_{\text{прм}} = \sum v_i b_i = \left(\frac{0.0714}{0.928} \cdot 30 + \frac{0.0665}{0.928} \cdot 24 + \frac{0.7067}{0.928} \cdot 10 + \frac{0.0835}{0.928} \cdot 10 \right) \cdot 4.1868 \cdot 10^{-4} =$$

$$= 52,75 \cdot 10^{-4};$$

$$mC_v = 22,32 + 52,75 \cdot 10^{-4} \text{ t.} \quad (2.146)$$

Параметри очищення і зарядки циліндра. Тиск наприкінці наповнення P_a (МПа) визначаємо по формулі:

$$P_a = 0,95(p_k - \Delta p_{\text{охл}}) = 0,95(0,2 - 0,005) = 0,185 \text{ МПа.} \quad (2.16)$$

Тиск залишкових газів P_r , МПа, визначаємо по формулі:

$$P_r = 1,05p_k = 1,05 \cdot 0,2 = 0,21 \text{ МПа.} \quad (2.17)$$

Коефіцієнти наповнення η_v і залишкових газів визначаємо по формулах (2.18a) і (2.18б).

$$\eta_v = \frac{\varepsilon - \chi \cdot m \sqrt{\frac{P_r}{P_a}}}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_0}{T_S + \Delta T} \cdot \frac{P_a}{p_0}, \quad (2.18a)$$

де коефіцієнт $\chi = 0 \dots 1$ (неточність в його оцінці мало впливає на результати розрахунку наповнення, тому що в чотиритактних двигунах кількість залишкових газів взагалі невелика навіть при відсутності продувки, тому приймаємо $\chi = 0,7$);

показник політропи $m = 1,4 \dots 1,45$ враховує теплообмін зі стінками циліндра і перевищує показник адіабати для залишкових газів (можлива неточність в його оцінці також мало впливає на результати розрахунку наповнення, тому приймаємо $m=1,4$);

$$\eta_v = \frac{1}{14 - 1} \cdot \frac{311}{336} \cdot \frac{0,18525}{0,195} \cdot \left[14 - 0,7 \cdot 1,4 \sqrt{\frac{0,21}{0,18525}} \right] = 0,895.$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{\chi \cdot P_k \cdot T_k}{\eta_v (\varepsilon - 1) (P_k - \Delta p_{охл}) T_{ост}} = \frac{0,7 \cdot 0,21 \cdot 311}{0,895 (14 - 1) 0,195 \cdot 900} = 0,0224. \quad (2.186)$$

Температуру на початку такту стиску T_a (К) визначаємо по формулі:

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T + \gamma_r T'_{ост}}{1 + \gamma_r}, \quad (2.19)$$

де ΔT – підігрів заряду, К (вважається малим); $T'_{ост}$ – температура залишкових газів, наведена до тиску P_a , що розраховується по формулі:

$$T'_{ост} = T_{ост} \left(\frac{P_a}{P_r} \right)^{\frac{m-1}{m}}, \quad (2.20)$$

$$T'_{ост} = 900 \cdot \left(\frac{0,1825}{0,21} \right)^{1,4-1} = 868 \text{ К};$$

$$T_a = \frac{336 + 0,0224 \cdot 868}{1 + 0,0224} = 348 \text{ К}.$$

Розрахунок процесу стиску. Температура T_c (К) і тиск p_c (МПа) наприкінці стиску розраховуються по формулах (2.21а) і (2.21б):

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}; \quad (2.21a)$$

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1}, \quad (2.21b)$$

де n_1 – показник політропи стиску, попередньо приймаємо $n_1 = 1,39$;

$$T_c = 348 \cdot 14^{0,39} = 974 \text{ К};$$

$$P_c = 0,185 \cdot 14^{1,39} = 7,256 \text{ МПа}.$$

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c} = \frac{11}{7,256} = 1,516. \quad (2.21b)$$

Визначаємо середній показник адіабати K_1 , що відповідає стиску заряду при температурі від 348 до 974 К:

$$K_1 = 1 + \frac{8,28986}{a + b \cdot \frac{t_u + t_c}{2}}, \quad (2.22a)$$

де для суміші заряду з залишковими газами

$$a = \frac{a_b + a_{\text{прм}} \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{20,934 + 22,32 \cdot 0,0224}{1 + 0,0224} = 20,964 ; \quad (2.22б)$$

$$b = \frac{b_b + b_{\text{прм}} \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{(41,868 + 52,749 \cdot 0,0224) \cdot 10^{-4}}{1 + 0,0224} = 42,106 \cdot 10^{-4} ; \quad (2.22в)$$

$$K_1 = 1 + \frac{8,28986}{20,964 + 42,106 \cdot 661 \cdot 10^{-4}} = 1,35.$$

Розрахунок процесу згоряння. Температура згоряння t_z ($^{\circ}\text{C}$) визначається з рівняння балансу теплоти під час згоряння:

$$\frac{\xi \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot M_1} = \beta \cdot m_{C_p} \cdot m_z t_z - (m_{C_v} + 19,8 \cdot \lambda) \cdot m_c t_c + 2,27 \cdot 10^3 (\beta - \lambda), \quad (2.23а)$$

де $\xi = 0,7$ - коефіцієнт використання теплоти;

$Q_H = 41,7$ МДж/кг - нижча теплота згоряння палива;

m_c, m_z - маса заряду наприкінці стиску та основної частини згоряння;

β - дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta = \frac{\beta_o + \gamma}{1 + \gamma} = \frac{1,0373 + 0,0224}{1 + 0,0224} = 1,0365. \quad (2.23б)$$

Рівняння (2.23а) перетворюється до виду (2.23в):

$$\begin{aligned} & (8,28986 \cdot \lambda + m_{C_v} \cdot m_c) T_c = \\ & (8,28986 \cdot 1,516 + 20,969 + 21,053 \cdot 10^{-4}) 974 = 34657 ; \\ & \beta \cdot m_{C_p} \cdot m_z t_z = 31,727 \cdot t_z + 26,374 \cdot 10^{-4} \cdot t_z^2 ; \end{aligned} \quad (2.23в)$$

Після підстановки даних у рівняння (2.23в) одержуємо квадратне рівняння відносно температури t_z :

$$27,337 \cdot 10^{-4} \cdot t_z^2 + 31,727 \cdot t_z - 67628 = 0. \quad (2.23г)$$

Звідси

$$t_z = \frac{-31.727 + \sqrt{31.727^2 + 4 \cdot 27.337 \cdot 10^{-4} \cdot 67626}}{2 \cdot 27.337 \cdot 10^{-4}} = 1840^\circ \text{C};$$

$$T_Z = 1840 + 273 = 2113 \text{ К.}$$

Ступінь попереднього розширення ρ розраховується по формулі:

$$\rho = \frac{\beta}{\lambda} \cdot \frac{T_Z}{T_c} = \frac{1,0365}{1,516} \cdot \frac{2113}{974} = 1,483. \quad (2.24)$$

Ступінь наступного розширення δ розраховується по формулі:

$$\delta_e = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{14}{1,483} = 9,44. \quad (2.25)$$

Розрахунок процесу розширення. Зв'язок між середнім показником політропи розширення n_2 і температурою розширення t_b дає рівняння теплового балансу:

$$\frac{Q_H(1 - \xi - W - y)}{M_1 \beta (1 + \gamma_r)} = m c_v \cdot m_b t_b - m c_v \cdot m_z t_z + \frac{8.28986 \cdot t_z}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}\right) \quad (2.26)$$

Водночас, температура кінця розширення T_b (К) зв'язана з температурою згоряння T_z :

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}}. \quad (2.27)$$

Задаваючись величиною $n_2 = 1,207$, яка задовольняє рівнянню (2.26) при досліджуваних умовах роботи дизеля, одержимо:

$$T_b = \frac{2113}{9,44^{0,207}} = 1327 \text{ К.}$$

Тиск кінця розширення P_b (МПа) розраховується по формулі:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \quad (2.28)$$

$$P_b = \frac{11}{9,44^{1,207}} = 0,73 \text{ МПа.}$$

Перевірка раніше прийнятої температури залишкових газів T_r визначається по формулі:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{P_r}}} = \frac{1327}{\sqrt[3]{\frac{0,73}{0,21}}} = 875 \text{ К}, \quad (2.29)$$

що добре відповідає попередньому значенню 900 К.

Визначення індикаторних і ефективних показників. Середній індикаторний тиск P_i , МПа, визначається по формулі:

$$P_i = \frac{\mu \cdot P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \quad (2.30)$$

де $\mu = 0,92$ - коефіцієнт повноти індикаторної діаграми;

$$P_i = \frac{0,92 \cdot 7,256}{14 - 1} \cdot \left[1,516 \cdot (1,483 - 1) + \frac{1,516 \cdot 1,483}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{9,44^{0,207}} \right) - \frac{1}{0,207} \cdot \left(1 - \frac{1}{14^{0,207}} \right) \right] = 1,4 \text{ МПа}.$$

Індикаторна потужність двигуна N_i (кВт) визначається по формулі:

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_h \cdot \omega}{\tau \cdot \pi}, \quad (2.31)$$

е V_h - робочий об'єм циліндра двигуна, л;

τ - тактність (число ходів поршня за цикл);

i - кількість циліндрів двигуна;

ω - кутова швидкість, рад/с;

$$N_i = \frac{1,4 \cdot 1,58 \cdot 6 \cdot 230,27}{4 \cdot 3,14158} = 243 \text{ кВт}.$$

Індикаторний коефіцієнт корисної дії (ККД) η_i і питома індикаторна витрата палива g_i розраховуються по формулах:

$$\eta_i = \frac{8,28986 \cdot M_1 \cdot P_i \cdot T_s}{Q_H \eta_v (P_a - \Delta p_{охл})} = \frac{8,28986 \cdot 0,895 \cdot 1,4 \cdot 311}{41659 \cdot 0,895 \cdot 0,195} = 0,444; \quad (2.32)$$

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^6}{\eta_i \cdot Q_H} = \frac{3,6 \cdot 10^6}{41659 \cdot 0,444} = 192 \frac{\text{Г}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}. \quad (2.33)$$

Середній тиск механічних втрат P_M , МПа, розраховується по формулі:

$$P_M = 0,099 + 0,0118 \cdot v_{\text{пер}}, \quad (2.34)$$

де $v_{\text{пер}} = S_n / 30 = 10,2 \text{ м/с}$ - середня швидкість поршня;

$$P_M = 0,099 + 0,0118 \cdot 10,2 = 0,21 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск P_e (МПа) і механічний ККД η_M визначаються по формулах:

$$P_e = P_i - P_M = 1,4 - 0,21 = 1,19 \text{ МПа}; \quad (2.35)$$

$$\eta_M = \frac{P_e}{P_i} = \frac{1,19}{1,4} = 0,85. \quad (2.36)$$

Ефективний ККД η_e розраховується по формулі:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0,444 \cdot 0,85 = 0,38. \quad (2.37)$$

Ефективна питома витрата палива g_e , г/кВт·год, розраховується по формулі:

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^6}{\eta_e Q_H} = \frac{3600000}{0,383 \cdot 41659} = 228 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}. \quad (2.38)$$

2.2 Тепловий баланс двигуна

Загальна кількість теплоти Q_o (Дж/с), введеної у двигун з паливом (тобто та, що виділилася при згорянні циклової подачі палива):

$$Q_o = \frac{Q_H G_T}{3,6}, \quad (2.39)$$

де G_T - годинна витрата палива, кг/год:

$$G_T = N_i g_e \eta_M = 243 \cdot 0,85 \cdot 0,228 = 47,1 \text{ кг/год}; \quad (2.40)$$

$$Q_o = \frac{41659 \cdot 47,1}{3,6} = 545038 \text{ Вт.}$$

Теплота, еквівалентна ефективній роботі Q_e (Дж/с), розраховується по формулі:

$$Q_e = 1000N_i\eta_M = 1000 \cdot 243 \cdot 0,85 = 206600 \text{ Вт.} \quad (2.41)$$

Теплота, передана охолодному середовищу $Q_{охл}$ (Дж/с), розраховується по формулі:

$$Q_{охл} = C \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \alpha^{-1}, \quad (2.42)$$

де C - коефіцієнт пропорційності (для чотиритактних двигунів $C = 0,45 \dots 0,53$);

D - діаметр циліндра, см;

m - показник ступеня, для чотиритактних двигунів $m = 0,6 \dots 0,7$;

n - частота обертання колінчастого вала двигуна, 1/хв;

$$Q_{охл} = 0,5 \cdot 6 \cdot 12,0^{1+2 \cdot 0,68} \cdot 2200^{0,68} \cdot 1,8^{-1} = 110043 \text{ Вт.}$$

Теплота, відведена з відпрацьованими газами Q_r (Дж/с), розраховується по формулі:

$$Q_r = \frac{G_r}{3,6} \cdot [M_2 \cdot (mc_p)_{t_0}^{tr} \cdot t_z - M_1 \cdot (mc_p)_{t_0}^{tk} \cdot t_k], \quad (2.43)$$

де $(mc_p)_{t_0}^{tr}$ і $(mc_p)_{t_0}^{tk}$ - середні питомі теплоємності заряду,

кДж/(кмоль \cdot °С), що визначаються по наступних формулах:

$$(mc_p)_{t_0}^{tr} = (mc_v)_{t_0}^{tr} + 8,314 = 23,544 + 8,314 = 31,858 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot ^\circ\text{С}}; \quad (2.44a)$$

$$(mc_p)_{t_0}^{tk} = (mc_v)_{t_0}^{tk} + 8,314 = 20,834 + 8,314 = 29,148 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot ^\circ\text{С}}; \quad (2.44b)$$

$$Q_r = \frac{47,10}{3,6} [0,928 \cdot 31,858 \cdot 602 - 0,895 \cdot 29,148 \cdot 108] = 196002 \text{ Дж/с.}$$

Невраховані втрати теплоти $Q_{ост}$ (Дж/с) визначаються по формулі:

$$Q_{ост} = Q_o - (Q_e + Q_{охл} + Q_r) = 545038 - (206600 + 110043 + 196002) = 32393 \text{ Вт.} \quad (2.45)$$

Складові теплового балансу наведено в табл. 2.2.

ВИСНОВОК

Включення теплообмінника в систему змащення двигуна СМД-31 здійснюється на повний потік. Включення водяної порожнини теплообмінника в систему охолодження двигуна здійснюється частково-поточно: на двигунах з рядним розташуванням циліндрів - паралельно водорозподільному каналу блока-картера. Перепуск необхідної кількості води в теплообмінник досягається установкою спеціальних дросельних шайб.

Переваги водомасляних теплообмінників двигуна СМД-31:

- використання як холодний теплоносії води й застосування противотока дає великий ефект; перегрів дизеля практично виключається;
- швидкий прогрів двигуна при пуску особливо при мінусовій температурі навколишнього середовища й підтримка стабільного теплового стану по маслу при роботі в різних кліматичних умовах і всіх режимах сприяє зменшенню витрати палива за рахунок зниження втрат на тертя в підшипниках дизеля;
- агрегат має відносно малі габарити й масу, тому що розташовується безпосередньо на двигуні;
- серцевина теплообмінника має гарні теплогидравлічні характеристики, проста у виготовленні, ремонтпридатна;
- у процесі експлуатації дає можливість із малими витратами проводити періодичне очищення масляної й водяної порожнин;
- знижується витрата кольорових металів на 7-9 кг на кожний водомасляний теплообмінник у порівнянні з повітряно-масляним.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРИ

1. Взорв Б.А. Тракторные дизели: Справочник. М.: Машиностроение, 1981. 535 с.
2. Колчин А.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. Учеб. пособие для вузов. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Высш. шк., 2002. 496 с.
3. Луканин В. Н. Двигатели внутреннего сгорания. В 3-х кн. Кн. 2. Динамика и конструирование: Учебник для вузов. М.: Высш. шк., 2005. 400 с.
4. Артамонов М.Д. Основы теории и конструкция автотракторных двигателей. М.: Высшая школа, 1978. 133 с.
5. Райков И.Я. Рытвинский И.Я. Конструкция автомобильных и тракторных двигателей: Учебник для вузов. М.: Высш. шк., 1986. 352 с.
6. Бажан П.И. Расчет и конструирование охладителей дизелей. М.: Машиностроение, 1986. 352 с.
7. Кэйс В.М. Компактные теплообменники: Пер. с англ. М.: Госэнергоиздат, 1992. 160 с.
8. Исаченко В.П. Теплопередача. М.: Энергия, 1995. 200 с.
9. Бажан П.И. Справочник по теплообменным аппаратам. М.: Машиностроение, 1989. 265 с.
10. Кузовлев В.А. Техническая термодинамика и основы теплопередачи. М.: Высш. школа, 1995. 303 с.
11. Линецкий И.Е., Воронин А.А. Совершенствование системы охлаждения масла форсированных тракторных и комбайновых дизелей. Двигателестроение. 1986. № 8. С. 28-30.
12. Нащекин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача: Учеб. пособие для вузов. 3-е изд. М.: Высш. шк., 1980. 469 с.
13. Бойко Ю.Ф. Тракторные и комбайновые дизели. Каталог. НИКТИД, НАТИ. М.: ЦНИИТЭИ, 1987. 124 с.

14. Болтянський О.В. Аналіз розвитку українського зернового ринку в контексті розвитку світового ринку зерна / О.В. Болтянський, Н.І. Болтянська // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету: Наукове фахове видання. – Вип.12. Т.3 .- Мелітополь: ТДАТУ, 2012.-С. 94-102.

15. Болтянська Н.І. Забезпечення якості продукції у галузі сільськогосподарського машинобудування / Н.І. Болтянська // Науковий вісник національного університету біоресурсів та природокористування. Серія „Техніка та енергетика АПК“ .К., 2014– Вип.196, ч.1 .- С. 239-245.

16. Болтянський О.В. Аналіз шляхів підвищення ефективності використання машино-тракторного парку / О.В. Болтянський, Н.І. Болтянська // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – Вип. 14. Т.4, 2014. – С. 204–209

17. Болтянський О.В. Екологічна безпека виробництва та зменшення витрат матеріальних і енергетичних ресурсів для отримання сільськогосподарської продукції / О.В. Болтянський, Н.І. Болтянська // Науковий вісник НУБіП. Серія „Техніка та енергетика АПК“ .К., 2015 – Вип.212, ч.1. – С. 275–283.

18. Болтянський О.В. Зменшення витрат енергетичних ресурсів для отримання сільськогосподарської продукції / О.В. Болтянський, Н.І. Болтянська // Збірник тез доповідей II Міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання» (17-18 лютого 2015 року) / НУБіП. – К., 2015. – С. 54–55.

19. Болтянська Н.І., Болтянський О.В. Обґрунтування економічної ефективності підвищення надійності техніки в умовах експлуатації. Збірник тез доповідей II Міжнародної науково-практичної конференції «Агроінженерія: сучасні проблеми та перспективи розвитку» (7-8 листопада 2019 року). НУБіП України. Київ. 2019. С. 95-96.

20. Болтянський О.В. Аналіз ринку вітчизняної сільськогосподарської техніки. Тези VII Науково-технічна конференції

«Технічний прогрес у тваринництві та кормовиробництві», м. Глеваха (2-27 грудня 2019 р.) С.15-17

21. Болтянський О.В., Болтянська Н.І. Основні тенденції розвитку агротехнологій і сільськогосподарської техніки. Тези VII Науково-технічна конференції «Технічний прогрес у тваринництві та кормовиробництві», м. Глеваха (2-27 грудня 2019 р.) С.20-22

22. Болтянський О.В. Тенденції розвитку мобільних енергетичних засобів в розвинених країнах. Тези VII Науково-технічна конференції «Технічний прогрес у тваринництві та кормовиробництві», м. Глеваха (2-27 грудня 2019 р.) С.23-25.

23. Луценков В. Л. Контроль тракторів, комбайнів и автомобілей по показателям безпеки. К.: Урожай, 1993.

24. Рогач Ю.П. Пожежна безпека. Сімферополь: Таврія-Плюс, 2001. 123 с.

25. Васійчук В.О., Гончарук В.Є., Качан С.І., Мохняк С.М. Основи цивільного захисту. Навчальний посібник. Львів: Видавництво Національного університету "Львівська політехніка", 2010. 417с.

26. Ткачук А.І., Пуляк О.В. Цивільний захист. Навчальний посібник. Кропивницький: ПП "Центр оперативної поліграфії "Авангард", 2017. 144 с.

27. Стеблюк М.І. Цивільна оборона. Підручник. К.: Знання, 2004. 490 с.