

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«__» _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Використання рапсової олії у якості палива середньообертового двигуна 6ЧН26/34, що працює у складі стаціонарної електростанції

Виконав:
студент групи 61-ТЕМмаг-22
_____ ***Кошур В.В.***
(підпис)

Керівник роботи:
д-р техн. наук, проф.
(посада, науковий ступень, вчене звання)
_____ ***Ткач М.Р.***
(підпис)

Первомайськ - 2023 р.

Анотація

Представлений дипломний проект містить у собі 73 сторінки, 47 рисунків, 6 таблиць. При підготовці проекту було використано 12 джерел інформації.

У проекті розроблений комплекс заходів щодо переобладнання середньообертового двигуна 6ЧН 26/34 для роботи на рапсовій олії у складі стаціонарної електростанції, відповідній модернізації паливної системи та паливного обладнання.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, рапсова олія, паливна система, паливне обладнання

Abstract

The diploma project includes 73 pages, 47 drawings, 6 tables. At design preparation it has been used 12 information source.

The project developed a set of measures to convert the medium-speed engine 6CN 26/34 to run on rapeseed oil as part of a stationary power plant, as well as the corresponding modernization of the fuel system and fuel equipment.

Keywords: internal combustion engine, rapeseed oil, fuel system, fuel equipment

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ	5
1.1 Опис електростанції	5
1.2 Опис двигуна-прототипу	6
1.3 Паливна система двигуна 6 ЧН 26/34	14
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА	21
2.1 Особливості розрахункової схеми програми «Дизель - РК»	21
2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу	28
2.3 Моделювання робочого циклу та оптимізація параметрів двигуна	34
РОЗДІЛ 3. МОДЕРНІЗАЦІЯ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПАЛИВА ДЛЯ РОБОТИ НА РОСЛИННІЙ ОЛІЇ	43
3.1 Рослинні палива і їхні ефіри	43
3.2 Передумови використання рапсового масла у якості палива	46
3.3 Конструкції розпилювачів для роботи на маслах	49
3.4 Рекомендації по переобладнанню двигуна для роботи на рапсовому маслі	58
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	62
4.1 Розрахунок приточно-витяжної вентиляції в машинно- котельному відділенні	62
4.2 Заходи безпеки під час технічного обслуговування та ремонту малообертових двигунів, що працюють на зрідженому газовому паливі	65
4.3 Безпека екіпажу в надзвичайних ситуаціях	67
ВИСНОВКИ	71
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	72

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ			
Вим..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Кошур В.В.			Використання рапсової олії у якості палива середньообертового двигуна 6ЧН26/34, що працює у складі стаціонарної електростанції	Лит.	Лист	Листов
Перевір.		Ткач М.Р.					3	73
						61ТЕМмаг-22		
Н. Контр.		Ткач М.Р.						
Затв		Нестеренко В.В.						

ВСТУП

В даний час однією з глобальних проблем у світі є виснаження енергетичних ресурсів. У всьому світі йдуть інтенсивні дослідження з пошуку альтернативних джерел енергії. Віддається перевага заміні невідновлюваних джерел енергії на поновлювані.

Одним з рішень цієї проблеми є використання палив рослинного походження першого покоління, до яких відносяться біодизельне паливо і рослинні масла. У міру вдосконалення технології отримання палива з біомаси та зниження витрат можливо говорити про використання палив рослинного походження другого покоління.

Використання таких палив в двигунах здійснюється двома шляхами. Перший полягає в отриманні з рослинної олії біодизельного палива. Воно може практично без змін в конструкції використовуватися у всіх двигунах. Але виникає завдання забезпечення європейської якості цього палива. Другий спосіб полягає у використанні безпосередньо сирих масел, що вимагає застосування спеціальних камер згоряння, що забезпечують високу температуру стінок камери згоряння, або переоснащення паливної апаратури.

Технічні рішення, що використовуються у конструкції нових дизелів, дозволять при високих рівнях форсування досягти найкращих значень технікоекономічних показників і високої економічності щодо палива і масла, тривалих термінів служби до перебирання та капітального ремонту, низької питомої металоємкості, а також відповідати жорстким екологічним вимогам.

Україна має великий потенціал для вирощування культур, з яких виробляють палива рослинного походження. Однією з таких культур є рапс.

Завданням дипломного проекту є проектування Проект електростанції потужністю 800 кВт на базі ДВЗ 6ЧН26/34 працюючий на альтернативному паливі - рапсовому маслі.

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ

1.1 Опис електростанції

Згідно завдання на дипломний проект проєктований двигун-генератор повинен застосовуватися у складі стаціонарної електростанції, пропонується робота двигуна внутрішнього згоряння на рослинній олії з можливістю роботи на дизельному паливі. Для охолодження двигуна та його обладнання застосовувати двоконтурну систему охолодження - у зимовий період тепло відводити у систему опалення станції, будинків та споруд підприємства (згідно з розрахунком тепломережі та наявністю тепла), у теплі дні року тепло відводити за допомогою градирні. Будівля електростанції являє собою капітальну споруду розмірами 12*10*6 м та розділена на декілька приміщень. В машинному залі на залізобетонному фундаменті змонтовано дизель-генератор. Над ним знаходиться мостовий кран вантажопідйомністю 5 т. Дві направляючі крана змонтовані на 6 опорах. Вихлопні гази по випускному трубопроводу відводяться за межі електростанції. В машинному залі також знаходяться два пускових балони зі стиснутим повітрям, повітряний компресор, осушувальний насос, витратна цистерна дизельного палива, протипожежний щит, розширювальний бачок системи охолодження, охолоджувачі води та масла, електричний щит. На посту керування здійснюється пуск двигуна, виведення його на режим, контролювання параметрів двигуна під час роботи та зупинка двигуна. Пост керування обладнаний пультом керування, столом, сейфом для зберігання документації. Через вікно у машинний зал можна здійснювати візуальний нагляд за роботою двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Механічна майстерня призначена для проведення незначного ремонту окремих вузлів та агрегатів та обладнана металорізучими верстатами, зварювальним апаратом та слюсарним верстатом.

Запасні частини зберігаються на стелажі та підлозі в окремому приміщенні.

Для покращення умов роботи обслуговуючого персоналу передбачені побутові приміщення, до яких входять санвузол, роздягальня, приміщення для відпочинку та прийняття їжі.

Електростанція обладнана засобами пожежогасіння та електричним зв'язком.

1.2 Опис двигуна-прототипу

З боку вільного кінця валу розташовані турбокомпресор, охолоджувач наддувочного повітря, насоси: водяні, масляний. Привід всіх насосів здійснений від шестерні колінчастого валу [1, 2].

З боку основного відбору потужності розташований гідравлічний регулятор частоти обертання, щит приладів.

Впускні і випускні тракти розташовані на правій стороні двигуна, подача палива здійснюється з протилежної сторони, внутрішня порожнина верхньої частини блоку з правої сторони двигуна виконана як наддувочний ресивер.

Двигун повністю закапотований. У нижній точці корпусу охолоджувача повітря встановлений автоматичний клапан для зливу конденсату з корпусу охолоджувача на непрацюючому двигуні. Кришка циліндра індивідуальна для кожного циліндра, відлита з чавуну, 4-х клапанна з послідовним розташуванням однойменних клапанів. Втулка циліндра з сорочкою кріпиться до кришки циліндра шістьма шпильками, які спільно з силовими шпильками забезпечують замикання газового стику. Під втулки

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

циліндрів при установці їх в блок-картер встановлюються регулювальні кільця, за допомогою яких забезпечується підбір висоти камери стиснення.

Виймка розподільного валу передбачена убік, без розбирання інших вузлів. Розташування форсунки в кришці циліндра - центральне, ущільнення у вогняному днищі мідною прокладкою. На кришці змонтовані пусковий, запобіжний клапани і індикаторний кран.

Для двигуна прийнята конструкція втулки з напресованою сорочкою. Така конструкція втулки дозволяє зробити блок сухим, що оберігає його від корозійного руйнування.

Поршень - складовий, охолоджуваний маслом, головка поршня відокремлена, сталева, тронк поршня - чавунний. Шатун виконаний з прямим роз'ємом нижньої головки. Головний підшипник - бронзовий. Колінчастий вал - суцільнокований з високоякісної сталі. На провідному кінці валу розташована шестерня приводу розподільного валу. На вільному кінці валу встановлюються шестерня приводу водяних насосів, масляного насоса. Для урівноваження сил інерції мас, що обертаються, на всіх щоках валу встановлені противаги.

Блок-картер 15 (рисунок 1.2) - коробчатої конструкції. З боку заднього торця до блок-картера 15 кріпиться корпус приводу 10. Блок-картер і кришка при виготовленні обробляються спільно, і при ремонті розбирати їх не рекомендується. Усередині кришки 10 розташований комплект шестерень 11, призначений для передачі обертання від колінвала до розподільного валу. Закриття 12 і ущільнення 13 служать для запобігання витокам масла по колінчастому валу з блок-картера. На задньому торці кріпиться кронштейн щита приладів 9. З переднього торця до блок-картера кріпиться передній кожух 1, який є корпусом приводу допоміжних агрегатів, що навішуються на двигун.

У верхній частині блок-картера розміщені втулки циліндрів 7. У просторі між втулками 7 і сорочками 8 циркулює охолоджуюча вода. У

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

верхню полицю блок-картера укрупнені шпильки кріплення кришок циліндрів 5.

Порожнина розподільчого вала закрита кришкою розподільного валу 4. Конструкція блок-картера забезпечує виїмку розподільного валу у бік газорозподілу. Кришки 3 закривають технологічні порожнини.

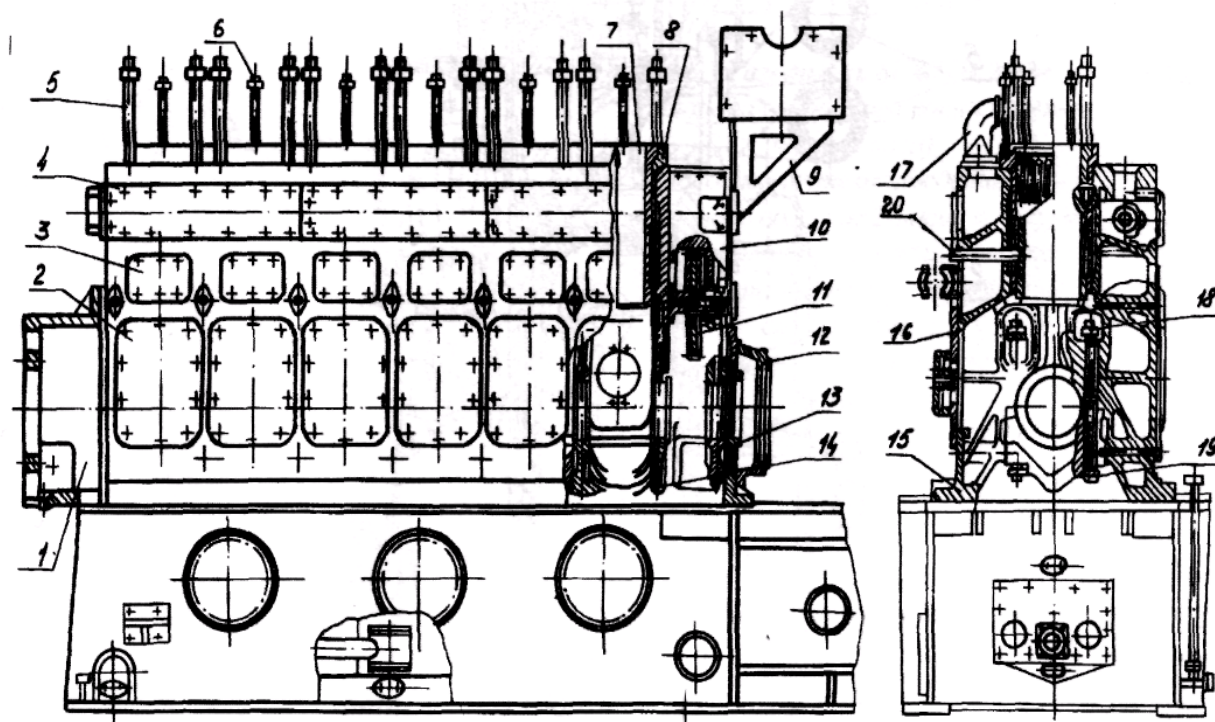


Рисунок 1.1 – Блок-картер: 1 - кожух передній; 2 - щит картера; 3 - кришка; 4 - закриття розподільного валу; 5,6 - шпилька; 7 - втулка циліндра; 8 - сорочка; 9 - кронштейн щита приладів; 10 - корпус привода; 11 - шестерні приводу розподільного валу; 12 - закриття; 13 - ущільнення; 14 - бугель упорного підшипника; 15 - блок-картер; 16 - щит картера середній; 17 - перехідник; 18 - гайка; 19 - болт; 20 – трубопровід.

Колінчастий вал підвісний, кріпиться до блок-картера за допомогою бугелів семи опорних підшипників і одного бугеля упорного підшипника 14. Кріплення кожного бугеля здійснюється двома силовими болтами 19, гайки яких розміщуються в спеціальних вікнах блок-картера.

Для доступу до шатунних і корінних підшипників в нижній частині блок-картера з обох боків передбачені люки, закриті щитами картера 2 і 16. На щитах картера 16 змонтовані запобіжні клапани, які призначені для оберігання дизеля від руйнування при вибуху масляної пари в картері.

Нагнітальна повітряна порожнина (наддувочний ресивер) утворена стінками блок-картера. Перехідник 17 служить для підведення повітря з повітряної порожнини в кришку циліндра.

Втулка циліндра (рисунок 1.3) складової конструкції, складається з гільзи 9 і сорочки 8. Така конструкція дозволяє підвищити надійність газового стику і організувати рівномірне охолодження гільзи.

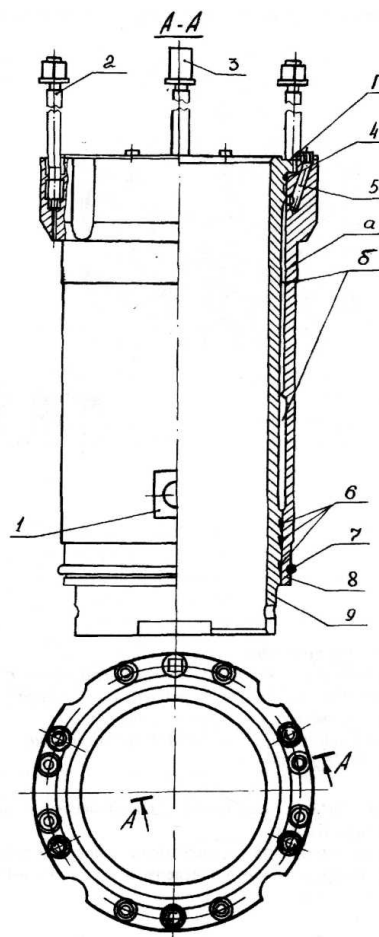


Рисунок 1.2 - Втулка циліндра з сорочкою: 1 - фланець; 2 - шпилька; 3 - гайка; 4,6,7 - ущільнюючі кільця; 5 - перепускний отвір; 8 - сорочка; 9 - гільза; а - ребро; а - подовжні ребра; б - порожнина охолодження

Втулка циліндра і кришка циліндра кріпляться до блок-картера чотирма силовими шпильками. Додатково втулка циліндра і кришка скріпляються між собою шпильками 2 з гайками 3. Охолодження гільзи 9 відбувається таким чином : вода з охолоджуючої магістралі поступає на вхід 1 на сорочці, звідки прямує в порожнину охолодження «б» втулки циліндра.

Перепуск охолоджуючої води з порожнини охолодження втулки в кришку циліндра відбувається через вісім перепускних отворів 5. Гільза 9 у верхній частині має подовжні ребра «а», за рахунок яких забезпечується збільшення швидкості охолоджуючої води, а, отже, рівномірне інтенсивне охолодження. Посадка гільзи 9 в сорочці 8 підібрана такою, що при робочій температурі переходить в пресову, забезпечуючи додаткову жорсткість і міцність всієї конструкції втулки циліндра.

У верхній і нижній частині між гільзою 9 і сорочкою 8 встановлені ущільнюючі кільця 4 і 6, що служать для запобігання підтіканню води з охолоджуючої порожнини. Для ущільнення картера, в нижній частині сорочки 8 встановлене кільце ущільнювача 7. Кільце 7 перешкоджає попаданню води в картер при розгерметизації підведення води в сорочку і перешкоджає попаданню масла в «сухі» порожнини блоку.

У нижній частині втулки є дві прорізки (вибірки), в які входить нижня головка шатуна при його підйомі для проведення техобслуговування огляд поршнів, кілець; заміна кілець.

Шатун двигуна-прототипа (рисунок 1.3) виготовлений з легованої сталі. Стрижень шатуна має в центрі канал А, а в нижній головці канали В і Г, по яких масло з шатунного підшипника поступає в головний.

Поршень (рисунок 1.3) - складовий, охолоджуваний маслом, із сталевою головкою 7 і чавунним тронком 10. Масло для охолодження поршня подається примусово з верхньої головки шатуна через отвору в пальці поршня і свердлення в тронкі 10 і головці 7 в порожнині

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

охолодження поршневих кілець, потім в центральну частину порожнини охолодження головки 7 і звідти вільно зливається в раму дизель-генератора. На поршні є п'ять канавок, в яких поміщаються поршні кільця : у трьох верхніх - компресійні і двох нижніх – маслоз'ємні.

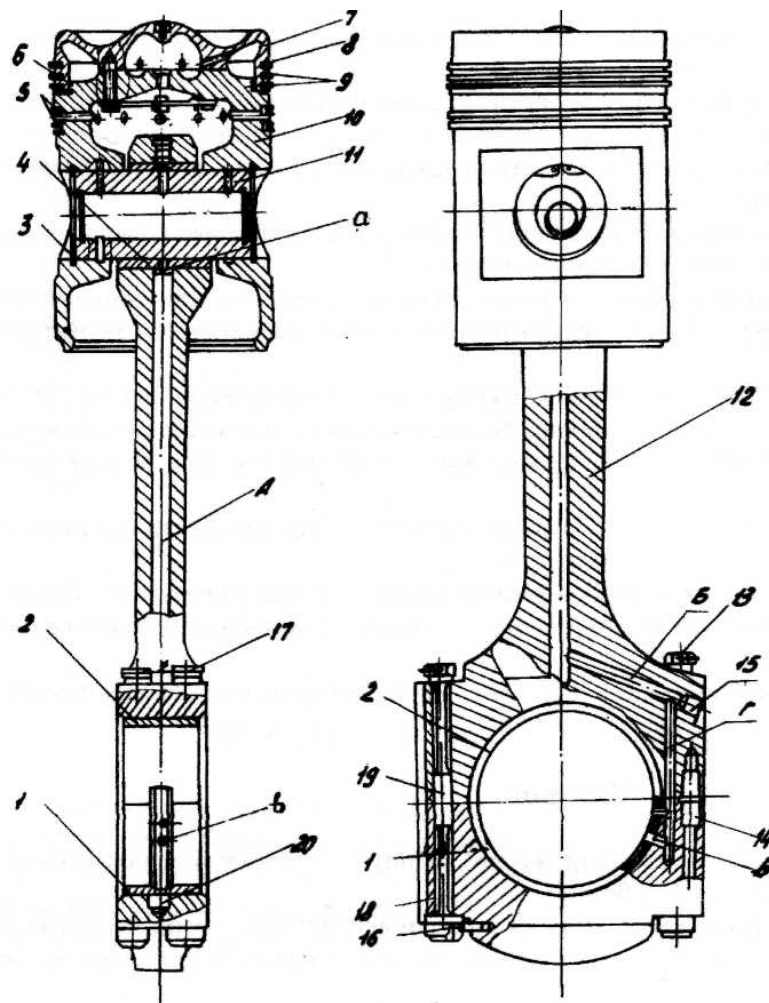


Рисунок 1.3 - Поршень з шатуном: 1 - вкладиш нижній; 2 - вкладиш верхній; 3 - кільце стопорне; 4 - втулка шатуна; 5 - кільце маслоз'ємне; 6 – кільце ущільнююче; 7 - головка поршня; 8 - кільце компресійне; 9 - кільце компресійне; 10 - тронк поршня; 11 - палець поршневий; 12 - стержень шатуна; 13 - гайка шатунного болта; 14 - штифт; 15 - пробка; 16 - штифт; 17 - дріт; 18 - кришка шатуна; 19 - болт шатунний; 20 - штифт стопорний

Кільця виготовлені з високоміцного чавуну. Верхнє хромоване - прямокутного перетину, нижні два компресійні – слабо конусні «хвилинні» і мають маркировку «Низ».

Нижні два кільця маслоз'ємні, з еспандером, мають два робочі поясочки. Цими поясочками при ході поршня вниз з дзеркала циліндра знімається надмірне масло, яке проходить через прорізи в маслоз'ємному кільці і стікає в раму дизель-генератора через дренажні отвори в тронку.

При установці нових кілець слід звертати увагу на правильність монтажу, керуючись вищевикладеним. Поршень і шатун з'єднуються поршневим пальцем 11 плаваючого типу. Палець - сталевий, від осевого переміщення утримується двома кільцями 3, встановленими в кільцевих канавках бобишок поршня. На днищі головки поршня є поглиблення для запобігання торканню поршня до клапана при їх зависанні.

Кришка циліндра чотири клапанна, з виводом газових каналів на одну сторону, центрально розташованою форсункою. Однойменні клапани розташовані послідовно (по ходу газу). Для забезпечення високих ресурсів клапанів в кришку встановлюють на пресовій посадці сідла клапанів із спеціального сплаву, фаски випускних клапанів мають наплавлення твердим сплавом.

Форсунка 17 кріпиться до кришки 5 спеціальною скобою 18, ущільнення форсунки у вогняному днищі - мідною прокладкою (прокладками). Паливопроводи високого тиску і охолодження форсунок прокладені під закриттям кришки циліндра, що складається з корпусу закриття 13 і легкоз'ємної кришки 9. На кришці змонтовані пусковий клапан, запобіжний клапан і індикаторний кран 16, які встановлені на спеціальному фланці.

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

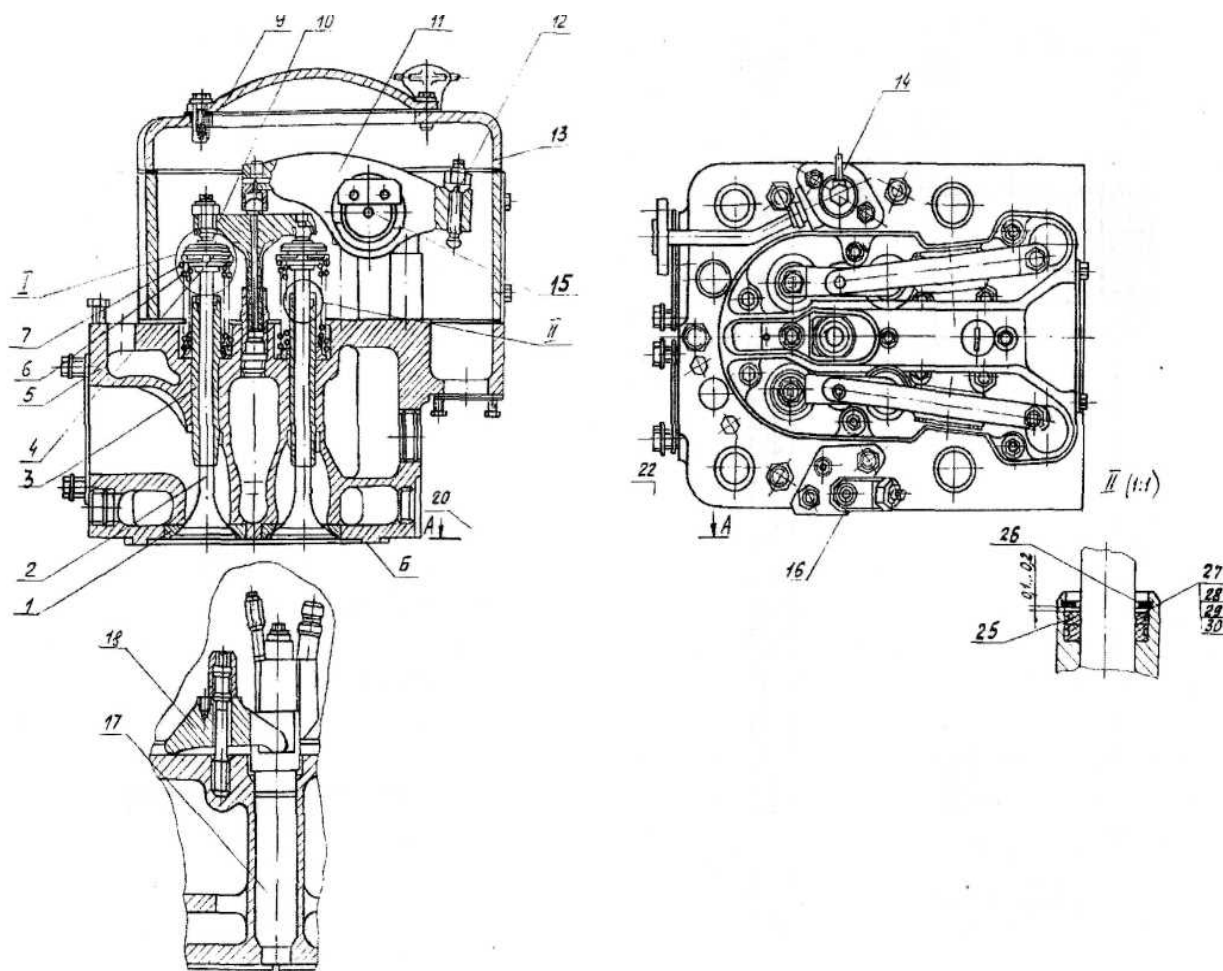


Рисунок 1.4 – Кришка циліндру двигуна: 1 - сідло клапана; 2 - клапан впускання (випуску); 3 - направляюча клапана; 4 - механізм повороту клапанів; 5 - кришка; 6 - пружина внутрішня; 7 - пружина зовнішня; 9 - кришка; 10 - траверса; 11 - коромисло; 12 - регулювальний гвинт; 13 - закриття; 14 - пусковий клапан; 15 - вісь; 16 - індикаторний кран; 17 - форсунка; 18 - скоба форсунки; 25 - фторопластові кільця; 26 - стопорне кільце; 27, 28, 29, 30 - кільця

Гайки силових шпильок кріплення кришки циліндра 5 до блоку передбачено затягувати за допомогою гідродомкратів.

Поверхня «Б» кришки притирається до торцевої поверхні втулки циліндра.

1.3 Паливна система двигуна 6 ЧН 26/34

Паливо з витратної ємності паливопідкачуючим насосом по трубці через двохсекційний уніфікований фільтр подається під тиском до редукційного клапана і в головну магістраль. З головної магістралі паливо подається по трубках до паливних насосів високого тиску. Паливні насоси під високим тиском подають паливо по трубкам через форсунки в певні моменти часу в камери згорання дизеля.

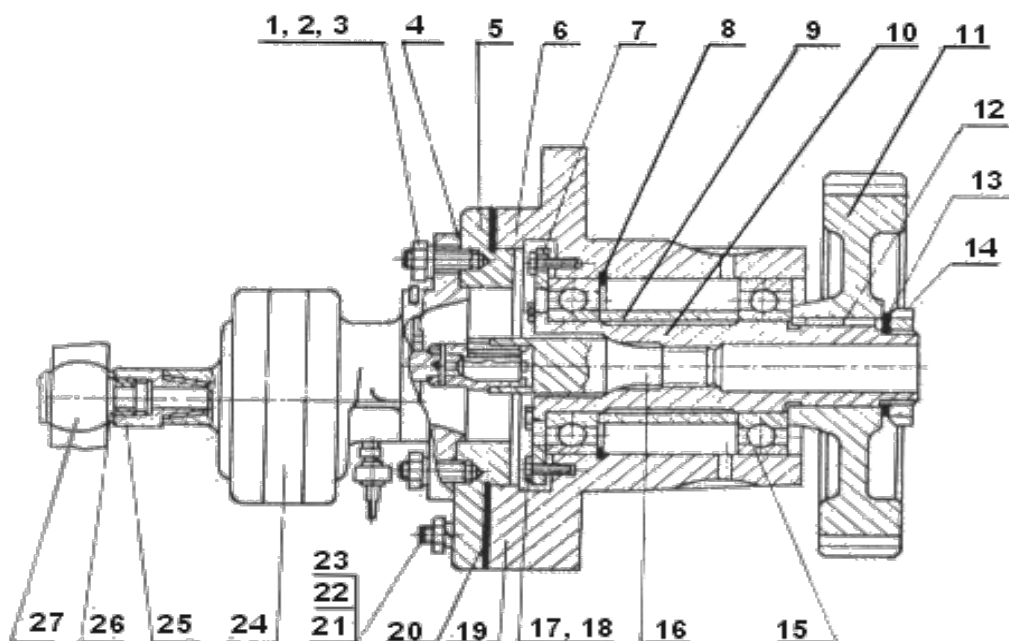


Рисунок 1.5 – Паливопідкачуючий насос: 1 – охолоджувач палива; 2 – регулятор температури палива; 3 – насос охолодження форсунок; 4 – клапан редукційний; 5 – фільтр тонкого очищення палива; 6 – регулятор тиску; 7 – колектор відводу палива охолодження форсунок; 8 – колектор підводу палива охолодження форсунок; 9 – колектор зливу палива з форсунок; 10 – форсунка; 11 – паливопровід високого тиску; 12 – колектор підводу палива до ПНВТ; 13 – колектор відводу палива від ПНВТ; 14 – трубка зливу з полки блока; 15 – ПНВТ; 16 – вентиль запорний

Трубопроводи високого тиску з'єднані між собою колектором, через який проходить скидання палива, що надходить в нього при розриві будь-якого з трубопроводів високого тиску в витратний бак.

В паливній системі також є редукційні клапани. В ніпелі пружиною притиснута кулька. Пружина розрахована на визначене зусилля, піджимається гвинтом, який від самовідгвинчування стопориться контргайкою. В клапані на паливопідкачуючому насосі при підвищенні тиску в нагнітальній магістралі кулька віджимається і паливо відводиться в всмоктуючий трубопровід.

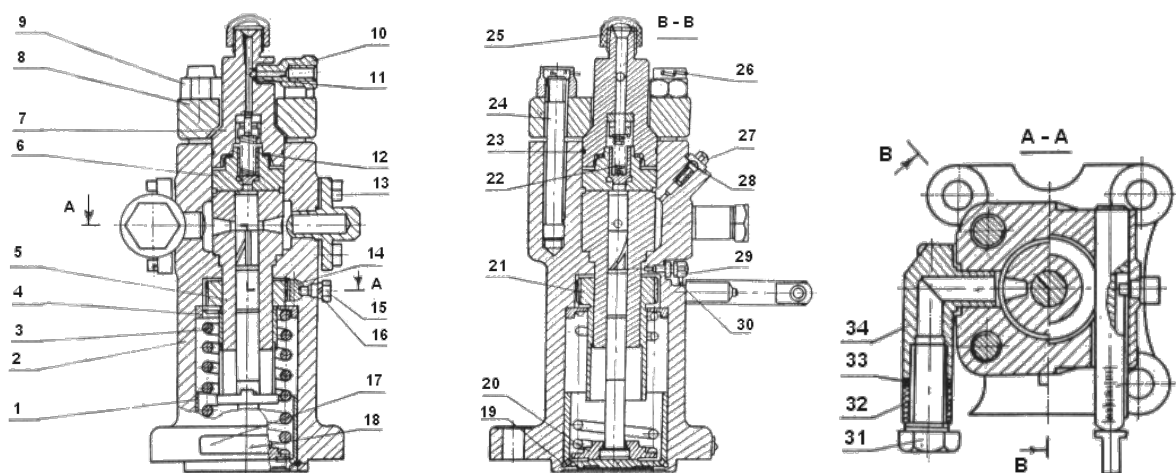


Рисунок 1.6 - ПНВТ:1 – стакан, 2 – корпус, 3 – пружина плунжера, 4 – тарілка пружини, 5 – пара плунжерна, 6 – клапан нагнітальний, 7 – штуцер нажимний, 8 – фланец нажимний, 9 – гайка, 10 – болт нажимний, 11 – прокладка запобіжна, 12 – прокладка, 13 – болт М10х25, 14 – рейка, 15 – болт, 16 – шайба пружинна, 17 – заклепка, 18 – табличка фірмова, 19 – кільце установочне, 20 – тарілка пружини нижня, 21 – шестерня, 22 – пружина клапана, 23 – кільце ущільнююче, 24 – шпилька, 25 – заглушка, 26 – дріт контрольний, 27 – пробка випуску повітря, 28 – прокладка мідна, 29 – гвинт стопорний, 30 – пломба, 31 – ніпель, 32 – кільце транспортувальне, 33 – прокладка мідна, 34 – фланець

Паливний насос одноплунжерний, золотникового типу призначений для подачі палива під високим тиском до форсунок циліндрів. Насоси кріпляться на корпусах штовхачів, встановлених на полиці блок-картера. Кожен насос має наступний устрій: у розточуванні чавунного корпусу встановлена втулка плунжера, застопорена болтом. У втулці рухається плунжер. Для регулювання кількості палива, що подається в циліндри двигуна відповідно до навантаження, на плунжері є спіральна відсічна кромка. Пружина через тарілку притискує хвостовик плунжера до стакана, що фіксується в корпусі насоса установочним кільцем.

Плунжер входить в зачеплення з вінцем шестерні, що знаходиться в зачепленні з рейкою, хід якої обмежується болтом. На верхньому торці втулки плунжера встановлений нагнітальний клапан. Затягуванням штуцера досягається щільне притиснення ущільнюючого кільця до корпусу насоса і нагнітального клапана, а також нагнітального клапана до втулки плунжера. Для випуску повітря з насоса є пробка.

Привід паливного насоса складається з корпусу, в якому рухається повзун з укрупненим в нього штовхачем, закріпленим контргайкою. Між повзуном і контргайкою встановлений паливовідбивач. У пазу повзуна на осі розташований ролик, який при роботі двигуна перекочується по паливному кулаку. Зазор між роликом і паливним кулаком регулюється за допомогою штовхача, який фіксується контргайкою, при установці ролика на тильній частині паливного кулака.

Фільтр тонкої очистки призначений для тонкого очищення палива від механічних домішок. Фільтр має два фільтруючих елемента, розташованих в окремих корпусах та об'єднані кришкою. Для розділу порожнин брудного та чистого палива фільтруючий елемент зверху та знизу ущільнюється ущільнюючими кільцями, які піджаті пружиною.

Для зливу відстою при промивках до нижнього кінця ніпеля під'єднується зливний трубопровід у вигляді гнучкого шланга. Для переключення одної з секцій на промивку в кришці є кран.

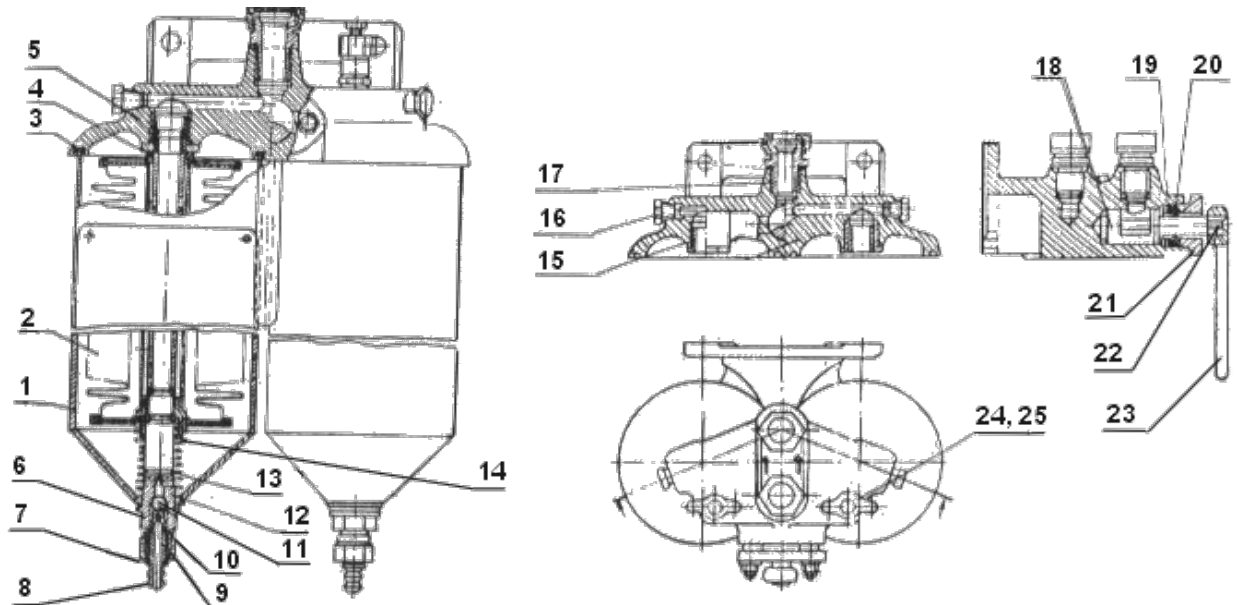


Рисунок 1.7 - Фільтр паливний 2ТФ-5: 1 – корпус, 2 – елемент фільтровальний ЕТФ-5, 3 – прокладка, 4 – кільце ущільнююче, 5 – кришка, 6 – ніпель, 7 – кільце запорне, 8 – гайка накидна, кільце ущільнююче, 10 – кулька, 11 – прокладка, 12 – болт стяжний, 13 – пружина, 14 – тарілка сальника, 15 – втулка, 16 – пробка-заглушка, 17 – штуцер, 18 – пробка крана, 19 – шайба упорна, 20 – кільце ущільнююче, 21 – фланець крана, 22 – штифт, 23 – ручка крана, 24 – вентиль продувочний, 25 – прокладка

Для випуску повітря установлені болти, конструкція яких забезпечує можливість під'єднання трубопроводів для відводу повітря з фільтру.

В робочому положенні фільтра паливо через підводячий штуцер та свердлення в кришці потрапляє в порожнини корпусів фільтра, проходячи через фільтруючі штори фільтрується, а потім по центральним каналам та свердленням в кришці проходить до паливовідводного штуцера.

Для забезпечення нормальної роботи фільтра та збільшення строку служби фільтри повинні піддаватись своєчасному технічному

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		17

обслуговуванню, яке полягає в періодичному зливу відстою, промивці фільтруючих елементів зворотнім потоком палива.

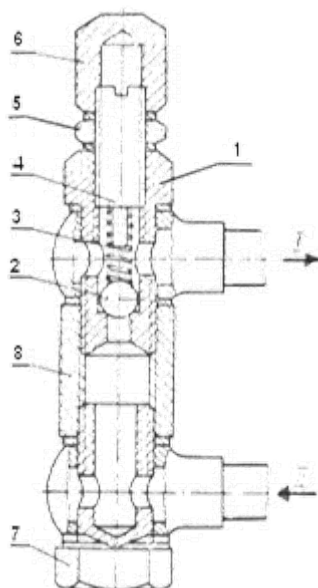


Рисунок 1.8 - Клапан редукційний: 1 – ніпель, 2 – кулька, 3 – пружина, 4 – гвинт регулювальний, 5 – контргайка, 6 – гайка ковпачкова, 7 – ніпель, 8 – корпус. I – відвід палива при відкритті клапана, II – підведення палива

Якщо фільтруючі елементи погано промиваються або після промивки мають погану перепускную спроможність їх необхідно замінити. Періодичність промивки 300-500 годин роботи дизеля.

Форсунка ФД-45-1 (рисунок 3.8) призначена для розпилювання палива, що подається в камеру згорання. Форсунка закритого типу, з гідравлічним керуванням підйомом голки та охолодженням розпилювача. Паливо, що подається ПНВТ, проходить через щільовий фільтр 11 та по каналу в корпусі форсунки потрапляє до розпилювача 1. Сила, що виникає при тиску палива, діє на диференційний поясок голки.

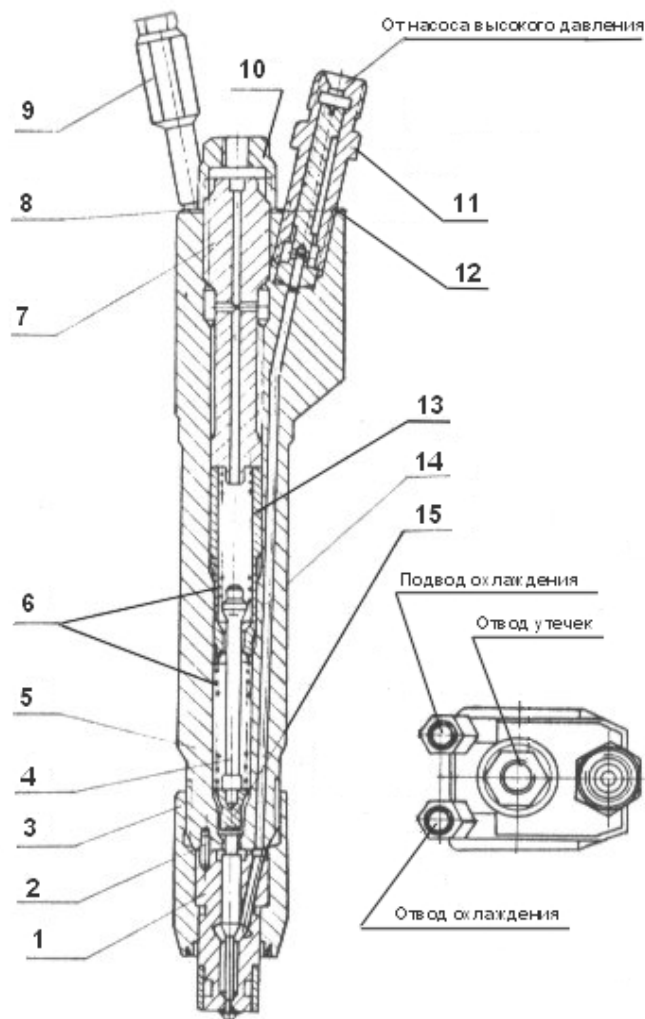


Рисунок 1.9 - Форсунка: 1 – розпилювач; 2 – штифт 3x12; 3 – ковпак нажимний; 4 – штовхач; 5 – корпус форсунки; 6 – пружини; 7 – гвинт регулювальний; 8 – прокладка мідна; 9 – штуцер; 10 – контргайка; 11 – фільтр щільовий; 12 – прокладка; 13 – гильза; 14 – стержень штовхача; 15 – тарілка

Паливна система двигуна буде складатись з цистерни рапсового масла 1, цистерни дизельного палива 2, підігрівача палива 4, паливопідкучуючого насоса 6, фільтра грубої очистки 8, датчика температури палива 9, регулятора тиску 10, охолоджувача палива 11, паливного насос високого тиску 18, форсунок 17, паливо проводів, вентилів та клапанів.

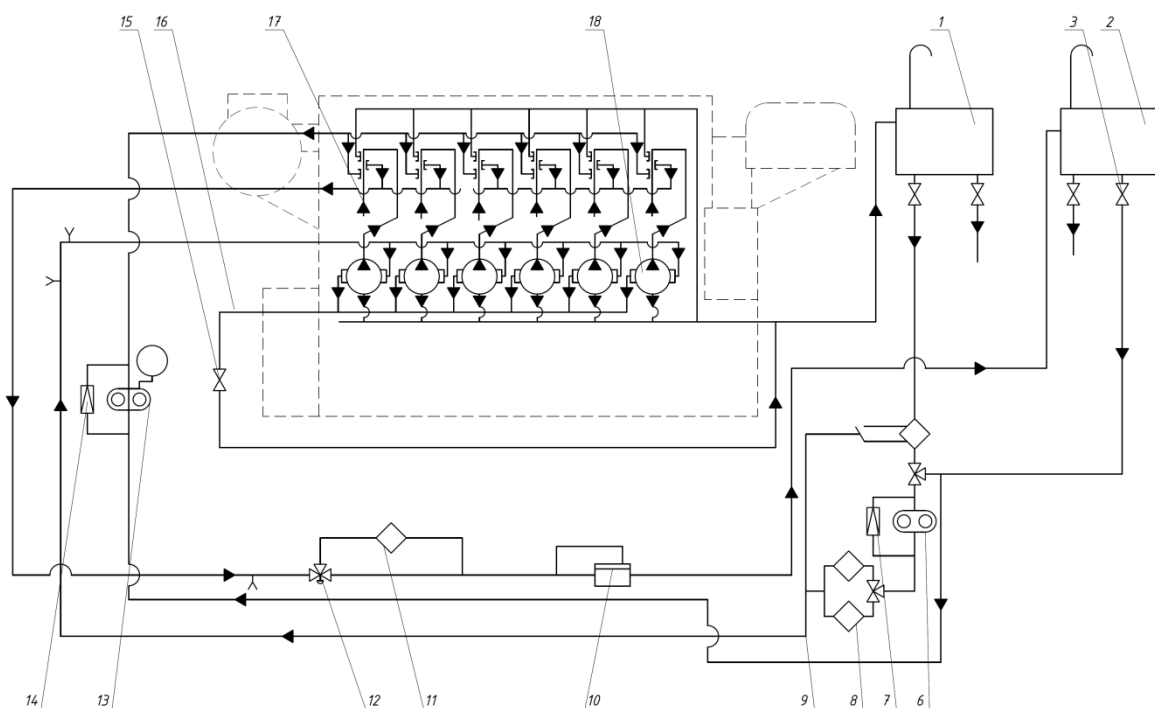


Рисунок 1.10 – Паливна система двигуна 6 ЧН 26/34

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА

2.1 Особливості розрахункової схеми програми «Дизель - РК»

Програмний комплекс ДИЗЕЛЬ-РК призначений для математичного моделювання та комп'ютерної оптимізації робочих процесів двох - і чотиритактних ДВЗ [3, 4].

Програмний комплекс ДИЗЕЛЬ-РК дозволяє:

- проводити математичне моделювання робочих процесів двигунів внутрішнього згоряння, як дизельних, так і бензинових і газових з іскровим запалюванням і форкамерою, використовуючи при цьому різні моделі згоряння - від найпростішої моделі І. І. Вібе, до сучасних, побудованих на розрахунку тривимірного руху паливних струменів в завихреному заряді камери згоряння дизеля;
- здійснювати розрахунок різних режимів роботи, включаючи швидкісну, навантажувальну, висотну та інші характеристики двох - і чотиритактних ДВЗ, з різними схемами підключення колекторів, перетворювачів імпульсів, турбін, компресорів і охолоджувачів надувочного повітря; облік агрегатів наддуву здійснюється різними способами, включаючи узгодження їх характеристик (можливий оптимальний підбір проточних частин турбін та компресорів до поршневого ДВЗ);
- розраховувати поля універсальних характеристик турбін та компресорів за розмірами їх проточних частин (під час довиборів системи спеціальними програмами газодинамічного розрахунку турбін та компресорів, що не входять у комплект базової поставки);
- прогнозувати потужності, економічні та екологічні показники двигуна при проведенні різних конструктивних заходів, пов'язаних з

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

модернізацією паливної апаратури, форми камери згоряння, організацією закрутки заряду, вибором фаз газорозподілу і системи наддуву;

- вирішувати багатофакторні завдання оптимізації робочого процесу, використовуючи для цього як метод сканування (для двовимірних задач), так і методи нелінійного програмування (для n-мірних завдань), бібліотека програми містить 14 методів оптимального пошуку;

- дослідити робочий процес КДВС з не кривошипно-шатунним механізмом (закон руху поршня може бути довільним).

Завдяки оригінальному алгоритму визначення параметрів газу в циліндрі та колекторі, з системи різницевих рівнянь збереження маси і енергії, а також рівняння стану, математична модель ДВС, закладена в програмний комплекс, перевершує за швидкістю дії кращі аналоги в 5 разів. Використання сучасних моделей тепловиділення, газообміну і теплообміну в поєднанні з високою швидкістю дії дозволяє ставити і вирішувати різноманітні дослідні та оптимізаційні завдання, пов'язані з доведенням або форсуванням двох - і чотиритактних ДВЗ різності розмірності і швидкохідності.

Комплекс ДИЗЕЛЬ-РК дозволяє розраховувати тепловиділення, емісію диму і NOx з урахуванням особливостей конструкції паливної апаратури, властивостей палива, дрібності розпилювання, форми характеристики впорскування, спрямованості і динаміки паливних струменів, взаємодії струменів з повітряним вихором і зі стінками КЗ. Причому враховуються умови розвитку пристінкових паливних потоків від кожного струменя в умовах конкретної камери згоряння.

Комплекс ДИЗЕЛЬ-РК має спеціальну програму візуалізації процесу сумішеутворення, яка дає можливість крок за кроком по ходу часу простежити отримане розрахунком рух паливних струменів і пристінкових потоків в камері згоряння з реєстрацією кількості палива, що потрапило на кришку циліндра, на дзеркало, на поршень, а також залишився в ущільненому ядрі струменя і в розрідженій оболонці. Використання цієї

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

програми дозволяє оптимізувати орієнтацію паливних струменів в камері згоряння.

При розрахунку газообміну протікання газу в каналах розглядається як нестационарне, моделюється взаємний вплив циліндрів один на одного з урахуванням конструкції перетворювача імпульсів. Враховується залежність властивостей газів від складу і температури.

Програмний комплекс має зручний користувальницький інтерфейс, виконаний відповідно до вимог загальноприйнятого міжнародного стандарту на користувальницький інтерфейс. Розвинені сервісні можливості оболонки програмного комплексу полегшують завдання вхідних даних в режимі діалогу, здійснюють їх автоматичний контроль, дозволяють відображати результати розрахунків не тільки в табличній формі, але і у вигляді плоских та об'ємних графіків, а також ізоліній.

Програмний комплекс ДИЗЕЛЬ-РК доступний широкому колу користувачів. Він дозволяє автономно працювати віддаленим користувачам, використовуючи комунікаційні можливості ІНТЕРНЕТУ. Для передачі даних використовується електронна пошта.

Програмний комплекс пройшов перевірку при дослідженні десятків типів двигунів як вітчизняного, так і зарубіжного виробництва: ПО Коломенський завод, ЗІЛ, ГАЗ, КаМАЗ, Володимирський тракторний завод, ХЗТМ ім. Малишева, ВО «БМЗ», Заволзький моторні завод, ЯМЗ, Алтайський моторний завод, ВО Південдизельмаш, Свердловський турбомоторний завод, Уфимське НВО Мотор, Завод "Зірка", "Двигун Революції", ВАЗ, Mercedes, MTU, MAN, ЛОМ (Прага). У тій чи іншій конфігурації комплекс використовується більше ніж на половині з перерахованих підприємств.

Обмеження, що накладаються на область застосування програми, обумовлені використанням алгоритмів для розрахунку процесів газообміну.

При розрахунку процесу газообміну використовується підхід з розглядом одного «середньостатистичного» циліндра, тому програма не

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

дозволяє моделювати і досліджувати нерівномірність наповнення й очищення циліндрів в залежності від їх розташування по довжині колекторів. Нестационарна течія газу моделюється тільки в каналах, з'єднуючих циліндри з колекторами, в самих же колекторах протягом розглядається як квазістационарне, тому програма не дозволяє моделювати динамічні ефекти, підбирати довжини трубопроводів для налаштування впуску і випуску.

Програма ДИЗЕЛЬ-РК належить до класу "термодинамічних" програм: циліндри і колектори двигуна розглядаються як відкриті термодинамічні системи (ЗТД), що обмінюються між собою масою та енергією. Перебіг газу в каналах, що з'єднують ЗТД розглядається як нестационарне.

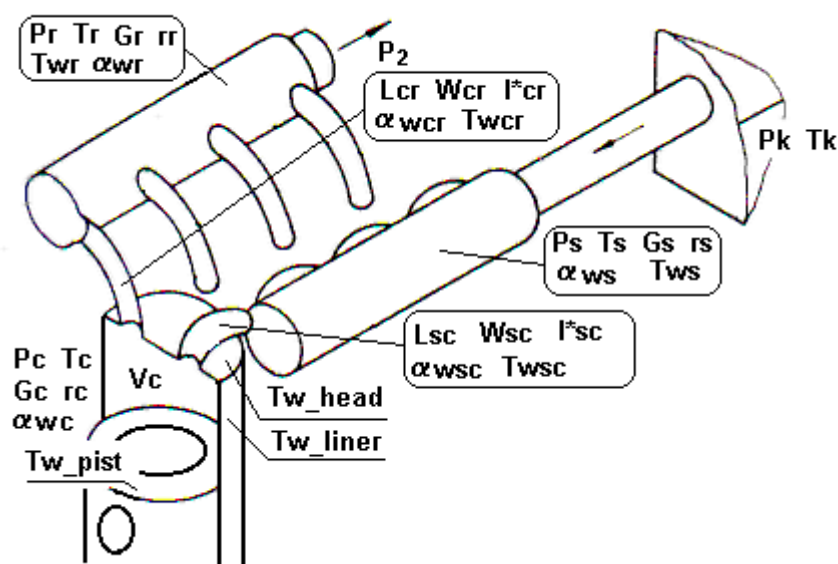


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема поршневого двигуна
Позначення: P - тиск, T - температура, G - маса, r - склад робочого тіла, α_w – коефіцієнт тепловіддачі, W - швидкість, I^* - ентальпія, L - довжина, V - об'єм

Параметри газу в циліндрах і колекторах двигуна визначаються шляхом покрокового рішення системи різницевих рівнянь збереження енергії, маси, а також рівняння стану, записаних для відкритих термодинамічних систем. Враховується залежність властивостей робочого тіла від складу і температури.

Сумішоутворення і згоряння в дизелях розраховуються за методом професора Разлейцева Н.Ф. Метод, надалі доопрацьований Кулешовим А.С., враховує особливості характеристики впорскування і дрібність розпилювання, динаміку розвитку паливних струменів, взаємодія струменів з повітряним вихором і стінками, а також орієнтацію струменів в камері згоряння. Причому враховуються умови розвитку кожної паливної струменя і освічених струменями пристінкових потоків, а також їх взаємодію між собою. Розроблений Разлейцевим метод дозволяє розраховувати емісію сажі і твердих частинок в залежності від умов сумішоутворення і згоряння. Можливості програми дозволяють оптимальним чином підібрати конфігурацію камери згоряння, орієнтацію паливних струменів, діаметри і кількість соплових отворів, інтенсивність закрутки заряду, характеристики приску. Для рішення задач оптимізації ДИЗЕЛЬ-РК має вбудовані процедури багатопараметричної оптимізації, що включає 14 методів нелінійного пошуку екстремуму, а також процедури одномірного та двомірного пошуку - "сканування". Додаток, у якого є можливість проводити автоматизовану оптимізацію значно збільшує ефективність чисельного дослідження і відкриває ефективні шляхи поліпшення двигунів.

Коли проблема дослідження з'єднується із завданням пошуку оптимальної комбінації декількох параметрів двигуна, таких як ступінь стиснення, випередження уприскування, діаметр, число і напрямки отворів у форсунки, форма камери згоряння, фази газорозподілу, параметри наддуву і т.д., то це часто дуже складна проблема, тому що є багато незалежних

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

параметрів і спланувати експеримент важко. Дуже ефективний засіб для вирішення цієї проблеми багатопараметричної оптимізації, коли пошук оптимальної комбінації параметрів цілком покладається на формальні процедури нелінійного програмування, а в завдання дослідника входить тільки формулювання мети та обмежень, а також аналіз результатів пошуку. Процедура оптимізації з одного боку використовує математичну модель двигуна спільно з незалежними змінними (параметрами, що оптимізуються) з функцією цілі, і з обмеженнями з іншого боку. Завдяки високій швидкості рахунку ядра ДИЗЕЛЬ-РК, можливе проведення досліджень пов'язаних з оптимізацією без великих витрат.

Облік агрегатів наддуву здійснюється трьома різними способами:

- параметри турбін та компресорів задаються в явному вигляді;
- тиск наддування й тиск перед турбіною розраховуються виходячи з відомих значень перепадів тиску і ККД;
- параметри турбін та компресорів обчислюються методом узгодження їх характеристик з поршневим двигуном.

Методика спільного розрахунку поршневого ДВЗ і агрегатів наддуву на різних режимах дозволяє прогнозувати швидкісні, навантажувальні, висотні та інші характеристики комбінованих двигунів. Можливий підбір агрегатів наддуву для забезпечення необхідних характеристик КДВС.

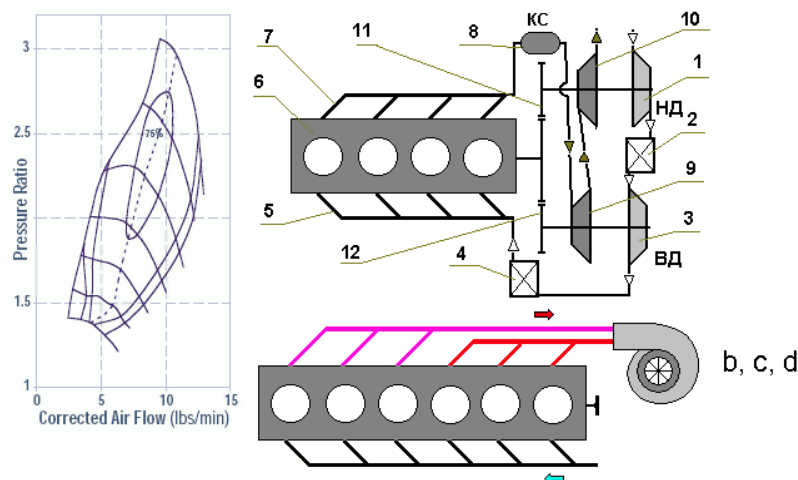


Рисунок 2.2 – Принципова схема поршневого двигуна

У програмі ДИЗЕЛЬ-РК розрахунок процесу згоряння в ДВС з передкамерою проводиться за іншою схемою, ніж розрахунок згоряння в звичайному іскровому ДВС. У зв'язку з тим, що згоряння в циліндрі передкамерного ДВС ініціюється струменем палаючого газу, що виринає з каналу передкамери, заряд в циліндрі інтенсивно перемішується. Це дозволяє використовувати однозонної модель циліндра і передкамери, розглядаючи циліндр і передкамеру як дві термодинамічні системи обмінюються масою та енергією. Для кожної з цих відкритих термодинамічних систем вирішуються рівняння балансу маси і енергії, а також рівняння стану та концентрації. Розрахунок параметрів газу (тиску, температури, концентрації) в форкамери проводиться протягом усього робочого циклу з урахуванням перетікань з з'єднувального каналу в процесі газообміну, стиснення та розширення. Враховується теплообмін перетікання газу зі стінками каналу.

Параметри газу в форкамери розраховуються за однозонної моделі з використанням функції тепловиділення І. І. Вібе. Параметри формули Вібе m_v і F_{i_z} :

- тривалість згоряння в форкамери F_{i_z} ;
- показник згоряння в форкамери m_v ;

можуть бути задані як в явному вигляді для даного режиму роботи двигуна, так і для номінального режиму роботи.

Програма ДИЗЕЛЬ-РК містить дві моделі утворення оксидів азоту:

Перша - 18 компонентна модель проф. В. А. Звонова. В основі методики розрахунку лежить наступне:

- утворення оксидів азоту в зоні продуктів згоряння відбувається по ланцюговому механізму, основні реакції якого описуються схемою Зельдовича.

- для визначення температур заряду використовується зонна модель.

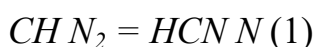
					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- на кожному кроці здійснюється розрахунок рівноважного складу в зоні продуктів згорання для 18 компонентів.

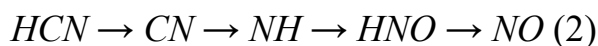
- розрахунок утворення оксидів азоту проводиться за кінетичного рівняння.

Друга - детальний кінетичний механізм. Відомий як "швидкі" NO, має великий ефект при низьких температурах згорання (при багаторазовому впорскуванні, в дизелях з гомогенним згоранням (HCCI), при подачі дим етил - ефіру в дизелях і т.д.).

Реакція утворення "швидких" NO складається з:



потім HCN переходить в NOx з деякою затримкою, за наступною схемою:



Поточна концентрація радикалів CH (1) розраховується з використанням "детального кінетичного механізму" процесу згорання.

Детальний кінетичний механізм складається з двох частин:

- кінетика руйнування перший молекул палива, що включає 40 реакцій, що складаються з 10 речовин;

- детальний кінетичний механізм окислення метану та утворення NO, що складається з 199 реакцій і 33 речовин.

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу

Більшість вхідних даних, необхідних для моделювання робочого циклу беремо з опису двигуна. Ті дані, які не наведені в описі приймаємо згідно з рекомендаціями для цього типу машин.

Циліндро-поршнева група. Описуються основні характеристики і деталі двигуна: механізм перетворення поступального руху поршня на обертальний рух вала, діаметр циліндра і хід поршня, ступінь стиснення і

номінальна частота обертання, тип системи охолодження; дані, необхідні для розрахунку втрат на тертя [5].

Діаметр циліндра, D . Приймається $D = 260$ мм.

Хід поршня, S . Приймається $S = 340$ мм.

Ступінь стиснення ξ . Приймається $\xi = 13,5$.

Число циліндрів i . Приймається $i = 6$.

Номінальна частота обертання вала n . Приймаються $n = 750$.

Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна λ . Приймаються $\lambda = 0,271$.

Обчислення середньої температури поршня. Обчислення відбувається залежно від співвідношення властивостей матеріалів поршня і кришки циліндра. Коефіцієнт пропорційності в цьому випадку задається програмою на основі закладеного в програму експериментального матеріалу.

Матеріал поршня. Приймається сталь.

Визначення температури головки (кришки) циліндра шляхом вирішення задачі теплопровідності багатошарової стінки.

Матеріал кришки циліндра. Приймається чугун.

Середня товщина стінки вогневої поверхні δ . Приймаються $\delta = 30$.

Емпіричні коефіцієнти A, B . Механічні втрати в двигуні внутрішнього згоряння розраховуються як середній тиск тертя P_{fr} , яке залежить від швидкісного режиму і навантаження:

$$P_{fr} = A C_m B p;$$

де: A, B - емпіричні коефіцієнти;

C_m - середня швидкість поршня, [м / с];

p - середній тиск у циліндрі, [бар]. Рекомендовані значення:

- чотиритактні двигуни: $A = 0.06 \dots 0.12$; $B = 0.06 \dots 0.11$;

Приймаються $A = 0,1$, $B = 0,08$.

Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінок робочого об'єму розраховуються за формулою Г. Вошні.

Коефіцієнт у формулі тепловіддачі (порядковий множник) вибирається в таких межах:

115 - 135 для швидкохідних дизелів,

105 - 110 для середньооборотних дизелів,

85 - 105 для малооборотних дизелів,

140 - 200 для бензинових ДВС без наддуву,

120 - 160 для газових і бензинових ДВС з наддувом

Приймаються 110.

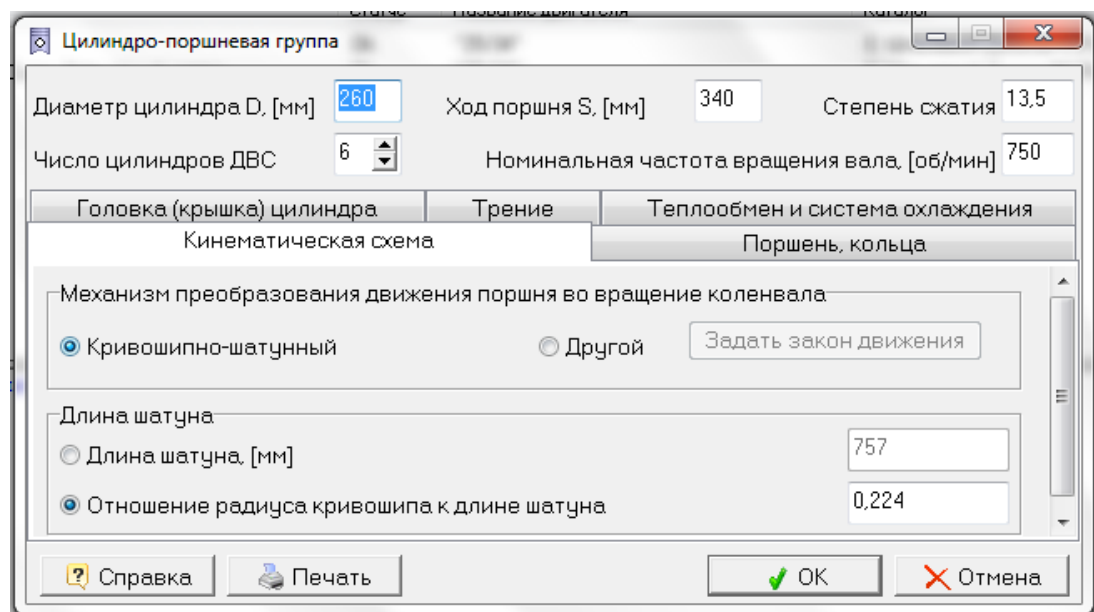


Рисунок 2.3 – Вкладка «Циліндро - поршнева група»

Паливна апаратура, камера згоряння. Параметри необхідні для розрахунку процесу згоряння.

Кількість форсунок 1;

Діаметр соплових отворів $d_c=0,386$ мм;

Коефіцієнт витрати сопел при продувці в атмосферних умовах 0,65;

Зміщення розпилювача відносно вісі камери згоряння $S_i=0$ мм;

Відступ точки початку струй від днища кришки $h_i=4,52$ мм.

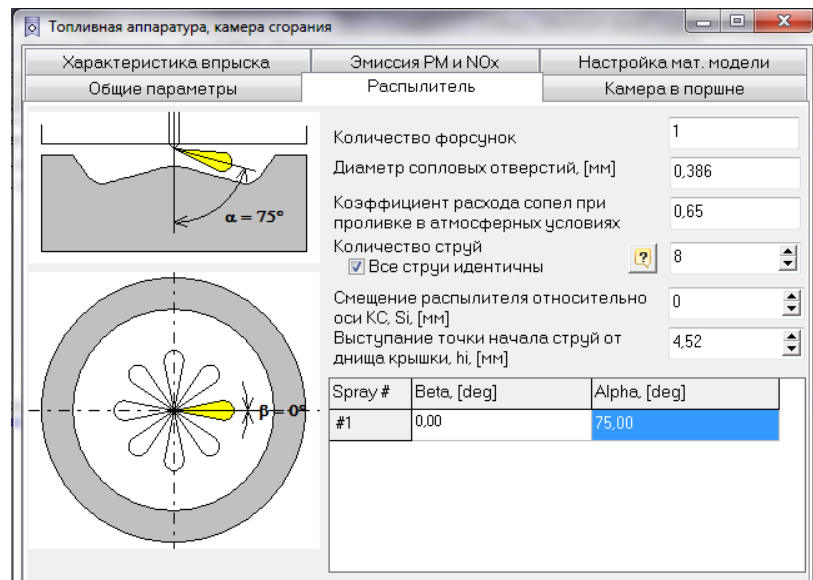


Рисунок 2.4 – Вкладка «Паливна апаратура, камера згорання»

Надув. Здійснюється вибір схеми наддуву і завдання даних для розрахунку агрегатів повітропостачання ДВС: турбін, компресорів, охолоджувачів наддувочного повітря.

Спосіб розрахунку турбіни. Вибираємо розрахунок за інтегральними параметрами на даному режимі. Цей спосіб розрахунку не вимагає спеціальних даних про характеристики турбін.

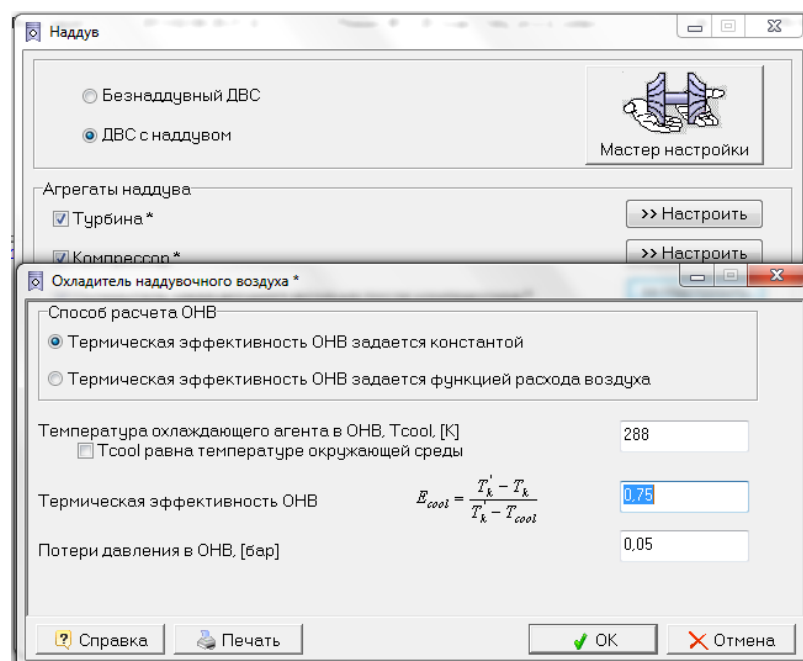


Рисунок 2.5 – Вкладка «Надув»

Спосіб обчислення параметрів газу перед турбіною. Обчислити з умови балансу турбіни і компресора.

ККД агрегату наддуву. Приймаються 0,651.

Спосіб розрахунку компресора. Вибираємо розрахунок за інтегральними параметрами на даному режимі.

Способом обчислення параметрів повітря після компресора. Обчислити з умови балансу турбіни і компресора.

Тиск наддуву (після охолоджувача) P_k . Приймаються $P_k = 2,35$ бар.

Термічна ефективність ОНП задається константою.

Температура охолоджувальної рідини ОНП T_{cool} . Приймається $T_{cool}=288\text{ K}$.

Термічна ефективність ОНП. Приймається 0,75.

Втрати тиску в ОНВ ΔP . Приймаються $\Delta P = 0,05$ бар.

Паливо.

Розрахунок проводиться для палива «*Diesel No2*», взятого зі списку палив:

$C = 0,870$ кг - кількість вуглецю;

$H = 0,126$ кг - кількість водню;

$O=0,004$ – кількість кисню.

- нижча теплота згоряння палива $Q_n = 42,5$ МДж / кг;
- умовна енергія активації передполумєневих реакцій 22 кДж/моль;
- цетанове число 48;
- густина палива при 830 К;
- динамічний коефіцієнт в'язкості 0,003 Пас;
- питома теплота пароутворення 250кДж/кг;
- теплоємність палива, взяти при темп. форсунки $C_p=1853$ кДж/кгК;
- молекулярна маса 190;
- температура палива 380 К.

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Режими роботи. Розраховується номінальний режим роботи. На цьому режимі:

- частота обертання колінчатого валу $n = 750$;
- коефіцієнт надлишку повітря при згорянні α . Приймаються $\alpha = 2,1$.
- кут випередження запалення $\theta = 12$ град. До ВМТ;
- тиск навколишнього середовища $P_o = 1$ бар;

Рисунок 2.3 – Вкладка «Паливо»

- температура навколишнього середовища $T_o^* = 288$ K
- втрати тиску у впускному колекторі 0,03 бар;
- втрати тиску у вихлопній системі 0,04 бар;
- адіабатний ККД компресора $\eta = 0,793$;
- ККД агрегату надува $\eta = 0,651$.

2.3 Моделювання робочого циклу та оптимізація параметрів

двигуна

Моделювання проводиться в програмі «Дизель-РК». Данні, необхідні для розрахунку заносяться до відповідних віконців програми, після чого запускаємо розрахунок варіанту.

Після виконання розрахунку отримуємо вихідні данні у вікні «Параметри робочого процесу» [6]

Результати моделювання робочого циклу двигуна наводяться у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Результати моделювання робочого процесу двигуна типу 6 ЧН 26/34

Назва параметру	Позначення	Дизельне паливо	Рапсове масло
Частота обертання колінчатого валу, [1/мин]	n	750	750
Потужність, [кВт]	Ne	871,26	850,46
Середній ефективний тиск, [бар]	Pe	12,871	12,563
Крутний момент, [Нм]	Me	11094	10829
Циклова подача пального, [г]	qc	1,4067	1,8044
Питома ефективна витрата пального, [кг/(кВт*ч)]	ge	0,21797	0,28643
Ефективний ККД	Eta_e	0,38861	0,34246
Середній індикаторний тиск, [бар]	Pi	14,734	14,345
Індикаторний ККД	Eta_i	0,44489	0,39102
Тиск тертя, [бар]	Pmp	1,8795	1,8627
Механічний ККД	Eta_{mex}	0,87351	0,87583
Тиск зупинненого, потоку, [бар]	Po^*	1	1
Температура зупиненого потоку, [К]	To^*	288	288
Статичний тиск за турбіною, [бар]	Po_m	1,04	1,04

Продовження таблиці 2.1

Назва параметру	Позначення	До оптимізації	Після оптимізації
Тиск зупиненого патоку за фільтром, [бар]	Po_{ex}^*	0,97	0,97
Тиск перед впускним колектором, [бар]	P_k	2,2295	2,2295
Температура перед впускним колектором, [K]	T_k	313,10	313,10
Витрата повітря (+EGR) через циліндри двигуна, [кг/с]	G_{air}	1,6969	1,7334
ККД агрегату надува	$KПД_{mk}$	0,65068	0,65097
Середній тиск перед турбіною, [бар]	Pt^*	1,8893	1,7997
Середня температура перед турбіною, [K]	Tt^*	780,73	849,34
Витрата О.Г. через циліндри двигуна, [кг/с]	G_{gas}	1,7204	1,7474
Коефіцієнт надлишку повітря сумарний	$Alfa_{sum}$	2,2196	20,0398
Середній тиск насосних ходів, [бар]	P_{nx}	0,01576	0,08153
Коефіцієнт наповнення	Eta_v	0,95621	0,96170
Коефіцієнт остаточних газів	$Gamma_r$	0,00863	0,00618
Коефіцієнт продувки	Fi	1,0570	1,0736
% потрапляння О.Г. до впускного колектору	$G_{забр},\%$	0	0
% витоків через поршневі кільця	$G_{умеч},\%$	0,51314	0,49889
Середній тиск у впускному колекторі, [бар]	Ps	2,2227	2,2241
Середня температура у впускному колекторі, [K]	Ts	326,15	325,57
Середня температура стінки впускного колектору, [K]	Tws	366,14	365,57
Коефіцієнт тепловіддачі вп. кол., [Вт/(м ² *K)]	$Alfa_{ws}$	183,36	186,26
Коефіцієнт тепловіддачі в клапанному каналі, [Вт/(м ² *K)]	$Alfa_{wsc}$	319,19	322,04
Середній статистичний тиск О.Г., [бар]	Pr	1,8631	1,7686
Середня статистична температура О.Г., [K]	Tr	777,99	845,61
Середня швидкість газу, [м/с]	Wr	87,493	101,34
Число Струхала: $Sh=a*\tau/L$ (д.б. $Sh > 8$)	Sh	14,615	15,237
Середня стінки випускного колектору, [K]	Twr	670,52	724,03

Продовження таблиці 2.1

Коефіцієнт тепловіддачі в випускному колекторі, [Вт/(м ² *К)]	<i>Alfa_wr</i>	208,35	226,32
Коефіцієнт тепловіддачі у клапаному каналі, [Вт/(м ² *К)]	<i>Alfa_wcr</i>	888,82	965,49
Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні	<i>Alfa</i>	2,1	1,9
Максимальний тиск циклу, [бар]	<i>Pz</i>	109,93	103,62
Максимальна температура циклу, [К]	<i>Tz</i>	1622,2	1516
Кут максимального тиску, [град, за ВМТ,]	<i>Fi_pz</i>	9	8
Кут максимальної температури, [град, за ВМТ,]	<i>Fi_tz</i>	27	32
Максимальна швидкість, наростання тиску, [бар/град]	<i>dP/dFi</i>	3,1525	2,9766
Випередження впорскування/запалювання, [град, до ВМТ]	<i>Teta_on</i>	14	16
Період затримки спалахування в циліндрі, [град]	<i>Fi_задер</i>	3,3097	1,0289
Тривалість горіння, [град, п, к, в,]	<i>Fi_горен</i>	117,80	195,8
Тривалість паливоподачі, [град]	<i>Fi_vnp</i>	25	18
Максимальна швидкість вихру у камері згоряння, [м/с]	Октан, числ	0,74893	0,74893
Емісія диму по шкалі Бош,	<i>Bosch</i>	1,0527	1,33
Емісія <i>NOx</i> приведена, до <i>NO</i> , [г/(кВт*ч)] (Zeldovich)	<i>NO, з/кВтч</i>	6,5997	9,8932
Емісія <i>SO₂</i> , [г/кВтг]	<i>SO₂</i>	0	0
Тиск початку стискування, [бар]	<i>Pa</i>	2,4128	2,4143
Температура початку стискування, [К]	<i>Ta</i>	361,16	359,68
Тиск кінця стискування, [бар]	<i>Pc</i>	79,451	79,538
Температура кінця стискування, [К]	<i>Tc</i>	931,35	927,97
Тиск початку випуску, [бар]	<i>Pb</i>	8,8729	9,8499
Температура початку випуску, [К]	<i>Tb</i>	1115,0	1238,4
Середня еквівалентна температура циклу, [К]	<i>T_cp</i>	959,81	942,70
Середній коефіцієнт, тепловіддачі від газу до стінки, [Вт/м ² /К]	<i>Alfa_w</i>	420,84	412,36

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Продовження таблиці 2.1

Середня температура вогневого днища поршня, [K]	$T_{w_поршн}$	587,54	579,27
Середня температура, вогняної поверхні втулки, [K]	$T_{w_втулк}$	413	413
Середня температура, вогняної поверхні, кришки, [K]	$T_{w_крышк}$	534,14	526,88
Середня температура зі сторони охолодження, [K]	$T_{w_охл}$	374,11	373,58
Температура, кипіння в системі, рідинного охолодження, [K]	$T_{кип}$	404,97	404,97
Середній коефіцієнт тепловіддачі від стінки кришки циліндра до охолоджуючої середовища, [Вт/(м²*К)]	$Alf_w_охл$	6108,5	5924,0
Тепловий потік в кришку циліндра, [Дж/с]	$q_крышки$	9510,8	9103,6
Тепловий потік в поршень, [Дж/с]	$q_поршня$	8317,7	7950,0
Тепловий потік у втулку циліндра, [Дж/с]	$q_цилиндр$	13902	15524
Ступінь стиснення	$Степ, сжат$	13,5	13,5
Початок випуску, [град, до НМТ]	$Нач, вып$	59	59
Кінець випуску, [град, за ВМТ]	$Кон, вып$	41	41
Початок впуску, [град, до ВМТ]	$Нач, впуск$	54	54
Кінець впуску, [град, за НМТ]	$Кон, впуск$	31	31
Потужність компресора ВТ, [кВт]	$N_квд$	171,25	174,93
Адіабатний ККД компресора ВТ	$КПД_квд$	0,793	0,793
Витрата повітря через компресор ВТ, [кг/с]	$G_квд$	1,6969	1,7334
Витрата повітря приведена через КВТ	$G_{пр_квд}$	29,689	30,327
Расход воздуха через КВД скорректиров., [кг/с]	$G_{cor_квд}$	1,7198	1,7568
Ступінь підвищення тиску в компресорі ВТ	$\Pi_квд$	2,35	2,35
Повний тиск на вході в КВТ, [бар]	$Po_квд$	0,97	0,97
Температура зупинення на вході в КВТ, [K]	$To_квд$	288	288

Продовження таблиці 2.1

Повний тиск за компресором ВТ, [бар]	$P_{к*}''_{квд}$	2,2795	2,2795
Температура зупинення за компресором ВТ, [К]	$T_{к*}''_{квд}$	313,10	388,42
Термічна ефективність ОНВ ВТ	$E_{cool_вд}$	0,75	0,75
Температура охолоджуючого агента в ОНВ ВД, [К]	$T_{cool_вд}$	288	288
Тиск надуву за КВТ, [бар]	$P_{к*}_{квд}$	2,2295	2,2795
Температура надувочного повітря за КВТ, [К]	$T_{к*}_{квд}$	313,10	388,42
Потужність ТВТ з врахуванням механічного, ККД, [кВт]	$N_{_твд}$	171,10	174,85
Внутрішній ККД турбіни ВТ	$КПД_{_твд}$	0,83090	0,8309
Механічний ККД турбіни ВТ	$КПД_{м_твд}$	0,988	0,988
Витрата газу через ТВТ, [кг/с]	$КПД_{м_твд}$	1,72	1,7474
Витрата гузу через ТВТ приведена	$G_{пр_твд}$	25,445	28,267
Ступінь пониження тиску в турбіні ВТ	$\Pi_{_твд}$	1,8149	1,7299
Відносна робота ТВТ	$B_{_твд}$	13,518	12,502
Повний тиск перед турбіною ВТ, [бар]	$P_{т*}_{_твд}$	1,8893	1,7997
Температура зупинення на вході в ТВТ, [К]	$T_{т*}_{_твд}$	780,73	849,34
Противотиск за турбіною ВТ, [бар]	$P_{о_твд}$	1,0410	1,0403
Температура газу за турбіною ВТ, [К]	$T_{о_твд}$	690,45	758,59

2.4 Порівняння фізико - хімічних властивостей рослинних палив та їхніх складних ефірів

Із порівняння фізико-хімічних властивостей рослинних палив і їхніх складних ефірів із властивостями дизельного палива випливає, що:

- рослинні палива та їхні ефіри мають приблизно на 8-17% меншу калорійність (36 МДж/кг до 43,84 МДж/кг для дизельного палива),
- рослинні палива та їхні ефіри мають на 9% більшу густину, тож через збільшення густини палива частково компенсується низьке значення його калорійності (0,917 кг/дм³ і 0,839 кг/дм³),

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- цетанове число для окремих рослинних палив зіставне за значенням із дизельним паливом, для ефірів воно трохи вище, а саме для ефіру ЕМКОР - на 8%, і для ефіру СРО дорівнює 62,4 (причому визначено його за методом ASTM D613), ефіри рапсової олії містять у декілька разів менше сірки, ніж дизельне паливо (0,02+0,05% - ефіри і 0,1% - дизельне паливо), ефіри пальмової олії містять від 0,04%- СРО до 0,002% - СРС сірки,

Таблиця 2.2 - Порівняння, вибраних фізико-хімічних властивостей палив

Властивість палива	Дизельне паливо		Рапсова олія	ЕМКОР
	Середнє значення	по DIN		
Наближена сумарна формула	$C_{13}H_{24}$	—	$C_{57}H_{101,6}O_6$	$C_{19}H_{35,2}O_2$
Молярна маса [кг/моль]	120-320	—	883	296
Цетанове число	>50	>45	>44	52-56
Калорійність 20 °C [МДж/дм ³]	35,7	—	33,7	32,6
Калорійність 20 [°C] МДж/кг	42,7	—	36,7	37.1
Теоретична витрата повітря	14,57	-	12,43	12,53
Густина [кг/дм]	0,84	0,82	0,916	0,882
В'язкість 20[°C] [мм ² /с]	4-5,5	2+8	75	6-8
Температура кипіння (перегону) при темп. 250[°C] при темп. 350[°C]	38+54	< 65	розкладання	0
	92+96	> 85	розкладання	95
Фільтрованість:				
- улітку [°]				
- зимою [°]	-15 -25	<0 <-15	(+15)	-7 -7

- ефіри рослинних палив містять на декілька десятків відсотків більше зв'язаного кисню в жирних кислотах, що покращує процес згорання, проявляється зниженням емісії сажі і твердих часток (PM) у продуктах згорання, що викидаються двигуном в атмосферу,

- рослинні палива мають приблизно на один порядок більшу в'язкість, яка у значній мірі впливає на процеси подачі і впорскування палива. В'язкість обмежує застосування цих палив при низьких температурах навколишнього середовища,

- в'язкість ефірів рослинних палив приблизно на 60% вища, що і є причиною більш широких можливостей застосування їх для живлення дизельних двигунів у кліматичних зонах із температурою навіть до -20°C.

У зіставленні деякі фізико-хімічні властивості дизельного пального ЕМКОР і рапсової олії. Таблиця 2.2 містить деякі фізико-хімічні властивості польського ефіру ЕМКОР, який застосовується як присадка до палива. Перевагою рослинних палив і їхніх ефірів є можливість змішування їх із дизельним паливом у будь-якому співвідношенні.

2.5 Моделювання робочих процесів двигуна при роботі на альтернативному паливі - рапсовому маслі

Програма «Дизель-РК» підтримує моделювання двигуна з різними паливами. Властивості всіх палив зберігаються в Бібліотеці. Розрізняються два види бібліотек: системна бібліотека та проектна бібліотека. Системна бібліотека (позначена в програмі як "Бібліотека палив") призначена для зберігання всіх наявних палив. Проектна бібліотека (позначена як "Палива, доступні в даному проекті") містить палива, які використовуються в даному проекті.

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Моделювання робочих процесів здійснюється за допомогою програми «Дизель-РК». Для цього використовується файл попереднього розрахунку двигуна 6 ЧН 26/34 при роботі його на дизельному паливі. В цьому файлі збережено оптимальні настройки програми для нашого двигуна. Для того, аби не втратити ці настройки, зберігаємо файл під новим ім'ям.

Далі, в новому файлі, у вікні «Параметри_КДВС» - «Палива» створюємо новий вид пального «RapsOIL». Параметри цього виду пального:

$C = 0,776$ кг - кількість вуглецю;

$H = 0,115$ кг - кількість водню;

$O = 0,109$ – кількість кисню.

- нижча теплота згоряння палива $Q_n = 35,7$ МДж / кг;
- умовна енергія активації передполумєневих реакцій 12 кДж/моль;
- цетанове число 44;
- густина палива при 916 К;
- динамічний коефіцієнт в'язкості 0,00687 Пас;
- питома теплота пароутворення 325 кДж/кг;
- теплоємність палива, взяти при темп. форсунки $C_p = 1800$ кДж/кгК;
- молекулярна маса 881,5;
- температура палива 380 К.

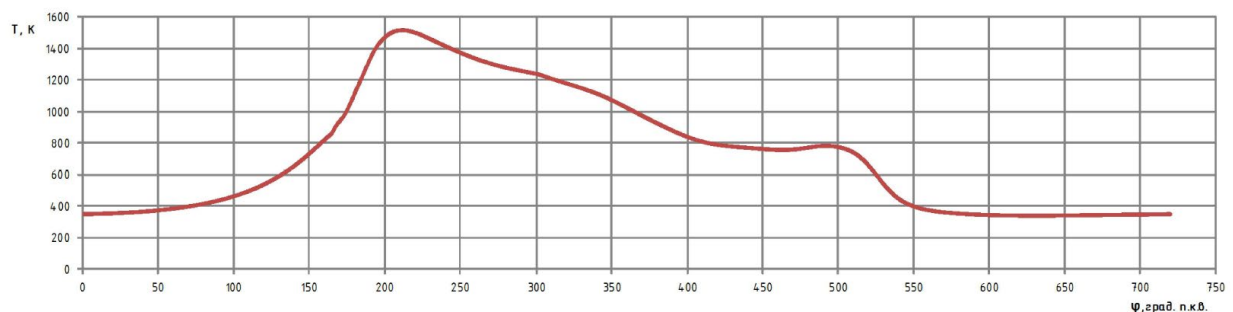


Рисунок 2.5 – Температура у циліндрі двигуна

Розрахунок показав, що для отримання тієї ж потужності необхідно збільшити тиск впорскування. У програмі «Дизель-РК» це досягається зменшенням тривалості впорскування на 6 градусів повороту колінчатого валу. Також було зменшено коефіцієнт надлишку повітря з 2,1 у базовому двигуні до 1,9. Це пояснюється наявністю кисню у паливі.

Результати моделювання зводимо у таблицю 2.1. По результатах моделювання будемо індикаторну діаграму двигуна, представлену на рисунку 2.6.

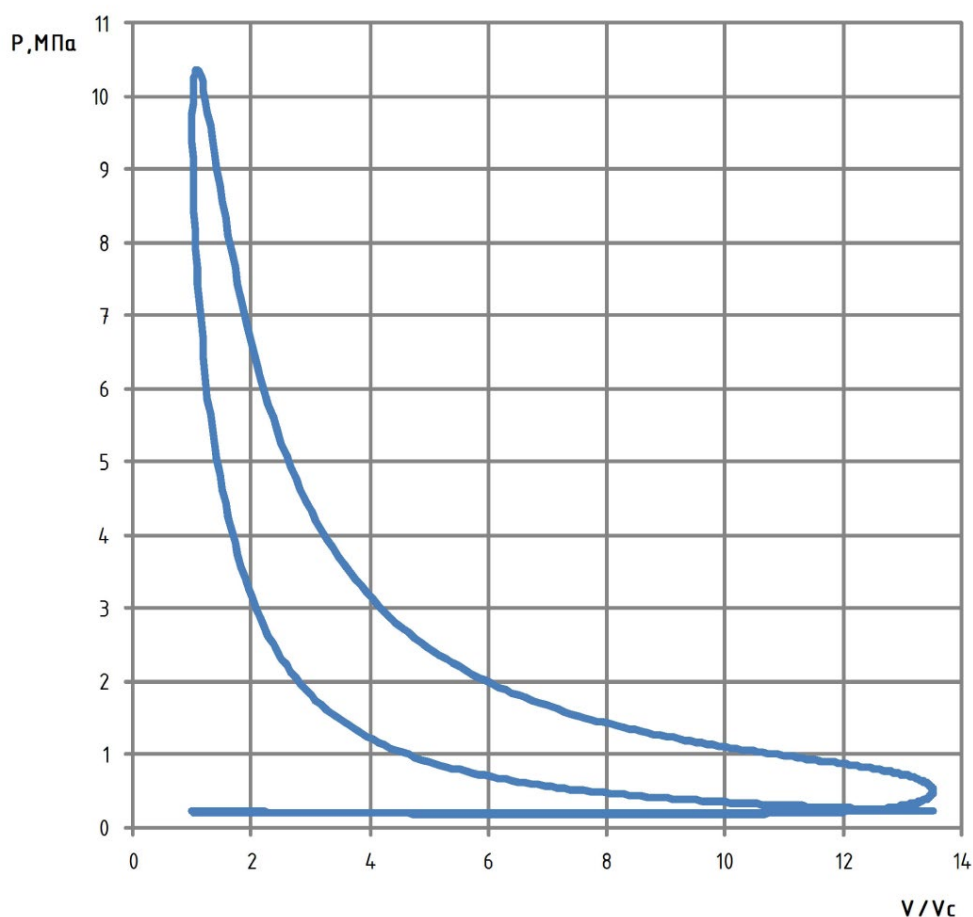


Рисунок 2.6 – Індикаторна діаграма

РОЗДІЛ 3

МОДЕРНІЗАЦІЯ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПАЛИВА ДЛЯ РОБОТИ НА РОСЛИННІЙ ОЛІЇ

3.1 Рослинні палива і їхні ефіри

Останні десятиліття - характеризуються зростанням споживання сировини та енергії. Це викликано динамікою приросту населення у всьому світі і піднесенням економіки майже у всіх державах світу. У сімдесятих роках нашого сторіччя значно зросли ціни на нафту, і цей момент був переломним, він сприяв усвідомленню того, що базування економіки країни на єдиній, основній енергетичній сировині - дизельному паливі небезпечне.

Щорічне споживання нафти змінюється і прямо пропорційно залежить від економічної кон'юнктури у світі. Проте безсумнівно, що спостерігається перманентний ріст цін основного енергетичного рухомого палива. Власники нафтових родовищ, усвідомлюють, що можуть грати домінуючу роль у всесвітній політиці, проводять нині політику економного видобутку ресурсів. Довгостроковий прогноз передбачає, що за безупинним зростанням споживання природних ресурсів зростає концентрація CO_2 в атмосфері (парниковий ефект). Такий стан є тривожним і тому необхідним є пошук нових альтернативних джерел енергії, у тому числі рослинних палив. Останні дослідження підтверджують, що температура земної атмосфери збільшується в результаті так званого парникового ефекту. Цей ефект, зокрема, викликаний емісією CO_2 , який обмежує емісію тепла (у вигляді інфрачервоного випромінювання), у космічний простір. Потепління акваторій спричиняє значний приріст маси планктону, в результаті чого виникає явище трансгресії морів. Емітований в атмосферу двигунами двоокис вуглецю абсорбується в ній олійними рослинами, тож маємо справу

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

із замкнутим циклом по CO_2 . Заміна нафти на рослинні палива впливає також з інших передумов, особливо безпеки поставок, адже основні ресурси нафти знаходяться в країнах з нестабільною політикою (Близький Схід). Тому розвиток виробництва рослинних палив у країнах, які не мають своїх нафтових родовищ, відвертає загрозу політичного шантажу [7].

Рослинні олії є гліцеридами (гліцериновими ефірами ненасичених жирних кислот) й отримуються в процесі гідралічного вичавлювання рослин. За своєю хімічною структурою вони відрізняються одна від одної тільки вмістом вуглецю і рівнем насичення жирної кислоти, що ефірно сполучена з гліцерином. Тому всі рослинні олії є горючими і можуть бути використані для живлення двигунів із запалюванням від стискування. Найбільш поширеними рослинними оліями, над використанням яких проводяться дослідження, є: рапсова, соєва, соняшникова і пальмова. Термічна нестабільність і в'язкість рослинних олій ускладнюють їх застосування як альтернативне паливо. Тому використовують їхні ефіри. Метиллові ефіри вищих жирних кислот, наприклад, рапсової олії, утворюються на промислову шкалу, застосовуючи процес алкохолізації ефірів, тобто у випадку жирів - за допомогою реакції тригліцеринів зі спиртами при жирних і основних каталізаторах. При одержанні ефірів рослинних олій, у результаті процесу гідролізу з використанням каталізаторів, наприклад, основного, поверхневий натяг рослинного палива є меншим за значенням, ніж у дизельного палива, незважаючи на значно вище значення в'язкості.

Це можна пояснити тим, що солі жирних кислот, які виникають в результаті реакції є поверхнево-активними речовинами, які знижують поверхневий натяг рослинного палива.

На малюнку 1.1 схематично подано перебіг реакції одержання метилового ефіру з жирної кислоти рапсової олії.

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

У результаті цієї реакції виникають три молекули метилового ефіру жирної кислоти. Під час протікання хімічної реакції метиловий спирт додається до олії в кількості 10%. З допомогою каталізаторів, наприклад, калійного, метиловий ефір відокремлюється від побічних продуктів, які неможливо використовувати як паливо (гліцерин, корм). У цьому випадку є замкнутий виробничий цикл у сільському господарстві і хімічній промисловості. Відповідно до німецьких оцінок, на території цієї країни можна заправляти метиловий ефір жирної кислоти рапсової олії в 500 автозаправних станціях, вартість виробництва 1 літра метилового палива (без сировини) приблизно дорівнює 0,15-0,20 [8].

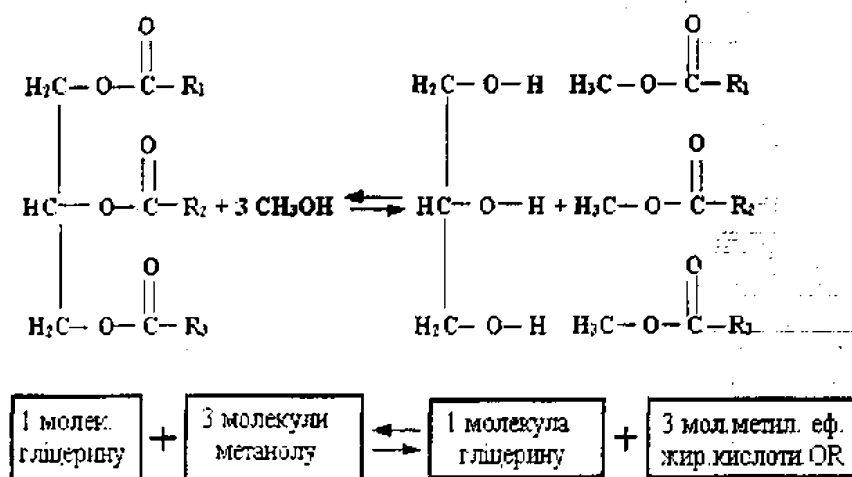


Рисунок 3.1 - Отримання метилового ефіру жирної кислоти рапсової олії: R_1 , R_2 , R_3 - залишки жирної кислоти, OR - рапсова олія

Іншою країною, в якій у промисловому масштабі виробляється метиловий ефір жирної кислоти, але з - пальмової олії, є Малайзія. Його використовують як паливо в автобусах Мерседес-Бенц у міській комунікації в столиці країни.

У переробці пальмової олії розрізняють два виробничі етапи:

- естерифікація жирних кислот, які є у пальмовій олії, на метилові ефіри,

- трансетерифікація гліцеридів на метилові ефіри. Відокремлення гліцеридів від метилових ефірів призводить до виникнення метанолу в процесі трансетерифікації. В результаті цієї реакції утворюються метиловий ефір пальмової олії *Crude Palm Oil (CPO)* і метиловий ефір пальмової стерни *Crude Palm Stearin (CPS)*. Слід зазначити, що в процесі одержання ефірів жирних кислот із олійних рослин виробляється побічний продукт - гліцерин, необхідний для фармацевтики.

3.2 Передумови використання рапсового масла у якості палива

Дизельне паливо може згорати в двигунах з безпосереднім уприскуванням або ж в передкамерних і вихорокамерних. Безпосереднє уприскування застосовується в двигунах високої потужності. Питома витрата палива при цьому способі уприскування нижче, ніж при двох інших. У той же час згорання палива в двох останніх випадках краще, тобто у вихлопі міститься менше шкідливих речовин [9].

Рапсове масло і RME відрізняються від дизельного палива температурою кипіння. У дизельного палива вона дорівнює приблизно 100 ° С, у RME близько 320 ° С. У ріпакової олії температура кипіння теж вище, ніж у дизельного палива. При низькому навантаженні дизеля (в тому числі на холостому ходу) температура поршня знижується. Ріпакове паливо, яке має підвищену температуру кипіння і осіли на охолодити поршні, вже не випаровується і не запалюється при змішуванні з повітрям. Незгоріле паливо поршневыми кільцями переміщується вниз, потрапляє в картер, де змішується з мастилом. В результаті цього масло розріджується потрапляє в них RME, що в подальшому може призвести до виходу дизеля з ладу. При використанні в якості палива ріпакової олії його попадання в мастило призводить до утворення в картері резінообразной субстанції. У зв'язку з цим

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						46
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

замінювати масло в двигунах, що працюють на рапсовій паливі, доводиться частіше.

За своїми властивостями рапсове масло має великі відмінності від дизельного палива. Це перш за все відноситься до в'язкості, яка є найважливішим параметром, що визначає якість розпилення і згоряння палива. В'язкість масла може бути знижена нагріванням або розрідженням шляхом додавання дизельного палива. Рапсове масло, будучи більш в'язкотекучий, ніж дизельне паливо, при використанні в якості палива повинно бути досить теплим. При дуже низьких температурах воно вимагає підігріву.

Рапсове масло не може довго використовуватися в звичайних дизелях з безпосереднім уприскуванням, так як воно повністю не згорає. Результатом цього, крім змішування з мастилом, є продукти коксування, що відкладаються на форсунках, поршнях і поршневих кільцях. У передкамерних і віхрекамерних двигунах тривале використання ріпакової олії можливо, так як в цьому випадку воно додатково підігрівається перед займанням, що сприяє кращому змішуванню з повітрям і більш повному згорянню [10].

Існують можливості в дизелі з безпосереднім уприскуванням таким чином змінити конструкцію поршнів, головки циліндрів і форсунок, щоб стало можливим тривале використання в якості палива рослинних олій. Крім цього можуть бути розроблені спеціальні двигуни з безпосереднім уприскуванням, призначені для роботи на рапсовій олії. У таких двигунах повинно бути передбачено таке:

- температура поршня значно вище, ніж у звичайних дизелях;
- обмежена можливість проникнення незгорілого палива в мастило;
- забезпечений більш високий ККД у порівнянні зі звичайним дизелем.

Завдяки процесу етерифікації RME за характеристиками виявляється значно ближче до дизельного палива. Це паливо може застосовуватися на

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						47
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

будь-яких типах дизелів. Оскільки всі дизелі, як правило, оптимізовані по використанню дизельного палива, то переходу на RME повинна передувати додаткове калібрування системи упорскування, поліпшуюча згорання палива.

Для заміни дизельного палива можуть бути використані рослинні масла. У Німеччині великі надії в цьому відношенні покладаються на ріпак. Для використання палива, одержуваного з рослинної сировини, розглядають два шляхи. Один з них припускає естерифікації рослинних олій до кондицій дизельного палива, а другий-модифікування дизельного двигуна таким чином, щоб при згорянні сирого масла в ньому не утворювався шкідливий для роботи нагар

Енергетичні показники

При розгляді питання про енергобалансі палива слід враховувати не тільки енергію, що виділяється при згорянні, але і витрачену на його виробництво і підготовку.

У витрати енергії на отримання ріпакового насіння слід включати частки, що припадають на збирання врожаю, обробку полів і внесення добрив.

Для отримання RME потрібно ще більше енергії, так як вона додатково витрачається на естерифікації. Крім того, у зв'язку з обмеженим числом переробних підприємств мають місце підвищені транспортні витрати.

Оцінки енергетичного балансу при виробництві ріпакової олії і RME в різних джерелах різні. Перш за все це пов'язано з різною оцінкою ефекту утилізації відходів. Так, наприклад, ріпакова солома може розглядатися як додаткове джерело енергії. Макуха та екстракційний залишок можуть бути використані в якості компонентів білкового корму для тварин. При виробництві RME в якості побічного продукту утворюється гліцерин. Тут енергобаланс значно поліпшується, якщо для гліцерину знаходиться оптимальне застосування.

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						48
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

При оцінці енергобалансу для дизельного палива також враховують витрати на виготовлення, доставку та підготовку. І в цьому випадку результати оцінки різняться.

RME в порівнянні з дизельним паливом має нижчу теплоту згоряння. Це означає, що при спалюванні рівних кількостей RME і дизельного палива потужність, реалізована при використанні ріпакової палива, буде менше. При одній і тій же потужності витрата RME буде на 10% вище (за об'ємом), ніж дизельного палива.

У ріпакової олії також теплота згоряння нижча, ніж у дизельного палива. Витрата його у великій мірі залежить від характеристик двигуна. У сучасних передкамерних двигунах він особливо великий. У спеціально доопрацьованих двигунах споживання масла таке ж, як і дизельного палива. Якщо розглядати двигуни, спеціально сконструйовані для роботи на рослинних оліях, то у них витрата значно нижче, ніж дизельного палива у сучасних двигунів порівнянної потужності.

3.3 Конструкції розпилювачів для роботи на маслах

При створенні перших двигунів для роботи на РМ йшли шляхом використання одноотворових розпилювачів.

Таким прикладом служить розпилювач форсунки двигуна ELSBETT, який має один отвір з самоочисною голкою і орієнтований в певному положенні і під певним кутом (рис. 3.2).

Подальше розширення номенклатури використовуваних двигунів для роботи на РМ привело до вдосконалення багатоотворових розпилювачів [11].

При використанні сумішей РАПМ з ДТ було виявлено, що відмінності в в'язкості, густини, поверхневому натягу, випаровуваності позначається на процесі сумішоутворення наступним чином:

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						49
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

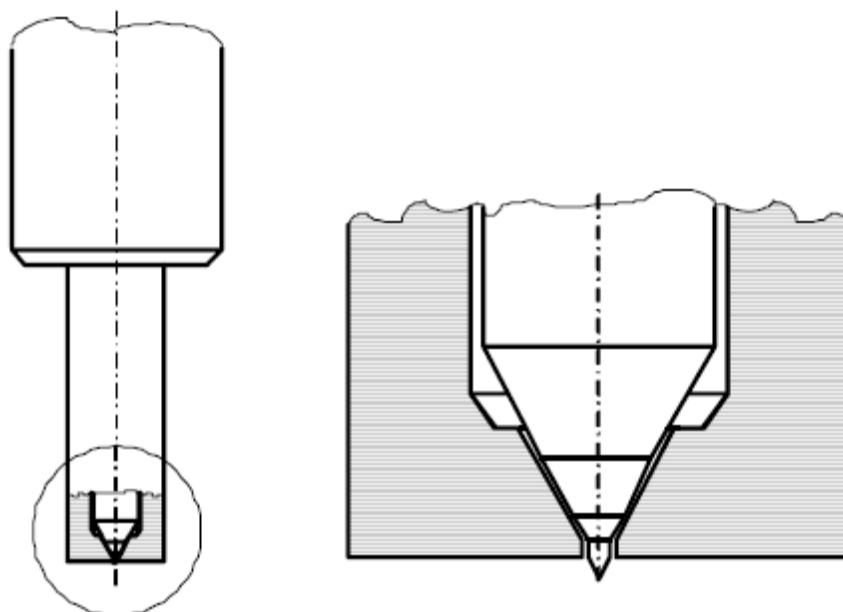


Рисунок 3.2 – Розпилювач двигуна ELSBET

- збільшується середній діаметр крапель палива;
- зменшується кут розкриття струменя (для МЕРМ на 10%);
- збільшується далекобійність струменя палива;
- зростання частки плівкового сумішоутворення (79% МЕРМ потрапляє на стінки КС, у ДТ - 59%).

Для зменшення цього негативного впливу пропонується:

- підвищити тиск впорскування палива;
- збільшити число розпилюючих отворів розпилювача форсунки;
- підвищити ступінь стиснення двигуна.

При цьому виходили з характеристик РМ, які володіють підвищеною в'язкістю, що різко змінює умови впорскування палива.

На підставі результатів оптичних досліджень при впорскуванні палив при атмосферних умовах прийшли було отримано наступні результати:

- уприскування починається пізніше на 3-3,5 град. п. к. в.;
- структура факела в поперечному перерізі ставати більш нерівномірною;
- кут розкриття факела зменшується;

- факел ставати більш далекобійним.

При роботі дизеля на РАПМ ці зміни призводять до:

- до погіршення економічності дизеля (індикаторний ККД двигуна зменшується на 15-20%);
- зменшення P_z і середньої температури в КС при підвищенні температури ОГ;
- незначного зменшення виділення NO_x ;
- збільшення викидів CO на високих навантаженнях.

Були експериментально перевірені способи поліпшення розпилювачів шляхом зменшення кількості палива, що потрапляє на поверхню стінки КС, і збільшення об'ємної складової циклової порції за рахунок підвищення мілкості дроблення крапель палива і зниження далекобійності паливного факела.

Одним із способів поліпшення характеристик розпилювача при роботі на РМ є збільшення сумарного ефективного прохідного перерізу отворів розпилювача з 0,237 до 0,313 мм², що призвело до поліпшення економічних та екологічних показників.

В роботі також визначено вплив зміни прохідного перерізу отворів розпилювача, тиску затягування пружини форсунки і θ .

Збільшення кількості розпилюють отворів з 4 до 8 і зростання ефективного прохідного перерізу з 0,237 до 0,246 мм² при роботі на РАПМ призвело до зменшення індикаторної витрати палива на 5% і зниження виділення CO на 80% при невеликому збільшенні виділення NO_x .

При оцінці впливу затягування пружини форсунки виявлено, що економічність практично не змінюється зі збільшенням тиску початку впорскування палива, але різко погіршується при його зменшенні.

Існує оптимальний кут випередження впорскування палива, що зумовлює регулювання двигуна при роботі на РМ.

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						51
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

В представленій конструкції розпилювача Алтайського заводу прецизійних виробів (АЗП) для роботи на суміші рапсового масла: ДП - 20:80 і призначеного для дизеля Д-245.12С (4 ЧН 11/12, 5) мінського моторного заводу (рис. 3.3).

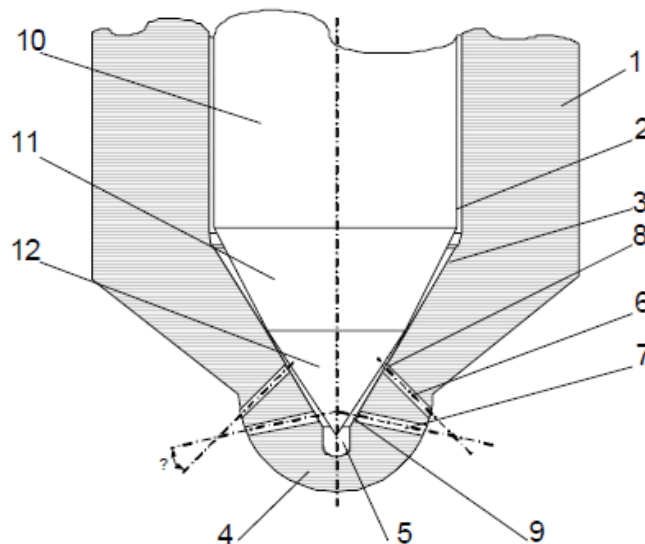


Рисунок 3.3 - Схема розпилювача форсунки АЗП для роботи на рапсовому масло: 1 - корпус; 2 - циліндрична порожнина; 3 - конічна запірня поверхню корпусу; 4 - носок розпилювача; 5 – підголючна порожнина; 6 і 7 – розпилюють отвори; 8 і 9 - вхідні кромки отворів; 10 - голка; 11 – конічна поверхню голки; 12 - конічна запірня частина голки

Особливістю даного розпилювача є наявність декількох розпилюючих отворів 6 і 7, виконаних попарно і розташованих рівномірно по поверхні носка 4 розпилювача. При цьому осі 6, 7 викладені у площині, що проходить через вісь циліндричної порожнини 2 корпусу розпилювача, і виконані під кутом ψ відносно один одного. При цьому вхідні кромки 8 і 9 розпилюють отворів 6 і 7 розташовані на конічній запірній поверхні 3 корпусу 1 розпилювача.

При упорскуванні кожний розпилюючий отвір формує струмінь розпилюючого палива. Струмені спарених отворів 6, 7 перехрещуються один з одним на деякій відстані від носка 4 розпилювача.

При цьому струмені палива додатково турбулізуються і утворюється одна загальна струмінь більшого об'єму. Причому довжина цього струменя кілька менше струменя палива, формованої одним розпилюючим отвором, мають ефективне прохідний перетин, рівне сумі ефективних прохідних перетинів розпилюють отворі 6 і 7.

Даний розпилювач забезпечував роботу дизеля на чистому рапсовому маслі, але для наближення характеристик сумішевого палива до характеристик ДТ дослідження проводилися на суміші рапсового масла: ДТ - 20:80.

Розпилювач АЗПІ має 10 розпилюють отворів з діаметром 0,25 мм і сумарній ефективною площею розпилюють отворів 0,27 мм². Розпилювач Motorpal, який випробовувався в порівнянні, має 5 розпилюють отворів з діаметром 0,34 мм і сумарній ефективною площею розпилюють отворів 0,25 мм².

При роботі двигуна з розпилювачем АЗПІ спостерігається поліпшення ККД двигуна при очікуваному зростанні викидів NO_x і зниженні виділення CO і CH . Для повної картини урахування впливу досвідченого розпилювача на показники двигуна не вистачає зміни димності ОГ.

Одним із способів зниження в'язкості РМ є його підігрів у паливній системі. Підігрів може здійснюватися в зонах, наведених на рис. 3.4.

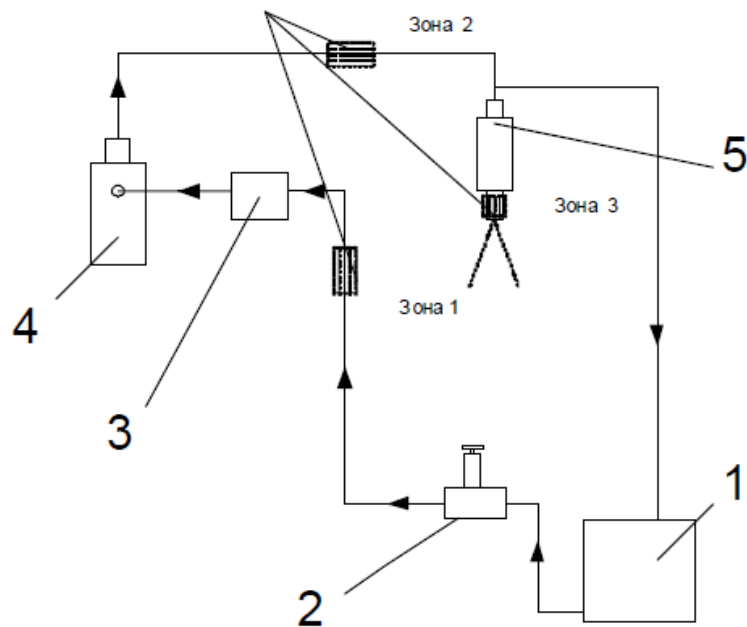


Рисунок 3.4 – Схема розташування зон підігріву в паливній системі дизеля:
1 - паливний бак; 2 - паливний насос; 3 - паливний фільтр; 4 - ПНВТ;
5 - форсунка; 6 - зона підігріву палива

Можливо здійснювати підігрів до паливного насоса, наприклад, в паливному фільтрі (зона 1), після паливного насоса (зона 2) і в корпусі розпилювача (зона 3).

Можливий також підігрів палива через паливні трубки. Підігрів високов'язкої палива до плунжерного насоса і після насоса приводить до поліпшенню показників двигуна. У деяких випадках при оптимальних умовах нагріву спостерігається поліпшення показників дизеля через прискорено горіння предполумєневих реакцій.

Виявлено, що підігрів рапсового масла: ДТ -50:50 в паливному фільтрі приводить до поліпшення економічних показників двигуна.

Це пояснюється тим, що зменшується щільність, в'язкість і поверхневий натяг, що сприяє більш дрібному розпиленню і збільшенню частки об'ємного сумішоутворення. Але при цьому на повному навантаженні спостерігається падіння оборотів через зниження циклової подачі палива.

В роботах оцінено вплив підігріву палива до ПНВТ при роботі по навантажувальній характеристиці.

Виявлено, що зі збільшенням температури палива економічність двигуна погіршується, а викиди NOx незначно зменшуються. Робиться висновок про необхідність підігріву палива для забезпечення нормальної подачі через трубопровід низького тиску, при цьому температура не повинна перевищувати на вході в ТНВД $40-45^{\circ}C$, що забезпечує мінімальне погіршення економічності двигуна. Залежність зміни індикаторного ККД двигуна і викидів NOx від температури РМ на вході в ТНВД представлена на рис. 3.5.

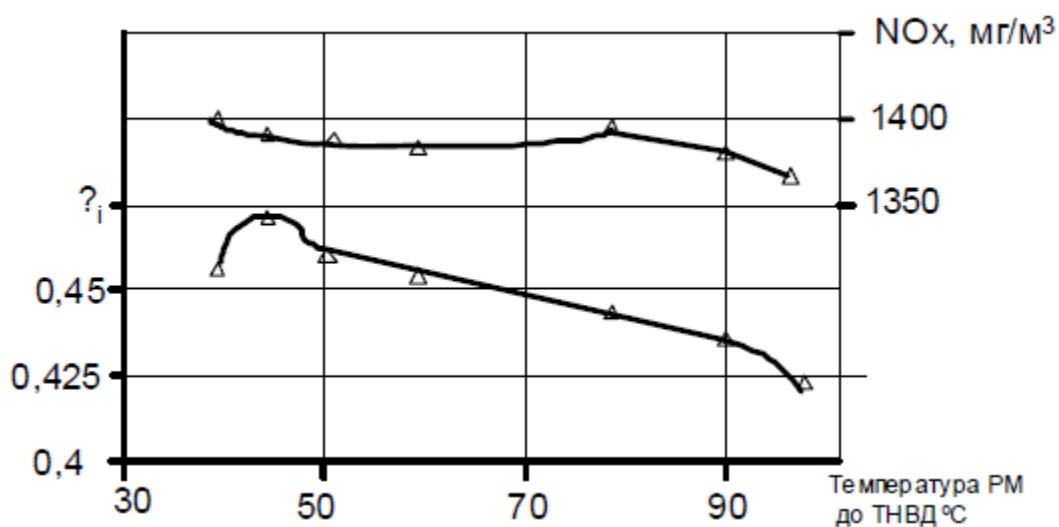


Рисунок 3.5 – Зміна показників двигуна від температури рапсового масла на вході в ПНВТ

Оптимальна величина температури по індикаторного ККД відповідає $45^{\circ}C$. Зі збільшенням температури відбувається зниження виділення NOx , що пояснюється зменшенням затримки запалення.

Представляє інтерес забезпечення підігріву палива в самому розпилювачі. На рис. 3.6 представлена форсунка багатопаливного двигуна для роботи на альтернативних паливах, зокрема РМ, а саме на РАПМ.

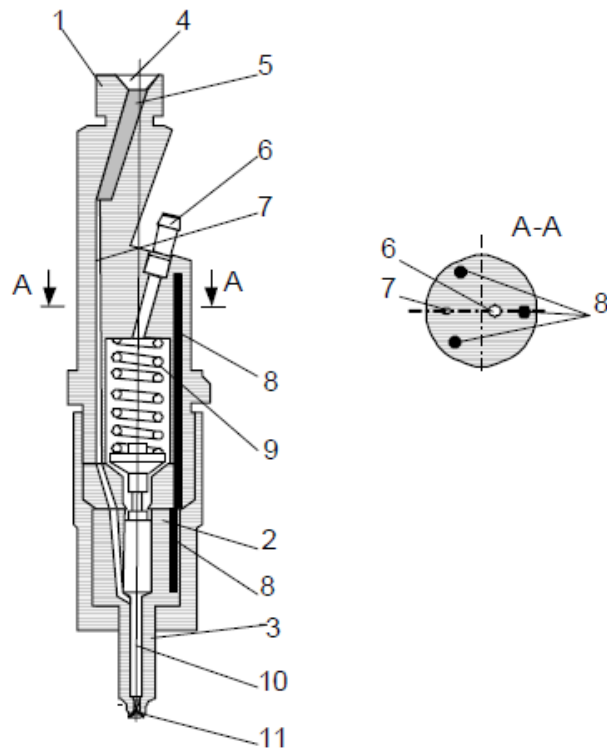


Рисунок 3.6 – Схема розпилювача з підігрівом палива для роботи на рапсовому маслі: 1 - корпус форсунки; 2 - розпилювач; 3 - корпус розпилювача; 4 – вхідний штуцер; 5 - паливний фільтр; 6 - відвідний штуцер; 7 – паливopідводчий канал; 8 - нагрівальний елемент; 9 - пружина; 10 - голка розпилювача; 11 - розпилюють отвори

Особливістю конструкції є наявність у корпусі форсунки спеціального нагрівального елемента, який підігріває рапсове масло до необхідного рівня в'язкості, що збільшує дрібність розпилювання палива. Центр розпилювача може нагріватися до 100 °С. Розпилюючі отвори мають збільшену питому поверхню, на яку нанесено каталітичне покриття з платини і родію. Нагрівання палива в форсунки вимагає установки додаткового джерела тепла, що ускладнює її конструкцію.

Була розроблена і експериментально перевірена робота штифтового розпилювача зі спеціальною порожниною для підігріву альтернативного палива, зокрема суміші рапсового масла з ДП.

Вельми привабливим є те, що не потрібна установка дододаткових пристроїв, які могли б впливати на показники впорскування. Випробування такого розпилювача виявили можливість поліпшення показників двигуна при роботі на ДП при фумігації палива. Конструкція розпилювача представлена на рис. 3.7 [11].

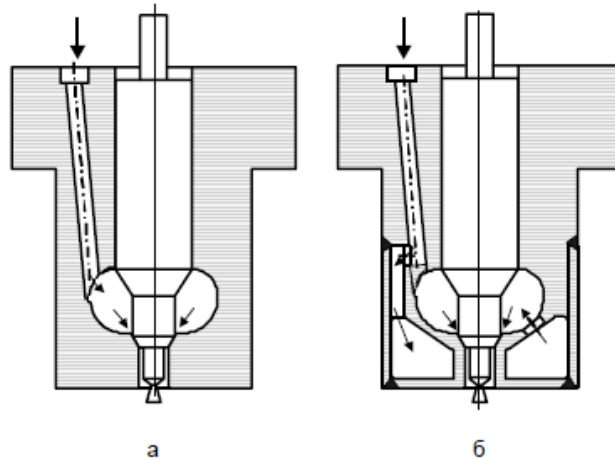


Рисунок 3.7 – Схема серійного (а) і досвідченого (б) штифтових розпилювачів

Основними заходами щодо поліпшення умов впорскування рапсового масла в камери згорання є:

- підігрів палива на вході в ПНВТ не вище 40-45°C;
- підігрів палива в розпилювачі;
- збільшення тиску уприскування палива на 5-10%;
- проведення регулювань, які забезпечують оптимізацію по економічності та екологічним показникам;
- використання розпилювачів спеціальної конструкції, які забезпечують збільшення об'ємної частки подачі палива, дрібності розпилювання і зниження далекобійності факела.

3.4 Рекомендації по переобладнанню двигуна для роботи на рапсовому маслі

Існують спроби використання рапсового масла в серійних дизелях без переоснащення паливної апаратури. Можлива короткочасна робота на такому паливі, але з часом це призводить до погіршення показників двигуна і до виходу двигуна з ладу через сильне нагароутворення.

Основні проблеми при використанні рапсового масла в дизелях:

- зміна властивостей рапсового масла;
- висока температура займання;
- висока в'язкість.

Це вирішено наступними шляхами:

- прийняттям стандарту на рапсового масла;
- використанням регульованого підігріву рапсового масла;
- управлінням подачею палив;
- використанням необхідних ступенів фільтрації;
- використанням керуючої апаратури і реле.

Завдання використання РМ в існуючих двигунах з серійними КС та паливною апаратурою вирішена шляхом оснащення двигуна додатковою системою (Umrüstung). Двигун може працювати тільки на рапсовому маслі (однопаливна система) або по черзі на рапсовій олії та ДП (двопаливна система). При цьому повинні виконуватися вимоги по якості РАПМ.

Особливістю однопаливної системи є наявність одного паливного бака з рапсовим маслом. Двигун оснащується спеціальними розпилувачами, свічками розжарювання, додатковим паливним фільтром, фільтром з електропідігрівом, при необхідності електричним паливним насосом, температурним реле, проводами і трубопроводами. Перед пуском здійснюється прогрів системи за допомогою свічки розжарювання та запуск двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						58
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

При роботі двигуна за допомогою реле здійснюється регулювання температури подаваного рапсового масла в камері згоряння.

Принципова схема двопаливної системи фірми «Elsbett» наведена на рис. 3.8.

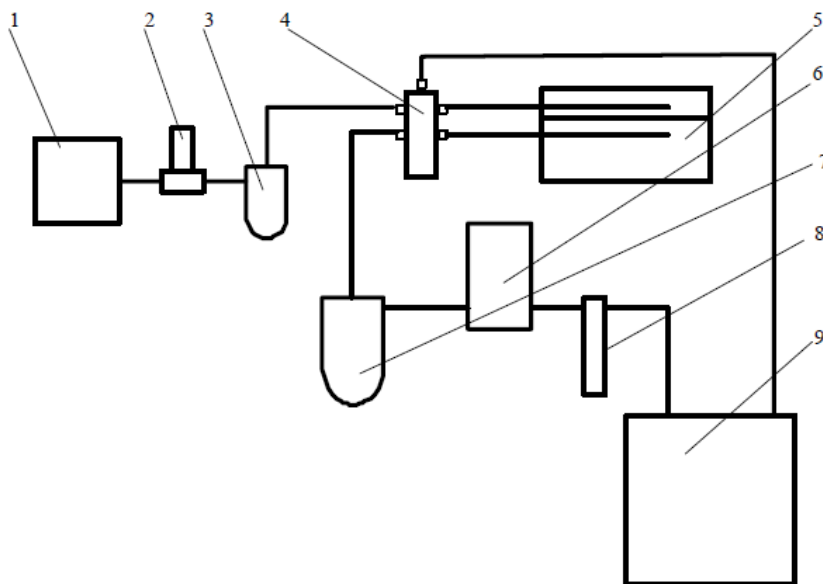


Рисунок 3.8 – Схема двопаливної системи двигуна фірми «Elsbett» для роботи на РМ: 1 - паливний бак з дизельним паливом; 2 - паливopідкачуючі насос; 3 - паливний фільтр дизельного палива; 4 - керуючий вентиль і регулятор тиску; 5 - регулятор випередження подачі палива; 6 - теплообмінник для підігріву масла; 7 - фільтр для рослинної олії; 8 - електричний паливopідкачуючий насос з регулятором тиску для рослинного масла; 9 - паливний бак з рослинним маслом

Система працює таким чином. Запуск здійснюється на дизельному паливі з бака на 20-30 літрів і після прогрівання відбувається автоматичне перемикання на роботу з головного бака з рапсовим маслом. Наявність електричного паливopідкачуючого насоса і теплообмінника забезпечує подачу підігрітої олії в вискоєфективний фільтр, що дозволяє здійснити необхідну очистку олії. Перед зупинкою дизеля рекомендується перевести його на роботу на ДП [12].

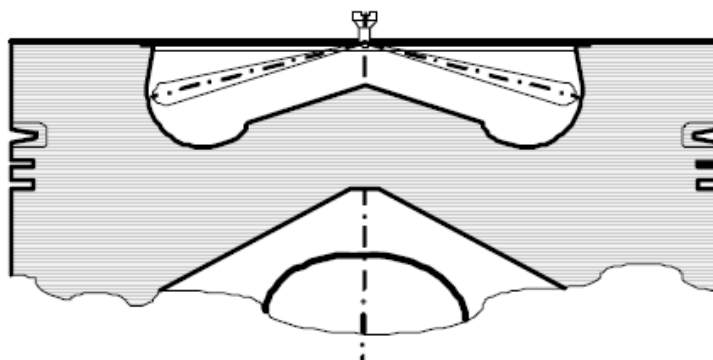


Рисунок 3.9 – Схема серійної КС переоснащення дизеля «Deutz AG» для роботи на рапсовому маслі

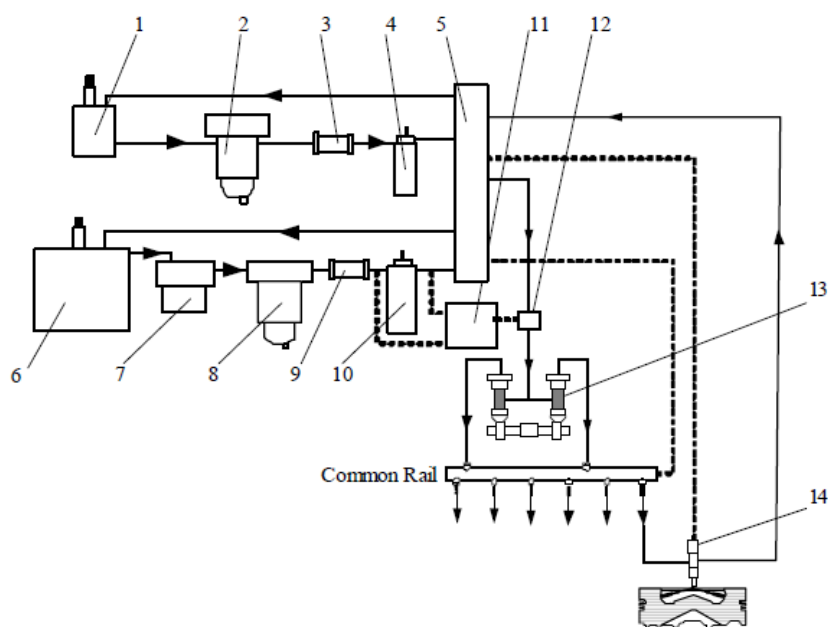


Рисунок 3.10 – Схеми двопаливної системи двигуна «Deutz AG» для роботи на рапсовому маслі: 1 - бак з дизельним паливом; 2 - вологовідділюючий фільтр дизельного палива; 3 - електричний паливопідкачуючий насос; 4 - фільтр основний очищення дизельного палива; 5 - електромагнітний клапан; 6 - паливний бак з рапсовим маслом; 7 - теплообмінник для підігріву рапсової олії; 8 - вологовідділюючий фільтр рапсової олії; 9 - паливопідкачуючий насос для подачі ріпакової масла; 10 - фільтр основного очищення масла; 11 - загальний блок управління; 12 - паливний блок управління; 13 - насос високого тиску; 14 – розпилювач

Слід зазначити, що дана фірма має обмеження по виконанню даної системи на деяких двигунах. Враховуючи, що випуск дизелів фірми «Elsbett» з адаптованою камері згоряння для роботи на рапсовому маслі припинений, дані системи є їх альтернативою.

Така ж система розроблена і фірмою «Deutz AG» для дизеля з серійною КС, наведеної на рис. 3.9. Принципова схема такої системи фірми «Deutz AG» наведена на рис. 3.10.

Робота цієї системи схожа на роботу вищеописаної системи двигуна фірми DEUTZ AG з системою для роботи на РАПМ отримав срібну медаль на сільськогосподарській виставці в Ганновері «AGRITECHNICA-2007 ».

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						61
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Розрахунок приточно-витяжної вентиляції в машинно-котельному відділенні

Умови перебування у відсіку судна, що відповідають нормам і вимогам санітарних правил для морських суден до температури, повинні забезпечуватися системи вентиляції. У МВ передбачена екранізація теплообміну всього приміщення, яка сполучається з потоком повітря на робочому місці. Наведений розрахунок вентиляції машинного відділення був виконаний з метою визначення необхідної продуктивності системи кондиціонування, яка буде встановлюватися на судні. Продуктивність системи кондиціонування розраховується враховуючи максимальне тепловиділення в літню пору.

Загальна кількість повітря, що подається в машинне відділення, визначається рівнянням:

$$L_{\Pi} = \frac{\sum Q_{над}}{C_{\Pi} \times \rho_{\Pi} \times \Delta t}, \text{ м}^3/\text{год}$$

де $\sum Q_{над}$ - сумарні надлишкові тепловиділення в повітря працюючими механізмами, кДж/год;

$C_{\Pi} = 1,01$ - питома теплоємність повітря, кДж/(кг×К);

Δt - різниця температур повітря в МВ і зовнішнього, згідно санітарним нормам: $\Delta t_{літо} = 8 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\Delta t_{зима} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

ρ_{Π} - щільність повітря при зовнішній температурі, кг/м³:

$$\rho_{\Pi} = \frac{\rho_0}{1 + \frac{t_n}{273}}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						62
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де $\rho_0 = 1,293$ - щільність повітря при нормальних умовах, кг/м^3 ;

t_n - температура зовнішнього повітря, приймається в залежності від району плавання судна по ГОСТ 24389-80, $^{\circ}\text{C}$.

Сумарні надлишкові тепловиділення в повітря працюючими механізмами, даного судна, визначаються за виразом:

$$Q_{\text{над}} = Q_{\text{ГД}} + Q_{\text{ДГ}} - Q_{\text{зв}}$$

Надлишкове тепловиділення для ДВЗ визначається за формулою:

$$Q_{\text{ГД}} = K_3 \times g_e^{\text{ГД}} \times N^{\text{ГД}} \times Q_H^{\text{II}} \times m \times n, \text{ кДж/год},$$

де $K_3 = 0,84$ – коефіцієнт завантаження головного двигуна;

$g_e^{\text{ГД}} = 0,173 \text{ кг/(кВт} \times \text{год)}$ – питома витрата палива;

$N^{\text{ГД}} = 7280 \text{ кВт}$ – потужність головного двигуна;

$Q_H^{\text{II}} = 50324 \text{ кДж/кг}$ – нижня теплота згоряння палива;

$m = 0,013$ – частка тепловиділення у навколишнє середовище;

$n = 1$ – кількість головних двигунів.

$$Q_{\text{ГД}} = 0,84 \times 0,173 \times 7280 \times 50324 \times 0,013 \times 1 = 692110,24 \text{ кДж/год}.$$

Кількість тепла, яке сприймає забортна вода, обраховується за формулою:

$$Q_{\text{зв}} = S \times \eta \times (t_{\text{MB}} - t_{\text{зв}}),$$

де $S = 2 \times L_{\text{М}} \times H = 2 \times 18 \times 6 = 216 \text{ м}^2$ – площа лівого та правого бортів, які відносяться до машинного відділення;

$\eta = 24 \text{ кДж/ м}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – коефіцієнт розсіювання тепла;

$t_{\text{MB}} = 38 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – температура у машинному відділенні згідно останніх вимог ІМО;

$t_{\text{зв}} = 19 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – середня температура води за бортом судна.

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						63
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$Q_{ЗВ} = 24 \times 216 \times (38 - 19) = 98496 \text{ кДж.}$$

Сумарне надлишкове тепловиділення у машинному відділенні становить величину, яку обраховують за формулою:

$$Q_{над} = Q_{ГД} - Q_{ЗВ} = 692110,24 - 98496 = 593614,24 \text{ кДж.}$$

Щільність повітря при зовнішній температурі 20 °С буде:

$$\rho_{П} = \frac{1,293}{1 + \frac{20}{273}} = 1,204, \text{ кг/м}^3$$

Загальна кількість повітря, що подається в машинне відділення

$$L_{П}^{літо} = \frac{593614,24}{1,01 \times 1,204 \times 8} = 61019,19, \text{ м}^3/\text{год}$$

$$L_{П}^{зима} = \frac{593614,24}{1,01 \times 1,204 \times 25} = 19526,14, \text{ м}^3/\text{год}$$

Кратність циркуляції для літа та зими становить:

$$n_{літо} = \frac{L_{П}^{літо}}{V_M}$$

$$n_{літо} = \frac{L_{П}^{літо}}{V_M}$$

де V_M – об'єм машинного відділення, який приблизно дорівнює:

$$V_M = s \times H_{суд} = 816 \times 6 = 4896 \text{ м}^3$$

де $H_{суд} = 12 \text{ м}$ – висота борту судна до верхньої палуби [розділ 1].

Тоді кратність циркуляції для літа та зими буде:

$$n_{літо} = \frac{61019}{4896} \approx 12,46 \text{ год}^{-1}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						64
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$n_{зима} = \frac{19526}{4896} \approx 3,98 \text{ год}^{-1}$$

Даний повітрообмін дозволяє витримувати нормативні документи, що регламентують параметри мікроклімату для робочої зони виробничих приміщень, ГОСТ 12.1.005-88 та ДСН 3.3.6.042-99.

4.2 Заходи безпеки під час технічного обслуговування та ремонту малообертових двигунів, що працюють на зрідженому газовому паливі

При вживанні газоподібного палива в суднових дизелях повинні виконуватися спеціальні вимоги до конструкції двигуна і паливних систем, що забезпечують тривалу безпечну експлуатацію.

Боротьба з вогнищем займання газового палива в замкнутому об'ємі також не викликає великих труднощів, оскільки додавання в метаноповітряну суміш 25% вуглекислого газу або 40% азоту роблять її взагалі нездібною горіти. Будь-які негорючі газоподібні, рідкі і тверді розчинники знижують температуру полум'я, швидкість його поширення і швидкість протікання хімічної реакції окислення палива. Тому для гасіння природного газу рекомендується застосовувати інертні гази, дрібнорозпилену воду та пісок. Високоєфективні також полум'ягасники з пористих матеріалів (кульки, сітки, рифлена стрічка й тому подібне), які знижують температуру фронту полум'я нижче температури займання.

Усередині трубопроводів і газової арматури, що працюють під тиском, у зв'язку з досить вузькими концентраційними межами займання метаноповітряних сумішей, утворення пожежовибухонебезпечних сумішей практично виключено. Проте при заповненні системи газом можливе короткочасне існування сумішей у вибухонебезпечних концентраціях. Небезпека посилюється наявністю плівки змащувальних масел. Тому в цілях

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						65
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

безпеки первинне заповнення систем газом слід проводити після продування системи інертним газом, наприклад, азотом.

У зв'язку з тим, що в паливній системі газового двигуна два види палива: рідке і газоподібне, для безпечної і безаварійної роботи газодизеля необхідно зберегти всі види захисту дизеля і доповнити специфічними захистами:

1) Відключення подачі газу при падінні тиску рідкого палива в трубопроводі низького тиску для виключення пропуску спалахів в циліндрах через відсутність запального палива.

2) По тиску газоподібного палива, що забезпечує відключення його при недопустимих відхиленнях тиску.

3) На кришках люків картера мають бути встановлені запобіжні клапани з сітками.

4) Пуск, зупинка і робота при навантаженні менше 15 % $P_{e\text{ ном}}$ виконується лише на рідкому паливі.

5) У машинному відділенні необхідна система контролю наявності газового палива в зонах можливих витоків і скупчення газу з попереджувальною сигналізацією при концентрації 20% НКПВ та аварійною (виконавчою) сигналізацією при 50...70% НКПВ.

6) Газові трубопроводи двигуна і система випуску відпрацьованих газів повинні мати можливість продування інертним газом або повітрям.

7) Відсічні клапани на вході газу в машинне відділення мають бути дубльовані.

8) З метою виключення попадання газу в машинне відділення при можливих витоках в зоні розташування газових трубопроводів газодизеля рекомендується установка кожуха з організацією відсмоктування повітря або організація інтенсивної вентиляції з відсіченням подачі газу при її відключенні.

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						66
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Вище перелічені заходи відповідають основним вимогам для тривалої безаварійної роботи суднових газових дизелів, своєчасного виявлення витоків газу і усунення небезпечних наслідків від них.

4.3 Безпека екіпажу в надзвичайних ситуаціях

Постійна готовність екіпажу до дій при надзвичайних і аварійних ситуаціях забезпечується за рахунок:

1) постійної наявності на борті встановленої кількості екіпажу, здатного забезпечити ефективні дії у випадку виникнення надзвичайних ситуацій;

2) високої професійної кваліфікації екіпажу, попередньої тренажерної підготовки, регулярних і ефективних навчальних тривог, навчань, тренувань;

3) ефективної системи й організації дій, включаючи «Розклад за тривогами», аварійні партії, суднові оперативні плани дій (Vessel Response Plans), контрольні листи рекомендованих дій (Check Lists) для всіх виявлених ризиків з урахуванням специфіки й конструктивних особливостей судна, особливостей і властивостей вантажів;

4) постійної готовності засобів боротьби за живучість судна;

5) постійного контролю й спостереження (у тому числі за допомогою спеціальних систем контролю й попереджувальної сигналізації) за основними елементами безпеки, виявлення осередку надзвичайної ситуації на можливо більш ранній стадії, а також швидких, рішучих, ефективних дій людини, що першою виявила виникнення надзвичайної ситуації.

Однією з таких надзвичайних ситуацій є пожежа на судні.

Сучасне судно насичене горючими матеріалами, електроустаткуванням. Виконання вимог пожежної безпеки (попередження пожеж) на судні, знання й уміння боротися з пожежею є обов'язковими для всього екіпажу.

Основною метою боротьби з пожежами на судні є:

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						67
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- порятунок пасажирів і екіпажу;
- локалізація пожежі (запобігання поширення небезпечних факторів пожежі судном, вибухів парів ЛЗР, балонів зі стисненим газом, небезпечних вантажів);

- гасіння пожежі всіма наявними засобами;
- способами збереження остійності й запасу плавучості.

Тактика боротьби з пожежами містить у собі:

- оголошення пожежної тривоги;
- при можливості, огляд аварійного району для уточнення місця, типу палаючої речовини, інтенсивності пожежі;
- визначення порядку виконання дій з порятунку пасажирів і екіпажу, локалізації й боротьби з пожежею, видаленню води, що накопичується при гасінні пожежі.

Для швидкого ухвалення рішення на вибір сил і засобів гасіння пожежі рекомендується знати і використовувати *класифікацію пожеж*, засновану на виділенні однакових властивостей горючого матеріалу, для ефективного використання речовин для вогнегасіння (вогнегасників) [12]:

А – пожежі, викликані горінням твердих горючих матеріалів (деревина, тканини, папір, гума й деякі пластмаси). Пожежі гасять за допомогою води або водяних розчинів речовин для вогнегасіння:

В – пожежі, викликані горінням займистих або горючих рідин, що запалюються: газів, жирів і інших подібних речовин, фарб, лаків, розчинників. Пожежі гасять припиненням надходження кисню повітря до осередку пожежі або запобіганням виділення горючої пари;

С – пожежі, викликані запаленням електроустаткування, що знаходиться під напругою. Пожежі гасять речовинами для вогнегасіння, що не проводять електричний струм;

Д – пожежі, викликані загорянням горючих лужних металів (натрію, калію, магнію, титану, алюмінію та ін.). Для гасіння таких пожеж

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						68
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

використовують теплопоглинальні речовини для вогнегасіння, наприклад, спеціальні порошки, охолоджувачі.

На практиці, у реальних судових умовах нерідко виникають пожежі, що поєднують у два класи.

Повна й об'єктивна інформація про те, що горить і де перебуває пожежа, є важливою умовою успішної ліквідації пожежі.

Об'ємні пожежі в приміщеннях судна слід гасити за допомогою стаціонарних систем пожежогасіння (якщо вони передбачені для даного приміщення) або за допомогою водяної або пінної атаки.

Самим доступним і ефективним засобом гасіння пожежі на судні є *забортна вода*. Також ефективним засобом гасіння пожеж є *повітряно-механічна піна*. Піна своїми пухирцями ізолює горючу речовину.

Вуглекислий газ використовується в якості вогнегасника в системах пожежогасіння для об'ємного гасіння пожежі у вантажних танках, машинних відділеннях, окремих відсіках і приміщеннях судна, а також у вогнегасниках для гасіння загорянь.

Спеціальна речовина для гасіння *галони* складаються з вуглецю або декількох галогенів: фтору, хлору, бромів і йоду. Галони застосовуються для гасіння різних типів пожеж крім пожеж класу D. При об'ємному способі використання галона необхідно вилучити людей з аварійного приміщення.

Впровадження в дію систем пожежогасіння на основі галону, вуглекислого газу – системи об'ємного хімічного пожежогасіння (ОХП) на приміщення, що захищається, здійснюється за вказівкою капітана судна. Перед включенням системи необхідно вивести людей із приміщення, загерметизувати приміщення. Після пуску вогнегасника необхідно контролювати температуру приміщення і, якщо пожежа не була погашена, перевірити герметизацію приміщення й пустити вогнегасник від резервної системи (якщо вона передбачена на судні). Перед оглядом аварійного приміщення його необхідно провентилувати, перевірити склад повітря за

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						69
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

допомогою газоаналізатора за вмістом кисню й (незалежно від результатів аналізу повітря) провести первинний огляд аварійного приміщення в ізолюючих засобах захисту органів дихання.

Порошки теж використовують для пожежогасіння, вони діляться за місцем використання на порошки загального призначення (для гасіння пожеж класів А, В і С та їх комбінацій) і спеціального призначення (для гасіння лужних металів). Порошки використовуються в переносних засобах пожежогасіння (в основному у вогнегасниках).

Порошки для пожежогасіння загального призначення охолоджують палаючу речовину, припиняють доступ кисню й тепла до палаючої речовини й тим самим переривають ланцюгову реакцію горіння.

Крім зазначених вище вогнегасників для гасіння пожежі використовують природний пісок, ошурки, просочені содою, ковдри (повстина) з різних тканин, водяна пара.

Після ліквідації пожежі за приміщеннями, які були охоплені вогнем, повинен бути встановлений контроль з метою виключення повторних загорянь від осередків тління, що залишилися, коротких замикань електроустаткування й інших причин.

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						70
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У ході підготовки та написання даного дипломного проекту було проаналізовано конструктивні особливості чотиритактного середньообертового двигуна 6 ЧН 26/34, проведено аналіз робочого процесу та сучасних напрямів його вдосконалення. В результаті проведеного аналізу було встановлено, що використання рапсового масла у якості палива дозволить знизити витрати коштів на отримання енергії та сприятиме зниженню залежності від цін на нафтові палива.

Проведені розрахунки показали можливість використання рапсового масла у якості палив у серійних дизелях. Проте слід змінити схему паливної системи та налаштувати паливну апаратуру. Для двигуна 6 ЧН 26/34 найбільша економічність при максимальній потужності та обмеженню по максимальному тиску досягається шляхом зменшення періоду впорскування палива (для підвищення тиску впорскування) на 5-7 град. п.к.в. та зменшенню коефіцієнта надлишку повітря.

Розрахунок економічної ефективності показав, що використання палива рослинного походження у двигунах внутрішнього згоряння є доцільним вже при теперішніх співвідношеннях цін на дизельне пальне та рапсове масло. Економія досягається завдяки використанню більш дешевого палива.

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						71
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Том 1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Підручник. — Харків: Прапор, 2004. — 384 с. — ISBN 966-7880-93-1
2. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Том 3. Комп'ютерні системи керування ДВЗ. Харків: Видавн. центр НТУ ХП, 2004. — 426 с.
3. Стефановський О.Б. Розрахунок показників автотракторного дизеля і параметрів його систем. Навчальний посібник. — Мелітополь: ТДАТУ, 2018. — 84 с.
4. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна на альтернативних видах рідкого палива з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». // Доценко С.М.— Первомайськ: ПФ НУК, 2021 - 50 с.
5. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми газового двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ». // Доценко С.М., Бельський Ф.В., Гірікович В.С.- Первомайськ ППІ НУК, 2010. — 52с.
6. Методичні вказівки до виконання практичної роботи розрахунок робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння» // Доценко С.М., Діденко О.В - Первомайськ ППІ НУК, 2012. — 36с.
7. Гелету́ха Г. Підготовка та впровадження проєктів заміщення природного газу біомасою при виробництві теплової енергії в Україні. Практичний посібник/За ред. Г. Гелету́ха. — К.: «Поліграф плюс», 2015. — 72 с.

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						72
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

8. Клименко В. В., Кравченко В. І., Боков В. М., Гуцул В. І. Технологічні основи виготовлення біопалива з рослинних відходів та їх композитів: Монографія. /За ред. В.В. Клименка – Кропивницький: ПП «Ексклюзив-Систем», 2017. – 162 с.

9. Паливо-мастильні матеріали, технічні рідини та системи їх забезпечення. К / Упор. В.Я.Чабанний. – Кіровоград: Центрально-Українське видавництво, 2008. – 353с.

10. Антипенко А.М., Сорокін С.П., Поляков С.О. Властивості та якість паливо-мастильних матеріалів – Харків: ЧП Червяк, 2006. – 213 с

11. Окоча А.І., Антипенко А.М. Паливо-мастильні та інші експлуатаційні матеріали: Підручник. – К: Урожай, 1996. – 33 с.

12. Паливо-мастильні матеріали, технічні рідини та системи їх забезпечення / В.Я. Чабанний, В. А., Павлюк-Мороз В.А., С.О. Магопець та ін. – Кіровоград: РВЛ КНТУ, 2005. – 449 с.

					ПННІ НУК 131.61.23.08.ПЗ	Аркуш
						73
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		