

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2020 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Покращення техніко-економічних показників автомобільного двигуна потужністю 85 кВт за рахунок використання альтернативного газового палива

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-19

_____ **Татарин В.М.**
(підпис)

Керівник роботи:

_____ **К.Т.Н., доц**
(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ **Проскурін А.Ю.**
(підпис)

Первомайськ – 2020 рік

*Міністерство освіти і науки України
Первомайська філія
Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова
Кафедра «Енергетичне машинобудування»*

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедрою «ЕМ»
_____ Нестеренко В.В.
«__» _____ 2020 р.

ЗАВДАННЯ
на кваліфікаційну роботу

Магістранту Татарину Вадиму Миколайовичу

Група 61-ТЕМмаг-19 Інженерно-економічний факультету,
денної форми навчання

Спеціальності 131 «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

Тема: «Покращення техніко-економічних показників автомобільного двигуна типу потужністю 85 кВт за рахунок використання альтернативного газового палива».

(Розглянуто на засіданні кафедри «ЕМ» та затверджено наказом по ПФ НУК № 46 від 21.09.2020 р.)

Вихідні дані:

Двигун-прототип - 4ЧН 11/12,5; $P_e = 80$ кВт; $n = 2400$ хв⁻¹; $g_e = 0,260$ кг/кВт·год.

Призначення енергетичної установки, що проектується – для вантажного автомобіля

Паливо – суміш дизельного палива та природного газу, $Q_{H^L} = 42700$ кДж/кг, $Q_{H^{пг}} = 36083$ кДж/м³

Об'єкт дослідження, що вдосконалюється чи проектується — паливна система

Перелік питань, що повинні бути розглянуті в кваліфікаційній роботі:

ЗМІСТ

ВСТУП

1 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Вибір об'єкту для встановлення двигуна

1.2. Технічні характеристики, опис конструкції базового двигуна

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

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

2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна.

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.

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

2.5 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ

3 НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Аналіз існуючих конструкцій деталі або вузла, що розробляються.

3.2 Пропозиції по вдосконаленню конструкції вузла (деталі).

3.3 Розрахунки елементів двигуна, що підтверджують працездатність розробки.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Заходи з охорони праці.

4.2 Охорона навколишнього середовища.

4.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів.

4.4 Заходи щодо зниження шуму та вібрації.

4.5 Техніка безпеки при експлуатації дизельного (газового) двигуна

5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ

ВИСНОВКИ

ЛІТЕРАТУРА

ДОДАТКИ

Об'єм пояснювальної записки 60 - 90 аркушів комп'ютерного набору.

Мінімальний об'єм графічної частини проекту не менше 5 аркушів формату А1

В обов'язковому порядку виконується:

1. Поперечний перетин або повздовжній перетин двигуна.

2. План машинного відділення судна, електростанції або установки з ДВЗ

3. Креслення складальної одиниці ДВЗ згідно індивідуального завдання

4. Креслення деталей чи вузлів, плакати, таблиці згідно індивідуального завдання.

5. Індикаторна діаграма. Схема сил, діючих на КШМ

Термін подання дипломної роботи на кафедру для попереднього розгляду

« » грудня 2020 р.

Керівник проекту

_____ А. Ю. Проскурін

« » _____ 2020 р.

Завдання прийняв до виконання

_____ В. М. Татарин

« » _____ 2020 р.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. Застосування двигуна типу 4ЧН 11/12,5 на вантажному автомобілі ЗІЛ 5301.....	6
1.1 Загальна характеристика автомобіля ЗІЛ 5301.....	7
1.2 Опис конструкції двигуна типу 4ЧН 11/12,5.....	14
РОЗДІЛ 2. Конструкторський розділ.....	23
2.1 Вимоги до проектного двигуна та вибір вихідних даних робочого циклу.....	24
2.2 Розрахунок робочого циклу.....	26
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	31
2.4 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ.....	33
РОЗДІЛ 3. Науковий розділ.....	38
3.1 Специфіка робочого процесу поршневого двигуна при роботі на газовому паливі.....	39
3.2 Розробка паливної системи двигуна типу 4ЧН 11/12,5.....	44
3.3 Розрахунок параметрів двигуна 4ЧН 11/12,5 при роботі на природному газі.....	53
РОЗДІЛ 4. Охорона праці та навколишнього середовища.....	62
4.1 Заходи з охорони праці.....	63
4.2 Охорона навколишнього середовища.....	65
4.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів.....	67
4.4 Заходи щодо зниження шуму та вібрації.....	69
4.5 Техніка безпеки при експлуатації та ремонті двигуна.....	71
РОЗДІЛ 5. Техніко-економічний розділ.....	73
ВИСНОВКИ.....	79
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	80

ВСТУП

Постійне зростання вимог до екологічних показників роботи дизельних установок з одного боку і підвищення вартості палив з іншого, змушують розробників дизельних двигунів шукати нетрадиційні підходи до вирішення проблеми скорочення шкідливих викидів і зниження експлуатаційних витрат на паливо.

В даний час більше 40% видобутої нафти переробляють в моторні палива. Близько 50 % зазначеного палива витрачається на наземному, водному і повітряному транспорті, обладнаному двигунами внутрішнього згоряння. За існуючими оцінками на перспективу очікується дефіцит рідкого нафтового моторного палива. Наявні резерви підвищення економічності транспортних ДВЗ не можуть перекрити цей дефіцит тому, що очікуване підвищення експлуатаційної економічності ДВЗ за рахунок їх конструктивного вдосконалення складе не більше 20 %, що вже недостатньо для покриття дефіциту.

Дефіцит рідкого нафтового моторного палива, а також високе забруднення повітря продуктами його викликали необхідність пошуку альтернативних палив. Єдиним економічно виправданим таким альтернативним паливом в даний час визнано газове паливо, яке можна застосовувати в якості моторного палива без будь-якої переробки, крім обов'язкової технологічної стадії видобутку і транспорту газу - промислової підготовки. Ресурси газового моторного палива набагато перебивають ресурси рідкого палива.

За своїми властивостями газове моторне паливо перевершує нафтові палива. При застосуванні його в двигунах забезпечуються високі техніко-економічні показники таких машин, так як газ має хороші антидетонаційні якості, сприятливі умови сумішоутворення і широкі межі займання в суміші з повітрям. Мабуть, з цієї причини перші ДВЗ робили для роботи саме на газу.

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Основна мета роботи – провести модернізацію двигуна типу 4ЧН 11/12,5 для покращення економічних та експлуатаційних показників роботи в порівнянні з двигуном-прототипом.

Згідно з поставленою метою в роботі будуть вирішуватись наступні **завдання**:

1. Проведення комплексного аналізу використання горючих газів в якості палива для двигунів та визначення основних проблем їх переводу на газове паливо.

2. Розробка газової паливної системи.

3. Техніко-економічна оцінка запропонованих рекомендацій та технічних рішень, розробка заходів щодо техніки безпеки при виконанні робіт та екологічної безпеки.

Апробація результатів дослідження. Результати дослідження обговорювались на «Х Міжнародній науково-практичній конференції Суднова енергетика: стан та проблеми» – Національний університет кораблебудування (Миколаїв, 7-8 листопада 2019) та викладені в матеріалах конференції «Розробка та створення конструкції стенду для експериментального дослідження параметрів та характеристик проточної частини відцентрового компресора».

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент	Татарин В.М.				Розділ 1 Застосування двигуна типу 4ЧН 11/12,5 на вантажному автомобілі ЗІЛ 5301		Літ.	Аркуш	Аркушів
Консультант								6	16
Керівник	Проскурін А.Ю.						НУК імені адмірала Макарова		
Зав. каф.	Нестеренко В.В.								

РОЗДІЛ 1

Застосування двигуна типу 4ЧН 11/12,5 на вантажному автомобілі ЗІЛ 5301

1.1 Загальна характеристика автомобіля ЗІЛ 5301

ЗІЛ-5301 (рис 1.1) являє собою передньомоторну малотоннажну вантажівку. Цільова аудиторія моделі - комерційний сегмент, підприємці, дрібні розвезення [1].



Рисунок 1.1 – Вантажний автомобіль ЗІЛ 5301

У результаті переходу на початку 90-х російської економіки на ринкові рейки основна продукція АМО ЗІЛ - середньотонажні бензинові вантажівки, потрапила під обвальне скорочення попиту, тому на підприємстві на почат-

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ку 1992 року в терміновому порядку був запущений проект створення развозної тритонної вантажівки з максимальним використанням комплектуючих які вже випускаються, від більш важких вантажівок, зокрема кабіни типу ЗІЛ-4331 і коробки передач типу 130. Як прототип по ходовій частині був узятий «Мерседес-Бенц Т2». Два перших ходових зразка тритонного ЗІЛ-5301 були виготовлені в кінці 1994 року, а в 1995 році проведена дослідно-промислова партія з 219 машин на «мерседесівському» шасі (кабіни з високим розташуванням фар). Масове виробництво серії ЗІЛ-5301, що отримала власну назву «Бичок» (за непідтвердженими даними за особистою ініціативою московського мера Ю. М. Лужкова). Масове серійне виробництво «Бичка» розгорнувся в 1996 році (1348 од.). У 1996-1997 рр. була розроблена модульна конструкція панельного суцільнометалевого кузова фургона, яка дозволяла створювати 2-х, 3-х і 4-секційні фургони об'ємом від 10,5 м³ ЗІЛ-5301НС до 20,5 м³ ЗІЛ-5301ЕС (колісна база 3245-4505 мм). Базовою моделлю фургона став 3-секційний ЗІЛ-5301СС об'ємом 15,5 м³.

Низька навантажувальна висота фургонів (765 мм), невеликий радіус розвороту і наявність вантажного відсіку з бічними дверима (під замовлення виготовляли також виконання без бічних дверей) дозволили створити на їх базі вантажопасажирські версії з 6-місною (включаючи водія) кабіною і скороченими вантажними відсіками: 5,5 м³ на ЗІЛ-5301А3; 10,5 м³ на ЗІЛ-5301А2 і 15,5 м³ на ЗІЛ-5301А1 зі знімно-розбірною перегородкою між кабіною і вантажним відсіком. На замовлення «Мосводоканалу» у 2004-2005 рр. було виготовлено 15 фургонів ЗІЛ-5301А2.

У 1998 році на базі фургонів було створено сімейство малих автобусів ЗІЛ-3250, що включає 15 - і 19-місну модифікації (база, відповідно, 3650 і 4250 мм). Автобуси отримали стабілізатори обох підвісок і АБС. У сімейство автобусів «Бичок» входить також реаніmobіль ЗІЛ-32502М з односхилою ошиновкою і пневмопідвіскою заднього моста і штабний автобус ЗІЛ-325ША.

До 2000 р. частка «Бичка» в загальному випуску АМО ЗІЛ досягла 56%, що склало 12,3 тис. автомобілів. Таким чином, дане сімейство змогло забезпе-

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

чити заводу необхідне завантаження потужностей. У другій половині 2000-х, через погіршення фінансових показників підприємства та посилення конкуренції з боку вітчизняних аналогів (ГАЗ-3310 «Валдай») і іноземних (насамперед китайських) марок, частка «Бичка» у виробництві почало стрімко падати. У 2008 році на частку «Бичка» в загальному (значно скоротився) випуску АМО ЗІЛ довелося лише 11,6% (527 од.). Виробництво сімейства фургонів і автобусів фактично звелось до одиничних замовлень. Невисока якість збірки і відсутність відповідного дизеля знизили популярність моделі навіть у держорганів, традиційно закупають продукцію АМО ЗІЛ. Запуск у серію модернізованого сімейства «Тапір» намічене ще на 2008 рік, постійно переноситься, що також не підсилює конкурентних позицій сімейства.

Масово-габаритні параметри

ЗІЛ-5301 відноситься до малотоннажних автомобілів, але, навіть враховуючи це, можна сказати, що він дуже компактний. Його габаритні розміри такі:

- висота від нижньої частини протектора до верхньої частини тенту - 2365 мм;
- довжина від переднього бампера до задньої частини вантажної платформи - 6195 мм;
- ширина від краю лівого колеса до краю правого - 2319 мм;
- відстань від передньої колісної осі до задньої - 3650 мм.

Габаритні розміри можуть сильно відрізнятися в залежності від конкретної модифікації автомобіля. Наприклад, ЗІЛ-5301 ТО має довжину 7165 мм - майже на цілий метр більше звичайного. А у модифікації АТ ці технічні характеристики ідентичні базової моделі.

Маса самого автомобіля, без вантажу, невелика, що є дуже великою перевагою - при необхідності можна з легкістю долати практично всі інженерні комунікації:

- маса спорядженого автомобіля з тентом і всіма заправними ємностями, без вантажу - 3695 кг;

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- повна маса спорядженого автомобіля з заправними ємностями і максимально допустимим вантажем - 6950 кг.

Кліренс відносно невеликий, особливо в порівнянні з побратимами по цеху, і складає всього 180 мм. Цього зазвичай недостатньо для комфортного пересування по путівцях або пересіченій місцевості.

Саме тому ЗІЛ-5301 «Бичок» позиціонується як міський малотоннажна вантажівка.

До переваг габаритних характеристик також можна віднести невеликі колії передніх і задніх коліс:

- колія передніх коліс - 1832 мм;
- колія задніх коліс - 1690 мм.

Такі розміри дозволяють пересуватися в місцях, де простір вкрай обмежена, наприклад, по вузьких вуличках, заставленим великою кількістю припаркованого автотранспорту.

Вагові характеристики окремих вузлів, агрегатів:

- механізм рульової - 29 кг;
- колесо в зборі (з шиною) - 42 кг;
- радіатор (суха маса) - 15 кг;
- вал (карданний) - 35 кг;
- рама цілком, з каркасом і тентом - 740 кг;
- ресора передня - 30 кг;
- ресора задня - 64 кг;
- міст задній - 250 кг;
- рама - 250 кг;
- механічна коробка перемикачів передач - 85 кг;
- силовий агрегат у зборі з заправними ємностями і додатковим устаткуванням - 620 кг;
- дисковий зчеплення - 36 кг.

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Трансмсія і ходова частина

Оснащується розглянутий автомобіль механічною п'ятиступінчастою коробкою перемикавання передач. Тип головної передачі - гіпоїдна.

Зчеплення використовується стандартне, дискове, в масляній ванні. Присутній синхронізатор, діючий на всіх передачах (включаючи задню), за винятком 1-й і 3-й.

Колеса застосовуються типові ($6.5j \times 16H2$) у вигляді штампованих дисків з високоміцного металу. Сплав має досить велику твердість, що дозволяє переживати дискам без особливих проблем навіть екстремальні навантаження.

Враховуючи те, що застосовуються вони на вантажівці, це важливий чинник. Штамповані диски взуваються в звичайні безкамерні шини - 227/ 5R16C.

Основним передавальним механізмом є карданна передача, оснащена шарнірами в кількості трьох штук, проміжною опорою, ковзаючим шліцьовим з'єднанням.

Вплив на дорожнє покриття незавантаженого автомобіля через шини розподіляється наступним чином:

- колеса передні - 2300 кгс;
- колеса задні - 2190 кгс.

Навантаження на дорожнє покриття вантажівки з вантажем становить:

- колеса передні - 2350 кгс;
- задні колеса - 4900 кгс.

Радіус повороту, незважаючи на відносно компактні розміри автомобіля, становить 7,8 м, що робить управління «Бичком» у місті не завжди комфортним.

Рульове управління оснащується гідропідсилювачем, істотно спрощує маневрування.

Гальмівна система

Оснащується розглянутий автомобіль двоконтурною системою гальмування. Кожен контур є абсолютно незалежним. Один з них здійснює гальмування переднього правого і заднього лівого колеса.

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Другий - переднє ліве і заднє праве. Таким чином, досягається максимальна безпека на дорозі: навіть якщо один з вузлів системи вийшов з ладу, екстрене гальмування залишається цілком можливим.

Приводяться в дію гальма гідравлікою. Підсилювач повітряний (пневматичний). Ручник також є, він механічно (сталевим тросом) з'єднаний із задніми механізмами. Гальма мають наступну конструкцію:

- передні - дискового типу;
- задні - барабанного.

Останні моделі, випущені зовсім недавно, оснащуються антиблокувальною системою (АБС).

Рама

Як прототип автомобіля використовувалася одна з моделей малотоннажного вантажівки від концерну Mercedes Benz під назвою Vario (рис 1.2).



Рисунок 1.2 – Рама вантажівки ЗІЛ 5301

Від нього ж була успадкована конструкція рами - сходового типу, в якій є лонжерони з перетином типу «швелер».

Такі конструктивні особливості дозволяють «Бичкові» бути досить безпечним, оскільки навіть при лобовому зіткненні на великій швидкості ймовірність складання рамної конструкції мінімальна. Рама має наступні габаритні розміри:

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- ширина - 845 мм;
- полки лонжерона (в ширину) - 70 мм;
- товщина металу, з якого виготовляється лонжерон, - 5 мм.

У передній частині рами є спеціальний пристрій, що дозволяє здійснювати буксирування автомобіля.

Заправні ємності

Заправні ємності автомобіля досить великі, і це обґрунтовано потужністю двигуна і його призначенням:

- бачок для заливки омиваючої рідини - 2,2 л;
- зчеплення (гідропривід) - 0,4 л;
- гальмівна рідина - 1 л;
- система ГУР - 3,2 л;
- кількість масла в амортизаторі (вірно для будь-якого) - 0,45 л;
- коробка передач (масло) - 5,1 л;
- задній міст (масло) - 3,3 л;
- ємність системи охолодження (для повного заповнення) - 16 л;
- мастило двигуна і радіатора (сумарна кількість) - 11,5 л;
- ємність паливного бака - 125 л.

Двигун

Двигун застосовується тракторний, чотирициліндровий ММЗ Д-245 [2]. Це дизель з турбонаддувом і проміжним охолодженням повітря. Його робочий об'єм дорівнює 4,75 літра, максимальна потужність - 109 к.с. До 2005 року ставили двигуни ММЗ Д-245.9 і ММЗ Д-245.12С, обидва відповідають стандарту Євро-0. Пізніше ЗІЛ-5301 отримав мотор ММЗ Д-245.9 Е2, а з 2008 року - ММЗ Д-245.9 Е3, що відповідають відповідно стандартам Євро-2 і Євро-3. У перспективі установка двигунів за стандартом Євро-4. У нових двигунах потужність вдалося підняти до 136 к.с. Але в цілому технічні характеристики змінювалися з роками несуттєво.

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1.2 Опис конструкції двигуна типу 4ЧН 11/12,5

Дизель 4ЧН 11/12,5 (Д-245Е2) (рис. 1.3) і його модифікації являють собою 4-х тактний поршневий чотирициліндровий двигун внутрішнього згоряння з рядним вертикальним розташуванням циліндрів, безпосереднім уприскуванням дизельного палива і запалюванням від стиснення.

Основними складальними одиницями дизеля є: блок циліндрів, головка циліндрів, поршні, шатуни, колінчастий вал і маховик.

Для забезпечення високих техніко-економічних показників дизеля в системі впуску застосований турбонаддув з проміжним охолодженням наддувочного повітря.

Використання в пристрої наддуву турбокомпресора з регульованим тиском наддуву дозволяє мати на дизелі поліпшену прийомистість, забезпечену підвищеними значеннями крутного моменту при низьких значеннях частоти обертання колінчастого вала і високий рівень відповідності вимогам до змісту шкідливих викидів у відпрацьованих газах.

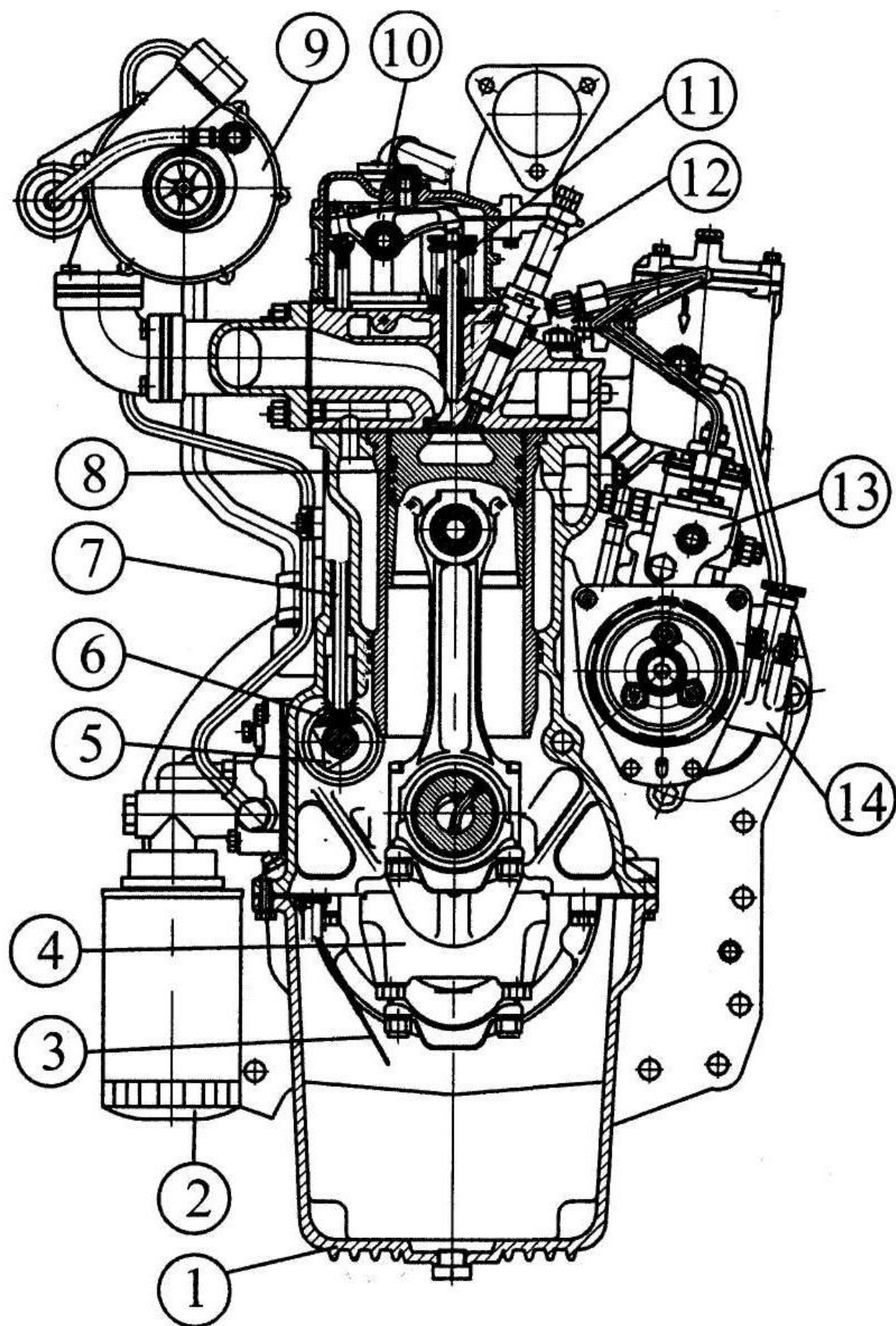
Для забезпечення впевненого пуску в умовах низьких температур навколишнього середовища в голівці дизеля встановлені свічки розжарювання, а встановлюваний на дизелях рідинно-масляний теплообмінник забезпечує швидке досягнення оптимальної температури масла в системі змащення дизеля і підтримки її на необхідному рівні в процесі роботи.

Пуск дизеля проводиться шляхом додання обертання колінчастого валу електростартером через маховик, встановлений на фланці колінчастого валу.

Остов

Остов складається з блок-картеру і кришки циліндрів. Знизу *блок-картер* закривається легким з'ємним піддоном. Циліндри двигуна виконано у вигляді блоку, що складає одне ціле з верхньою частиною картера. Блок-картер вилитий з високоміцного алюмінієвого сплаву. За технологією литва блок випускається в двох варіантах: відливний в кокіль і відливний під тиском.

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ

Аркуш

15

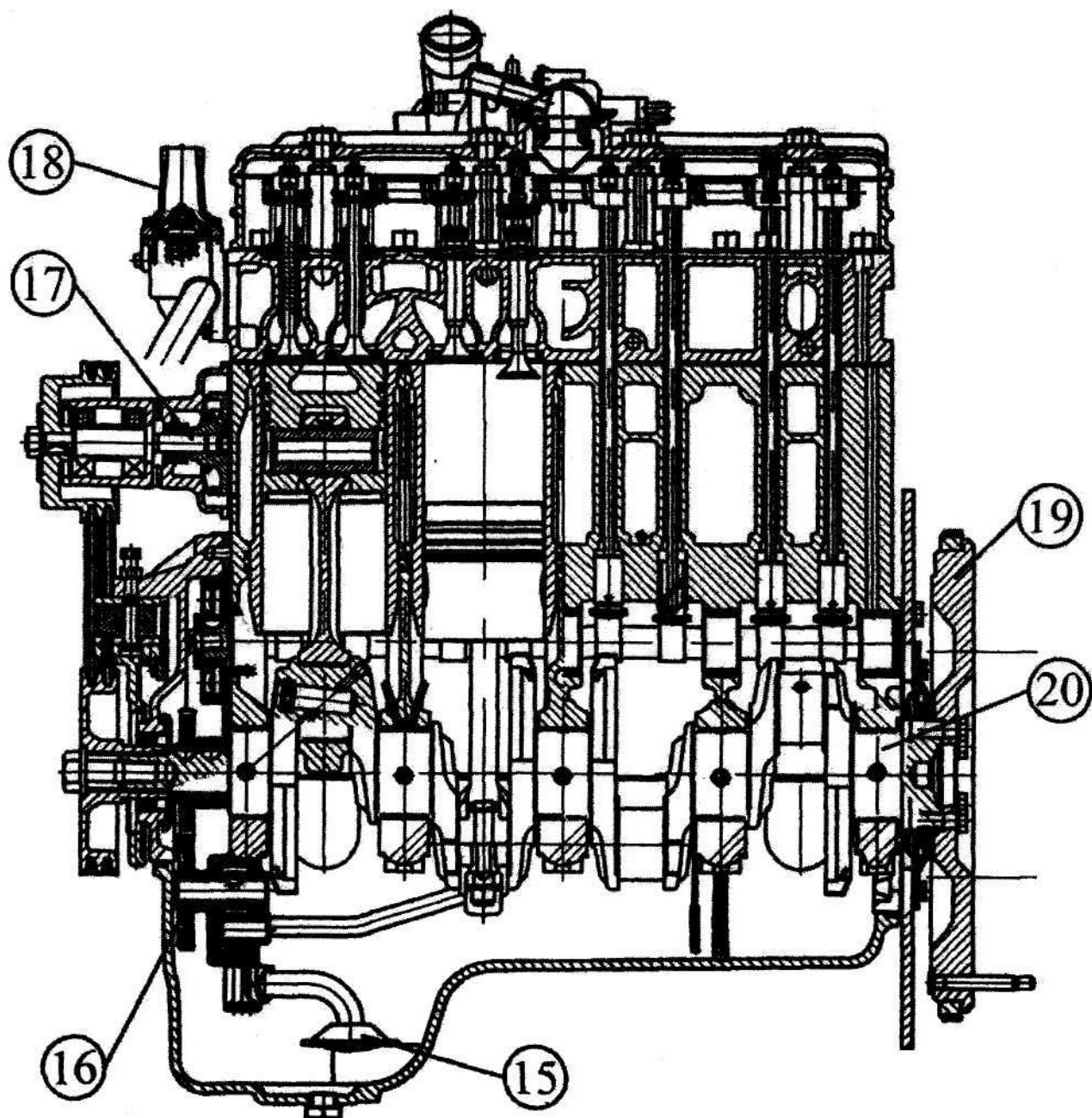


Рисунок 1.3 – Поперечний розріз двигуна 4CH11/12,5:

1 – піддон; 2 – фільтр масляний; 3 – вимірювач рівня масла; 4 – кришка підшипника; 5 – розподільний вал; 6 – штовхач; 7 – штанга штовхача; 8 – поршень; 9 – турбонагнітач; 10 – коромисло; 11 – клапан випускний; 12 – форсунка; 13 – ПНВТ; 14 – паливопідкачуючий насос; 15 – масло приймач; 16 – насос масляний; 17 – насос водяний; 18 – термостат; 19 – маховик; 20 – вал колінчастий.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ

Аркуш

16

Кокільний блок має верхню плиту, в розточках якої встановлюються гільзи циліндрів. По контуру водяної сорочки є десять бобишок для шпильок кріплення головки циліндрів. Для кокільного блоку ці бобишки підняті до верхньої площини блоку. Нижня частина блоку (картер) розділена на чотири відсіки поперечними перегородками, в які встановлюються корінні підшипники колінчастого валу.

Втулки циліндрів двигуна виконані у вигляді легкоз'ємних мокрих гільз, відлитих із спеціального зносостійкого чавуну.

Гільза ущільнена в нижній частині двома гумовими кільцями круглого поперечного перетину (діаметр 3,6), що знаходяться в канавках на зовнішній верхній гільзі.

Кришка циліндрів зроблена блочною, одна на всі циліндри. Кришка має канали для входу повітря та виходу газів на кожен циліндр. Крім того кришка має порожнини для протікання охолоджуючої води. Кришку виливають з алюмінієвого сплаву. Нижня поверхня кришки пласка, верхня має заглибини для встановлення та закріплення форсунки та механізму газорозподілу. Механізм газорозподілу закривається прямокутною проставкою, яка, в свою чергу, зверху закривається легкою кришкою.

Механізм руху

Механізм руху є тронковий, центральний, кривошипно-шатунний.

Колінчастий вал на п'ятьох опорах (рис. 1.4) з великою робочою поверхнею як шатунових, так і корінних підшипників, внаслідок цього питомі навантаження на підшипники порівняно невеликі. Шатунові і корінні шийки порожнисті. Через порожнини рухається масло. Порожнини в шатунових шийках закриті пробками. Ці порожнини служать для видалення продуктів зносу з масла, що поступає на шатунові шийки. Через середини бокових поверхонь кожної шийки виходять невеликі циліндричні отвори, через які забезпечується рух масла і змащення підшипників. Через ці отвори проходять свердловини, які поєднують порожнини в шийках. Кривошипи валу мають заклінювання через 180°. Вал не має противаг. Колінчастий вал в зборі з маховиком і зчепленням дина-

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

мічно збалансований: допустимий дисбаланс не більше 0,35 мН-м (35 гс'ст). Осьове переміщення колінчастого валу обмежується двома сталевоббитовими шайбами встановлювального підшипника, розташованими по обидві сторони переднього корінного підшипника. Передня шайба бабітовою стороною звернена до сталевій шайби на колінчастому валу, задня – до щопи колінчастого валу. Маховик відлитий з сірого чавуну. Він кріпиться до фланця на задньому кінці колінчастого валу чотирма шліфованими болтами. Момент затягування гайок болтів 74.5...88 Нм (7,6...8,3 кГс/м²). Гайки законтрені відгибною пластиною. На маховик напресований зубчастий обід для пуску двигуна стартером. До заднього торця маховика шістьма болтами прикріплено зчеплення. На деяких тракторах в якості пускового пристрою використовують пусковий двигун.

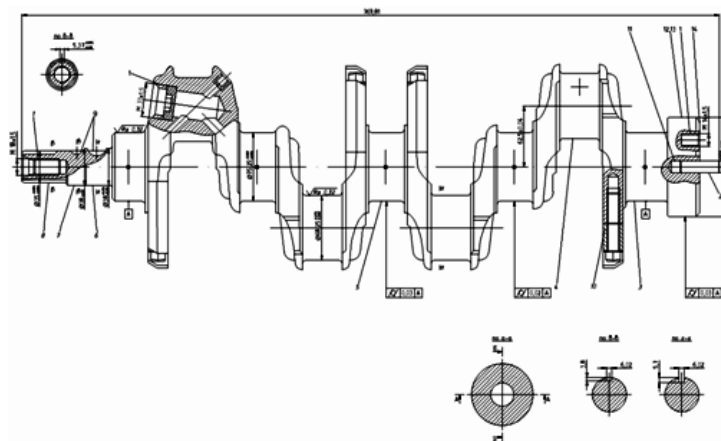


Рисунок 1.4 – Колінчастий вал двигуна

Осьовому переміщенню і провертанню вкладишів в ліжках блоку або шатунів перешкоджають фіксуючі виступи на вкладишах, що входять у відповідні пази в ліжках блоку або в шатунах. Колінчастий вал виготовлений з поліпшеної сталі 45Х. Корінні і шатунні шийки загартовані струмами високої частоти.

Підшипники валу

Корінні підшипники є підвісними. Вони встановлені на середніх опорах. Кришки підшипників 4 (рис. 1.1) виготовлено з ковкого чавуну; кожна кришка кріпиться до блоку двома шпильками діаметром 12 мм. Кришки підшипників розточуються в зборі з блоком і тому при ремонті їх треба встановлювати на

свої місця. Для полегшення установки на всіх кришках, окрім першої і п'ятої, вибиті їх порядкові номери. Гайки шпильок кріплення кришок затягуються динамометричним ключем із зусиллям 98... 108 Нм (10...1 кГмм). Всі корінні вкладиші мають кільцеву канавку для безперервного живлення маслом шатунних шийок колінчастого валу. Посередині корінних вкладишів є отвір, через який подається масло до підшипників з каналу в ліжку блоку. Отвори в шатунних вкладишах співпадають з отворами в шатунах. Для збереження взаємозамінності і попередження помилок при установці нових вкладишів на всіх корінних і шатунних вкладишах зроблені отвори.

Вкладиші корінних і шатунних підшипників - тонкостінні, сталеві, з тонким шаром антифрикційного сплаву на алюмінієвій основі.

Шатуни

Мають невід'ємну нижню головку з прямим роз'ємом. Стрижні шатунів – двотаврового перетину.

Кришка нижньої головки шатуна має плоский роз'єм, кріпиться двома призонними болтами з корончатими гайками.

Верхня головка шатуна має запресовану втулку з антифрикційної олов'янистої бронзи. На верхній головці встановлені дві форсунки для обприскування нижньої поверхні донця поршня. Через отвір, просвердлений в стрижні шатуна, підводиться масло для змазування поршневого підшипника шатуна і охолодження поршня.

Поршень

Виготовлений цільним. В головці поршня зроблена камера ЦНІДІ. Поршень охолоджується через нижню поверхню струменем масла з верхньої головки шатуна. На внутрішній поверхні поршня є бобишки для утримування пальця. Поршневий палець плаваючого типу від осевого зсуву запобігається стопорними кільцями. На головці поршня розташовані чотири поршневі кільця – три компресійних і одне маслосборне. Верхнє кільце хромоване. Зовнішні бічні поверхні другого і третього кільця оброблені з дуже невеликою конусністю; кільця встановлюють великою підставою конуса вниз. Маслосборне кільце ком-

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

біноване і виготовляється в двох варіантах: потрійним, складеним з двох чавунних кілець скребкового типу і сталевго кільця між ними; подвійним з розширювачем. На чавунних кільцях поверхня, що треться, хромована. Застосування кілець раціональної конструкції дозволило, не дивлячись на зменшення числа кілець з п'яти до чотирьох, понизити витрату масла до 1 % витрати палива.

Паливо уприскується через форсунку 12 закритого типу з п'ятьма отворами в розпилювачі. Чотири отвори скеровані на стінки камери у поршні, а п'ята подає паливо на кромку камери, щоби його частина надходила у простір над поршнем. Це робиться для забезпечення якісного спалаху суміші. Поршень відлитий з алюмінієвого сплаву.

Механізм газорозподілу

Під час роботи двигуна Д-245 колінчатий вал через шестерні 1, 2 і 14 (рис. 1.5) обертає розподільчий вал, що має кулачки 13. У потрібний момент кулачок підходить до толкателю 12, піднімає його, штангу 11 і коротке плече коромисла 7.

При цьому коромисло повертається навколо осі 8 і довгим плечем натискає на стрижень клапана 3, додатково стискаючи пружину 5 і відкриває клапан. Закривається клапан під дією цієї ж пружини.

Кожен циліндр має два клапани – впускний і випускний. Плавний підйом і опускання клапана, і тривалість його відкриття забезпечується певним профілем кулачка.

Передавальний механізм від розподільного валу до клапанів складається з штовхача, штанги і коромисла з гвинтом для регулювання зазору. Штанги з дюралюмінію із сталевими загартованими наконечниками розташовані в тонкостінних кожухах - трубах, які ущільнені по кінцях кільцями з маслостійкої гуми. По цих трубах в піддон зливається масло, що витікає з підшипників коромисел. Чавунні направляючі штовхачів клапанів виготовлені у вигляді окремих втулок і встановлені в приливах верхньої плити картера.

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

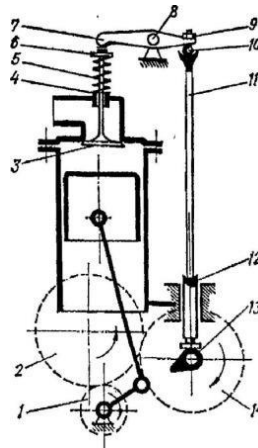


Рисунок 1.4 – Схема клапанного механізму газорозподілу:

1 – шестерня колінчастого вала; 2 – проміжна шестерня; 3 – клапан; 4 – направляюча втулка; 5 – пружина; 6 – упорна тарілка; 7 – коромисло; 8 – вісь коромисла; 9 – контргайка; 10 – регулюючий гвинт; 11 – штанга; 12 – голка штанги; 13 – кулачок розподільного вала; 14 – шестерня розподільного вала.

Розподільний вал обертається в трьох підшипниках. Передня втулка (зі сторони вентилятора) з алюмінієвого сплаву, має завзятий борт, що утримує розподільний вал від осьового переміщення, інші втулки – чавунні. Запресовані в приливи перегородок картера. Кулачки розподільного валу мають безударний профіль. Розподільний вал і вал паливного насосу приводяться в рух від колінчастого вала циліндровими косозубими колесами. Осьовому зсуву розподільного валу у бік маховика перешкоджає буртик на передньому підшипнику, в який упирається торець маточини шестерні розподільного валу. Переміщення валу у зворотному напрямі обмежене бобишкою на кришці приводу зубчатих коліс і головкою штифта, встановленого з натягом в розподільному валу.

Розподільний вал виконаний з вибіленого чавуну, що забезпечує високу зносостійкість пари кулачок-штовхач. Сідла клапанів виготовлені з легованого чавуну високої твердості, що витримує високу температуру і ударні навантаження. Направляючі втулки клапанів виконані з металокераміки з високими зносостійкими властивостями. Матеріал клапанів – жароміцна сталь, фаски тарілок випускних клапанів наплавлені жароміцнішим сплавом.

Всі відповідальні поверхні, що піддаються стиранню (кулачки розподільного валу, наконічники штанг штовхачів, штовхачі, коромисла, регулювальні гвинти коромисел і так далі), виготовлені із спеціальних матеріалів і піддані термічній обробці.

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ									
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розділ 2 Конструкторський розділ					Літ.	Аркуш	Аркушів		
Студент		Татарин В.М.										23	15	
Консультант										НУК імені адмірала Макарова				
Керівник		Проскурін А.Ю.												
Зав. каф.		Нестеренко В.В.												

РОЗДІЛ 2

Конструкторський розділ

2.1 Вимоги до проектованого двигуна та вибір вихідних даних робочого циклу

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

Крім відпрацьовування параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження тощо.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю погрішності в розрахунках, особливо на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий рівень шуму і вібрації забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

Зниження токсичності парів палива й мастила забезпечується надійною конструкцією паливної і масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску впливає на рівень надійності двигуна.

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

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

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						24
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Вибір й обґрунтування вихідних даних для теплового розрахунку

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 313$ К (погіршені умови застосування).

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,1$ МПа (стандартні атмосферні умови).

Ступінь стиску ϵ . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для ВОД $\epsilon = 15 \dots 18$. Приймаємо $\epsilon = 15$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,14$.

Показник адіабати повітря $k_\epsilon = 1,4$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{tm} = 0,98$.

Адіабатний ККД турбіни $\eta_{m.ad} = 0,72$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. У ВОД $\gamma_r = 0,02 - 0,08$. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначити після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для ВОД $\xi_z = 0,75 - 0,94$; $\xi_b = 0,86 - 0,98$ [5]. Приймаємо $\xi_z = 0,85$; $\xi_b = 0,88$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = 1,3 \dots 2,0$ [1]. Приймаємо $\lambda = 1,4$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: $(5 - 45)$ К – для ДВЗ з наддувом та $(10 - 20)$ К – для ДВЗ без наддуву.

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Приймаємо $\Delta T_a = 20 \text{ К}$.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 0,98$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач представляє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. Приймаємо $\Delta P_{ox} = 0,004 \text{ МПа}$.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах $700 \dots 900 \text{ К}$. Приймаємо $T_r = 800 \text{ К}$.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться для двигуна, який працює на дизельному пальному. Масовий склад пального:

Вуглець – $C = 0,87 \text{ кг}$;

Водень – $H = 0,126 \text{ кг}$;

Сірка – $S = 0 \text{ кг}$;

Кисень – $O = 0,004 \text{ кг}$.

Нижча теплота згоряння палива Q_n^o . Для дизельного пального приймаємо $Q_n^d = 42700 \text{ кДж/кг}$.

2.2 Розрахунок робочого циклу

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 313 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,2}{0,1} \right)^{0,286} - 1}{0,842} \right] = 398,986$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 398,986 - 0,95 \times (398,986 - 313) = 317,299$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{317,299 + 20 + 0,04 \times 800}{1 + 0,04} = 355,095$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,2 - 0,004 = 0,196$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,97 \times P_s = 0,955 \times 0,196 = 0,194$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \phi_n) = \frac{15}{15 - 1} \times \frac{0,194}{0,196} \times \frac{317,299}{355,095} \times \frac{1}{1 + 0,04} \times (1 - 0) = 0,879$$

Розрахунок процесу стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено [3].

На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_1 величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі.

При виборі величини n_1 , необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_1 збільшується; при підвищенні середньої температури процесу стиску n_1 зменшується; зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_1 збільшується; зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_1 збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_1 = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунок:

$$n_1 = 1,361$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_1} = 0,194 \times 15^{1,361} = 7,719$$

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{\eta_1 - 1} = 355,095 \times 15^{1,361 - 1} = 942,611$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,14}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,059$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 1,059} = 1,0299$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0299 + 0,04}{1 + 0,04} = 1,0287$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,85}{0,88} = 0,966$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,0299 - 1}{1 + 0,04} \right) \times 0,966 = 1,028$$

Максимальна температура згоряння, К

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{\alpha \times L_0} + \left[c_v' + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times (c_v'' + 8,314 \times \lambda) \right] \times T_c = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times c_{pz}'' \times T_z$$

$$T_z = \frac{C}{A \times T_z + B}$$

$$A = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times b_z$$

$$B = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times (a_{vz} + 8,314)$$

$$C = \frac{\xi_z \times Q_H}{\alpha \times L_0} + \left[(19,86 + 0,003 \times T_c) + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times ((19,88 + 0,0031 \times T_c) + 8,314 \times \lambda) \right] \times T_c$$

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 1800$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1857$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,4 \times 7,719 = 10,807$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,028}{1,4} \times \frac{1857}{942,611} = 1,446$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1,446} = 10,373$$

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,3$. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів [1]. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного прийmemo:

$$n_2 = 1,281$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1857 \times \frac{1}{10,373^{1,281-1}} = 961,488$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{10,807}{10,373^{1,281}} = 0,539$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						29
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$= \frac{7,719}{15-1} \times \left[1,4 \times (1,446-1) + \frac{1,4 \times 1,446}{1,281-1} \times \left(1 - \frac{1}{10,373^{1,281-1}} \right) - \frac{1}{1,361-1} \times \left(1 - \frac{1}{15^{1,361-1}} \right) \right] = 1,304$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P_i' \times \zeta \times (1 - \phi_n) = 1,304 \times 0,98 \times (1 - 0) = 1,278$$

Індикаторна питома витрата пального, кг/(кВт·год)

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,196 \times 0,879}{2 \times 0,495 \times 317,299 \times 1,278} = 0,18$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,18 \times 42700} = 0,469$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 1,278 \times 0,7 = 0,895$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,469 \times 0,7 = 0,328$$

Питома ефективна витрата пального, кг/(кВт·год)

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,18}{0,7} = 0,257$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,11^2 \times 0,125 \times 0,5 \times 0,895 \times 2400 \times 4 = 85,084$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N_e'}{N_e} \times 100\% = \frac{85,084 - 85}{85,084} = 0,099\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищує 0,5%.

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу. Надалі ця діаграма є вхідними даними для динамічного розрахунку та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують аналітичним способом, так як графічні методи побудови дають великі похибки.

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

для процесу стиснення:

$$p = \frac{p_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

для процесу розширення:

$$p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

де $v/v_c = \varepsilon_x$ - відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення. Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані:

Показник політропи стиснення n_1	1,361
Показник політропи розширення n_2	1,281
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	7,719
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	10,807
Ступінь попереднього розширення ρ	1,446
Ступінь стиснення ε	15

Таблиця 2.1 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00000	10,80700	
1,00000	7,71900	10,80700
1,44600	4,67274	10,80700
2,12370	2,76941	6,60502
2,80140	1,89969	4,63226
3,47910	1,41457	3,50963
4,15680	1,11027	2,79415
4,83450	0,90398	2,30264
5,51220	0,75617	1,94645
6,18990	0,64577	1,67778
6,86760	0,56062	1,46870
7,54530	0,49322	1,30190
8,22300	0,43874	1,16608
8,90070	0,39391	1,05358
9,57840	0,35647	0,95906
10,25610	0,32480	0,87864
10,93380	0,29771	0,80950
11,61150	0,27431	0,74948
12,28920	0,25393	0,69695
12,96690	0,23604	0,65064
13,64460	0,22023	0,60953
14,32230	0,20617	0,57283
15,00000	0,19360	0,53989
15,00000		0,19360

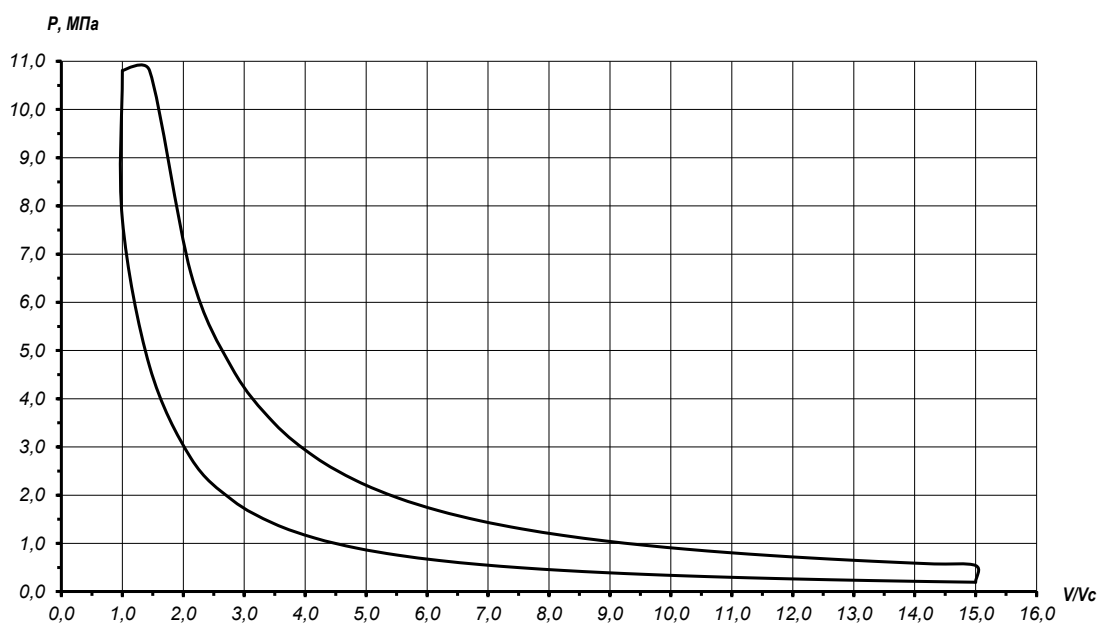


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

2.4 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ

Діаграми динаміки будуються задля визначення сил у КШМ на будь-якому куті обертання колінчастого валу. Ці діаграми потім застосовують при розрахунках на міцність основних деталей КШМ, а також для розрахунків на врівноваженість. Діаграми будуються на підставі розрахунку циклу та з урахуванням зміни дії визначених сил під час руху колінчастого валу. Сили, що діють у КШМ, поділяються на: P_r – силу від тиску газів на поршень, P_j – силу інерції мас, що рухаються поступово, $P_{дв}$ – силу, що рухає, N – нормальна сила, що притискує поршень до втулки, Q – силу, що тисне вздовж шатуна, T – дотична сила (сила, дотична до кривошипа), Z – радіальна сила, що діє вздовж кривошипу (див. рис. 2.2).

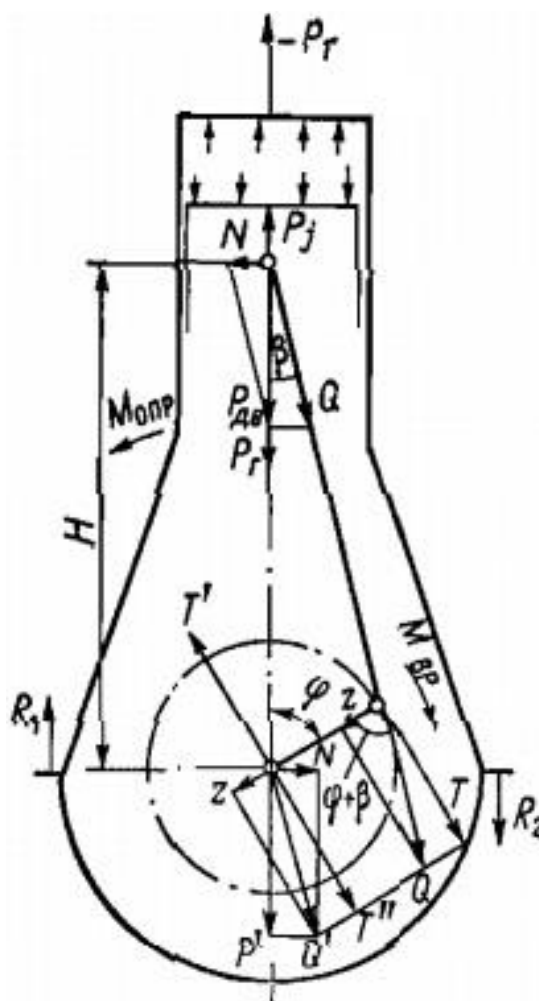


Рисунок 2.2 – Схема дії сил в КШМ

Таблиця 2.2 – Вихідні дані для побудови діаграм динаміки

Діаметр поршня	мм	D	110
Частота обертання КВ	хв^{-1}	n	2400
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	10,807
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,194
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,207
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,175
Кривошипно-шатунне відношення.		λ	0,20
Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально.	$\text{кг} \cdot \text{м} / \text{с}^2$	m/g	3,030
Радіус кривошипа.	м	r	0,0625
Ступінь стиску		ε	15,0
Показник політропи стиску		n_1	1,361
Показник політропи розширення		n_2	1,281
Ступінь попереднього стиску		ρ	1,446

Для визначення сил, що діють у КШМ, використовуються такі заходи.

P_r – знімається з розгорнутої індикаторної діаграми,

$$P_j = -m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_{\text{ш}} \cos \varphi);$$

$$P_{\text{дв}} = P_r - P_{\text{пп}} + P_j + m_s g;$$

$$N = P_{\text{дв}} \operatorname{tg} \beta;$$

$$Q = P_{\text{дв}} / \cos \beta;$$

$$T = Q \sin(\varphi + \beta);$$

$$Z = Q \cos(\varphi + \beta).$$

Результати надані в табл.2.3.

Таблиця 2.3 – Таблиця координат діаграм динаміки

ψ°	P_r	P_j	$P_{\text{дв}}$	N	Z	T
0	0,2070	-1,5097	-1,3027	0,0000	-1,3027	0,0000
15	0,2070	-1,4331	-1,2261	-0,0635	-1,1679	-0,3787
30	0,2070	-1,2153	-1,0083	-0,1012	-0,8227	-0,5918
45	0,2070	-0,8896	-0,6826	-0,0972	-0,4139	-0,5514
60	0,2070	-0,5032	-0,2962	-0,0518	-0,1032	-0,2825
75	0,2070	-0,1077	0,0993	0,0194	0,0069	0,1009

Прод. табл.2.3

90	0,2070	0,2516	0,4586	0,0930	-0,0930	0,4586
105	0,2070	0,5435	0,7505	0,1468	-0,3361	0,6869
120	0,2070	0,7548	0,9618	0,1683	-0,6267	0,7488
135	0,2070	0,8896	1,0966	0,1561	-0,8858	0,6650
150	0,2070	0,9637	1,1707	0,1175	-1,0726	0,4836
165	0,2070	0,9973	1,2043	0,0624	-1,1794	0,2514
180	0,1940	1,0065	1,2005	0,0000	-1,2005	0,0000
195	0,1974	0,9973	1,1947	-0,0619	-1,1700	-0,2494
210	0,2083	0,9637	1,1720	-0,1176	-1,0738	-0,4842
225	0,2285	0,8896	1,1181	-0,1592	-0,9032	-0,6781
240	0,2621	0,7548	1,0169	-0,1779	-0,6626	-0,7917
255	0,3167	0,5435	0,8602	-0,1683	-0,3852	-0,7873
270	0,4072	0,2516	0,6588	-0,1335	-0,1335	-0,6588
285	0,5647	-0,1077	0,4570	-0,0894	0,0319	-0,4646
300	0,8594	-0,5032	0,3562	-0,0623	0,1241	-0,3396
315	1,4624	-0,8896	0,5728	-0,0816	0,3474	-0,4627
330	2,7946	-1,2153	1,5793	-0,1585	1,2885	-0,9269
345	5,4961	-1,4331	4,0630	-0,2105	3,8701	-1,2549
360	7,7350	-1,5097	6,2253	0,0000	6,2253	0,0000
375	10,8070	-1,4331	9,3739	0,4857	8,9288	2,8953
390	6,6486	-1,2153	5,4333	0,5451	4,4328	3,1888
405	3,6142	-0,8896	2,7246	0,3879	1,6523	2,2009
420	2,1914	-0,5032	1,6882	0,2954	0,5883	1,6097
435	1,4759	-0,1077	1,3682	0,2677	0,0956	1,3909
450	1,0848	0,2516	1,3364	0,2709	-0,2709	1,3364
465	0,8563	0,5435	1,3998	0,2738	-0,6268	1,2812
480	0,7166	0,7548	1,4715	0,2574	-0,9587	1,1456
495	0,6299	0,8896	1,5194	0,2163	-1,2274	0,9214
510	0,5772	0,9637	1,5409	0,1546	-1,4118	0,6366
525	0,5489	0,9973	1,5462	0,0801	-1,5142	0,3228
540	0,5399	1,0065	1,5464	0,0000	-1,5464	0,0000
555	0,1750	0,9973	1,1723	-0,0607	-1,1481	-0,2447
570	0,1750	0,9637	1,1387	-0,1143	-1,0433	-0,4704
585	0,1750	0,8896	1,0646	-0,1516	-0,8600	-0,6456
600	0,1750	0,7548	0,9298	-0,1627	-0,6058	-0,5952
615	0,1750	0,5435	0,7185	-0,1406	-0,3217	-0,6003
630	0,1750	0,2516	0,4266	-0,0865	-0,0865	-0,4761
645	0,1750	-0,1077	0,0673	-0,0132	0,0047	-0,2325
660	0,1750	-0,5032	-0,3282	0,0574	-0,1144	0,0608
675	0,1750	-0,8896	-0,7146	0,1017	-0,4334	0,2934
690	0,1750	-1,2153	-1,0403	0,1044	-0,8488	0,3659
705	0,1750	-1,4331	-1,2581	0,0652	-1,1984	0,2472
720	0,1750	-1,5097	-1,3347	0,0000	-1,3347	0,0000

Діаграми сил, що діють у КШМ, будуються згідно з обчисленими в таблиці значеннями вони надаються у проєкті як рис. 2.3 та рис. 2.4.

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						35
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

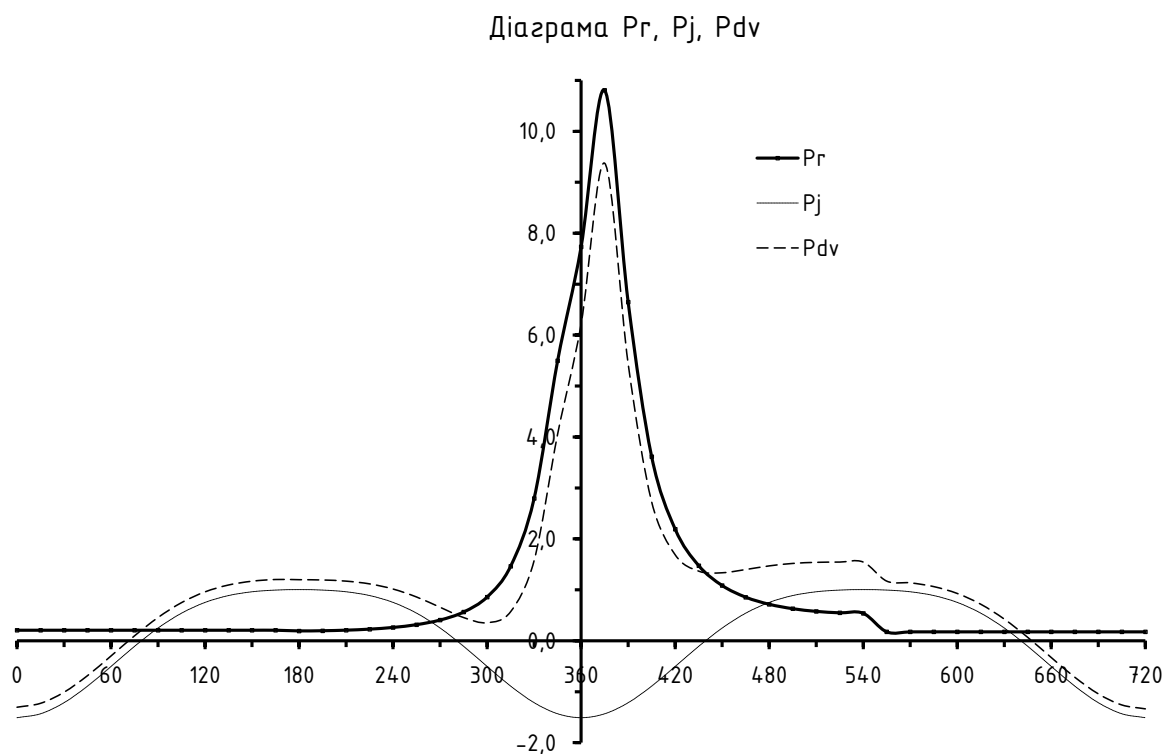


Рисунок 2.3 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

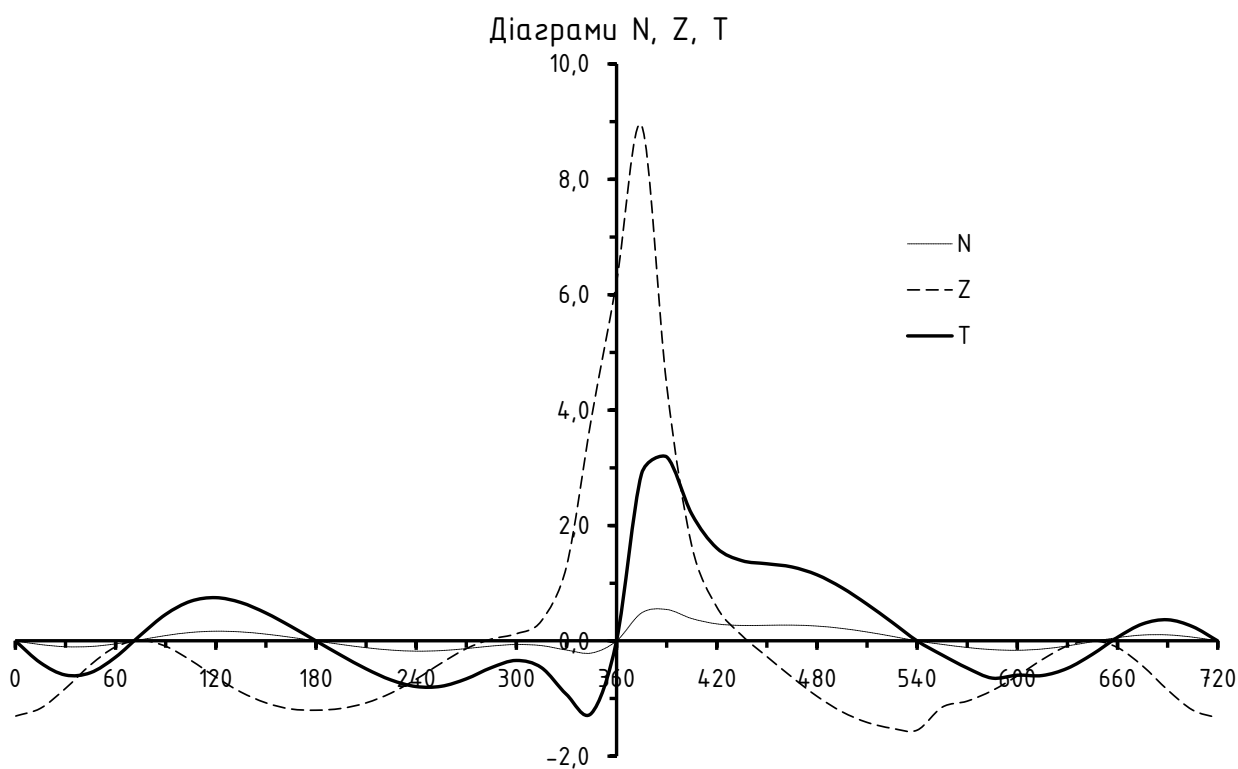


Рисунок 2.4 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

Для двигуна з кількістю циліндрів, більше одиниці, дотичні сили від кожного циліндру складаються через взаємний вплив, який забезпечує колінчастий вал. Діаграма сумарних дотичних сил T_{Σ} багатоциліндрового двигуна будується послідовно сумуючи криві дотичних сил кожного з циліндрів, зміщених по фазі на кута заклинки φ_z кривошипів. Сумування можна зробити графічним або в табличній формі. Діаграма дотичних сил, побудована на підставі табл. 2.4, надана як рис. 2.5.

Таблиця 3.3 – Визначення сумарної дотичної сили

ф, п.к.в.	1	2	3	4	T_{Σ} , МПа	$T_{\Sigma \text{cp}}$, МПа
0	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,000	
15	-0,3787	-0,2494	2,8953	-0,2447	2,022	
30	-0,5918	-0,4842	3,1888	-0,4704	1,642	
45	-0,5514	-0,6781	2,2009	-0,6456	0,326	
60	-0,2825	-0,7917	1,6097	-0,5952	-0,060	
75	0,1009	-0,7873	1,3909	-0,6003	0,104	
90	0,4586	-0,6588	1,3364	-0,4761	0,660	
105	0,6869	-0,4646	1,2812	-0,2325	1,271	
120	0,7488	-0,3396	1,1456	0,0608	1,616	
135	0,6650	-0,4627	0,9214	0,2934	1,417	
150	0,4836	-0,9269	0,6366	0,3659	0,559	
165	0,2514	-1,2549	0,3228	0,2472	-0,433	
180	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,000	0,7604

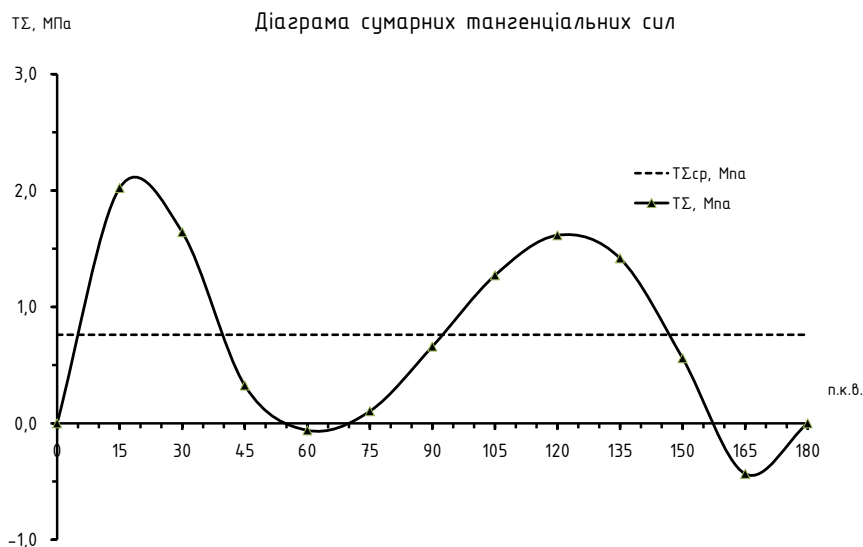


Рисунок 2.5 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ							
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розділ 3 Науковий розділ			Літ.	Аркуш	Аркушів		
Студент		Татарин В.М.								38	24	
Консультант								НУК імені адмірала Макарова				
Керівник		Проскурін А.Ю.										
Зав. каф.		Нестеренко В.В.										

РОЗДІЛ 3

Науковий розділ

Експлуатація ДВЗ, працюючого на різних видах палива є досить перспективною, що пов'язано з малою залежністю від роду палива, а це в свою чергу, робить таку експлуатацію економічно вигідною, як по умовам доставки, вартості та іншим факторам.

В даній дипломній роботі розглядається можливість експлуатації двигуна 4ЧН 11/12,5 на газоподібному паливі – природному газі. Слід відзначити, що переведення роботи двигуна на газоподібне паливо тягне за собою витрати на виготовлення двигуна, так як в паливну систему повинні входити елементи, дозволяючи двигуну працювати на газу.

3.1 Специфіка робочого процесу поршневого двигуна при роботі на газовому паливі

Поршневі газові ДВС розрізняють за трьома основними ознаками: методу запалення робочої суміші, способу сумішоутворення і тактності.

Різниця за методом запалення робочої суміші є найважливішим, оскільки вона обумовлює особливості перебігу робочого процесу двигуна і впливає на основні параметри та показники. За методом займання розрізняють газові двигуни трьох типів: з *іскровим, форкамеро - факельного запалювання і запалюванням від запальної дози дизельного палива* (газодизельний процес).

Для газових двигунів не знайшов поки застосування метод займання від стиснення як у дизельних двигунів, хоча спроби здійснення такого процесу робилися. Основним обмежуючим фактором при проведенні циклу із запалюванням від стиснення на газовому паливі є високі температура займання природного газу (650–700 °С), що значно перевищує температуру займання дизельних палив (320–380 °С).

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Іншою важливою ознакою є спосіб утворення робочої суміші: зовнішнє і внутрішнє сумішоутворення. Ця ознака значною мірою визначає конструктивне виконання і параметри двигуна. Зовнішнє сумішоутворення найбільшого поширення набуло на автомобільних і стаціонарних двигунах з малими діаметрами циліндра і незначним надувом. Внутрішнє сумішоутворення застосовують у двигунах з великими діаметрами циліндрів, протяжними повітряними ресиверами і там, де можливо конструктивне розміщення газовпускного клапана [7].

Третя ознака - це тактність двигуна. Природно, що двох - або чотиритактний двигун визначає тип робочого процесу, однак при розгляді тенденцій розвитку стану газових двигунів ця ознака в аналізі не є основною.

За основною ознакою (способом займання) газові двигуни відносяться до двигунів з примусовим займання. Робочі ж процеси цих двигунів істотно різняться. У першу чергу це пов'язано з заміною іскри у газових двигунів на займання факелом газу у форкамеро - факельних або факелом запального дизельного палива у газодизелями.

Примусове запалювання передбачає створення, в циліндрі до моменту початку згоряння підготовленої до займання робочої суміші (осередків згоряння). При іскровому запалюванні таким вогнищем служить обсяг, прилеглий до міжелектродного простору свічки запалювання. Форкамеро - факельне запалювання передбачає примусове створення вогнища факельного типу за рахунок попереднього спалювання невеликого об'єму газоповітряної суміші в спеціальній форкамері. У двигунах з газодизельним процесом згоряння полум'я утворюються в обсязі, охопленому факелом (факелами) вприскнутого дизельного палива. Як показують дослідження, витрата енергії для запалення (енергія іскри) при ГМТ значно більше, ніж при інших видах пального. Це призвело до того, що в практиці конструювання газових поршневих двигунів знайшли широке застосування ефективні джерела запалювання.

Найважливішим елементом системи запалювання сучасних форсованих газових двигунів є свіча. При наддуві і високому ступені стиснення умови ро-

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

боти свічки запалювання значно ускладнюються, особливо тоді, коли необхідно забезпечити тривалу надійну безперервну роботу. На роботу свічки запалювання впливають:

- умови в камері згоряння в момент іскроутворення (температура, тиск, склад суміші в зоні іскри);
- теплові якості і конструкція свічки;
- характеристика іскрового розряду;
- умови тепловідведення від свічки;
- розташування свічки в камері згоряння;
- міжелектродний зазор.

Всі ці умови тісно пов'язані з параметрами роботи двигунів. Для забезпечення надійності свічки запалювання дуже важливий добрий від неї тепловідвід. Досвід експлуатації показав, що для забезпечення нормальної роботи температура прокладки під свічкою запалення повинна бути 120–130 °С. Деякі сучасні конструкції двигунів передбачають спеціальне охолодження свічок.

Важливим, особливо у високофорсованих газових двигунах, є підбір міжелектродного зазору. Його в цьому випадку доцільно зменшувати до меж, що допускаються умовами пуску. Цим не тільки можна збільшити термін служби свічки, а й зменшити схильність до детонації і самоспалахуванню. У деяких високофорсованих двигунах міжелектродний зазор дорівнює 0,15 мм.

До другого типу двигунів, що відрізняються за типом займання, відносяться двигуни з **форкамеро - факельним запалюванням**. Раніше вже відзначалися основні переваги такого типу двигунів: робота на збіднених сумішах і можливість наближення ступеня стиснення до дизельної. Форкамерно – факельне запалювання розроблено як засіб підвищення ефективності економічності двигунів із запалюванням від іскри. Одна з основних труднощів при здійсненні форкамеро - факельного запалювання при роботі на бензині - ускладнення системи живлення і сумішоутворення, пов'язане з необхідністю подачі малих доз палива і повітря в строгому дозуванні. Застосування природного газу значно спрощує ці системи.

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Інша особливість при здійсненні форкамеро - факельного запалювання в газових двигунах – підбір оптимальних геометричних параметрів безпосередньо форкамери. Зазвичай об'єм форкамери становить 2 - 6% об'єму основної камери згоряння. Відношення об'єму форкамери V_{ϕ} до площі каналу f_c , з'єднуючого форкамеру з основною камерою у існуючих газових двигунів становить 15-70. Це важливе відношення уточнюють у кожному випадку окремо. Воно визначає з одного боку далекобійність факела, а з іншого забезпечення надійної продувки форкамери. Так збільшення відношення V_{ϕ}/f_c веде до значного збільшення далекобійності. Зменшення ж відношення V_{ϕ}/f_c призводить до «розмитого» факелу, погано запалює суміш.

Для попередження передчасного займання і детонаційного згоряння форкамеру необхідно з достатньою інтенсивністю охолоджувати або з системи охолодження двигуна, або як в стаціонарних газових двигунах, за допомогою індивідуального контуру охолодження форкамер. З цією ж метою доцільно газ з автоматичного клапана спрямовувати на електроди свічок запалювання. Форкамері надають звичайно форму, що сприяє не лише гарній продувці самої форкамери, а й видалення залишкових газів із зони свічок запалювання.

Газодизельний цикл характеризується звичайними залежностями між параметрами, однак внаслідок використання двох видів палива ці залежності мають деяку відмінність.

Одним з важливих питань переходу дизельних двигунів на газодизельний процес є визначення ступеня стиску паливної суміші у двигуні. Вирішальну роль в цьому питанні відіграють максимальний тиск згорання в циліндрі та пов'язані з ними навантаження на кривошипно - шатунний механізм, а також питання детонації. Спільним для газодизельних двигунів є деяке зниження ступеня стиснення в порівнянні з дизельним прототипом. Зазвичай ступень стиснення таких двигунів не нижче 11-12,5, що забезпечує пуск на одному рідкому паливі. Більш високі ступені стиснення реалізуються в більш швидкохідних двигунах. Більш висока ступінь стискування газодизеля робить їх більш економічними, ніж газові двигуни. Якщо для дизелів ступінь стиснення вибирають по

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

можливості більшою з метою досягнення досить високої температури кінця стиснення для надійного самозаймання палива, підвищення к. п. д. і зменшення періоду затримки самозаймання, то при роботі на газі велика ступінь стиснення і пов'язана з цим висока температура сприяють значному зростанню швидкості згоряння, що може призводити до детонації або «жорсткої» роботі двигуна. Детонація виникає, якщо має місце самоспалахування газоповітряної суміші від сильно нагрітих деталей, гарячих відкладень або залишкових продуктів згоряння з високою температурою. Питома потужність при цьому падає, але питома витрата теплоти збільшується.

Основна складність у відпрацюванні газодизельного процесу - це поєднання суперечливих вимог: з одного боку слід обмежувати ступінь стиснення для уникнення детонації, з іншого - ступінь стиску повинна бути достатньою для створення полум'я запального палива. Розв'язання цієї суперечності ускладнюється для двигунів з наддувом, у яких при максимальній потужності, тобто при повному наддуві створюються найбільш сприятливі умови для виникнення детонації, і в той же час на низьких навантаженнях, коли надув незначний, суттєво ускладнюються умови займання [8].

Крім того, газодизельний процес ускладнює регулювання навантаження. Часто якісне регулювання, що має місце в дизелях без турбонаддува, обмежено при газодизельному процесі межами ефективного збіднення, які, хоча і зменшені у газодизеля у бік бідних сумішей в порівнянні з двигунами з іскровим запалюванням, все ж таки не дозволяють знижувати потужність нижче 25-30% від номінальної. При більш низьких навантаженнях робота двигуна за газодизельним процесом виявляється неможливою і подальша зміна потужності здійснюється зміною подачі дизельного палива.

За способом утворення робочої суміші розрізняють двигуни, що мають зовнішнє і внутрішнє сумішоутворення. Зовнішнє сумішоутворення отримало широке поширення на автомобільних і стаціонарних безнаддувних двигунах внаслідок простоти пристроїв для сумішоутворення. Змішувач в таких випадках як правило виконують у формі сопла Вентурі, вбудованого в повітряний

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

тракт. Газ надходить до змішувачів під тиском, можливо близьким до атмосферного з тим, щоб запобігти витоку газу в зовнішнє середовище і проникнення повітря в газопровід. Проте гарна здатність газового палива до сумішоутворення визначила широке застосування внутрішнього сумішоутворення, особливо в великорозмірних двигунах та двигунах з наддувом. При такій системі газ і повітря подаються в циліндри двигуна роздільно. Змішання ж відбувається всередині кожного циліндра.

Найбільш раціонально застосування внутрішнього сумішоутворення при двотактному циклі, тому що це дозволяє уникнути, втрат газу при продувці. Але і у чотиритактних двигунах з наддувом і значним перекриттям клапанів така схема часто є найбільш доцільною. У даному випадку газ подається на початку стиснення після закінчення дозарядки (тобто закриття випускних клапанів). При цьому не потрібно великих рівнів тиску газу. Цей тиск звичайно не перевищує тиск мережі клапанів.

Таким чином, в результаті зробленого аналізу визначено, що для двигуна 4ЧН 11/12,5 найефективнішою буде примусове запалення.

3.2 Розробка паливної системи двигуна типу 4ЧН 11/12,5

Проаналізувавши особливості газу в якості палива, а також враховуючи конструктивні особливості газових двигунів та специфіку робочого процесу для двигуна 4ЧН 11/12,5 була розроблена газова паливна система, яка дозволяє використовувати в якості палива компримований природний газ (КПГ) після конвертації дизельного двигуна.

Технічні дані системи

Технічні показники автомобілів, що працюють як на газовому, так і на дизельному паливі, майже збігаються, відрізняючись не більше ніж на 15%.

Маса АГТС (без балонів) - не більше 20 кг.

Обсяг КПГ при заправці - 300/80 (шість балонів по 50 л), л/м³.

Контрольна витрата палива - 20 м³ / 100 км.

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Стиснений природний газ зберігається на автомобілі в балонах (8) (див. рис. 3.1) високого тиску. Металевий корпус балона покритий армируючим шаром зі склопластику, що підвищує його міцність і знижує масу за рахунок зменшення товщини стінок. На внутрішню поверхню балона нанесено покриття для захисту від корозії. У кожен балон ввернуть вентиль (7).

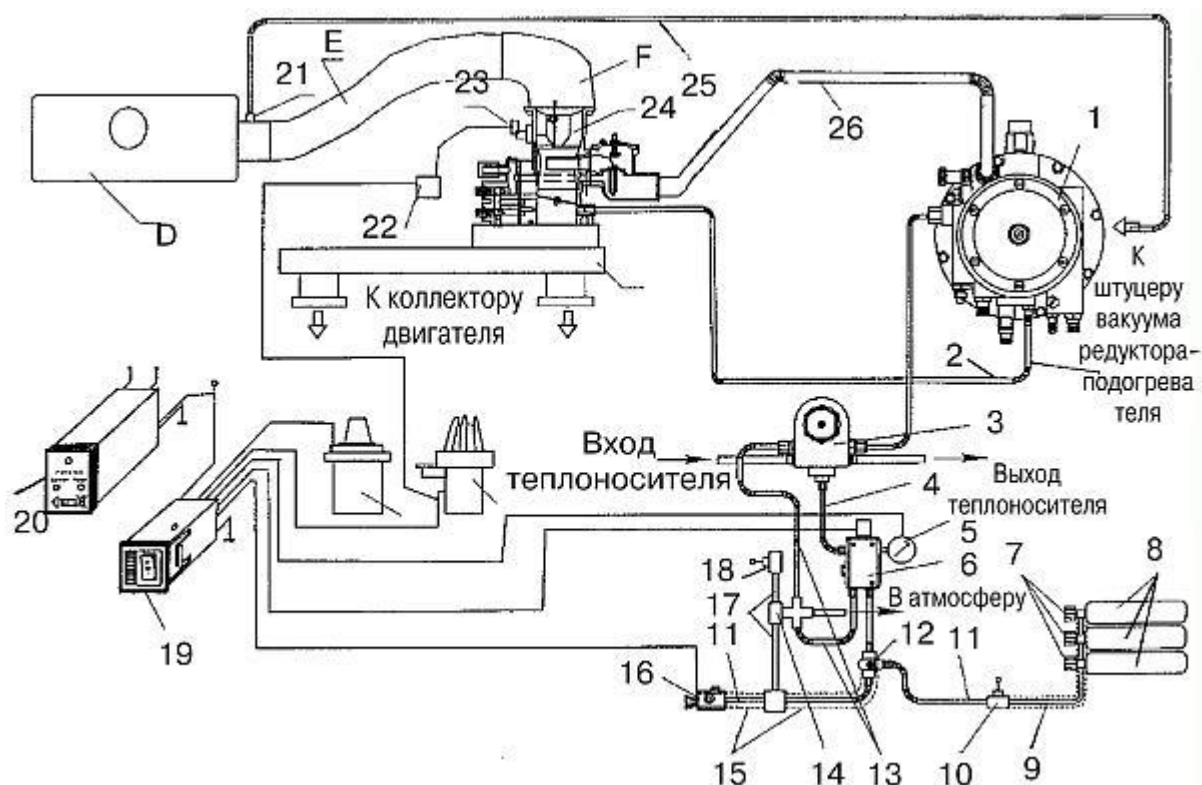


Рисунок 4.1 – Принципова схема роботи газової паливної системи

Позначення на рис. 3.1: 1 – редуктор випарник низького тиску; 2 – вакуумний шланг; 3 – редуктор високого тиску; 4, 11 – трубопроводи високого тиску; 5 – датчик високого тиску з манометром; 6 – газовий електромагнітний клапан високого тиску; 7 – балонні вентиля; 8 – газові балони; 9, 15 – гофровані шланги; 10, 18 – датчики витоку газу (Б – багажник, К – капот); 12 – магістральний вентиль; 13, 17 – дренажні шланги; 14 – штуцер з п'ятьма виходами; 16 – заправний пристрій; 19 – перемикач виду палива з показчиком тиску газу; 20 – сигналізатор витоку газу (клема Б і відповідна сигнальна лампа – витік в багажнику, клема К і відповідна сигнальна лампа – витік під капотом); 21 – штуцер вакуумного каналу; 22 – електронний блок обмежувача частоти обертання; 23 – електромагнітний клапан обмеження частоти обертання; 24 – змішувач газу з дросельної заслінкою; 25 – вакуумний шланг; 26 – шланг низького тиску; А – впускний трубопровід; D – повітряний фільтр; Е – патрубок подачі повітря; F – підвідний куточок; В – котушка запалювання; С – датчик розподільник запалювання.

Вентилі балонів з'єднані трубопроводом високого тиску (11). Відрізок трубопроводу, що проходить під рамою автомобіля, з'єднує всі вентиля балонів з магістральним вентилям (12). Аналогічними трубопроводами балони з'єднані з газовим електромагнітним клапаном високого тиску (6), редуктором високого тиску (3) і редуктором випарником (1) низького тиску. Газовий електромагнітний клапан, редуктор високого тиску і редуктор випарник низького тиску розміщені у відсіку двигуна. Вентиль подачі газу (12) і заправний пристрій (16) розташовані з лівого боку автомобіля за кабіною водія.

Трубопровід високого тиску між балонами і магістральним клапаном укладений в гофрований шланг (9), в якому встановлений датчик (10) витоку газу з балонів. У гофрованому шлангу (15), всередині якого проходить трубопровід, що з'єднує заправний пристрій з магістральним вентилям, поміщений перехідник для підключення датчика (18) витоку газу в підкапотному просторі.

Газовий електромагнітний клапан (6) з'єднаний з редуктором високого тиску (3) трубопроводом високого тиску (4). Редуктор високого тиску приєдна-

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						46
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ний до редуктора випарника низького тиску (1) трубопроводом високого тиску. Рукав (26) низького тиску пов'язує редуктор випарник зі змішувачем газу (24).

Для установки змішувача газу необхідно виготовити новий впускний трубопровід. Його виготовляють із сталевієї прямокутної труби. Він має два фланця для кріплення до впускного трубопроводу головки блоку циліндрів, а також фланець для монтажу змішувача газу.

Датчики витоку газу (10) і (18) підключені до блоку індикації витоку (20), встановленому на панелі приладів кабіни. У разі витоку газу, залежно від місця витоку, на лицьовій панелі індикатора загоряються червоні миготливі світлодіоди під написами «Балон» або «Капот», і лунає переривчастий звуковий сигнал, що сповіщає водія про витік газу.

Манометр датчик (5), розрахований на тиск газу 25 МПа, з'єднаний з індикаторним покажчиком тиску газу, змонтованим в перемикачі виду палива (19), який встановлений в кабіні на панелі приладів.

У корпусі заправного пристрою (16) встановлений датчик блокування пуску двигуна, який з'єднаний з комутатором перемикача виду палива. При вийняттю заглушці заправного пристрою пуск двигуна неможливий.

Газовий електромагнітний клапан (6) за допомогою штуцера (14) з п'ятьма виходами з'єднаний з датчиком витоку газу (18) через дренажні шланги (17) і (13). У разі витоку з під основних ущільнень газового клапана газ по дренажному шлангу виводиться за межі відсіку двигуна.

По шлангу (2) до редуктора випарника (1) з дросельного простору передається керуюче розрідження.

При розробці системи для автомобіля ЗІЛ 5301 вжито всіх заходів, що забезпечують герметичність системи на весь термін експлуатації. У газовій магістралі застосовані трубопроводи, виготовлені з нержавіючої сталі, з заводської розвальцьовуванням кінців. Гайки і ніпелі «авіаційній» конструкції витримують багатократний демонтаж і складання.

Якщо пошкоджена діафрагма першого ступеня редуктора випарника, газ не потрапить у відсік двигуна. Надходження газу в систему охолодження дви-

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						47
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

гуна також виключено. Якщо виникає витік газу в якому або з'єднанні, газ не потрапляє в підкапотний простір, а відводиться назовні по дренажним шлангах (13) і (17). Коли витік відбувається в магістральному вентилі (12), електромагнітному клапані (6) або редукторі високого тиску (3), газ проходить через датчик витоку (18), і на блоці індикації витоку (20) загоряється світлодіод під написом «Капот». В разі витоку в з'єднаннях балонних вентилів (7) і в трубопроводі високого тиску (11) газ пройде через датчик (10) і загориться світлодіод під написом «Балон». В обох випадках прозвучить переривистий застережливий звуковий сигнал.

У дизельної системи живлення задіяні наступні штатні елементи: повітряний фільтр (D), випускний трубопровід (E), підвідний кутовий патрубок (F). Додатково встановлюються: котушка запалювання (B), датчик розподільник запалювання (C), а також електронний блок, обмежувача частоти обертання (22), електромагнітний клапан обмеження частоти обертання (23), штуцер вакууму (21) і вакуумний шланг (25).

При роботі газобалонної установки газ з балонів (8) через вентиль (7) по трубопроводу (11) і магістральному вентилю (12) надходить в газовий електромагнітний клапан (6) з фільтром. Тут газ очищується від механічних домішок і надходить в редуктор високого тиску (3), прогрітий теплоносієм системи охолодження двигуна. У редукторі (3) тиск газу знижується до величини, необхідної для нормальної роботи редуктора випарника (1). Далі установка працює за тією ж схемою, що і системи для зрідженого нафтового газу.

Змішувач газу складається з двох змішувальних камер, що працюють паралельно [11]. У кожній з них (рис. 3.2) встановлено дифузор 5, в горловину якого виведена газова форсунка 4, поєднана через газопідводящий патрубок 1 і зворотний клапан 2 з газовим редуктором.

У нижній частині змішувача змонтована дросельна заслінка 11, управління якою здійснюється водієм з кабіни автомобіля через систему тяг, з'єднаних з педаллю газу, а у верхній частині - повітряна заслінка 3, управління якою проводиться кнопкою, встановленої на панелі кабіни автомобіля. Для роботи дви-

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						48
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

гуна з малою частотою обертання колінчастого валу на холостому ходу передбачені газопідводящий патрубок 7, з'єднаний шлангом з редуктором, і два вихідних отвори 6 і 10, перерізи яких можна змінювати за допомогою регулювальних гвинтів 8 і 9. Змішувач кріпиться до впускного трубопроводу двигуна через спеціальну проставку, до якої прикріплений карбюратор.

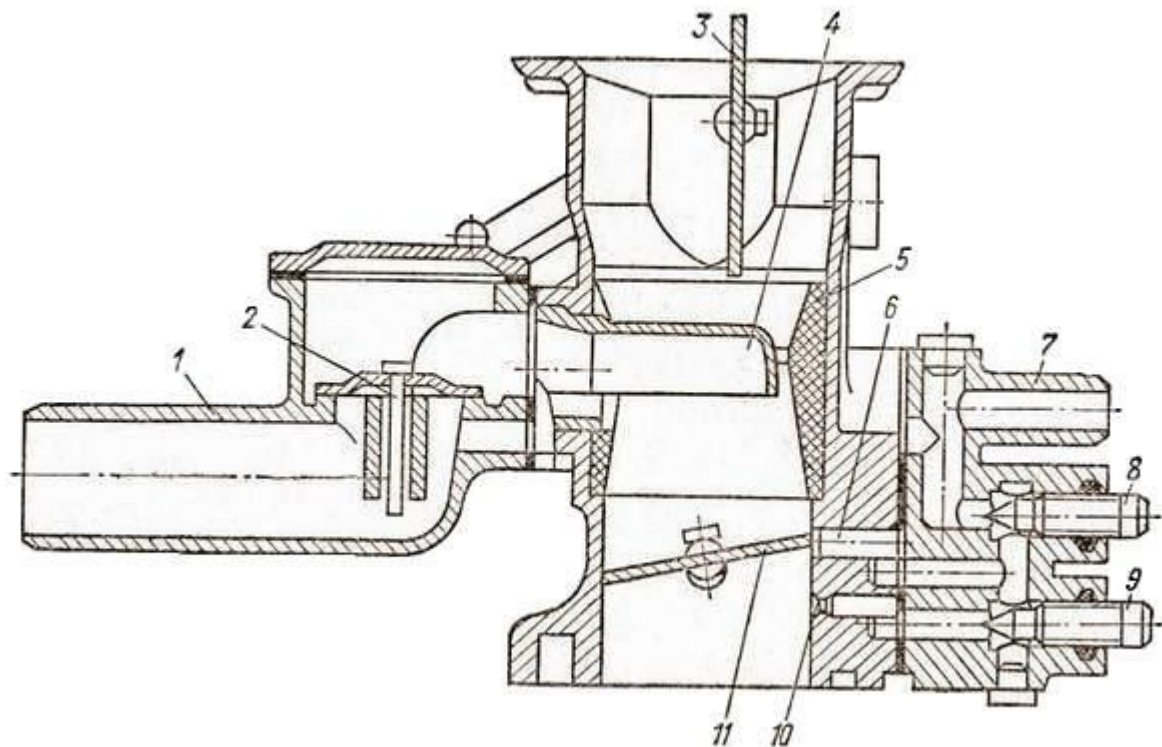


Рисунок 3.2 – Змішувач газу:

1 – газопідводящий патрубок; 2 – зворотний клапан; 3 – повітряна заслінка; 4 – газова форсунка; 5 – дифузор; 6,10 – вихідні отвори; 7 – газопідводящий патрубок холостого ходу; 8,9 – регулювальні гвинти; 11 – дросельна заслінка

Працює змішувач так [12]. При відкритих расходном і магістральному вентиліях газ надходить в редуктор і по патрубку 1 через зворотний клапан 2 - в форсунку 4 і в змішувальну камеру. Сюди ж спрямовується повітря, що проходить через відкриту повітряну заслінку. У камері змішувача газ змішується з повітрям у співвідношенні 1: 1 і утворює газоповітряну горючу суміш, яка через відкриту дросельну заслінку надходить у циліндри, забезпечуючи роботу двигуна. Зі збільшенням відкриття дросельної заслінки збільшується і кількість

газоповітряної суміші, що надходить в циліндри двигуна, зростає частота обертання колінчастого валу і потужність двигуна. При закритій дросельної заслінки розрідження по каналу 10 і штуцера 7 передається в редуктор і під дросельну заслінку повз газоподводящего патрубку 1 і форсунки 4. Сюди ж підмішується повітря, що проходить через щілину між дросельною заслінкою і отвором 6, утворюється газоповітряна горюча суміш, яка надходить в циліндри, забезпечуючи роботу двигуна з малою частотою обертання колінчастого валу на холодному ходу. Зі збільшенням відкриття дросельної заслінки розрідження передається на канал 6 і з нього також надходить газ, що забезпечує плавний перехід роботи двигуна з малих навантажень на середні. Повітряну заслінку 3 прикривають тільки під час пуску холодного двигуна і то на найкоротший час, так як газоповітряна суміш швидко перезбагачувати, тому що газ змішується з повітрям в пропорції 1: 1. У всі решту часу роботи двигуна вона повинна залишатися у відкритому положенні.

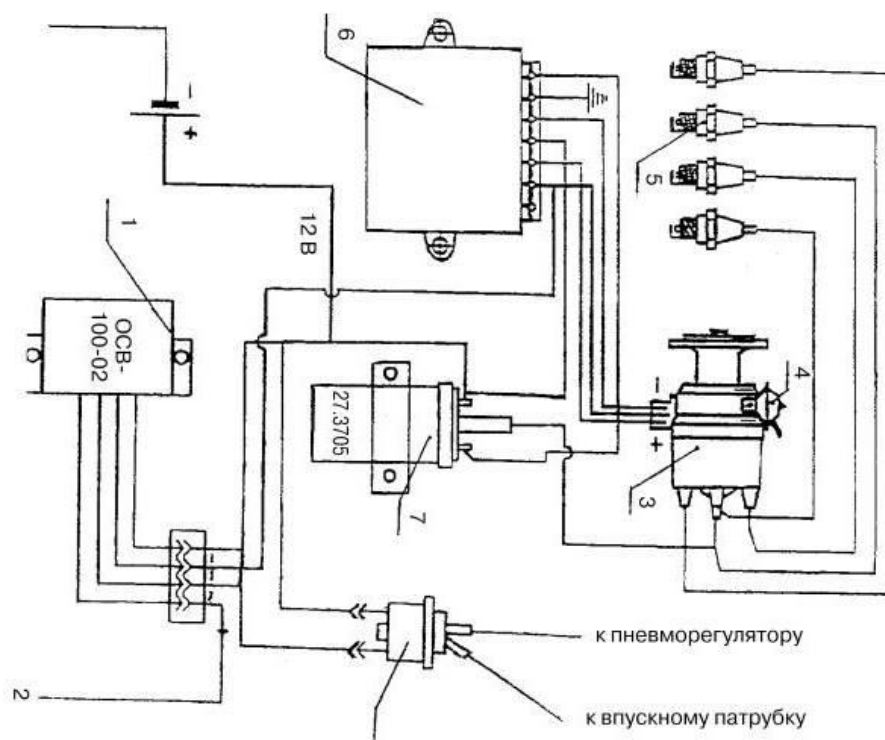


Рисунок 3.3 – Схема системи запалювання:

- 1 - електронний блок системи обмеження частоти обертання; 2 - клапан;
3 - датчик розподільник; 4 - вакуумний регулятор; 5 - свічки запалювання;
6 - одноканальний комутатор; 7 - котушка запалювання.

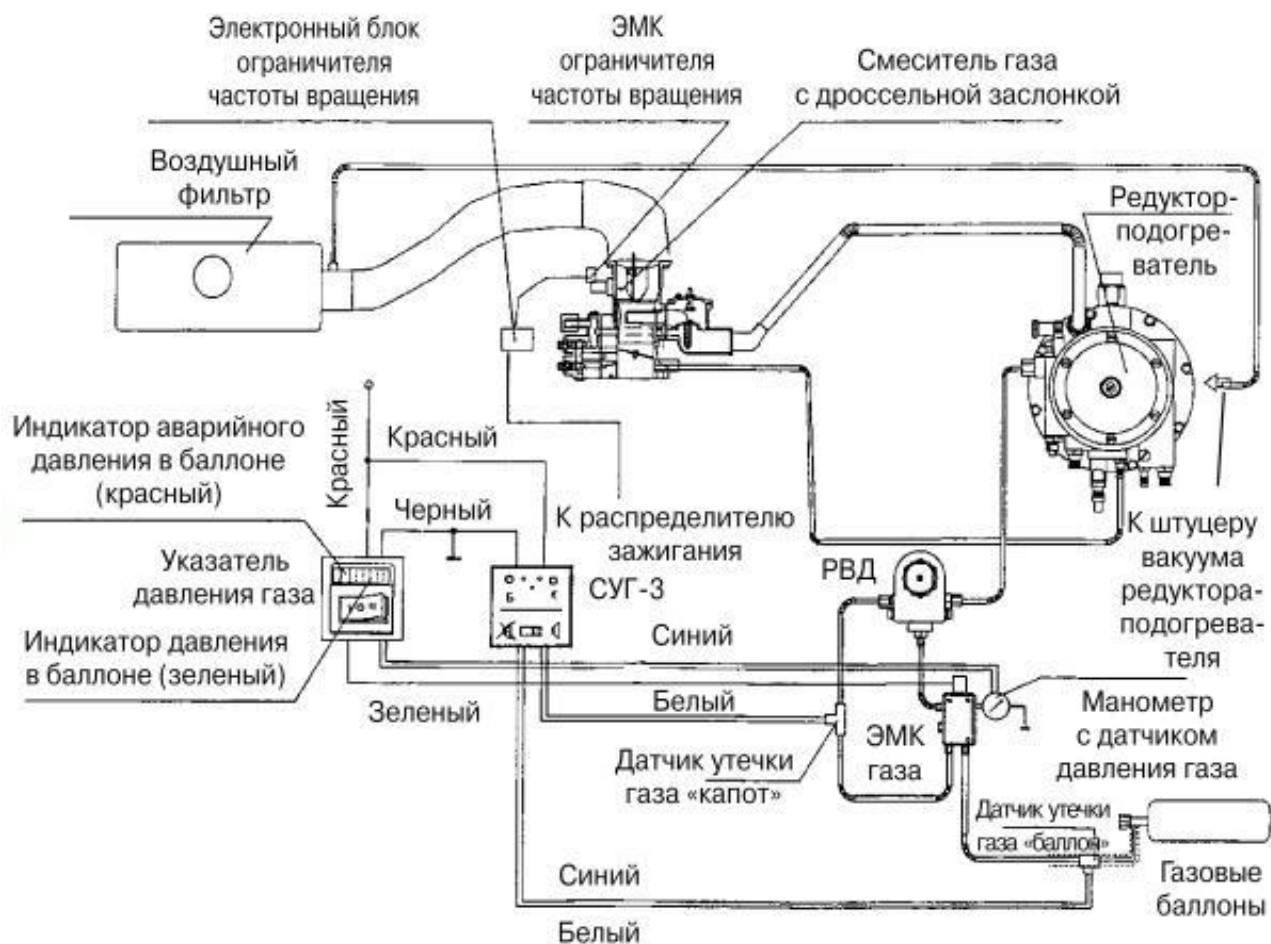


Рисунок 3.4 – Електрична схема газової паливної системи

Допрацювання деталей і вузлів двигуна

Отвори під розпилювач в голівці циліндрів допрацьовуються з метою встановлення іскрових свічок запалювання. У допрацьовані канали загортаються свічки запалювання з різьбленням М12х1,25, довжиною різьбової частини 19 мм і розміром шестикутника під ключ 16 мм.

Допрацьовується камера згорання (поршень) з метою збільшення її обсягу для зниження ступеня стиснення. Обсяг камери вибраний з умови отримання заданої ступеня стиснення. З урахуванням обсягу в надпоршневому просторі, утвореному прокладкою головки циліндрів, обсягів у виточках під клапани і кишені свічки в голівці, ступінь стиснення в двигуні становить 12.

Безконтактно транзисторна система запалювання, схема якої наведена на рис. 3.3, застосовується на двигуні, переобладнаному під газове паливо в комплектації з наступними елементами. Електронний блок обмеження частоти

обертання (1); електромагнітний клапан (2); доопрацьований датчик розподільник (3) (40.3706) з вакуумним регулятором (4); іскрові свічки запалювання (5) (BOSCH Y6DC); одноканальний комутатор (6) (76.3734); одновиводна маслонаповнена котушка запалювання (7) (27.3705); джгут низьковольтних проводів з клемними колодками для з'єднання датчика розподільника, комутатора і котушки запалювання; джгут з п'яти проводів високої напруги (центральный провід і чотири дроти на свічки запалювання).

Загальний вигляд розташування обладнання на автомобілі показаний на рис. 3.5.

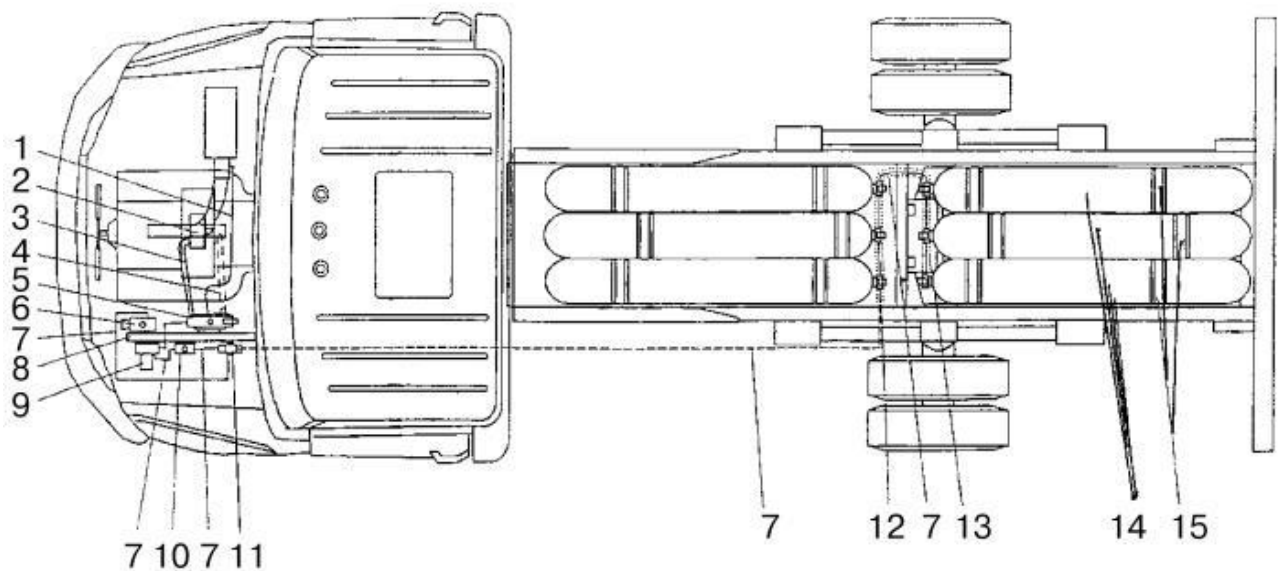


Рисунок 3.5 – Принципова схема монтажу газової паливної системи на автомобіль ЗІЛ 5301:

1, 3, 4, 13 - рукава; 2 - змішувач газу з дросельної заслінкою; 5 - редуктор підігрівач; 6 - вентиль магістральний; 7 - трубопроводи; 8 - кронштейн кріплення агрегатів в моторному відсіку; 9 - редуктор високого тиску; 10 - клапан електромагнітний газовий високого тиску; 11 - заправний пристрій; 12 - вентилі балонів; 14 - балони; 15 - хомути

3.3 Розрахунок параметрів двигуна 4ЧН 11/12,5 при роботі на природному газі

Методика розрахунку робочого циклу двигуна за допомогою програмного комплексу «ДИЗЕЛЬ-РК»

Програмний комплекс ДИЗЕЛЬ-РК, розроблений групою спеціалістів з МГТУ ім. Баумана призначений для математичного моделювання та комп'ютерної оптимізації робочих процесів двох - і чотиритактних ДВЗ.

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

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– вирішувати багатofакторні 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 КДВЗ з не кривошипно-шатунним механізмом (закон руху поршня може бути довільним).

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

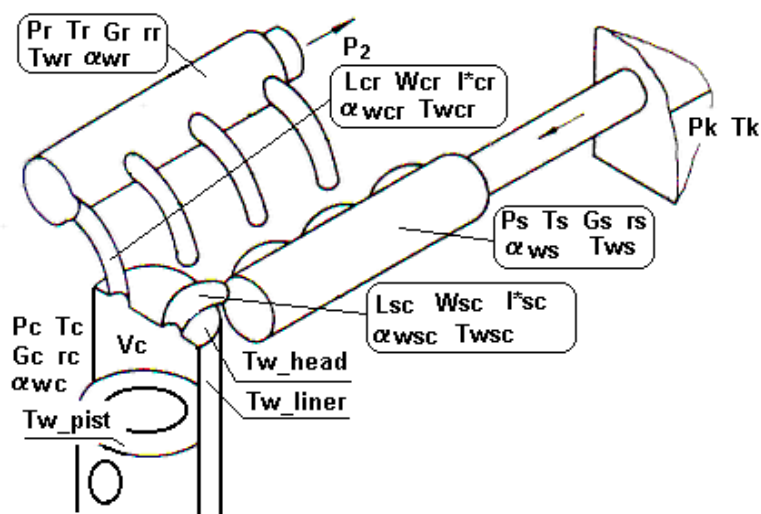


Рисунок 3.6 – Розрахункова схема поршневого двигуна:

P – тиск; T – температура; G – маса, r – склад робочого тіла, W – швидкість, I^* – ентальпія, L – довжина, V – об'єм, α_w – коефіцієнт тепловіддачі, c – циліндр, k – компресор, s – впускний колектор, r – випускний колектор, w – стінка, 2 – умови за турбіною

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, характеристику приску. Для рішення задач оптимізації ДИЗЕЛЬ-РК має вбудовані процедури багато параметричної 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.

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 КДВЗ.

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;

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						55
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

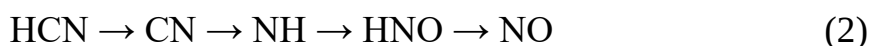
- для визначення температур заряду використовується зонна модель;
- на кожному кроці здійснюється розрахунок рівноважного складу в зоні продуктів згорання для 18 компонентів;
- розрахунок утворення оксидів азоту проводиться за кінетичного рівняння.

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 диметилефіру в дизелях і т.і.).

Реакція утворення "швидких" NO складається з:



потім HCN переходить в NO_x 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 першій 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.

Розрахунок робочого циклу

Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми проводяться на комп'ютері з використанням розрахункових програм.

Протокол розрахунку

2020-11-03 15-00-30 "4L11/12.5"

Режим: #1 : "RPM=2400, Пк=2.00 ";

Назв.: "Коефф Изб Возд задан"

www.diesel-rk.bmstu.ru

Топливо: Gas Methane

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						56
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

----- показники потужності та ефективні показники -----

2400.0 - n - Частота обертання колінчастого вала, [1 / хв]

85.738 - N_e - Потужність, [кВт]

8.4958 - P_e - Середній ефективний тиск, [бар]

321.27 - M_e - Момент, що крутить, [Нм]

0.06347 - q_c - Циклова подача палива, [г]

18.279 - $G_{Me_кг / ч}$ - Масова витрата живильного газу, [кг / год]

26.470 - $G_{Me_м3 / ч}$ - Об'ємна витрата живильного газу, [м3 / год]

0.22640 - g_e - Питома ефект. витрата палива, [кг / (кВт * год)]

0.35336 - η_e - Ефективний КПД

10.330 - P_i - Середній індикаторний тиск, [бар]

0.42963 - η_i - Індикаторний КПД

1.4104 - $P_{тр}$ - Тиск тертя, [бар]

0.82247 - $\eta_{mех}$ - Механічний ККД

----- параметри навколишнього середовища -----

1.0000 - $P_o *$ - Тиск загал. потоку, [бар]

295.00 - $T_e *$ - Температура загальмованого потоку, [К]

1.0400 - $P_o_т$ - Статичний тиск за турбіною, [бар]

0.92000 - $P_o_вх *$ - Тиск загал. потоку за фільтром, [бар]

----- наддуву і газообмін ----- -

1.5140 - P_k - Тиск перед впускним колектором, [бар]

312.03 - T_k - Температура перед впускним колектором, [К]

0.13662 - G_{air} - Витрата повітря (+ EGR) через циліндри двиг., [Кг / с]

0.48732 - $\eta_{тк}$ - ККД агрегату наддуву

1.6394 - $P_t *$ - Середній тиск перед турбіною, [бар]

796.83 - $T_t *$ - Середня температура перед турбіною, [К]

0.14168 - G_{gas} - Витрата В.Г. через циліндри двиг., [кг / с]

1.6004 - α_{sum} - Коеф. надлишку повітря сумарний

-0.42347 - $P_{нх}$ - Середній тиск насосних ходів, [бар]

0.90590 - η_v - Коефіцієнт наповнення

0.04438 - γ_r - Коефіцієнт залишкових газів

1.0001 - F_i - Коефіцієнт продувки

0.0000 - $G_{забр. \%}$ - % закидання В.Г. у впускний колектор

0.0000 - $G_{утеч. \%}$ - % витоків через поршневі кільця

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						57
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

----- впускний колектор -----

1.5025 - Ps - Середній тиск у впуск. колект., [бар]
 314.32 - Ts - Сер. температ. у впуск. колект., [K]
 295.00 - Tws - Середня температура стінки вп. колл., [K]
 83.852 - Alfa_ws - Коефф. тепловіддачі під вп. колл., [Вт / (м2 * K)]
 230.46 - Alfa_wsc - Коефф. теплоотд. в клап.каналі, [Вт / (м2 * K)]

----- випускний колектор -----

1.6243 - Pr - Середній статичний тиск О.Г., [бар]
 794.99 - Tr - Середня статична температура О.Г., [K]
 72.965 - Wr - Середня швидкість газу, [м / с]
 20.371 - Sh - Число Струхала: $Sh = a * \tau / L$ (д.б.н. $Sh > 8$)
 734.25 - Twr - Середня температура стінки вип. кол., [K]
 259.36 - Alfa_wr - Коефф. тепловіддачі в вип. кол., [Вт / (м2 * K)]
 1534.5 - Alfa_wcr - Коефф. тепловід. в клап.каналі, [Вт / (м2 * K)]

-----згоряння -----

1.6000 - Alfa - Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні
 67.167 - Pz - Максимальний тиск циклу, [бар]
 1942.7 - Tz - Максимальна температура циклу, [K]
 18.000 - Fi_pz - Кут максимального тиску, [град. за ВМТ.]
 26.000 - Fi_tz - Кут максимальн. температури, [град. за ВМТ.]
 1.3053 - dP / dFi - Макс. швид. наростання тиску., [бар / град]
 20.000 - Teta_op - Випередження уприскування / запалювання, [град.до ВМТ]
 0.12096 - Fi_задер - Період затримки в циліндрі, [град]
 54.000 - Fi_горен - Тривалість згоряння, [град.п.к.в.]
 4.0000 - m_v - Показник згоряння в циліндрі по Вібе
 85.459 - Октан.чсл- Мін. октанове число палива - границя детонації

-----екологічні показники-----

145.63 - NOx, ppm - Концентр. вологих NOx, [1 / млн, (ppm)]
 1.5601 - NO2, г / КВЧ- Емісія NOx наведено. до NO2, [г / (кВт * год)] (Zeldovich)
 0.0000 - SO2 - Емісія SO2, [г / кВтг]

-----внутрішньоциліндрові параметри-----

1.6783 - Pa - Тиск початку стиснення, [бар]
 378.19 - Ta - Температура початку стиснення, [K]
 44.922 - Pc - Тиск кінця стиснення, [бар]
 887.92 - Tc - Температура кінця стиснення, [K]

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						58
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

5.3889 - P_b - Тиск початку випуску, [бар]

1101.5 - T_b - Температура початку випуску, [K]

----- параметри теплообміну циліндра -----

994.10 - T_{ср} - Середня еквівалентна температура циклу, [K]

709.42 - Alfa_w - Ср. коеф. тепловід. від газу до стін, [Вт / м² / K]

588.24 - T_{w_поршн} - Середня. температура вогневого днища поршня, [K]

420.00 - T_{w_втулк} - Середня. температ. вогневої поверхонь. втулки, [K]

544.52 - T_{w_кришк} - Середня. температ. вогневої поверхонь. кришки, [K]

526.98 - T_{w_охл} - Середня. температура з боку охолодження кришки циліндра, [K]

318.53 - Alf_{w_охл} - Середня. коеф. тепловіддачі [Вт / (м² * K)] від стінки кришки циліндра до охолодж. середовищі.

3030.9 - q_{кришкі} - Тепловий потік в кришку циліндра, [Дж / с]

2736.1 - q_{поршня} - Тепловий потік в поршень, [Дж / с]

4112.7 - q_{цілінд} - Тепловий потік у втулку циліндра, [Дж / с]

----- параметри, що визначають робочий процес -----

12.000 - Степ.сжат- Ступінь стиснення (для ПДП при обох порушеннях у ВМТ)

50.000 - Нач.вип - Початок випуску, [град. до НМТ] (впуск. вала)

24.000 - Кон.вип - Кінець випуску, [град. за хМТ] (впуск. вала)

26.000 - Нач.впуск- Початок впуску, [град. до хМТ] (впуск. вала)

30.000 - Кон.впуск- Кінець впуску, [град. за НМТ] (впуск. вала)

----- параметри ступені компресора високого тиску-----

9.3519 - N_{квд} - Потужність компресора ВД, [кВт]

0.70900 - КПД_{квд} - Адіабатний ККД компресора ВД

0.13662 - G_{квд} - Витрата повітря через компресор ВД, [кг / с]

2.5505 - G_{пр_квд} - Витрата повітря наведений через КВД

0.14775 - G_{сгор_квд} - Витрата повітря через КВД скоректує., [Кг / с]

1.7000 - П_{квд} - Ступінь підвищення тиску в компресорі ВД

0.92000 - P_{о_квд} - Повний тиск на вході в КВД, [бар]

295.00 - T_{о_квд} - Температура гальмування на вході в КВД, [K]

1.5640 - P_к * "КВД - Повний тиск за компресором ВД, [бар]

363.11 - T_к * "КВД - Температура гальмування за компресором ВД, [K]

0.75000 - E_{сool_вд} - Термічна ефективність ОНП ВД

295.00 - T_{сool_вд} - Температура охолоджуючого агента в ОНП ВД, [K]

1.5140 - P_к * _квд - Тиск наддуву за КВД, [бар]

312.03 - T_к * _квд - Температура наддувочного повітря за КВД, [K]

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

----- параметри турбіни ступені високого тиску ---

9.3557 - $N_{\text{твд}}$ - Потужність ТВТ, [кВт]

0.73772 - $\text{КПД}_{\text{твд}}$ - Внутрішній ККД турбіни ВТ

0.93300 - $\text{КПДм}_{\text{твд}}$ - Механічний ККД турбіни ВТ

0.14168 - $G_{\text{твд}}$ - Витрата газу через ТВТ, [кг / с]

2.4396 - $G_{\text{пр}_{\text{твд}}}$ - Витрата газу через ТВТ наведений

1.5756 - $\Pi_{\text{твд}}$ - Ступінь зниження тиску в турбіні ВТ

9.3125 - $V_{\text{твд}}$ - Відносна робота ТВТ

1.6394 - $P_{\text{т}} *_{\text{твд}}$ - Повне тиск перед турбіною ВТ, [бар]

796.83 - $T_{\text{т}} *_{\text{твд}}$ - Температура гальмування на вході в ТВТ, [К]

1.0405 - $P_{\text{о}_{\text{твд}}}$ - Протитиск за турбіною ВТ, [бар]

733.21 - $T_{\text{о}_{\text{твд}}}$ - Температура газу за турбіною ВТ, [К]

Аналіз показників роботи двигуна

У результаті розрахунку робочого циклу двигуна 4ЧН 11/12,5 на газово-му паливі та параметрів роботи двигуна на дизельному паливі, які представлені в розділі 2.2 можливо зробити співставлення параметрів роботи двигуна та ефективних показників. Це порівняння дає змогу стверджувати о ефективному використанні природного газу у якості палива без погіршення роботи двигуна, що є основною вимогою використання природного газу. У таблиці 3.1 наведено порівняння параметрів роботи ДВЗ на різних видах палива.

Таблиця 3.1 – Порівняння параметрів роботи 4ЧН 11/12,5 на дизельно-му паливі та природному газі

Найменування параметра	Од. вимір.	Значення	
		Дизельне паливо	Природний газ
Тиск заряду до кінця процесу наповнення, P_a	МПа	0,194	0,168
Температура заряду до кінця процесу наповнення, T_a	К	355,09	378,19
Тиск в кінці стиснення, P_c	МПа	7,719	4,49
Температура в кінці стиснення, T_c	К	942,61	887,92
Максимальна температура згоряння, T_z	К	1857	1927

Максимальний тиск згоряння, P_z	МПа	10,807	6,71
Температура в кінці процесу розширення, T_b	К	961	922
Тиск в кінці процесу розширення, P_b	МПа	0,539	0,539
Частота обертання колінчатого вала, n	об/хв	2400	2400
Ефективна отужність, N_e	кВт	85,08	85,738
Середній ефективний тиск, P_e	МПа	0,895	0,849
Питома ефективна витрата палива, g_e	кг/(кВт·год)	0,257	—
Ефективний ККД	—	0,328	0,353
Питома ефективна витрата газу $g_{e\text{ г}}$	кг/(кВт·год)	—	0,226

З наведеної видно, що двигун 4ЧН 11/12,5 при роботі на природному газі за основними ефективними показниками не поступається двигуну прототипу, а також у характерних точках робочого циклу значення тиску та температури практично співпадають з допустимою розбіжністю. Також варто відзначити те, що динамічне навантаження на деталі КШМ залишається не змінним.

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент		Татарин В.М.			Розділ 4 Охорона праці та навколишнього середовища	Літ.	Аркуш	Аркушів	
Консультант									
Керівник		Проскурін А.Ю.					62	11	
Зав. каф.		Нестеренко В.В.				НУК імені адмірала Макарова			

РОЗДІЛ 4

Охорона праці та навколишнього середовища

4.1 Заходи з охорони праці

Охорона праці – це система законів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально – економічних, організаційних, технічних і санітарно – гігієнічних заходів [10].

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

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

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

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТУ 12.0.003 – 83.

Пари палива та мастила. Пари палива та мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів.

За ДСТУ 12.1.005 – 88 установлені припустимі границі концентрації пар дизельного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень.

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

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

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						63
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячої частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека. Причиною пожеж є: несправні електроприлади, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

Електробезпечність. Проходячи через тіло, струм впливає:

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

Вентиляція. У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (CO ; SO_2 ; CH). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

Шум. Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху.

Вібрація. Вібрація виникає через динамічну невідношеність мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища.

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						64
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

4.2 Охорона навколишнього середовища

Охорона навколишнього середовища – це система законодавчих актів, що забезпечує нормальне функціонування біосфери при впливі на неї природних або антропогенних факторів [12].

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень.

Запобігання впливу таких шкідливих виробничих факторів як газ, пара, пил, надлишкова температура і вологість і створення здорового повітряного простору є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з вирішенням основних питань виробництва.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру і з їжею. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони впливають на організм людини.

Забруднення навколишнього середовища, які виникають при експлуатації дизеля

У процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем: для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу вихлопні гази.

Розглянемо характер впливу компонентів, що містяться в ВГ двигунів на організм людини. За цією ознакою вони поділяються гігієністами на 6 груп.

У *першу групу* входять речовини, що не роблять безпосереднього шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому: це азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

До *другої групи* відноситься CO – окис вуглецю чи чадний газ – безбарвний газ, без запаху і смаку, легше повітря (щільність складає 0,97 стосовно повітря). Практично нерозчинний у воді. Горючий (утворює з повітрям вибухові суміші). Потрапляючи в легені людини, а відтіля в кров, витісняє з крові ки-

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						65
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

сень, оскільки має в 200 разів більшу, ніж кисень, розчинність у ній (зниження змісту кисню в крові приводить до удушья). Шкідливий вплив окису вуглецю на організм людини пояснюють також тим, що червоні кров'яні тільця – еритроцити, захоплюють CO і втрачають здатність брати участь у газообміні організму. У результаті в людини настає кисневе голодування, зв'язаний з ним розлад центральної нервової системи, а у важких випадках смерть. При невеликих концентраціях у повітрі приведе до запаморочення і нудоти. Оскільки оксид вуглецю практично має ту ж щільність, що і повітря (28 проти 28,7), то постійно випаровується з приміщень дуже погано.

У *третю групу* входять окисли азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (диоксид) азоту NO_2 . Оксид азоту NO – безбарвний газ, погано розчинний у воді, на повітрі окисляється до NO_2 . Диоксид азоту NO_2 – газ червонясто – бурого кольору з характерним різким запахом, важчий за повітря. При рівних кількостях окисли азоту значно токсичніші, ніж CO . Потрапляючи в організм людини і вступаючи в реакцію з водою, вони утворюють у дихальних шляхах азотну й азотисту кислоти і їхні з'єднання, що руйнують легеневу тканину, викликаючи хронічні захворювання, необоротні зміни в серечно – судинній системі. Вони також викликають захворювання слизоватих оболонок верхніх дихальних шляхів, хронічні бронхіти, нервові розлади. У з'єднанні з вуглеводнями утворюють токсичні *нитроолефіни*. Наслідки отруєння мають схований період, коли отруєний відчуває себе добре, але потім важко занедужує.

У залежності від об'ємної концентрації в повітрі (у %) вплив NO_2 на людський організм наступне: 0,00001 – абсолютний поріг впливу; до 0,0003 – поріг сприйняття запаху; 0,0013 – поріг роздратування слизоватих; до 0,002 – утворення *метагемоглобіна*; 0,004 – 0,008 – набряк легень. Крім того, окисли азоту беруть участь у фотохімічних реакціях утворення смогу.

До *четвертої групи*, самої численної, відносяться різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенов, алкадиєнов, цикланов, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцероген-

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						66
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

нів. Мають неприємний запах, викликають багато хронічних захворювань, роблять загально токсичний і дратівний вплив.

У *п'яту групу* входять альдегіди. Вони мають різкий запах (особливо – формальдегід). При визначених дозах викликають роздратування дихальних шляхів і слизоватих оболонок носа й око. Дія на організм людини характеризується дратівним і загально токсичним ефектом на центральну нервову систему, поразкою внутрішніх органів. У газах, що відробили, присутні в основному формальдегід і акролеїн.

У *шосту групу* виділяють сажу. Сажа являє собою дрібні частки вуглецю - від часток мікрона до десятків мікронів; самі дрібні (не більш 10 мкм) здатні по кілька діб витати в повітрі. Як всякий аерозоль, сажа забруднює повітря, погіршує видимість і може дратувати дихальні шляхи. Вуглець як хімічна речовина не представляє безпосередньої небезпеки для організму людини. Головна небезпека сажі полягає в тім, що вона є переносником канцерогенних речовин, причому бензпирен, адсорбований поверхнею сажі, діє на живі клітки сильніше, ніж у чистому виді. Бензпирен виявлений не тільки в сажі дизелів, але й у сажі бензинових двигунів, що містить у 200 разів більше цієї речовини. Однак самої сажі в газах дизелів, що відробили, міститься значно більше, ніж у газах бензинових двигунів.

4.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів

Удосконалювання робочих процесів і сумішоутворення

Підвищують інтенсивність турбулентності суміші в камері згорання, збільшують тривалість і потужність електричного розряду, особливо при роботі на бідних сумішах. Це зменшує викид СО на багатих сумішах, але може збільшити викид NO_x при роботі на номінальних навантаженнях і на бідних сумішах.

Поліпшують розпилювання палива на всіх режимах роботи, включаючи холостий хід, примусовий холостий хід, часткові і перехідні режими.

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						67
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Поліпшують рівномірність надходження палива по циліндрах двигуна. Для цього застосовують багатокамерні карбюратори, системи упорскування палива в повітряний ресивер, впускні патрубки і безпосередньо в циліндри двигуна.

Зменшення кутів, що визначають момент запалення, зменшує викид NO_x , але погіршує економічність двигуна, а також сприяє росту викиду вуглеводнів і CO .

Рециркуляція ВГ

Невелику кількість ВГ (10 – 12 %) подають у впускний трубопровід після карбюратора на номінальному режимі роботи (по іншим даним до 20%). Це дозволяє знизити викиди NO_x приблизно вдвічі за рахунок зниження максимальної температури згоряння (по іншим даним на 40 – 50%). Зниження відбувається за рахунок зменшення швидкості протікання реакції згоряння внаслідок розведення пальної суміші нейтральними газами і зменшення маси свіжого заряду, що, відповідно, зменшує підведену теплоту згоряння палива. Одночасно трохи знижується потужність і зменшується економічність двигуна. Викид CO і CH у цьому випадку може небагато зростати через погіршення процесу згоряння. Вважають, що рециркуляція вигідніше на неномінальних режимах, хоча тут і так викиди NO_x невеликі. Рециркуляція ВГ більш ефективна для двигунів з камерою в поршні, чим для двигунів з розділеними камерами.

Паливо і присадки

Підвищення цетанового числа палива поліпшує процес згоряння, знижує період затримки запалення, зменшує динамічність циклу, жорсткість роботи машини. Викид NO_x при цьому знижується, але можуть зрости димність і викид вуглеводнів. Збільшення легких фракцій у паливі підвищує його випаровуваність, а виходить, поліпшує рівномірність розподілу палива по об'ємі камери згоряння. Це знижує усі види викидів. Додатки до дизельного палива органічно – металевих присадок на основі барію, марганцю і тетраетилсвинця, дозволяють на великих навантаженнях у кілька разів понизити димність вихлопу і зміст у ньому альдегідів і бензоперенів. Димність дизеля з нерозділеною камерою зго-

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						68
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ряння зменшується на 40 – 90 %. На викид оксидів азоту присадки не впливають. Велика частина барію з'єднується із сіркою, що міститься в паливі, і попадає атмосферу у виді порівняно нешкідливого сульфиду барію. Запропоновано дві гіпотези дії присадок: відповідно до першого відбувається гальмування утворення часток сажі в процесі згоряння, відповідно до другого зниження щільності пояснюється каталітичною дією присадок при окислюванні часток сажі в процесі дифузійного згоряння, розширення і випуску.

Переведення двигуна на газоподібне паливо дозволяє знизити викид NO_x приблизно в два рази, а також трохи знижує викид CO . Це зв'язано з тим, що при роботі на газі можливо ефективне використання більш бідних сумішей, що згоряють при знижених температурах, крім того, знижується нерівномірність складу суміші по циліндрах двигуна [13].

Нейтралізація ВГ

Зниження рівня викиду токсичних речовин в ВГ можна досягти за рахунок нейтралізації газів, що відходять, у спеціальних пристроях – нейтралізаторах. Нейтралізатори встановлюються на виході газів з циліндрів двигунів і призначаються для перетворення токсичних речовин у нетоксичні чи для затримки (поглинання) токсичних речовин. Відповідно існують термічні, каталітичні і механічні нейтралізатори. У термічних і каталітичних нейтралізаторах відбуваються хімічні реакції, у результаті яких зменшується концентрація газових компонентів токсичних речовин. У механічних нейтралізаторах відбувається відділення часток сажі і крапель рідини (масло, паливо, вода, кислоти). Останні нейтралізатори застосовуються порівняно рідко і здебільшого для стаціонарних установок.

4.4 Заходи щодо зниження шуму та вібрації

Рівень шуму вироблений двигуном 4ЧН11/12,5 визначається по формулі:

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

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						69
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 2400$ об/хв;

n – робоча частота обертання, $n = 2400$ об/хв;

N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 85$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(2400 + 85^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{2400}{2400}\right) \right] = 87,82$$

Рівень шуму має припустимі значення. Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями.

Рівень вібрації для двигуна 4ЧН11/12,5 визначається по формулі:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Ne^{0,55} \cdot \left(\frac{1 + Ne}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Ne}} + 30 \lg \left(\frac{n}{n_n} \right) \right), \text{Дб}$$

де m – маса двигуна, $m = 500$ кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{1500 \cdot 85^{0,55} \cdot \left(\frac{1 + 85}{500} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{500}{85}} + 30 \lg \left(\frac{2400}{2400} \right) \right) = 80,77 \text{ Дб}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачені:

- підбір поршнів і шатунів по вагових групах;
- використання маховика для урівноваження сил інерції;
- урівноваження неврівноважених мас за допомогою противаг.

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						70
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачені:

- підбір поршнів і шатунів по вагових групах;
- використання маховика для урівноваження сил інерції;
- урівноваження неврівноважених мас за допомогою противаг.

Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу – у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшеній технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірні, загальне доведення і притирання деталей, вибір малошумних підшипників).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції [11].

4.5 Техніка безпеки при експлуатації та ремонті двигуна

Більшість нещасних випадків при експлуатації, технічному обслуговуванні та ремонті двигуна викликані недотриманням основних правил і пересторіг техніки безпеки. Часто нещасного випадку можна уникнути, розпізнаючи можливу небезпеку до того, як відбудеться аварія. Крім того, слід мати необхідну підготовку, навички і засоби для безпечного ведення всіх робіт.

Крім того, при роботі з двигуном, обслуговуванні або ремонті виникають небезпеки пов'язані з відкритими рухомими деталями, високими температурами від двигуна та висока шумність. Задля нормальної безпечної праці, необхідно дотримуватись правил, затвердженні чинним законодавством про охорону праці.

Недотримання нормативного порядку експлуатації, змащування, технічного обслуговування або ремонту цього виробу може становити небезпеку і приводити до нещасних випадків, в тому числі і зі смертельним результатом.

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						71
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Перед початком ремонтних робіт треба:

- перевірити інструменти та прилади на справність;
- переконатись що нічого не заважає роботі;
- переконатися в тому, що робоче місце достатньо освітлене і світло, не буде сліпити очі;

Під час роботи треба:

- треба помити двигун, агрегати та деталі, які потребують ремонту;
- бути уважним і виконувати тільки визначену роботу;
- звертати увагу на звукові або світлові сигнали;

Після закінчення роботи треба:

- прибрати за собою місце;
- витерти інструмент від забруднень;
- покласти все на свої місця.

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						72
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
Студент		Татарин В.М.			Розділ 5 Техніко-економічний розділ			Літ.	Аркуш	Аркушів	
Консультант										73	6
Керівник		Проскурін А.Ю.		НУК							
Зав. каф.		Нестеренко В.В.		імені адмірала Макарова							

РОЗДІЛ 5

Техніко-економічний розділ

Мета: аналітичне обґрунтування економічної ефективності впровадження в експлуатацію спроектованого двигуна в порівнянні з існуючим прототипом.

При визначенні економічного ефекту порівнюються параметри модернізованого двигуна та двигуна-прототипу.

У таблиці 5.1 приведені техніко-економічні показники базового двигуна та спроектованого двигуна 4ЧН 11/12,5.

Таблиця 5.1 – Техніко-економічні показники двигунів

Найменування	Позначення	Розмірність	Базовий	Спроектований
Потужність	N_e	кВт	85	85
Частота обертання	n	хв^{-1}	2400	2400
Діаметр циліндра, м	D	м	0,11	0,11
Хід поршня, м	S	м	0,125	0,125
Питома витрата палива	g_e	кг/кВт·год	0,257	0,226
Механічний ККД	η_m	-	0,7	0,7
Питома витрата масла	g_m	кг/кВт·год	0,0022	0,0022
Вага	G	кг	500	500
Габарити	L	м	0,84	0,84
	B	м	0,75	0,75
	H	м	1,06	1,06
Ціна двигуна	Ц	грн	500000	600000
Ціна палива	$\text{Ц}_п$	грн/кг	26	13
Ціна масла	$\text{Ц}_м$	грн/ кг	12,5	12,5
Час роботи за рік	t	год	500	500

Продовження таблиці 5.1.

Число контрольних ремонтів	η	-	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах	$\varepsilon_{\min}$	-	1,1	1,1
Коефіцієнт частини вартості роботи	b	-	0,05	0,05
Коефіцієнт використання потужності	K_{Π}	-	0,85	0,85
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту	$K_{\text{к.р.}}$	-	0,3	0,3
Ресурс двигуна до першого перебирання	$t_{\text{пер}}$	год	30000	30000
Ресурс двигуна до капітального ремонту	$t_{\text{к.р.}}$	год	100000	100000
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	E	-	0,15	0,15

Економічна ефективність від упровадження спроектованого двигуна визначається по методичній указівці «Методика використання в народному господарстві нової техніки, винаходів і раціоналізаторських пропозицій» [18].

Метод призначений для:

1. Техніко-економічне обґрунтування вибору найкращих варіантів виготовлення і впровадження нової техніки.
2. Відображення показників економічності й ефективності в нормах і нормативах.
3. Розрахунок фактичної ефективності впровадження нової техніки.

Розрахунок економічної ефективності

1) Річна продуктивність

$$N = K_n \cdot N_e \cdot t, \text{ кВт} \cdot \text{г за рік}$$

2) Термін служби

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						75
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$T = \frac{t_{кр}}{t}, рік$$

3) Річні поточні витрати на паливо

$$З_n = N \cdot Ц_n \cdot g_e, грн$$

4) Річні поточні витрати на масло

$$З_m = g_m \cdot N \cdot Ц_m \cdot 10^{-3}, грн$$

5) Річні витрати на поточний ремонт

$$З_{n,p} = \frac{b \cdot t \cdot Ц}{t_{пер}}, грн$$

6) Річні поточні витрати на капітальний ремонт

$$З_{к,p} = \frac{K_{к,p} \cdot t \cdot Ц}{t_{к,p} \cdot \varepsilon_{\min}}, грн$$

7) Річний економічний ефект у споживача

$$U_1 = З_n + З_m + З_{к,p} + З_{n,p}, грн$$

8) Річний економічний ефект у споживача від використання спроектованого двигуна.

$$E_k = \left[Ц_{\delta} \cdot \frac{N_c}{N_{\delta}} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_{\delta}} + E_{\delta}}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right) + \frac{U_1^{1\delta} - U_1^c}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right] - Ц_c, грн$$

$$\text{де } U_1^{1\delta} = \frac{N_c}{N_{\delta}} \cdot U_1^{\delta}$$

9) Час окупності модернізованого двигуна

$$T_{окуп} = \frac{\Delta K}{\Delta S}, років$$

де ΔK – додаткові одноразові витрати на модернізацію двигуна,

ΔS – річна економія при експлуатації модернізованого двигуна

$$\Delta S = 3_n^b - 3_n^c + 3_m^b - 3_m^c + 3_{n,p}^b - 3_{n,p}^c + 3_{k,p}^b - 3_{k,p}^c, \text{ грн}$$

Результати розрахунку економічної ефективності представлені в табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Результати розрахунку економічної ефективності спроектованого двигуна

Найменування	Позначення	Розмірність	Базовий двигун	Спроекований двигун
Річна продуктивність	N	кВт·год/рік	36125,0	36125,0
Термін служби	T	рік	15,0	15,0
Річні поточні витрати на паливо	$3_{\text{п}}$	грн	241387,3	106135,3
Річні поточні витрати на масло	$3_{\text{м}}$	грн	993,4	993,4
Річні витрати на поточний ремонт	$3_{\text{п.р}}$	грн	416,7	500,0
Річні витрати на капітальний ремонт	$3_{\text{к.р}}$	грн	576,9	692,3
Річний економічний ефект у споживача	U_1	грн	243374,3	108321,0
	U_1^{16}	грн	243374,3	-
Річний економічний ефект у споживача від використання спроектованого двигуна	$E_{\text{к}}$	грн	523322,8	
Додаткові одноразові витрати на модернізацію двигуна	ΔK	грн	100000,0	
Річна економія при експлуатації модернізованого двигуна	ΔS	грн	135053,3	
Час окупності модернізованого двигуна	$T_{\text{окуп}}$	рік	0,74	
		місяць	8,89	

Річний економічний ефект обумовлений зниженням річних поточних витрат споживача в порівнянні з базовим двигуном за рахунок зниження витрат на паливо визначений у розмірі 523 322,8 грн. Заміна базового двигуна оку-
питься приблизно за 8,9 місяця.

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						78
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Згідно із завданням кафедри виконано модернізацію двигуна 4ЧН 11/12,5 потужністю 85 кВт для вантажного автомобіля ЗІЛ 5301.

При розробці двигуна було проведено розрахунок робочого циклу та динамічних навантажень. В результаті розрахунків динаміки встановлено, що діючі сили не перевищують аналогічні у двигуні-прототипі. Можна прийняти, що проєктований двигун не потребує конструктивних змін основних деталей руху.

Завдяки проведеному аналізу використання газових паливних систем, встановлено що раціональною буде організація циклу з примусовим запалюванням.

Була розроблена газова паливна система, яка забезпечує високі економічні та експлуатаційні показники роботи двигуна.

В розділі охорони праці та охорони навколишнього середовища проведені розрахунки та викладені заходи при виконанні яких забезпечується надійна та безпечна робота двигуна.

Економічний розрахунок підтвердив доцільність модернізації двигуна на вантажному автомобілі.

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
						79
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Руководство по ремонту автомобиля ЗИЛ-5301.
2. Дизели Д-245.7, Д-245.9, Д-245.12С. Руководство по эксплуатации.
3. Свиридов Ю. Б., Малявинский Л. В., Вихерт М. М. Топливо и топливopодача автотракторных дизелей. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1979. — 248 с., ил.
4. Топливо и топливные системы судовых дизелей/ Пахомов Ю А., Коробков Ю.П., Дмитриевский Е. В., Васильев Г Л. Под редакцией канд. техн. наук Пахомова Ю.А.- М.: РКонсульт, 2004 - 496 с.: ил.
5. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов / 2-е изд. — М.: Легион-Автодата, 2005. — 344 с.
6. Печуро Н.С., Капкин В.Д., Песин О.Ю. Химия и технология синтетического жидкого топлива и газа. — М.: Химия, 1986. — 352 с.
7. Перспективы использования сжатого природного газа/ Ф. Г. Гайнуллин, А. И. Гриценко, Ю. Н. Васильев, Л. С. Золотаревский. — Газовая промышленность, 1982, № 5, с. 20—22.
8. Повышение мощности транспортных газовых двигателей/ Ю. Н. Васильев, Л. С. Золотаревский, В. А. Маковский, В. И. Федчук, В. Я. Муромцев.— Исследования в области эксплуатации газотранспортного оборудования, 1983 г, с 47—69.
9. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей. Под редакцией Орлина А.С., Круглова М.Г. - М.: Машиностроение. 1983.
10. Дизели. Справочник. - Л. Под редакцией Ваншейдта В.А.: Машиностроение. 1977.

					<i>ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ</i>	<i>Аркуш</i>
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		80

11. Использование природного газа в качестве моторного топлива/ Ф. Г. Гайнуллин, А. С. Осенний, Ю. Н. Васильев, В. А. Маковский.— Газовая промышленность, 1983, № 5, с. 16—18.
12. Генкин К. И. Газовые двигатели. М., Машиностроение, 1977.
13. Зенкин А.С., Петко В.И. Допуски и посадки в машиностроении: Справочник.-3-е издание. – К.: Техника. 1990.
14. Балабанов А.Н. Короткий справочник технолога машиностроителя. – М.: Издательство стандартов. 1992.
15. Кахте И.О., Ковтур Р.И., Новиков Г.Н. Охрана труда на морском транспорте. – М.: Транспорт, 1975. – 263 с.
16. Юдицкий Ф.П. Защита окружающей среды при эксплуатации судов. – Л.: Судостроение, 1978. – 85 с.
17. Нунупаров С.М. Предотвращение загрязнения моря с судов. – М.: Транспорт, 1985. – 288 с.
18. Захаров Н.В., Шостак В.П., Марченко С.Г. Техничко-економическое обоснование технических решений в судовой энергетике. Учебное пособие, – Николаев: НКИ, 1975. – 93с.
19. Розробка та створення конструкції стенду для експериментального дослідження параметрів та характеристик проточної частини відцентрового компресора [Текст] / І.А. Швець, О.М. Кумарянський, В.В. Ошовський, В.М. Татарин // Матеріали ІХ Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова енергетика: стан та проблеми. – Миколаїв : НУК, 2019.

					ПФ НУК.131.61.20.19.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		81