

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2021 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка покращеної системи пуску для стаціонарного газового двигуна потужністю 240 кВт із застосуванням пневмостартера
Двигун - прототип ЗГЧН 25/34

Виконав: студент групи 54-ЕМ-19з

_____ **Літваков А.М.**
(підпис)

Керівник роботи:

старший викладач
(посада, науковий ступінь, вчене звання)

_____ **Грабовенко О.І.**
(підпис)

Первомайськ - 2021 р.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1.ЗАСТОСУВАННЯ ГАЗІВ РІЗНОГО ПОХОДЖЕННЯ В ЯКОСТІ ПАЛИВА ДЛЯ ГАЗОВОГО ДВИГУНА ТА ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ	
1.1 Загальні характеристики газоподібного палива.....	7
1.2 Застосування біогазу в якості паливного газу.....	8
1.3Опис конструкції двигуна – прототипу.....	13
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТА ДИНАМІКИ ДВИГУНА	
2.1 Вимоги до запроектованого двигуна	15
2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів циклу двигуна.....	16
2.3 Розрахунок робочого процесу газового двигуна	20
2.4 Розрахунок теплового балансу	35
2.5 Аналіз індикаторних та ефективних показників двигуна ЗГЧН25/34.....	40
2.6 Динамічний розрахунок двигуна.....	41
РОЗДІЛ 3. ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМИ ПУСКУ ДЛЯ ДВИГУНА ЗГЧН25/34	
3.1 Особливості пускового режиму двигуна.....	45
3.2 Способи пуску, потужність пускового пристрою та витрата повітря.....	47
3.3 Опис системи пуску двигуна-прототипу.....	49
3.4 Визначення параметрів пневмостартера для двигуна ЗГЧН25/34.....	52
3.5 Перевірочний розрахунок зубчастої передачі	55
3.6 Опис запроектованої системи пуску.....	57
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Вплив шуму на людину і заходи по боротьбі із шумом.....	59
4.2 Заходи боротьби із забрудненнями атмосфери, що спричинені роботою ДВЗ	65
ВИСНОВКИ.....	67
ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ.....	69

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Літваков				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Грабовенко					н	3	69
Н. контр	Грабовенко							
Затвердив	Нестеренко					54-ЕМ-19з		

ДОДАТКИ

ДОДАТОК 1	Газовий двигун-генератор ДвГА-225 (габаритне креслення) .	70
ДОДАТОК 2	Газовий двигун ЗГЧН25/34 (Поперечний розріз)	72
ДОДАТОК 3	Система пуску ДвГА-225 (Складальне креслення).....	73
ДОДАТОК 4	Пневмостартер на кронштейні (Складальне креслення).	75
ДОДАТОК 5	Діаграма індикаторна та сил, що діють на КШМ.....	76

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

В зв'язку із ростом цін на нафтопродукти та скорочення запасів нафти все більш актуальним стають роботи, направлені на використання в ДВЗ альтернативних палив. Необхідність їх використання в двигунах різного призначення обумовлена також загостренням екологічних проблем, створених різким збільшенням парку двигунів внутрішнього згорання. Ці фактори визначають необхідність пошуку альтернативних паливно-енергетичних ресурсів. Діапазон видів палива, що одержують із цих ресурсів, достатньо широкий. Це і палива із корисних викопних: природного газу, газового конденсату, вугілля, горючих сланців, бітумінозних пісків; палива рослинного та тваринного походження: рослинного масла, палива із біомаси та жирів із тварин; одержаних із неорганічних та органічних ресурсів синтетичні палива, спирти та ефіри.

Особливе місце серед цих сировинних ресурсів займають газове паливо, що виробляється із поновлюваної сировини.

Для газифікації можуть бути використані різні види твердого палива (деревина, торф, викопне вугілля, антрацит, кокс). Паливо з великим вмістом мінеральних домішок, малою термічною та механічною міцністю і великою спікливістю для газифікації не придатне. Останнім часом у зв'язку з приділенням серйозної уваги питанням ресурсо - та енергозбереження проводяться комплексні дослідно-конструкторські роботи, пов'язані з проектуванням та експлуатацією газогенераторів, призначених для роботи на відходах деревинного виробництва та побутових і сільськогосподарських відходах (гілки, солома, стовбур соняшника, лушпиння соняшникового насіння тощо). Ці газогенератори можуть призначатись для використання як на громадських об'єктах, так і для індивідуального застосування.

Останніми роками у ряді місць все більше застосовується біогаз – продукт анаеробної ферментації (зброджування) органічних відходів (навозу, рослинних залишків, сміття, стічних вод тощо).

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

Склад та фізико-хімічні показники біогазу залежать від первинної сировини та технології його виробництва. За даними ознаками можна визначити три групи способів видобування біогазу: видобування біогазу на звалищах та полігонах твердих та побутових відходів; виробництво біогазу з навозу та рослинних залишків на індивідуальних фермерських станціях; виробництво біогазу з осадків каналізаційних очисних споруд.

При застосуванні стаціонарних двигунів внутрішнього згоряння практично у всіх сферах господарства важливим є те, що поряд із виробництвом електричної енергії можливо виробляти і теплову енергію. Пояснюється це тим, що температури випускних газів на виході із циліндрів двигуна достатньо високі: 400-450°C – у дизельних двигунів та 500-600 °C для газових двигунів.

Для забезпечення надійного пуску з любого положення колінчастого валу запроєктованого газового двигуна ЗГЧН25/34, що працює на біогазу, в дипломному проєкті розроблена система пневмостартерного пуску, яка значно простіша та надійніша пускової системи двигуна-прототипу.

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ЗАСТОСУВАННЯ ГАЗІВ РІЗНОГО ПОХОДЖЕННЯ В ЯКОСТІ ПАЛИВА ДЛЯ ГАЗОВОГО ДВИГУНА ТА ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА - ПРОТОТИПУ

1.1 Загальні характеристики газоподібного палива

Газоподібне паливо має ряд важливих переваг перед іншими видами палива, основними з яких є: відсутність золи під час спалювання газоподібного палива; практично повна відсутність диму, сажі та інших продуктів неповного згоряння; можливість досягнення високих температур горіння за рахунок попереднього підігрівання повітря, необхідного для горіння; можливість спалювання газу з меншими тепловими втратами внаслідок кращого перемішування газу і повітря та меншого надлишку останнього; легкість та зручність регулювання процесу горіння та можливість його повної механізації та автоматизації; зручність транспортування на дальні відстані; відносна простота паливного господарства та його устаткування; поліпшені санітарно-гігієнічні умови праці персоналу, що обслуговує топкові та пічні пристрої.

В той же час при використанні газоподібного палива потрібно враховувати і ряд характерних для нього особливостей, а саме:

- зберігання газу у сталевих газгольдерах потребує великих капіталовкладень, і тому такі сховища будують, як правило, із розрахунку забезпечення покриття лише добової потреби у споживанні газу. Це обумовлює необхідність застосування резервного палива та переведення частини промислових споживачів у зимові місяці, коли потреба теплі зростає, з газоподібного палива на рідке та тверде;

- деякі види газоподібного палива містять значну кількість токсичного оксиду вуглецю. У разі витікання такого газу внаслідок нещільності комунікацій або загасання пальників можливі отруєння людей;

- газоповітряні суміші досить вибухонебезпечні. Проникнення газу у

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

непрацюючі топки та витоки газу з газопроводів можуть призвести до серйозних аварій.

Прогресивні методи застосування газоподібного палива, розроблені та широко впроваджені в усі галузі народного господарства, дозволяють повністю ліквідувати або значно зменшити вплив перелічених недоліків газоподібного палива та забезпечити високу ефективність його використання.

1.2 Застосування біогазу в якості паливного газу

Останніми роками у ряді місць все більше застосовується біогаз – продукт анаеробної ферментації (зброджування) органічних відходів (навозу, рослинних залишків, сміття, стічних вод тощо.

Склад та фізико-хімічні показники біогазу залежать від первинної сировини та технології його виробництва. За даними ознаками можна визначити три групи способів видобування біогазу: видобування біогазу на звалищах та полігонах твердих та побутових відходів; виробництво біогазу з навозу та рослинних залишків на індивідуальних фермерських станціях; виробництво біогазу з осадків каналізаційних очисних споруд.

Щорічно у світі утворюється велика кількість органічних відходів різного походження: побутового, комерційного, промислового та сільськогосподарського. На одного мешканця міста в середньому на рік припадає 250...700 кг твердих побутових відходів (ТПВ), причому щорічне зростання (на 3...6%) їх кількості суттєво перевищує швидкість приросту населення Землі. Найбільш розповсюджені у світовій практиці три способи знешкодження ТПВ: спалювання на спеціальних заводах; компостування, захоронення на звалищах або спеціалізованих полігонах.

Найбільш розповсюджене захоронення ТПВ на спеціальних звалищах і полігонах. Кількість ТПВ, що захороняють на звалищах і полігонах В Нідерландах, становить 45...55%; в США - 62...85%; Канаді - 93...96%; Росії - 97%.

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

Захоронення ТПВ на звалищах пов'язане з екологічними проблемами: значними викидами метану до атмосфери, що посилює парниковий ефект; забруднення підземних вод; розвитком хвороботворних мікроорганізмів і неприємним запахом. Найбільш ефективний спосіб скоротити вихід в атмосферу метану зі звалищ та полігонів – це його збирання та використання.

Утворення звалищного газу з ТПВ на звалищах та полігонах має свої особливості, воно є наслідком розкладання органічної частини ТПВ за анаеробних умов, які виникають після санітарного захоронення. У товщі звалищних відкладень переважають анаеробні мікробіологічні процеси, а мікробіологічне окислення проходить лише у самому верхньому керованому шарі ґрунту (не більше одного метра). В анаеробній зоні підвищена температура: звичайно вона становить 25...35 °С, а на окремих поверхневих ділянках доходить до 50...55 °С. Звалищний газ утворюється як на звичайних, так і на санітарних звалищах; при санітарному захороненні його утворюється більше.

Згідно з нормами, прийнятими у Європейській Спільноті (ЄС), середній склад ТПВ такий (у % сухої речовини): харчові відходи - 20...42, текстиль - 1...6, скло – 4...12, метали -3...12, інші неорганічні відходи -1...20. Останніми роками у складі ТПВ зростає їх органічна частина у першу чергу за рахунок пакувальних матеріалів, таких, як папір та картон, що приводить до збільшення кількості звалищного газу. Середні значення кількості біологічно розкладеної органічної речовини у ТПВ – 75% маси сухих відходів (при середній вологості ТПВ -35 %). Середня густина ТПВ у місцях їх забору – 140...180 кг/м³, після механічного ущільнення вона підвищується до 600...800 кг/м³. У ряді країн ТПВ під час захоронення ущільнюються до 900...1000 кг/м³, що дозволяє не тільки більш ефективно використовувати об'єм полігону та подовжити термін його служби, але й забезпечити більш раннє утворення метану та його стабільний вихід протягом багатьох років.

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За теоретичними розрахунками біологічне розкладання 1т ТПВ дає близько 400 м³ звалищного газу, який містить до 55% метану. З урахуванням конкретних умов, пов'язаних з неповним розкладанням всієї органічної маси, та обмеженими можливостями повного вилучення утвореного, реально можна розраховувати на вихід з 1 т ТПВ 100м³ звалищного газу із вмістом метану 55%.

З урахуванням того, що органічні речовини розкладаються на звалищах приблизно протягом 20 років, при середньому виході звалищного газу 100 м³ з 1 т ТПВ середня швидкість виходу його становить близько 5м³/т ТПВ на рік. При цьому активне газоутворення у товщі складованих відходів починається приблизно з третього року від початку складування та продовжується 10...15 років, після чого процес уповільнюється.

Біогаз, отриманий на звалищі, можна безпосередньо використовувати як паливо для котлів та печей, а після відповідного очищення – як паливо для газових ДВЗ та газових турбін.

Набули поширення три основні методи використання звалищного біогазу: пряме спалювання або використання в технологічних процесах; виробництво електроенергії на дизельних або турбінних електростанціях; збагачення та доведення до якості природного газу.

Найбільш простим та ефективним є метод, при якому сирий звалищний газ після видалення конденсату та твердих частинок постачається безпосередньо промисловим споживачам для виробництва теплоти або використання в окремих технологічних процесах (обпалювання, виробництво технологічної пари і таке інше.)

В установках незначної потужності, які працюють на біогазі, широко застосовуються двигуни внутрішнього згоряння: газові двигуни з іскровим запалюванням та газодизельні двигуни. Газотурбінні двигуни для виробництва електроенергії зі звалищного газу раціонально застосовувати при досить високому (1000 м³/рік) видобування біогазу.

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
						10
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Це відповідає потужності понад 1000 кВт. У всіх випадках використання біогазу для виробництва теплоти та електроенергії теплоенергетичні установки розташовують у безпосередній близькості від звалищ та полігонів.

За відсутністю можливості використання біогазу у промисловості доцільним є виробництво електроенергії. У цьому випадку можуть бути використані газові та газодизельні електростанції виробництва ТДВ «Первомайськдизельмаш» потужністю 0,4...0,8 МВт та ДП «Завод ім. Малишева» потужністю 1,0...1,6 МВт.

Традиційні технології підготовки ґрунту у сільськогосподарському виробництві передбачають вивезення продукту життєдіяльності домашніх тварин – гною на поля, де він розкладається в аеробних умовах. Цей процес проходить повільно, і органічні речовини (особливо азот) можуть зникнути з ґрунту до того, як будуть засвоєні рослинами.

У спеціальних установках біомаса може бути перетворена на біогаз, готовий до застосування як енергетичне паливо. Дегазовану біомасу (біологічний мул або рідкий та твердий гній) з великим вмістом живильних речовин у мінеральній формі можна використовувати у традиційному сільському господарстві, оскільки за складом вона відповідає традиційним добривам. До складу дегазованого гною входять навіть деякі корисні елементи, відсутні у гної, який вивозиться з ферм.

Енергетичний біогазів потенціал (ЕБП) гною із вмістом сухої речовини 3...6% становить 0,2...0,3 м³ СН₄ на кг органічної сухої речовини (ОСР) або 100...150 кВтгод на тону рідкого палива. Поряд з цим енергопотенціал біогазу залежить від раціону тварин та ступеня перетравлення їжі, тому він змінюється в широких межах.

Підчас оціночних розрахунків можна застосовувати такі нормативні показники біогазового потенціалу гною різних тварин: 1 корова (масою 500 кг) – 7 кВт/день; 1 свинюматка (150 кг) – 2 кВт/день; 100 одиниць домашніх птахів – 1 кВт/день.

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

Інші види біомас, які утворюються в основному на переробних підприємствах, мають більший, порівняно з гноєм, вміст органічної сухої речовини і, відповідно, більш високий органічний потенціал (табл.1.1).

Останніми роками виробництво біогазу – продукту анаеробної ферментації зброджування органічних відходів (гною, рослинних залишків, стічних вод) – та його застосування як у невеликих фермерських господарствах, так і для централізованого енергопостачання набуло досить широкого розвитку. Так, у Китаї на різних відходах працюють близько мільйона фабрик біогазу, Достатнього поширення набуло будівництво біогазових установок у Латвії, Японії.

Найбільш розповсюджені фермерські (індивідуальні) та централізовані станції для виробництва біогазу.

Конструкція невеликого ферментатора, який може використовуватися індивідуальним споживачем, досить проста: тепло – та гідро ізольована ємність або спеціально підготовлена яма яка заповнюється розрідженою сировиною (вологістю 88...94%), з гідро затвором та коло колом – акумулятором, що плаває у ній, для виведення газу.

У процесі виробництва біогазу за допомогою анаеробних (таких, що не містять кисню) бактерій високомолекулярні органічні сполуки розпадаються на низькомолекулярні неорганічні речовини:

Біомаса + бактерії > газу + добрива.

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 1.1 Вміст органічної сухої речовини та енергетичний потенціал відходів різних переробних виробництв

Типи переробних виробництв	Типи відходів	ОСР, %	ЕБП, м ³ CH ₄ /кг ОСР
Скотобійні	Нутрощі тварин	16	0,4
	Жир	36	0,58
Птахокомбінат	Жир	7...40	0,61
Маслобійне виробництво	Біла глина	40	1,00
	Органічні речовини	25	0,47
Молокозавод	Рідкий жир	7...8	0,40
	Сироватка	4...6	0,33
Пивзавод	Барда, залишки фільтрації	10...1	0,26
Виробництво медичних препаратів	Рідкі відходи	5...10	0,30
Шкіряний завод	Шкіра, розчини	17	0,50
Переробка риби	Рибні відходи	8...11	0,45
	Жир	7...20	0,55
Переробка молюсків	Жир	20...25	0,76
Коптильне виробництво	Жир з осадами	8...44	0,59
Переробка картоплі	Сік	4	0,35
Виробництво пектину	Залишки рослин	4...5	0,21

1.3 Опис конструкції газового двигуна – прототипу 3ГЧН25/34

Двигун 3ЧН25/34 – газовий, чотиритактний із вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, із газотурбінним наддувом та іскровим запалюванням.

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Двигун складається із блок - картера і фундаментної рами, що утворюють жорстку систему, на якій змонтовані всі інші деталі і вузли.

Блок - картер з фундаментною рамою скріплені анкерними шпильками, що проходять через внутрішні поперечні перегородки і додатково нижня площина блок-картера скріплена із верхньою площиною фундаментної рами болтами. Із сторони вільного кінця колінчастого валу двигуна розміщені: турбокомпресор, система вентиляції картера, охолоджувач наддувочного повітря (газоповітряної суміші), водяні і масляні насоси, фільтр-глушник і змішувач.

Із сторони відбору потужності розміщені: щит задній з кронштейном, щит приборів, клапан пуску, задній кожух, на якому розташовані розподільувач повітря пускового, регулятор безпеки, привід тахометра ТМ 0.75, регулятор швидкості.

На верхній частині двигуна розміщені кришки робочих циліндрів, до яких кріпляться впускний колектор, випускний колектор і труба зливу охолоджуючої води із кришок циліндрів.

На лівій стороні двигуна розміщені: розподільчий вал, привід впускних і випускних клапанів, регулятор швидкості, механізм регулювання подачі газу і елементи системи запалювання.

На правій стороні двигуна розташовані: колектор подачі охолоджуючої води в сорочки охолодження втулок робочих циліндрів і щити закриття картеру із запобіжними клапанами.

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
						14
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Вимоги до запроектованого двигуна

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

Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечить високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження і таке інше.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю помилок в розрахунках, особливо в розрахунках 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 мастила забезпечується надійною конструкцією масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску також 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 втулку циліндру.

Двигун не повинен 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 двигун, що відповідає сучасним вимогам.

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
						15
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Застосування двигуна для приводу електричного генератора обумовлює вимоги до таких параметрів, як частота обертання колінчастого валу і потужність. Вимоги до системи регулювання частоти обертання особливо жорсткі тому, що необхідно забезпечити усталену роботу двигуна на всіх режимах навантаження.

- Основні параметри двигуна - прототипу

Двигун проектується на базі газового двигуна 3ГЧН 25/34, основні параметри якого наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 Основні параметри газового двигуна - прототипу 3ГЧН25/34

Найменування параметра	Од. виміру	Значення
Частота обертання колінчастого валу, n	хв. ⁻¹	600
Середній ефективний тиск, p_{me}	кПа	1070
Номінальна ефективна потужність, P_e	кВт	265
Ресурс до першої переборки, $t_{пер}$	год	8000
Ресурс до капітального ремонту, $t_{кр}$	год	60000
Питома витрата газового палива, b_e	м ³ /кВт·год	0,28
Витрата газового палива за годину, V_g	м ³ /год	74
Питома витрата мастила, g_m	г/(кВтгод)	1,0

2.2 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна

При виконанні розрахунку робочого циклу двигуна потрібно враховувати призначення двигуна, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та конструктивні особливості проектованого двигуна. При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу може бути використаний досвід накопичений при конструюванні і експлуатації подібних двигунів, і наявні експериментальні дані.

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

В основі прийнятого методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького-Мазинга.

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

а) Тиск і температура навколишнього середовища.

Як правило, при розрахунках робочого циклу приймається тиск навколишнього середовища $P_0 = 0,1$ МПа, а температура $t_0 = 20^\circ\text{C}$. При високих температурах і низькому тиску навколишнього середовища потужність двигуна зменшується.

б) Ступінь стиску.

Ступінь стиску для газових двигунів $\varepsilon = 8 \dots 12$ і обмежується в основному появою детонаційного горіння в циліндрах двигуна при високих ε . В конкретному газовому двигуні ступінь стиску має бути такою, щоб температура стиску не перевищувала температури samozapalювання газоповітряної суміші $t_c = 640^\circ\text{C}$ [1].

в) Коефіцієнт надлишку повітря.

Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння газового складає $\alpha = 1,1 \dots 1,8$ [1] і уточнюється при виконанні розрахунку робочого циклу газового двигуна. При $\alpha = 1,8 \dots 2,0$ робота газового двигуна стає не стабільною по причині пропуску запалювання бідної газо - повітряної суміші, а при $\alpha = 1,1 \dots 1,4$ максимальна температура робочого циклу стає занадто високою $T_z > 2200$ К.

г) Тиск наддуву у газових двигунах із подачею газо - повітряної суміші під надлишковим тиском має бути таким, щоб, з однієї сторони, забезпечити необхідну потужність двигуна, а з другої сторони, таким, щоб температура ГПС в кінці стиску не перевищувала температури її samozapalювання.

д) Коефіцієнт продувки камери згоряння.

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
						17
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для газових двигунів із системою зовнішнього сумішоутворення коефіцієнт продувки приймається $\varphi_a = 1,02 \dots 1,05$, так як кут перекриття впускного і випускного клапанів не значний $\alpha_{\text{пер}} \approx 50^\circ$.

э) Підігрів заряду свіжого повітря, або газу - повітряної суміші від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$ [3]. Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

ж) Коефіцієнти використання теплоти.

Дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,85$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,95$. [3] стор.103. Для двигунів із порівняно низькими обертами колінчастого валу $n = 500 \dots 750$ об/хв приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,95$.

з) Ступінь підвищення тиску

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів. При розрахунках для середньооборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,2$. [2].

к) Механічний ККД

Механічний ККД двигуна залежить від його від конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше. По дослідним даним двигуна - прототипу приймаємо ККД запроектованого двигуна $\eta_m = 0,90$.

л) Охолодження наддувочного повітря

Зниження температури наддувочного повітря або газоповітряної суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $40 \dots 80^\circ\text{C}$ [3].

м) Температура залишкових газів

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

При виконанні розрахунку робочого процесу двигуна температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900 \text{ K}$. В розрахунку приймаємо $T_r = 750 \text{ K}$. [3].

н) Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми.

Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів приймати $\varphi = 0,93 \dots 0,97$. [3] стор.107

о) Показник політропи стиску в компресорі.

Показник політропи стиску у відцентровому компресорі із не охолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45 \dots 1,8$. [3] стор.170. Для розрахунку робочого циклу приймаю $n_k = 1,6$.

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
						19
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.

2.3.1 Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	240 кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	600 хв ⁻¹
Діаметр циліндра	$D =$	250 мм
Хід поршня	$S =$	340 мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10,5
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,75
Число циліндрів	$i =$	3
Коефіцієнт тактності	$z =$	4

2.3.2 Вихідні дані теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$P_b =$	158 кПа
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	101,3 кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293 К
Показник політропи стиску для відцентрового насосу	$n_k =$	1,5
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10 К
Тиск залишкових газів	$P_r =$	153 кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,5
Середнє значення показника політропи:		
стиску	$n_1 =$	1,37
розширення	$n_2 =$	1,25
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,8
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,9
Нижча теплота згорання біогазу	$Q_H =$	20700 кДж

Біогаз

Склад:	в%	В об'ємних долях
метан	$CH_4 =$ 60	$R_{CH_4} =$ 0,6
етан	$C_2H_6 =$ 0	$R_{C_2H_6} =$ 0
пропан	$C_3H_8 =$ 0	$R_{C_3H_8} =$ 0
бутан	$C_4H_{10} =$ 0	$R_{C_4H_{10}} =$ 0
пентан	$C_5H_{12} =$ 0	$R_{C_5H_{12}} =$ 0,00
вуглекислота	$CO_2 =$ 38	$R_{CO_2} =$ 0,38
оксид вуглецю	$CO =$ 0	$R_{CO} =$ 0
азот	$N_2 =$ 1	$R_{N_2} =$ 0,01
кисень	$O_2 =$	$R_{O_2} =$ 0
водень	$H_2 =$ 1	$R_{H_2} =$ 0,01

100

2.3.3 Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кмоля газу.

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times [0.5(CO + H_2) + \sum (n + 0.25m)C_nH_m - O_2] \text{ кмоль/кмоль}$$

$$L_0 = 5,738 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

$$M_1 = 1 + \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кмоль}$$

$$M_1 = 11,042 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{Кількість } CO_2: M_{CO_2} = CO + \sum (nC_nH_m + CO_2) \text{ кмоль}$$

$$M_{CO_2} = 2,500 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість } H_2O: M_{H_2O} = H_2 + \sum (0.5mC_nH_m) \text{ кмоль}$$

$$M_{H_2O} = 1,2 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість } O_2: M_{O_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль}$$

$$M_{O_2} = 0,904 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість } N_2: M_{N_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2 \text{ кмоль}$$

$$M_{N_2} = 7,943 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 12,547 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

$$\Delta M = M_2 - M_1, \text{ кмоль}$$

$$\Delta M = 1,505 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,136$$

2.3.4 Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_{\epsilon} = T_a \times \left(\frac{P_{\epsilon}}{P_a} \right)^{\frac{n_{\kappa}-1}{n_{\kappa}}}, K$$

$$T_B = 339,8 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{\text{int}} = T_B - (10 - 50^{\circ})$$

$$\text{число з інтервалу} = 40$$

$$\Delta T_{\text{int}} = 299,8 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

$$T_{\text{cm}} = \frac{T_r + \alpha \times L_0 \times T_{\text{int}}}{1 + \alpha \times L_0}, K$$

$$T_{\text{cm}} = 301,6 \text{ K}$$

де $T_r = 320 \text{ K}$ - температура поступаючого газу.

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_{\text{cm}} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\epsilon \times P_d - P_r}$$

де $P_d = P_{\epsilon} \times 0.95$ тиск в кінці впуску.

$$P_d = 150,1 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,045$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_{\epsilon}} \times \frac{T_{\text{cm}}}{T_{\text{cm}} + \Delta T + \gamma_r T_r} =$$

$$\varphi_n = 0,92$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

$$T_d = \frac{T_{\text{cm}} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}$$

$$T_d = 330,4 \text{ K}$$

2.3.5 Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1} = \kappa \text{ Па}$$

$$P_c = 3761,9 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1} = K$$

$$T_c = 788,6 \text{ K} \quad t_c = 515,6 \text{ C}$$

2.3.6 Параметри процесу згорання.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,130$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 224 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r)(1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta \cdot m C_p m_z \cdot t_z - (m C_v m_{cm} + 8.314 \times \lambda) \times t_c$$

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

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

$$R_{CO_2} = 0,19926$$

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

$$R_{H_2O} = 0,09564$$

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

$$R_{O_2} = 0,07203$$

$$R_{N_2} = \frac{MN_2}{M_2}$$

$$R_{N_2} = 0,63307$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння:

$$mCv_M = R_{O_2} \cdot mCv_{O_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2} + R_{H_2O} \cdot mCv_{H_2O} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2}$$

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

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

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_M = a + b \times 10^{-5} x_{t_z}$$

де:

$$a = 26,657$$

$$b = 187$$

теплоємність газового палива.

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

$$mCv_{CH_4} = 26,314 + 2600 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

$$mCv_{C_2H_6} = 41,246 + 7964 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

$$mCv_{C_3H_8} = 60,043 + 11382 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

$$mCv_{C_4H_{10}} = 67 + 11920 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

$$mCv_{C_5H_{12}} = 118,06 + 14096 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

$$mCv_{N_2} = 20,637 + 255,4 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

$$mCv_{CO_2} = 27,545 + 1386 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{\text{гп}} = a + b \times 10^{-5} x_{t_c}$$

де:

$$a = 26,46$$

$$b = 2089,234$$

$$mCv_{\text{гп}} = 37,23$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

$$mCv_{cm} = \frac{mCv_{zn} + mCv_{пов} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_m \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

де:

де $mCv_{пов} = 22,709 + 129,8 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$ - мольна теплоємність повітря.

$$a = 22,71$$

$$b = 129,98$$

середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску.

$$mCvm_{cm} = a_{cm} + \frac{b_{cm}}{2} \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCvm_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 24,720$$

$$b = 4,001$$

мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z"

$$mCp_z = 8.314 + 19.86 + \frac{1.68}{\alpha} + \left(42738 + \frac{18436}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCp_z = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

де:

$$a = 29,134$$

$$b = 532,7286$$

середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z".

$$mCp_{m_z} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

$$a = 29,134$$

$$b = 266,3643$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 301,12$$

$$B = 32,94$$

$$C = 59650,08$$

Звідки:

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}}, ^\circ C$$

$$t_z = 1582,2 ^\circ C$$

$$T_z = 1855,2 K$$

Максимальний тиск згоряння.

$$P_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c, \text{кПа}$$

$$P_{\max} = 10005,3 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,65962$$

$$\Delta \lambda = 4,5 \%$$

$\Delta \lambda$ повинна бути в межах 10%

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1$$

2.3.7 Параметри процесу розширення.

Ступінь подальшого розширення.

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

$$\delta = 10,5$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$P_{\text{в}} = 529,4 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\epsilon} = \frac{T_Z}{\delta^{n_2-1}}$$

$$T_{\text{в}} = 1030,633 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

$$T_{\text{ср.г.}} = \frac{T_{\text{в}}}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_{\text{г}}}{P_{\text{в}}} \right]$$

$$T_{\text{ср.г.}} = 810,6 \text{ К}$$

Температура залишкових газів.

$$T_{\text{г}} = \frac{T_{\text{в}}}{\sqrt{\frac{P_{\text{в}}}{P_{\text{г}}}}}$$

$$T_{\text{г}} = 681,4 \text{ К}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_{\text{г}}^3 - T_{\text{г}}|}{T_{\text{г}}^3} \times 100 \%$$

$$DT_{\text{г}} = 9,14 \%$$

2.3.8 Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{\xi \cdot P_c}{\epsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ кПа}$$

$$P_{mi} = 1125,5 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = 1.985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) \Gamma_{\text{см}} \times P_{mi}}{Q_{\text{H}} \times P_{\text{д}} \times \Phi_{\text{с}} \times 22.4} 4.186$$

$$\eta_i = 0,488$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$b. = \frac{3600}{\dots} = M^3 / \dots$$

$$Q_H \times \eta_i \quad , \quad / \text{квт год}$$

$$b_i = 0,357 \text{ м}^3/\text{квт год}$$

2.3.9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0.088 + 0.0118 \times V_{П.СР} \text{ кПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{П.СР} = \frac{S_{ПР} \times n}{30} =, M/C$$

$$S_{ПР} = 0,34 \text{ м} - \text{х ід поршня по прототипу.}$$

$$\begin{aligned} V_{П.СР} &= 6,8 \text{ м/с} \\ P_M &= 168,24 \text{ кПа} \end{aligned}$$

Середній ефективний тиск.

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

$$P_{me} = 957,3004 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$$

$$\eta_M = 0,85$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M$$

$$\eta_e = 0,41$$

Питома ефективна витрата газу.

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}, M^3 / \text{квт. год.}$$

$$b_e = 0,419 \text{ м}^3/\text{квт год}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 50,0 \text{ Л}$$

Робочий об'єм поршня.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}$$

$$V_s = 16,68 \text{ Л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 239,5 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

$$P_{ep} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$P_{ep} = 239,8 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,19 \%$$

Так як значення $\Delta P_e < 5\%$ розрахунок виконаний вірно.

Годинна витрата газу.

$$B = v_e \times P_e, \text{ м}^3 / \text{год}$$

$$B = 100,6 \text{ м}^3 / \text{год}$$

2.3.10 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e \times 10^3}{P_{me} \times n}, \text{ Л}$$

Z=4 - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 50,14 \text{ Л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 16,71 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

$$D = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}}, \text{ мм}$$

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$D_{пп} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$D = 250,2 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times D, \text{ мм}$$

$$S = 340,2 \text{ мм}$$

2.3.11 Уточнені розміри циліндра двигуна.

Діаметр циліндра.

$$D = 250 \text{ мм}$$

2.3.1 Розрахунок індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу газового двигуна ЗГЧН25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 2.2 Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1, 125
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	3,76
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,37
4.Ступінь стиску	ϵ	-	10,5
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	10
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1
8.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$p_{ст} = p_c / (V/V_c)^{n_1}, \text{ МПа}$$

де p_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$p_{роз} = p_{max} \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = p_{max} / (V/V_c)^{n_2}, \text{ МПа}$$

Результати розрахунків по формулам (2.1) і (2.2) приведені в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати для побудови кривих стиску і розширення

V/V_c	$p_{ст}, МПа$	$p_{ст}, мм$	$p_{роз}, МПа$	$p_{роз}, мм$
1	3,76	75,2	10	200
1,25	2,78	55,6	7,55	151,0
1,5	2,18	43,6	6,00	120,0
2,0	1,48	29,6	4,18	83,6
2,5	1,09	21,8	3,15	63,0
3,0	0,85	17,0	2,51	50,2
4,0	0,58	11,6	1,74	34,8
5	0,43	8,6	1,32	26,4
7,0	0,27	5,4	0,86	17,2
9	0,19	3,8	0,63	12,6
10,5	0,16	3,2	0,52	10,3

Дійсну індикаторну діаграму будуюмо із врахуванням її характерних точок:

c' – точка початку подачі іскри, яка визначається випередженням запалювання.

f - точка початку згоряння, яка визначається кутом затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ \text{ПКВ}$.

$\Delta\varphi_2 = 10^\circ \text{ПКВ}$ - кутом після ВМТ, де тиск газів максимальний.

b - точка початку відкриття випускного клапана.

g' - точка початку відкриття впускного клапану.

g'' - точка закриття випускного клапана.

d - точка закриття впускного клапану.

c'' - точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску.

z_d - точка максимального тиску газів.

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

2.3.3 Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

1. Кривошипно - шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі АВ = 237,5 мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,153$ МПа
5. Маштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,34$ м
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 3,76$ МПа
8. Максимальний тиск $p_{\max} = 10,0$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведений в таблиці 2.4

Таблиця 2.4 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25\lambda(1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X(AB)/2$, мм
c, до ВМТ	30	0,1647	18,5
f, до ВМТ	20	0,0747	8,4
b, після ВМТ	130	1,7147	192,9
r', до ВМТ	20	0,0747	8,4
r'', після ВМТ	30	0,1647	18,5
d, до ВМТ	150	1,7147	192,9

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,153/0,05 = 3,06$ мм

Тиск газів у ВМТ $p_{c'} = 1,2p_c = 1,2 \cdot 3,76 = 4,51$ МПа;

$p_{c'}/m_p = 4,51/0,05 = 90,2$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85p_{\max} = 0,85 \cdot 10,0 = 8,5$ МПа

$p_{zd}/m_p = 8,5/0,05 = 170$ мм.

Поправка Брікса $OO_1 = R\lambda/2 = 1700,246/2 = 20,91$ мм

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

Маштаб переміщення $m_s = S/AB = 340/237,5 = 1,43 \text{ мм/мм}$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO_1 = OO_1/m_s = 20,91/1,43 = 14,6 \text{ мм.}$$

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована на листі Додатку 5. Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
						34
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу газового двигуна.

Умова завдання:

ефективна потужність:	$P_e =$	239,5	кВт
частота обертання колінвалу:	$n =$	600,0	хв ⁻¹
діаметр циліндру:	$d =$	250,0	мм
хід поршня:	$S =$	340,0	мм
число циліндрів:	$i =$	3,0	
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4,0	
нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	20700	кДж/кг
годинна витрата газу:	$B_r =$	101	м ³ /год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,5	
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,4	
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	11,0	кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	12,5	кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	810,6	К
температура на початку стиску	$T_d =$	330,4	К

мольна теплоємність продуктів згорання

при постійному об'ємі: $mC''_v = 30,1$ кДж/кмоль К

мольна теплоємність свіжого заряду

при постійному об'ємі: $mC'_v = 24,9$ кДж/кмоль К

середній індикаторний тиск:

$P_{mi} = 1125,5$ кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_{II} = Q_e + Q_B + Q_r + Q_M + Q_{н.в.}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;

Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

Q_r - теплота, яка виноситься випускними газами;

Q_M - теплота, яка відводиться маслом;

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

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{II} = B \cdot Q_H / 3.6$$

$$Q_{II} = 578595,7 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 239534,5 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{II} \cdot 100 \%$$

$$q = 41,4 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 240000 \text{ Дж/с}$$

Вираховуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q'_e) / Q_e \cdot 100\%$$

$$\Delta = -0,194 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_e = Q_w + Q_{T.II} + Q_{в.н.}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{T.II}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

$Q_{в.н.}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап.} + W_{CT} + W_{Г.Р.} + W_{вип.}) \cdot Q_n$$

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

З експериментальних даних:

$W_{нап.} = 0$	$W_{г.р.} = 0,09-0,16$	0,12
$W_{ст.} = 0$	$W_{вип.} = 0,01-0,05$	0,05

$$Q_w = 98361,3 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{мд} = (a + v \cdot C_m) \cdot 10^3$$

де $a=0,088$ $v=0,0118$ - коефіцієнти для визначення середнього

$$C_m = S \cdot n / 30$$

тиску механічних втрат
середня швидкість поршня

$$C_m = 6,8 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 168,24 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 100,9 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня:

$$P_n = P_{ср.т.} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z)$$

де V_s - Робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi d^2 \cdot S / 4$$

$$V_s = 0,017 \text{ м}^3$$

$$P_n = 25,26 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{Г.П.} = 1000 \cdot P_{П.}$$

$$Q_{Г.П.} = 25258,1 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{Г.П.}$$

$$Q'_B = 123619,3 \text{ Дж/с}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_e \cdot C_{те} \cdot \Delta T_e}$$

K=1,2-1,5 коефіцієнт запасу.

$$K = 1,5$$

$\rho_e = 1000 \text{ кг/м}^3$ середня щільність води.

$C_{те} = 4,19 \text{ кДж/кг}$ - середня теплоємність води.

$\Delta T_e = 6-10$ - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_e = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,004 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{в.н.} = V_B \cdot \Delta P_e / \eta_{в.н.}$$

де $\Delta P_e = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{в.н.} = 0,8 - 0,9$ к.к.д. водяного насосу.

$$\eta_{в.н.} = 0,85$$

$$P_{в.н.} = 0,51 \text{ кВт}$$

Тоді $Q_{в.н.} = 510,24 \text{ Дж/с}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_e = Q_v + Q_{Г.П.} + Q_{в.н.}$$

$$Q_e = 124129,6 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_e = Q_e / Q_{П.} \cdot 100\%$$

$$q_e = 21,5 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_r = \frac{B_r}{3.6 \times 224} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{cpz}} \cdot T_{cpz} - M_1 \cdot (mC_p')_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right]$$

$mC_p'' = 8,314 + mC_p'' \nu$ Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$mC_p' = 8,314 + mC_p' \nu$ Ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$mC_p'' = 38,4 \text{ кДж/кмоль К}$$

$$mC_p' = 33,2 \text{ кДж/кмоль К}$$

$$Q_r = 185000 \text{ Дж/с}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_r = Q_r / Q_{II} \cdot 100\%$$

$$q_r = 31,97 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{MI} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_s$$

$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{II}$ теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

де $\Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \eta_i$ доля втрат в механізмах двигуна.

$$\Delta_{MD} = 0,073$$

тоді

$$Q_{MD} = 42178,6 \text{ Дж/с}$$

$$Q_{M1} = 16410,3 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta}$$

K=1,2-1,5 - Коефіцієнт запасу

$$K = 1,2$$

$$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3 \text{ щільність масла}$$

$C_{mm} = 2,094 \text{ кДж/кг}$ - середня теплоємність масла.

$\Delta T_M = 6-15 \text{ К}$ Температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$DT_M = 10 \text{ K}$$

$$V_M = 0,0010 \text{ M}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

де $P_0 = (0,3 - 0,4)10^6$ - робочий тиск масла в системі.

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

$\eta_M = 0,8 - 0,9$ механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_M = 0,9$$

$$P_{M.H.} = 0,4 \text{ кВт}$$

$$\text{тоді } Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$$

$$Q_{M2} = 406,4 \text{ Дж/с}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2}$$

$$Q_M = 16816,6 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{IT} \cdot 100\%$$

$$q_M = 2,9 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{HB} = Q_{IT} - (Q_e + Q_g + Q_r + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 13115,0 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{IT} \cdot 100\%$$

$$q_{H.B.} = 2,3 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю

Таблиця 2 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	239534,5	41,4
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	124129,58	21,5
теплота, яка виноситься випускними газами	185000	32,0
теплота, яка відводиться маслом	16816,648	2,9
невраховані теплові втрати	13114,958	2,3
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	578595,69	100

2.5 Аналіз індикаторних та ефективних показників газового двигуна ЗГЧН25/34

Для проведення аналізу індикаторних та ефективних показників запроектованого газового двигуна ЗГЧН25/34 складаємо порівняльну таблицю параметрів двигуна – прототипу та запроектованого.

Таблиця 2.5 Основні параметри газових двигунів, що працюють на різних видах газового палива

Найменування параметра	Значення	
Тип двигуна	ЗГЧН25/34 (двигун-прототип)	ЗГЧН25/34
Номінальна ефективна потужність, P_e , кВт	270	240
Номінальна частота обертання колінчастого валу, n , хв.^{-1}	600	600
Ступінь стиску, ϵ	10,5	10,5
Коефіцієнт надлишку повітря, α	1,7	1,75
Тиск наддуву, p_b , МПа	0,18	0,158
Паливо, що споживається для роботи двигуна	Природний газ	біогаз
Нижча теплота згоряння палива Q_H , кДж/м ³	34500	20700
Максимальна температура циклу, T_z , К	1880	1855
Максимальний тиск згоряння, $p_{\max}$, МПа	8,0	8,5
Середній індикаторний тиск, p_i , МПа	1,44	1,125
Індикаторний ККД циклу, η_i	0,50	0,488
Питома індикаторна витрата палива, b_i , м ³ /(кВтгод)	0,185	0,357
Механічний ККД двигуна, η_m	0,86	0,85
Ефективний ККД циклу, η_e	0,42	0,41
Середній ефективний тиск, p_{me} , МПа	1,24	0,957
Питома витрата палива: b_e , м ³ /(кВтгод)	0,28	0,419

Із аналізу індикаторних та ефективних параметрів робочого циклу газових двигунів ЗГЧН25/34 та ЗГЧН25/34, що працюють на різних паливах, можна зробити висновок, що у запроєктованого двигуна (ефективний ККД циклу η_e у нього нижчий, а ефективна питома витрата палива b_e вища ніж у двигуна – прототипу, що працює на природному паливі. Причиною цього є нижча теплота згоряння біогазу.

2.6 Динамічний розрахунок двигуна ЗГЧН 25/34.

Для виконання розрахунків на міцність деталей двигуна, що рухаються необхідно знати величини сил, які діють на КШМ. Для знаходження сил, що діють на деталі КШМ і виконується динамічний розрахунок двигуна.

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

- Сили тиску газів на поршень

$$F_r = p_c \pi D^2 / 4, \text{ Н}$$

де p_c – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

D – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

$$F = - m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi), \text{ Н}$$

де m_s – маса деталей КШМ, що рухаються зворотно- поступально, кг

r – радіус кривошипу, м

ω - кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

$\lambda = R / L$ – кривошипно – шатунне відношення.

Сумарна сила

$$F_d = F_r + F_{и}, \text{ Н}$$

- Нормальна сила, що діє із сторони поршня на втулку циліндру.

$$F_N = F_d \tan \beta, \text{ Н}$$

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
						41
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

- Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

$$F_r = F_d \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

- Дотична сила, що діє на коліно колінчастого валу і створює крутний момент двигуна

$$F_k = F_d \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

а) діаметр поршня	$D = 0,25 \text{ м}$
б) частота обертання колінчастого валу	$n = 600 \text{ об/хв}$
в) ордината прийнята для $p_{\max}$	$h_{\max} = 182,6 \text{ мм}$
г) максимальний тиск згоряння	$p_{\max} = 9,13 \text{ МПа}$
д) кривошипно - шатунне відношення	$\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
е) масштаб індикаторної діаграми	$m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$
ж) маса деталей, що рухаються зворотно – поступально	$m_s = 78,6 \text{ кг}$
з) радіус кривошипу	$R = 0,17 \text{ м}$
л) кут максимального тиску	$\Delta \varphi = 10^\circ$
к) кутова швидкість колінчастого валу	$\omega = \pi n / 30 = 3,14600 / 30 = 62,8 \text{ рад/с.}$

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі, а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені на Додатку 5 графічної частини кваліфікаційної роботи.

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
						42
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.6 Результати розрахунку динаміки

φ °	РЦ	F _Г	F _и	F _d	F _N	Fr	F _k	F _Г	F _и	F _d	F _N	Fr	F _k
ПКВ	ММ	КН	КН	КН	КН	КН	КН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
0	3,2	7,85	-66,41	-58,56	0,00	-58,56	0,00	3,2	-27,1	-23,9	0,0	-23,9	0,0
15	3,2	7,85	-62,84	-54,99	-3,51	-52,21	-17,62	3,2	-25,6	-22,4	-1,4	-21,3	-7,2
30	3,2	7,85	-52,72	-44,87	-5,56	-36,07	-27,25	3,2	-21,5	-18,3	-2,3	-14,7	-11,1
45	3,2	7,85	-37,69	-29,84	-5,27	-17,37	-24,83	3,2	-15,4	-12,2	-2,1	-7,1	-10,1
60	3,2	7,85	-20,09	-12,24	-2,67	-3,81	-11,94	3,2	-8,2	-5,0	-1,1	-1,6	-4,9
75	3,2	7,85	-2,44	5,41	1,32	0,12	5,57	3,2	-1,0	2,2	0,5	0,0	2,3
90	3,2	7,85	13,11	20,96	5,32	-5,32	20,96	3,2	5,3	8,5	2,2	-2,2	8,5
105	3,2	7,85	25,15	33,00	8,07	-16,34	29,79	3,2	10,3	13,5	3,3	-6,7	12,1
120	3,2	7,85	33,21	41,06	8,95	-28,28	31,08	3,2	13,5	16,7	3,6	-11,5	12,7
135	3,2	7,85	37,69	45,54	8,04	-37,89	26,51	3,2	15,4	18,6	3,3	-15,4	10,8
150	3,2	7,85	39,60	47,45	5,88	-44,04	18,63	3,2	16,1	19,3	2,4	-18,0	7,6
165	3,2	7,85	40,13	47,98	3,06	-47,14	9,46	3,2	16,4	19,6	1,2	-19,2	3,9
180	3,2	7,85	40,19	48,04	0,00	-48,04	0,00	3,2	16,4	19,6	0,0	-19,6	0,0
195	3,5	8,59	40,13	48,72	-3,11	-47,86	-9,61	3,5	16,4	19,9	-1,3	-19,5	-3,9
210	3,9	9,57	39,60	49,17	-6,09	-45,63	-19,31	3,9	16,1	20,0	-2,5	-18,6	-7,9
225	4,1	10,06	37,69	47,75	-8,43	-39,73	-27,80	4,1	15,4	19,5	-3,4	-16,2	-11,3
240	4,6	11,28	33,21	44,49	-9,70	-30,65	-33,68	4,6	13,5	18,1	-4,0	-12,5	-13,7
255	5,5	13,49	25,15	38,64	-9,45	-19,13	-34,88	5,5	10,3	15,8	-3,9	-7,8	-14,2
270	7,0	17,17	13,11	30,28	-7,69	-7,69	-30,28	7,0	5,3	12,3	-3,1	-3,1	-12,3
285	9,4	23,06	-2,44	20,62	-5,04	0,46	-21,22	9,4	-1,0	8,4	-2,1	0,2	-8,7
300	13,8	33,85	-20,09	13,76	-3,00	4,28	-13,42	13,8	-8,2	5,6	-1,2	1,7	-5,5
315	22,2	54,46	-37,69	16,77	-2,96	9,76	-13,95	22,2	-15,4	6,8	-1,2	4,0	-5,7
330	38,2	93,71	-52,72	40,99	-5,08	32,96	-24,90	38,2	-21,5	16,7	-2,1	13,4	-10,1
345	73,9	181,29	-62,84	118,45	-7,56	112,45	-37,96	73,9	-25,6	48,3	-3,1	45,8	-15,5
360	112,0	274,75	-66,41	208,34	0,00	208,34	0,00	112,0	-27,1	84,9	0,0	84,9	0,0
375	155,7	381,95	-62,84	319,11	20,36	302,97	102,26	155,7	-25,6	130,1	8,3	123,5	41,7
390	94,1	230,84	-52,72	178,12	22,08	143,22	108,18	94,1	-21,5	72,6	9,0	58,4	44,1
405	55,6	136,39	-37,69	98,70	17,44	57,47	82,12	55,6	-15,4	40,2	7,1	23,4	33,5
420	35,8	87,82	-20,09	67,73	14,77	21,07	66,04	35,8	-8,2	27,6	6,0	8,6	26,9
435	25,0	61,33	-2,44	58,89	14,41	1,33	60,61	25,0	-1,0	24,0	5,9	0,5	24,7
450	18,6	45,63	13,11	58,74	14,91	-14,91	58,74	18,6	5,3	23,9	6,1	-6,1	23,9

Продовження таблиці 2.6

465	15,3	37,53	25,15	62,68	15,33	-31,04	56,58	15,3	10,3	25,6	6,3	-12,7	23,1
480	14,0	34,34	33,21	67,55	14,73	-46,53	51,14	14,0	13,5	27,5	6,0	-19,0	20,8
495	12,4	30,42	37,69	68,11	12,03	-56,67	39,65	12,4	15,4	27,8	4,9	-23,1	16,2
510	10,5	25,76	39,60	65,36	8,10	-60,66	25,67	10,5	16,1	26,6	3,3	-24,7	10,5
525	8,4	20,61	40,13	60,74	3,87	-59,67	11,98	8,4	16,4	24,8	1,6	-24,3	4,9
540	6,9	16,93	40,19	57,12	0,00	-57,12	0,00	6,9	16,4	23,3	0,0	-23,3	0,0
555	4,7	11,53	40,13	51,66	-3,30	-50,75	-10,19	4,7	16,4	21,1	-1,3	-20,7	-4,2
570	3,7	8,95	39,60	48,56	-6,02	-45,06	-19,07	3,7	16,1	19,8	-2,5	-18,4	-7,8
585	3,1	7,60	37,69	45,29	-8,00	-37,69	-26,37	3,1	15,4	18,5	-3,3	-15,4	-10,7
600	3,1	7,60	33,21	40,81	-8,90	-28,11	-30,89	3,1	13,5	16,6	-3,6	-11,5	-12,6
615	3,1	7,60	25,15	32,76	-8,01	-16,22	-29,57	3,1	10,3	13,4	-3,3	-6,6	-12,1
630	3,1	7,60	13,11	20,72	-5,26	-5,26	-20,72	3,1	5,3	8,4	-2,1	-2,1	-8,4
645	3,1	7,60	-2,44	5,16	-1,26	0,12	-5,32	3,1	-1,0	2,1	-0,5	0,0	-2,2
660	3,1	8,59	-20,09	-11,50	2,51	-3,58	11,22	3,5	-8,2	-4,7	1,0	-1,5	4,6
675	3,1	7,60	-37,69	-30,08	5,31	-17,52	25,03	3,1	-15,4	-12,3	2,2	-7,1	10,2
690	3,1	7,60	-52,72	-45,11	5,59	-36,27	27,40	3,1	-21,5	-18,4	2,3	-14,8	11,2
705	3,1	7,60	-62,84	-55,24	3,52	-52,44	17,70	3,1	-25,6	-22,5	1,4	-21,4	7,2
720	3,1	7,60	-66,41	-58,81	0,00	-58,81	0,00	3,1	-27,1	-24,0	0,0	-24,0	0,0

РОЗДІЛ 3. ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМИ ПУСКУ ДЛЯ ГАЗОВОГО ДВИГУНА ЗГЧН 25/34

3.1. Особливості пускового режиму двигуна

Пусковий режим двигуна протікає в період часу від початку обертання колінчастого валу до отримання стійкого згоряння робочої суміші, що забезпечує прогресивне наростання індикаторної потужності та перехід на самостійну роботу без дії пускового пристрою. При розгляді пускового режиму та умов забезпечення пуску необхідно враховувати дві проблеми, які при цьому виникають: внутрішню та зовнішню.

Внутрішня проблема пуску є в створенні сприятливих умов самозапалювання та згоряння робочої суміші в циліндрах двигуна.

Головними показниками, що визначають можливість самозапалювання робочої суміші при пуску, є температура та тиск повітря в момент подачі палива. Чим вище при даній температурі тиск повітря в кінці стиску, тим більш інтенсивно проходить розпилювання, нагрів та випаровування палива.

Неможна, тим не менше, пов'язувати завершення пускового періоду з появою першого спалаху. Двигун може перейти на роботу без допомоги пускових пристроїв при умові, коли з кожним наступним циклом проходить прогресивне наростання надлишкової роботи газів, поверх необхідної для перевищування сил опору. Ця надлишкова робота витрачається на підвищення швидкості обертання колінчастого валу.

Зовнішня проблема є в тому щоб надати двигуну енергії, достатньої для обертання валу з деякою мінімально необхідною швидкістю. Нижня границя швидкості колінчастого валу, досягнення якої необхідно для забезпечення пуску, прийнято називати мінімальними пусковими оборотами двигуна $n_{\min}^n$. Величина $n_{\min}^n$ залежить від конструкції, теплового стану та швидкохідності двигуна.

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

Під час пуску вал двигуна обертається з невеликою швидкістю, що затрудняє пуск.

1. Тиск розпилювання палива змінюється в залежності від частоти колінчастого валу по закону, близькому до квадратного

$$P_{\phi} \approx A n^2$$

2. Під час пуску поміж деталями ЦПГ двигуна є великі зазори, що разом із малою швидкістю переміщення приводить до підвищених втрат повітряного заряду. Це служить однією із причин зниження тиску p_c та температури T_c в кінці стиску.

3. В пусковий період відмічається інтенсивний теплообмін поміж повітряним зарядом та холодними стінками циліндра. Підвищені, порівняно із робочим станом, втрати тепла обумовлені відносним збільшенням часу теплообміну на малих оборотах, підвищеною різницею температур поміж повітрям та стінками циліндру та втратами заряду через зазори та нещільності.

В результаті середній показник політропи стиску n_1 , під час пуску значно менше, ніж у працюючого двигуна

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad T_c = T_a \epsilon^{n_1 - 1}$$

Мінімальне пускове число оборотів може бути в першому наближенні оцінено теоретично, якщо мати на увазі, що $n_{\min}^{\text{п}}$ повинна забезпечити:

- енергію для переходу механізму через мертві положення;
- температуру повітря в кінці стиску, достатню для надійного запалювання;
- прийнятну якість сумішоутворення та мащення поверхонь деталей, що труться.

В зв'язку із складністю та значними похибками теоретичного розрахунку, оцінка $n_{\min}^{\text{п}}$ проводиться на основі досвідних даних. Для значної кількості різних двигунів вищеназвані умови виконуються, якщо середня швидкість поршня знаходиться в межах

$$c_m = 0,9 \dots 1,5 \text{ м/с}$$

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

Виходячи із рекомендованих значень c_m при пуску

$$n_{п\ min} = (27...45)/S \text{ об/хв,}$$

де S – хід поршня в м.

Оцінка $n_{п\ min}$ повинна проводитися з урахуванням теплового стану двигуна перед запуском, температур навколишнього середовища, палива, змащувального мастила та охолоджуючої води. В залежності від цих показників змінюється і величина $n_{п\ min}$.

При однаковій температурі охолоджуючої води найменші величини $n_{п\ min}$ будуть потрібні для двигунів із безпосереднім впорскуванням та нероздільними камери згоряння. У вихрекамерних та передкамерних дизелів $n_{п\ min}$ мають більш високі значення і $n_{п\ min}$ звичайно досягається за 1...2 оберти валу.

3.2. Способи пуску, потужність пускового пристрою та витрата повітря.

Для розвитку пускової швидкості обертання колінчастого валу двигуна необхідно затратити деяку енергію, яка повинна бути підведена зовні, від пускового пристрою. Вибір способу пуску та пускового пристрою залежить від конструктивних особливостей двигуна, його призначення, місця установки, розмірів та потужності. Для пуску двигунів на практиці застосовують такі способи: стартерний, стиснутим повітрям, ручний, інерційний, піростартерний та за допомогою допоміжного двигуна.

Найбільш поширеними способами пуску є повітряний пуск та електростартерний. Застосування ручного пуску обмежується фізичними можливостями людини та застосовується на малогабаритних двигунах.

Одним із найбільш поширених способів пуску є електростартерний. В якості електростартерів використовуються спеціальні швидкохідні малогабаритні серійні електродвигуни постійного струму. Джерелом живлення пускового електродвигуна є акумуляторні батареї з напругою 12, 24, 36 В.

Електростартер здатний розвивати короткочасно, протягом 10...20 с, великі моменти, які забезпечують розкручування вала до пускових оборотів.

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
						47
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Необхідна потужність пускового пристрою може бути знайдена по формулі

$$P_n = \frac{p_m \cdot V_h \cdot n_{n\min} \cdot i}{0,45 \cdot \eta_n}$$

де p_m – середній тиск втрат при пуску, включно із втратами на подолання тертя, на привід допоміжних механізмів, на подолання компресії та сил інерції частин двигуна, що рухаються при розгоні.

V_h – робочий об'єм циліндру.

η_n - ККД передачі від пускового агрегату до двигуна.

Потужність пускового пристрою можливо визначити також, користуючись величиною питомої потужності пускового пристрою

$$P_{n.\text{пит}} = \frac{P_n}{V_h \cdot i} = \frac{p_m \cdot n_{n\min} \cdot k}{0,45 \cdot \eta_n}, \text{ кВт/дм}^3$$

Для орієнтовних розрахунків можна приймати величину $P_{n.\text{пит}} = 1,1 \dots 1,25 \text{ кВт/дм}^3$

тоді $P_n = (1,1 \dots 1,25) V_h i, \text{ кВт}$

Дизелі великої потужності, як правило, запускаються за допомогою стиснутого повітря. Щоб забезпечити пуск, потрібно в циліндри двигуна подати стиснуте повітря у визначений час, погоджений із протіканням робочого процесу.

Для пуску двигуна при будь-якому положенні колінчастого валу число циліндрів 4-тактного двигуна має бути не менше шести, а у 2-тактного - не менше чотирьох.

Витрата стиснутого повітря на один пуск двигуна визначається по формулі

$$\Delta G = \frac{V_6}{R \cdot T} \cdot (p_0 - p_1), \text{ кг}$$

де V_6 – об'єм пускового балону, м^3 .

$R = 287 \text{ кДж/(кгград)}$ - газова постійна для повітря;

T – температура повітря в балоні, К

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
						48
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

p_0, p_1 – тиск повітря в балоні до і після пуску, МПа.

3.3 Опис системи пуску двигуна – прототипу

Система пуску двигуна-прототипу 6ГЧН25/34 (рис.3.1) дозволяє запускати двигун стиснутим повітрям, який подається в циліндри, при будь-якому положенні колінчастого валу.

Процес пуску виконується місцевим (на двигуні) або дистанційним відкриттям (натискуванням кнопки) головного пускового клапану 1. При цьому стиснуте повітря подається до розташованих в кришках циліндрів пусковим клапанам 10 (спочатку ці клапани закриті) і одночасно до розподільника повітря 2. Розподільник повітря 2 відкриває доступ управляючого повітря до пускового клапана 10, в той момент коли поршень відповідного циліндру знаходиться у ВМТ, перед тактом робочого ходу. Тиск управляючого повітря відкриває пусковий в циліндрі і тим самим дозволяє стиснутому повітрю із головної мережі 12 заповнити цей циліндр. Сила від тиску пускового повітря на поршні приводить в рух кривошипно – шатунний механізм двигуна. Коли забезпечується частота обертання, при якій загоряється газо - повітряна суміш від свічок запалювання, двигун запускається. Після запуску, при відпусканні кнопки головний пусковий клапан закривається.

На головній магістралі 12 встановлений запобіжний пристрій 9, що запобігає вузлу системи від руйнування при прориві випускних газів у випадку зависання пускових клапанів.

Головний пусковий клапан

Головний пусковий клапан (дозвільний) типу РПК 25/80 (рис.3.2) служить для подачі стиснутого повітря в головну пускову магістраль двигуна при його запуску.

Клапан має кнопку ручного відкриття клапану, а також електромагніт для дистанційного управління.

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
						49
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

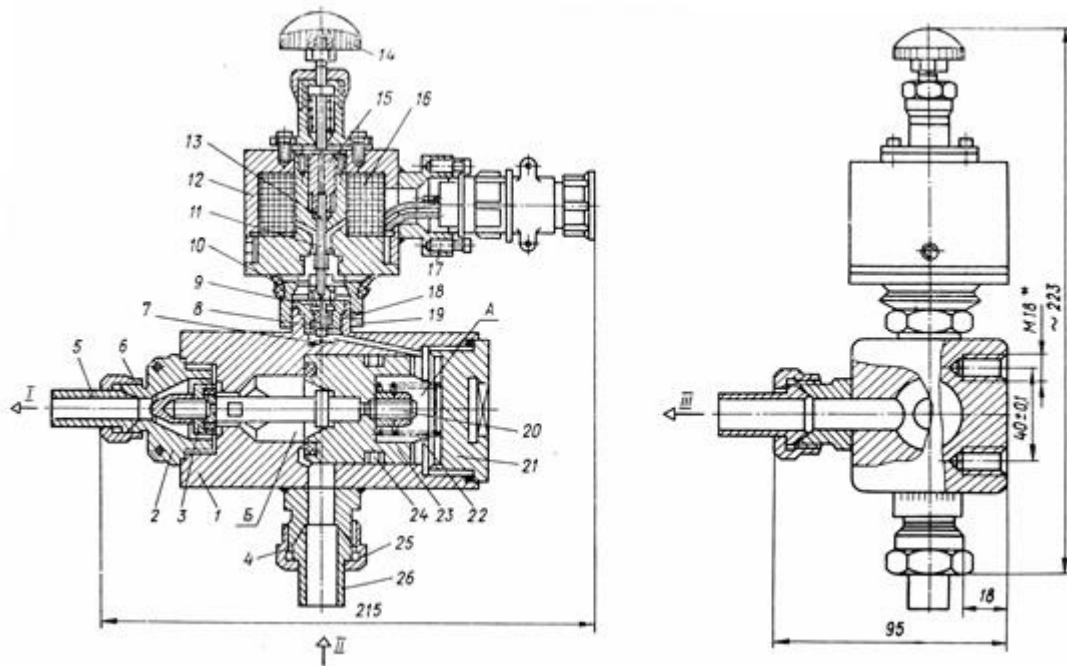


Рис. 3.2 Головний пусковий клапан

1 – корпус; 2, 4 – штуцер; 3 – клапан дренажний; 5, 26 – ніпель; 6, 19, 25 – гайка накидна; 7, 22 – пружина; 8 – клапан розвантажувальний; 9 – сідло; 10 – кільце пилезахистне; 11 – шток; 12 – електромагніт; 13 – якір; 14 – кнопка ручного пуску; 15 – гвинт регулювочний; 16 – катушка електромагніта; 17 – гвинт; 18 – кільце; 20 – шток; 21 – пробка; 23 – клапан головний; 24 – кільце; А, Б - порожнина; І - дренаж; ІІ – вхід повітря; ІІІ – вихід повітря.

Пусковий клапан

Пусковий клапан (рис.3.3) встановлений в кришці кожного циліндру і служить для подачі пускового повітря безпосередньо в циліндр двигуна. В корпусі 1 розміщений клапан 2, який відділяє порожнину А від порожнини робочого циліндру. У верхній частині штоку клапана закріплений поршень 3, який переміщується в центруючій втулці 4. Поршень і центруюча втулка забезпечують співвісність клапана відносно корпусу. Пружина 5 притискує клапан до посадочного місця. У верхній частині клапана розташований ковпак 7, в якому переміщається робочий поршень 6.

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

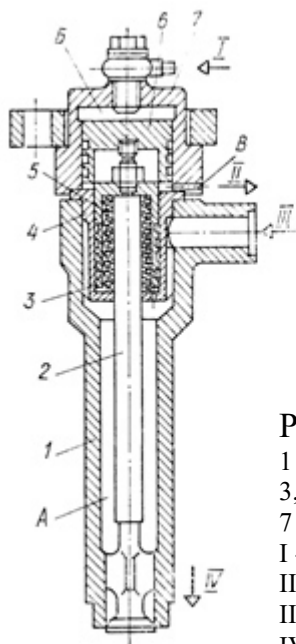


Рис. 3.4 Пусковий клапан

1 – корпус, 2 – клапан,
3, 6 – поршень, 4 – втулка центруюча, 5 – пружина,
7 – колпак,
I – від розподільювача повітря,
II – скидання тиску,
III – від головної пускової мережі,
IV – в циліндр двигуна

Працює клапан наступним чином: при запуску керуюче повітря поступає із розподільювача в порожнину А клапана, в результаті поршень 6, рухаючись вниз, відкриває клапан 2, і стиснуте повітря із порожнини А поступає в циліндр двигуна.

Після закінчення подачі керуючого повітря, клапан 2 під дією пружини 7 закривається, подача повітря в циліндр закінчується.

В ковпаку 7 пускового клапану є дренажний отвір В, через який стравлюється повітря у навколишнє середовище, що проникає із порожнини А, яка з моменту натискування на кнопку головного пускового клапана знаходиться під тиском стиснутого повітря, а також повітря, що знаходиться під поршнем 6 при його переміщення.

Розподільювач повітря

Розподільювач повітря (рис.3.4) розташований на кожусі приводу розподільчого валу і служить для управління відкриттям та закриттям пускових клапанів.

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

В корпусі 1 розташовані шість – для 6ГЧН25/34 або ж вісім – для 8ГЧН25/34 притертих золотників, які рухаються в радіальному напрямку.

Повітря, що надходить від дозвільного пускового клапану, попадає в кільцеву порожнину Б, притискуючи всі золотники до пускового кулака повітря розподілювача 10.

На зовнішній робочій поверхні пусковий кулак має зріз, який дозволяє рухатися золотникам до центру кулака, з'єднуючи кільцеву порожнину Б послідовно з кожною із шести або восьми порожнин С. Із

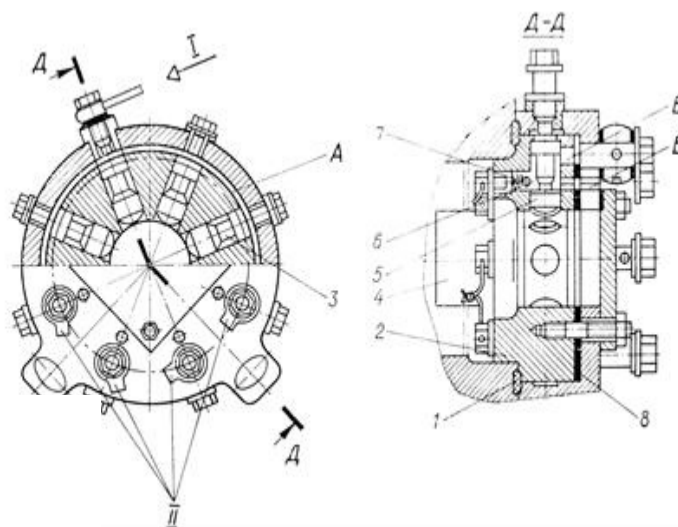


Рис. 3.4 Розподілювач повітря

- 1 – кільце гумове, 2 – корпус,
3, 5 – золотник, 4 – кулак пусковий,
6 – кулька, 7 – пружина,
8 – прокладка,
I – пускове повітря від РПК,
II – пускове повітря до пускових клапанів

порожнин С у відповідні моменти часу управляюче повітря поступає до пускових клапанів кожного циліндру.

3.4 Визначення параметрів пневмостартера для газового двигуна 3ГЧН25/34

Запроектований газовий двигун для роботи на біогазу має всього три циліндри, що значно зменшує його габарити та вагу, але при цьому неможливо застосувати серійну систему пуску, яка передбачає безпосередню подачу стиснутого пускового повітря в циліндри двигуна (циліндровий пуск). Тому для

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

запуску газового двигуна ЗГЧН25/34 в бакалаврській роботі передбачається застосування пневмостартера зарубіжного виробництва. В Україні та країнах СНД виробництво пневмостартерів на сьогодні відсутнє. Вибір пневмостартера для запуску газового двигуна пояснюється тим, що при відносно невеликих габаритах та масі він має значну потужність. Крім того, він дуже простий та надійний в експлуатації, а такі елементи пускової системи двигуна, як повітряний компресор високого тиску та балони для зберігання стиснутого пускового повітря вже тривалий час застосовуються при експлуатації середньо-оборотних двигунів. Застосування електричного стартера для запуску двигуна ЗЧН25/34 стримується великою потужністю пуску. Пошуки технічної інформації по пусковим пристроям в Інтернеті показали, що для двигуна з об'ємом циліндрів $V=50\text{л}$ необхідно встановлювати декілька електричних стартерів, що значно ускладнює систему пуску двигуна. Крім того, застосування електричного стартера потребує акумуляторів значних ємкостей, які є дорогими і потребують постійного обслуговування.

Потужність пускового пристрою можливо визначити, користуючись величиною питомої потужності пускового пристрою

$$P_{n.\text{пит}} = \frac{P_n}{V_h \cdot i} = \frac{P_m \cdot n_{n.\text{min}} \cdot k}{0,45 \cdot \eta_n}, \text{ кВт/дм}^3$$

Для орієнтовних розрахунків можна приймати величину $P_{n.\text{пит}} = 1,1 \dots 1,25 \text{ кВт/дм}^3$

$$\text{тоді } P_n = (1,1 \dots 1,25) V_h i, \text{ кВт}$$

Для двигуна ЗГЧН25/34 об'єм робочого циліндра знаходимо по формулі

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S = \frac{3,14 \cdot 25^2}{4} \cdot 34 = 16680 \text{ см}^3 = 16,68 \text{ дм}^3, \text{ де}$$

$D = 25\text{см}$ – діаметр поршня;

$S = 34\text{см}$ – хід поршня;

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
						53
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таким чином потужність пускового пристрою має бути в таких межах

$$P_n = (1,1 \dots 1,25) V_{hi} = (1,1 \dots 1,25) \cdot 16,68 \cdot 3 = 55 \dots 63 \text{ кВт.}$$

Враховуючи те, що запроектований двигун призначений для роботи на біогазу з невисоким ступенем стиску вибираємо пневмостартер з дещо меншою потужністю. Кінцевим вибором став пневмостартер типу ST950CP фірми INGERSOLL-RAND (США) з такими технічними характеристиками:

- максимальні обороти шестерні пневмостартера при тиску повітря на вході $p = 1,5 \text{ МПа}$ $n_1 = 1800 \text{ хв}^{-1}$;
- максимальна потужність $P = 40 \text{ кВт}$;
- число зубців шестерні $z_1 = 11$;
- модуль зуба $m = 6$;
- маса пневмостартера $m_n = 28 \text{ кг}$;
- напрямок обертання – можливий в обидві сторони;

Для визначення передаточного відношення приводу із досвіду експлуатації газових двигунів задаємося пусковим числом оборотів $n_2 = 80 \dots 100 \text{ хв}^{-1}$. Визначення параметрів зубчастої передачі приводу та перевірку на міцність зубів шестерні виконаємо в розділі 3.5.

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
						54
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7. Кругова сила в зацепленні

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1}$$

$$F_t = 6433,76 \quad \text{Н}$$

8. Кругова швидкість шестерні

$$v_1 = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2 \cdot 10^3}$$

$$v_1 = 6,22 \quad \text{м/с}$$

9. Коефіцієнт динамічної нагрздки

$$K_{Hv} = 1,05$$

10. Контактні напруги в зацепленні

$$\sigma_H = 436 \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot (u+1)}{d_1 \cdot b_1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}}$$

$$\sigma_H = 829,6 \quad \text{Н/мм}^2$$

11. Допустима контактна напруга

$$[\sigma]_{H1} = 14 \cdot HRC + 170$$

$$[\sigma]_{H1} = 842 \quad \text{Н/мм}^2$$

12. Коефіцієнт форми зуба при їх числі $z_1 = 11$

$$Y_{F1} = 3,61$$

13. Коефіцієнт форми зуба при їх числі $z_2 = 180$

$$Y_{F2} = 3,92$$

14. Коефіцієнт, що враховує розподіл нагрздки поміж зубами при їх згинанні

$$K_{F\alpha} = 1$$

15. Коефіцієнт нерівномірності нагрздки по довжині зуба

$$K_{F\beta} = 1$$

16. Коефіцієнт динамічної нагрздки

$$K_{Fv} = 1,2$$

17. Напруга від згинання зубів колеса

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot \frac{F_t}{b_1 \cdot m} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$$

$$\sigma_{F1} = 154,8 \quad \text{Н/мм}^2$$

18. Напруга від згинання зубів шестерні

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}}$$

$$\sigma_{F2} = 168,1 \quad \text{Н/мм}^2$$

19. Допустима напруга в зубі від згинання

$$[\sigma]_F = 370 \quad \text{Н/мм}^2$$

Висновок

Результати розрахунку показали, що працездатність зубчастої передачі забезпечується так як напруги контактні та згинальні не перевищують допустимих напруг для матеріалу шестернів.

3.5 Перевірочний розрахунок зубчастої передачі пневмостартера

Вихідні дані

1.Потужність, що передається зубчастою передачею	$P_1 =$	40000	Ватт
2.Число обертів шестерні пневмостартера	$n_1 =$	1800	об/хв
3.Число зубів шестерні пневмостартера	$z_1 =$	11	
4.Число зубів шестерні маховика	$z_2 =$	180	
5.Модуль зуба	$m =$	6	мм
6.Твердість поверхні зубів шестерні і колеса	$HRC =$	48	
7.Ширина зуба шестерні	$b_1 =$	30	мм
8. Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження поміж зубами	$K_{H\alpha} =$	1	
9. Коефіцієнт нерівномірності навантаження по довжині зуба	$K_{H\beta} =$	1	

Розрахунок

1.Ділильний діаметр шестерні пневмостартера	$d_1 =$	66	мм
$d_1 = m \cdot z_1$			
2.Ділильний діаметр шестерні маховика	$d_2 =$	1080	мм
$d_2 = m \cdot z_2$			
3. Передаточне відношення передачі	$u =$	0,061	
$u = \frac{d_1}{d_2}$			
4. Міжосьова відстань передачі	$a_w =$	573	мм
$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}$			
5. Кутова швидкість шестерні пневмостартера	$\omega_1 =$	188,4	рад/с
$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}$			
6. Крутний момент на шестерні пневмостартера	$T_1 =$	212,31	Н·м
$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}$			

3.6 Опис запроектованої системи пуску

Запроектована система пуску газового двигуна 3ГЧН25/34 (лист Додатку 3 креслень до бакалаврської роботи) складається із такого основного обладнання: пневмостартера 1, який встановлюється на кронштейні і кріпиться до рами двигун-генератора в районі маховика; редуктора 2 для зменшення тиску пускового повітря з 3,0 МПа до 1,5 МПа; фільтра 3 для очищення пускового повітря від механічних домішок; клапана запобіжного 11, який обмежує тиск пускового повітря перед пневмостартером; клапана пускового 4, який приводить пневмостартера в дію подаючи на нього пускове повітря; електромагнітного клапана 6, на який подається електричний сигнал при дистанційному пуску двигуна (кнопка « Пуск » на шафі управління двигуна-генератора). Для з'єднання головних елементів системи пуску використовуються труби 7,8,22, патрубок 12, трійник 10, коліно 21. З'єднання елементів системи пуску та труб виконано за допомогою різьбових з'єднань з контргайками. Зібраний трубопровід системи пуску прикріплений не кронштейнах 9 до рами двигуна генератора. Для візуального контролю тиску пускового повітря після редуктора 2 на трійнику 16 встановлений манометр.

Крім трубопроводу пускового повітря в системі пуску є трубки керуючого повітря 14,18, 23.

Для запуску газового двигуна необхідно до редуктора 2 подати пускове повітря тиском 3 МПа шляхом відкриття вентилі на головці пускового балону, який встановлений окремо від двигуна в приміщенні електростанції. Для наповнення пускового балону повітрям на електростанції є компресор високого тиску. Далі потрібно натиснути і утримувати кнопку «Пуск» на панелі щита управління двигуном-генератором. Стиснуте повітря по трубці 18 надходить в циліндр пневмостартера 1 і переміщує вал з шестернею в зачеплення з шестернею маховика після чого керуюче повітря по трубці 23 потрапляє в пусковий клапан і приводить його в дію відкриваючи шлях пусковому повітрю

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
						57
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

до пневмостартера 1. Пневмостартер розпочинає розкручувати двигун до пускових обертів. При появі перших спалахів газоповітряної суміші в циліндрах двигуна та зростанні числа обертів двигуна кнопку «Пуск» відпускаємо, тиск повітря в циліндрі пневмостартера падає і вал з шестернею виходить із зачеплення з шестернею маховика. Таким чином пуск двигуна закінчений.

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Вплив шуму на людину і заходи по боротьбі із шумом

Вплив шуму на людину може виявлятися не тільки у вигляді специфічного ураження органів слуху, але і несприятливо діяти на багато інших органів і функції організму. '

Короткочасний вплив інтенсивного шуму призводить до тимчасового зниження гостроти слуху з швидким відновленням функцій після припинення дії фактору (адаптаційна захисно- пристосувальна реакція слухового органу). Тривала дія інтенсивного шуму може призводити до подразнення клітин звукового аналізатора і його стомлення, а потім до стійкого зниження гостроти слуху. Найбільш несприятливими з цієї точки зору є високочастотні (частотою біля 4000 Гц) імпульсні шуми.

Крім дії шуму на органи слуху, встановлено його вплив і на центральну нервову систему, що проявляється у вигляді комплексу симптомів: дратівливість, ослаблення пам'яті, апатія, подавленість, зміна шкірної чутливості, уповільнення швидкості психічних реакцій, розлад сну і ін. при роботі на тлі шуму відбувається зниження продуктивності і якості роботи.

У осіб, що піддаються дії шуму, відзначаються зміни секреторної і моторної функцій шлунково-кишкового тракту зрушення в обмінних процесах (порушення основного, вітамінного, вуглеводного, білкового, жирового, сольового обмінів).

Нормування шуму

Характеристикою постійного шуму на робочих місцях (тобто рівень звуку за 8-годинний робочий день, що змінюється в часі не більше ніж на 5 дБ при вимірах

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

за шкалою шумоміра "А" на тимчасовій характеристиці "повільно") є рівні звукового тиску в дБ в октавних смугах з середньгеометричними частотами 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Гц.

Характеристикою непостійного шуму на робочих місцях являється інтегральний критерій - еквівалентний (по енергії) рівень звуку У дБА, тобто такий рівень звуку постійного широкосмугового шуму (ширина безперервного спектра більше однієї октави), який має такий же самий середньоквадратичний звуковий тиск, що і даний непостійний шум протягом визначеного інтервалу часу.

Допустимі рівні звукового тиску в октавних смугах, рівні звуку та еквівалентні рівні звуку на робочих місцях для широкосмугового, постійного й непостійного (крім імпульсного) шуму приймаються по табл. 15 (ГОСТ 12.1.003-83 "ССБТ. Шум. Общие требования безопасности").

Методи і засоби зниження та усунення шкідливого впливу підвищеного рівня шуму

Для зниження шуму можуть бути застосовані наступні методи:

зменшення шуму в джерелі, зміна спрямованості випромінювання шуму, раціональне планування підприємств і цехів, акустична обробка приміщень, зменшення шуму на шляху його поширення, проведення організаційно - технічних заходів, застосування засобів індивідуального захисту.

Зменшення шуму в джерелі - найбільш раціональний засіб боротьби з шумом.

Шум механізмів виникає внаслідок пружних коливань як всієї машини в цілому, так і окремих її частин. Причини виникнення цих коливань механічні, аеро -, гідродинамічні і електричні явища, які визначаються конструктивними і технологічними особливостями машини, а також умовами її експлуатації.

У зв'язку з цим розрізняють шуми механічного, аеро-, гідродинамічного та електромагнітного походження.

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ

Лист

60

Зменшення механічного шуму ,що виникає внаслідок вібрації поверхонь машин і обладнання, а також одиночних або періодичних ударів в зчленуванні деталей, складальних одиниць або конструкцій в цілому, досягається, в першу чергу, поліпшенням конструкції устаткування: заміною зворотно-поступального руху в вузлах працюючих механізмів рівномірно обертальним; застосуванням замість прямозубих шестерень косозубих і шевронних, а також підвищенням класу точності обробки їх поверхні; заміною по можливості зубчастих і ланцюгових передач клинопасовими і зубчасто – пасовими (зниження шуму на 10-14 дБ); заміною підшипників кочення на підшипники ковзання (зниження шуму на 10-15 дБ); використанням металів з великим внутрішнім тертям; заміною, де це можливо, металевих деталей деталями з пластмас.

Ефективно (особливо для високих тонів) застосування демпфірування, при якому поверхня, що коливається, покривається матеріалом з великим внутрішнім тертям (гума, пробка, бітум, повсть і ін.). Основними вимогами, що пред'являються до демпфіруючим матеріалам, повинні бути висока ефективність, мала маса, здатність триматися на металі і охороняти його від корозії.

Аеродинамічні шуми виникають при витіканні стиснутого повітря або газу з отворів, пульсації тиску при русі потоків повітря або газу в трубах або при русі в повітрі тіл з великими швидкостями, горінні рідкого або розпорошеного палива в форсунках; гідродинамічні - при гідравлічних ударах, турбулентності потоку, кавітації. Причиною аеро - і гідродинамічних шумів є, відповідно, стаціонарні або нестаціонарні процеси в газах або рідинах. Зниження аеро - і гідродинамічних шумів досягається насамперед зменшенням швидкості обтікання і поліпшенням аеро- і гідродинаміки тіл, що призводить до зменшення вихроутворення в струменях, а також шляхом звукоізоляції джерела і установки глушників.

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
						61
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Електромагнітні шуми виникають внаслідок коливань елементів електромеханічних пристроїв під впливом змінних магнітних сил - коливання статора і ротора електричних машин, сердечника трансформатора і ін. Зниження електромагнітного шуму здійснюється шляхом конструктивних змін в електричних машинах.

Зміною спрямованості випромінювання шуму досягають його зменшення на 10-15 дБ, що слід враховувати при проектуванні установок з направленим випромінюванням. Наприклад, труба для скидання стисненого повітря компресорної установки повинна розташовуватися таким чином, щоб максимум випромінюваного шуму був спрямований у протилежний від робочого місця сторону.

Ослаблення виробничого шуму сприяє раціональне планування машинних залів електростанцій. Їх розміщують з підвітряної сторони по відношенню до житлового селища і менш шумним цехам і на достатньому видаленні від них. Розриви між гучними цехами та іншими будівлями корисно озеленювати, так як листя дерев - гарний поглинач шуму.

Шумливі агрегати по можливості концентрують на одній ділянці цеху і звукоізолюють. При неможливості забезпечення звукоізоляції для захисту персоналу від прямого шумовипромінювання застосовують акустичні екрани, облицьовані звукопоглинальними матеріалами, а також звукоізольовані кабінки спостереження і дистанційного керування.

Інтенсивність шуму в приміщеннях залежить не тільки від прямого, але і від відбитого звуку. Зменшення енергії відбитих хвиль за рахунок збільшення еквівалентної площі звукопоглинання називається акустичної обробкою приміщення. Це досягається шляхом розміщення на внутрішніх поверхнях приміщення звукопоглинальних облицовок, а також установки в приміщенні штучних звукопоглиначів, що виготовляються з пористих матеріалів. Звукова енергія, проникаючи в товщу матеріалу, трансформується в теплову.

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
						62
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Цей процес проходить за рахунок в'язкого тертя повітря в вузьких порах пухкого матеріалу.

В даний час застосовують такі звукопоглинальні матеріали (коефіцієнт звукопоглинання α на середніх частотах більше 0,2): ультратонкі скловолокно, мінеральну вату, дерев'яно-волокнисті і мінераловатні плити, пористий полівінілхлорид і ін.

Установка звукопоглинальних облицювань знижує шум по сумарному рівню на 6-8 дБ в зоні відбитого звуку-і на 2-3 дБ поблизу джерела шуму.'

Зменшення шуму на шляху його поширення застосовується тоді, коли розглянутими вище методами неможливо або недоцільно досягти необхідного зниження шуму. В цьому випадку зниження шуму може бути досягнуто шляхом установки звукоізолюючих перешкод у вигляді стін, перегородок, кожухів, кабін, причому ефективність таких перепон зростає зі збільшенням частоти шуму.

Сутність звукоізоляції полягає в тому, що падаюча на огорожу енергія відбивається в набагато більшому ступені, ніж проникає за огорожу.

Звукоізолюючі перепони, як правило, мають гладку поверхню. При одній і тій же товщині звукоізолюючою матеріалу ефект звукоізоляції зростає зі збільшенням числа шарів матеріалу, але за умови відсутності жорсткого зв'язку між шарами.

Організаційно-технічні заходи щодо захисту від шуму повинні включати:

застосування мал шумних технологічних процесів (змiana технології виробництва, способу обробки і транспортування матеріалу, наприклад, заміна клепки пневмоінструментом на гідравлічні або зварні процеси, штампування - на пресування, ручну правку металу - на вальцювання);

- оснащення шумних машин засобами дистанційного управління і автоматичного контролю;

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

- вдосконалення технології ремонту і обслуговування машин;

- використання раціональних режимів праці та відпочинку працівників на галасливих підприємствах - скорочення часу перебування в зонах з підвищеним рівнем шуму, пристрій короткочасних перерв в тихих приміщеннях протягом робочого дня для відновлення функцій слуху, суміщення професій (в умовах шуму і поза ним дії) і таке інше.

Засобами індивідуального захисту від шуму є вкладиші, навушники і шоломофони.

Вкладиші вставляють в зовнішній слуховий прохід, вони бувають м'які (еластичні і волокнисті) і тверді. Перші виготовляють з губки, вати, марлі, ультратонкої скловати (іноді їх просочують маслами; ворсом, смолами, парафіном); другі - з пластмас, ебоніту, гуми. Вкладиші є найдешевшими і компактними засобами захисту від шуму, однак, недостатньо ефективними (зниження шуму на 5-20 дБ) і в ряді випадків незручними, тому що дратують слуховий прохід.

Навушники щільно облягають вушну раковину і утримуються дуто образної пружиною (можуть вбудовуватися в головний убір). Ступінь: ослаблення шуму залежить від конструкції навушників і частоти шуму, причому найбільший ефект спостерігається на високих частотах (для навушників ВЦННІОТ-2М до 38 дБ 'на частотах близько 8000 Гц), що необхідно враховувати при їх використанні.

Шоломи застосовують при впливі шумів з рівнями понад 120 дБ, так як в цьому випадку шум діє безпосередньо на мозок людини (через черепну коробку) і вкладиші і навушники не забезпечують необхідного захисту.

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

4.2 Заходи боротьби із забрудненням атмосфери, що викликається роботою ДВЗ

Боротьба із забрудненням атмосфери дизелями здійснюється в основному в плані заходів щодо зниження задимлення установок з ДВЗ. Розроблено методики оцінки ймовірного забруднення атмосфери ще на стадії їх проектування, приймаються необхідні захисні заходи. Одночасно з усуненням причин іскроутворення вишукуються способи для уловлювання іскор з відпрацьованих газів, щоб не допускати вильоту їх в атмосферу.

Одним із заходів протипожежної профілактики щодо транспортних і стаціонарних установок з ДВС є обладнання димоходів і газовихлопних трубопроводів двигунів іскрогасниками. На судах, що перевозять нафтопродукти і інші легкозаймисті або легкогорючі вантажі, а також на буксирах, які обслуговують такі судна, і судах-рятувальниках установка іскрогасників сухого і мокрого типу в димоходах і газовихлопних трубопроводах обов'язкове. Вона регламентується Правилами Морського Регістра і Правилами річкового Регістра України. Встановлюють іскрогасники і на тепловозах.

Іскрогасники відносяться до апаратів, які вважаються тільки пасивними засобами конструктивного протипожежного захисту, спрямованими на запобігання виникненню пожеж. При перевезенні негорючих вантажів і пасажирів наявність іскрогасників диктується санітарно-гігієнічними вимогами.

Іскрогасники, що знаходяться в даний час в експлуатації на вітчизняних транспортних установках можна розділити на наступні типи: сухі і мокрі, парові і з пристроями повітряного заслону, іскрогасники - глушники.

До числа конструктивних заходів, що зменшують забруднення атмосфери карбюраторними ДВС, відноситься впровадження таких пристроїв, як автономна система холостого ходу, клапан відключення подачі палива на примусовому холостому ходу, регулятор розрідження, переведення двигуна з бензину на газове паливо. Для дизелів позитивні результати дає застосування автоматичного регулятора кута випередження подачі палива, що особливо істотно для двигунів, що працюють в

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

змінних швидкісних режимах.

До числа заходів експлуатаційного характеру, які сприяють зменшенню токсичності відпрацьованих газів ДВС, належать такі: підтримання двигуна в справному технічному

стані; впровадження обов'язкової періодичної діагностики; систематичне регулювання механізмів, які забезпечують необхідний кут випередження запалювання у карбюраторних ДВЗ; перевірка всіх елементів подачі палива і запалювання. Для дизелів велике значення мають правильна установка і забезпечення бездимної роботи шляхом регулювання форсунок і ТНВД.

Зменшення токсичності відпрацьованих газів йде також по шляху зміни складу палив і особливо бензину, створення нових антидетонаторів, які вигідно відрізняються ТЕС.

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
						66
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Розроблена згідно із завданням кваліфікаційна робота на тему "Розробка покращеної системи пуску для стаціонарного газового двигуна потужністю 240кВт із застосуванням пневмостартера" містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну ЗГЧН 25/34 і детальну розробку системи пуску із застосуванням пневмостартера. Кваліфікаційна робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної частини роботи загальною кількістю 5 листів формату А1.

Газовий двигун ЗГЧН 25/34 потужністю 240 кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в місцях постійного споживання електричної та теплової енергії та наявності виробництва біогазу. Конструкція газового двигун - генератора і газового двигуна показана на листах Додатку А і Б графічної частини роботи, а в пояснювальній записці виконаний опис конструкції двигуна.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P=240\text{кВт}$) виконані розрахунки параметрів робочого циклу. Результати розрахунків показали, що задану потужність газового двигуна можна отримати при тиску наддуву $p_b = 0,14 \text{ МПа}$ і коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,72$. По результатам розрахунків в Додатку Д побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ.

Важливе місце в бакалаврській роботі мають розрахунок і розробка системи пуску із застосуванням пневмостартера . В пояснювальній записці приведений детальний опис системи пуску двигуна-прототипу та запроєктованої системи пуску, а також виконаний розрахунок потужності пневмостартера та розрахунок на міцність зубчастої передачі.

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

В графічній частині кваліфікаційної роботи розроблені складальне креслення системи пуску та пневмостартера., який встановлений за допомогою кронштейна на рамі двигуна-генератора.

Враховуючи те, що запроектований газовий двигун ЗГЧН 25/34 є джерелом шуму і вібрації, значну частину кваліфікаційної роботи відведено для розробки заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
						68
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Грищенко А.И. и др. Газовое моторное топливо ВНИИГаз. М., 1992
2. Дизели. Справочник под ред. В.А. Ваншейдта., «Машиностроение», Л., 1977
3. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы. Под ред. Н.Х. Дьяченко. «Машиностроение» Л., 1974
4. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Склали викладач Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ПП, 2000р.
5. Генкин П.Н., Газовые двигатели. «Машиностроение» М., 1977
6. Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. «Машиностроение» М., 1979
7. Конструирование и расчет ДВС под общей редакцией Дьяченко Н.Х. «Машиностроение» Л., 1979
8. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей «Судостроение». Л., 1969
9. Орлин А.С., Алексеев В.П. и др. Системы поршневых и комбинированных двигателей. «Машиностроение» М., 1973
10. Міжгалузеві нормативи часу на слюсарну обробку деталей і слюсарно – складальні роботи при складанні машин.- Міністерство праці та соціальної політики України. Центр продуктивності – Краматорськ, 2003
11. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. «Высшая школа» М., 1991
12. Горбов В.М. Енергетичні палива. Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 328с.

					ПФ НУК 142.54.21.07 ПЗ	Лист
						69
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		