

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІЗАЦІЇ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

Кафедра «Двигуни внутрішнього згорання та альтернативні паливні ресурси»

Безверхий Андрій Дмитрович

**МОДЕЛЮВАННЯ ХАРАКТЕРИСТИК
ВПОРСКУВАННЯ І РОЗПИЛЮВАННЯ ДИЗЕЛЬНОГО
ТА БІОДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА ДЛЯ ДИЗЕЛЬНИХ
ДВИГУНІВ**

Спеціальність 208 – «Агроінженерія»

Спеціалізація «Транспортні технології та засоби в агропромисловому
комплексі»

Науковий керівник

к.т.н., старший викладач Рябошапка Вадим Борисович

ВІННИЦЯ 2018

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІЗАЦІЇ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА
Кафедра «Двигуни внутрішнього згорання та альтернативні паливні ресурси»

Спеціальність 208 – «Агроінженерія»
Спеціалізація «Транспортні технології та засоби в агропромисловому комплексі»

“Затверджую”
завідувач кафедри двигунів внутрішнього
згорання та альтернативних
паливних ресурсів
_____ І. В. Гунько
“ _____ ” _____ 2018 р.

ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Безверхому Андрію Дмитровичу
(прізвище, ім'я, по батькові студента)

1. Тема проекту: Моделювання характеристик впорскування і розпилювання дизельного та біодизельного палива для дизельних двигунів

Затверджена наказом _____

2. Термін здачі студентом завершеної роботи на кафедру: до _____ р.

3. Вихідні дані до магістерської роботи: Технічні характеристики двигуна, паливного насоса високого тиску, форсунок, контрольно-випробувальних стендів та обладнання для випробування і дослідження двигунів внутрішнього згорання та їх складових і агрегатів, а також технічні характеристики вимірювальних пристроїв.

4. Зміст роботи (перелік питань, що розробляються в роботі):

Вступ

1. Огляд літературних джерел та методик моделювання робочих процесів в двигунах внутрішнього згорання

2. Теоретична частина.

3. Результати досліджень.

Висновки

Список використаної літератури

5. Перелік графічних матеріалів:

6. Календарний план

№ п/п	Назва етапів магістерської роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітки
1	Розділ 1. Огляд літературних джерел та методик моделювання робочих процесів в двигунах внутрішнього згорання		
2	Розділ 2. Теоретична частина		
3	Розділ 3. Результати досліджень		
4	Оформлення роботи		

Керівник магістерської роботи _____ Рябошапка В. Б.

Завдання до виконання прийняв _____ Безверхий А. Д.

Дата отримання завдання “ _____ ” _____ 2018 р.
(підпис)

ЗМІСТ

Анотація.....	5
Вступ.....	7
1. Огляд літературних джерел та методик моделювання робочих процесів в двигунах внутрішнього згорання.....	9
1.1 Робочі процеси, що відбуваються в двигунах внутрішнього згорання.....	9
1.2 Процеси впорскування й розпилювання та їх характеристики для дизельних двигунів.....	14
1.3 Аналіз моделей процесів впорскування й розпилювання дизельного двигуна.....	17
2. Теоретична частина.....	47
2.1 Тепловий розрахунок двигуна ЯМЗ-238Е2 на дизельному та біодизельному паливі.....	47
2.2 Розрахунок системи паливоподачі двигуна ЯМЗ-238Е2 на дизельному паливі та біопаливі.....	58
2.3 Моделювання характеристик впорскування і розпилювання двигуна ЯМЗ-238Е2 на дизельному паливі та біопаливі.....	64
2.4 Уточнення математичної моделі впорскування й розпилювання за допомогою методики В. Ф. Анісмова, використовуючи теорію малих відхилень.....	64
3. Результати досліджень.....	87
3.1 Обладнання, що використовувалося для досліджень характеристик впорскування і розпилювання.....	87
3.2 Методика досліджень характеристик впорскування і розпилювання дизельних двигунів.....	87
3.3 Результати досліджень. Вихідні дані для математичного моделювання ..	89
Висновки.....	96
Список використаної літератури.....	98

Анотація

Магістерська робота на тему: “Моделювання характеристик впорскування і розпилювання дизельного та біодизельного палива для дизельних двигунів” вважається актуальною в умовах сьогодення у зв’язку з потребами використання в двигунах нових видів палива.

Проведена розробка математичної моделі процесів впорскування й розпилювання для двигуна ЯМЗ-238Е2, що працює з використанням біопалива. Таким чином виникає можливість адекватного моделювання процесів впорскування й розпилювання, що особливо важливо при переході на альтернативне паливо.

Проведено аналіз теоретичних і експериментальних характеристик двигуна. Перевірено математичну модель розрахунку характеристик впорскування й розпилювання, яка успішно виконує своє призначення – розраховує характеристики впорскування і розпилювання на різних видах палива.

Ключові слова: впорскування, розпилювання, вимірювання, двигун внутрішнього згорання, дизель, біодизельне паливо, характеристики, математична модель, режими роботи двигунів, методика.

Annotation

The master's work on the topic "Modeling of the characteristics of injection and dusting of diesel and biodiesel fuel for diesel engines" is considered to be relevant in today's conditions due to the need for new types of fuel in engines.

The development of a mathematical model of injection and sputtering processes for the YMZ-238E2 engine, which works using biofuels, is developed. Thus, there is the possibility of adequate modeling of the processes of injection and spraying, which is especially important in the transition to alternative fuels.

The analysis of theoretical and experimental characteristics of the engine is carried out. The mathematical model of the calculation of the characteristics of the injection and spraying, which successfully fulfills its purpose, is checked - calculates the characteristics of injection and spray on different types of fuel.

Key words: injection, spray, measurement, internal combustion engine, diesel, biodiesel fuel, characteristics, mathematical model, operating modes of engines, methodology.

Вступ

На сьогодні актуальним завданням сільськогосподарського виробництва є забезпечення нашої країни продовольством, при збереженні і підвищенні родючості ґрунтів, зменшенні енергоспоживання, та підвищенні екологічної безпеки. Вирішенню цього завдання, особливо на етапі його становлення, сприятиме запровадження новітніх технологій, зокрема науково обґрунтоване використання альтернативних палив в двигунах внутрішнього згорання.

Трактори і автомобілі відіграють особливо важливу роль в комплексі сільськогосподарської техніки, так як вони є основними енергетичними засобами в забезпеченні технологічних процесів в землеробстві та під час транспортування продукції і матеріалів.

При постійному підвищенні цін на нафтопродукти рентабельність виробництва сільськогосподарської продукції загрозливо знижується, а тому постає питання про можливість застосування сучасних технологій та використання альтернативних палив. До того ж, при використанні біопалива, виготовленого з рослинної сировини, зменшуються викиди шкідливих речовин у атмосферу та має місце факт нейтральної емісії вуглекислого газу, так як його кількість, що викидається з відпрацьованими газами поглинається рослинами, з яких виготовляється біопаливо. А це позитивно впливає на екологічну безпеку.

У зв'язку з цим потрібно провести ряд теоретичних досліджень та лабораторних випробувань з метою отримання характеристик впорскування та розпилювання дизельного двигуна та математичної моделі його роботи, яка дає можливість розраховувати ці характеристики з урахування зміни параметрів палива та параметрів двигуна і судити про можливість роботи двигуна на нових видах палива.

1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТА МЕТОДИК МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ

1.1 Робочі процеси, що відбуваються в двигунах внутрішнього згорання

Перетворення теплової енергії в механічну в двигуні внутрішнього згорання є складним процесом. Його протікання в реальних умовах пов'язано з виникненням додаткових втрат не врахованих другим законом термодинаміки.

Для вивчення теплових процесів, що відбуваються в двигунах внутрішнього згорання, оцінки цих процесів в плані їх удосконалення необхідно перш за все розглянути термодинамічні цикли, тобто кругові процеси перетворення теплоти в механічну роботу.

Кожний цикл роботи двигуна не залежно від його специфічних особливостей можна розглядати таким що відбувається:

- а) в теоретичних умовах, тобто в умовах уявної машини;
- б) в реальних умовах.

Теоретичний цикл являє собою замкнутий цикл, що здійснюється в уявній тепловій машині постійною не змінною порцією робочого тіла. Внаслідок замкнутості циклу процеси згорання і випуску дійсного циклу замінюються процесами підведення і відведення теплоти. Процеси стиску і розширення припускаються адіабатичними, через те, що це забезпечує максимальне тепловикористання.

Теоретичний цикл можна розглядати припускаючи теплоємності робочого тіла як постійними так і змінними. При введенні змінних теплоємностей розрахунок ускладнюється, але створюється більше наближення теоретичного циклу до реальних умов.

Термодинамічні розрахунки теоретичних циклів дозволяють визначати

максимально можливу економічність і потужність реальних двигунів.

Дійсні цикли двигунів внутрішнього згоряння значно відрізняються від розглянутих раніше теоретичних циклів, що пояснюються неможливістю дотримання умов, при яких проходять останні. В дійсному циклі відбуваються не тільки фізичні, але хімічні зміни складу газу і кількість його не залишається постійною.

Для здійснення процесу згоряння в циліндрі двигуна повинна знаходитись паливно-повітряна суміш відповідного складу. Ця суміш утворюється під час впуску в циліндр свіжого заряду повітря і палива. Процес подачі в циліндр свіжого заряду вимагає відповідної затрати роботи.

Після процесу згоряння і здійснення робочого циклу, із циліндра повинні бути вилученні відпрацьовані гази, на виштовхування яких також необхідно затратити роботу.

Процес стиску в дійсному циклі через різницю температур між стиснутим повітрям або паливо – повітряною сумішшю і стінками циліндра супроводжується теплообміном, в результаті якого тиск і температура в кінці стиску стають іншими, чим при адіабатичному стисканні.

В процесі згоряння і подальшого розширенні температура продуктів згоряння значно вище температури газів, що контактують з поверхнями головки циліндра і поршня, внаслідок чого відбувається інтенсивний теплообмін між газом і стінками. Крім того, процес згоряння не закінчується у в.м.т., а продовжується в процесі розширення з додатковим виділенням деякої кількості теплоти.

При всіх тактах можливе деяке витікання газів через нещільності в поршневих кільцях.

В тих випадках, коли температура в кінці згоряння перевищує $2200 - 2500^{\circ} \text{K}$, спостерігається помітна дисоціація молекул водяного пару і вуглекислого газу, що супроводжується поглинанням деякої кількості теплоти. В подальшому при зниженні температури в процесі розширення

відбувається зворотна реакція з виділенням теплоти, але остання використовується менш ефективно.

Обумовленні явища, присутні дійсному циклу, приводять до виникнення додаткових втрат порівняно з термодинамічним циклом. Внаслідок цього к.к.д дійсного циклу завжди менше термодинамічного циклу.

На тис.1.1 показані індикаторні діаграми дійсних циклів карбюраторного і дизельного двигунів.

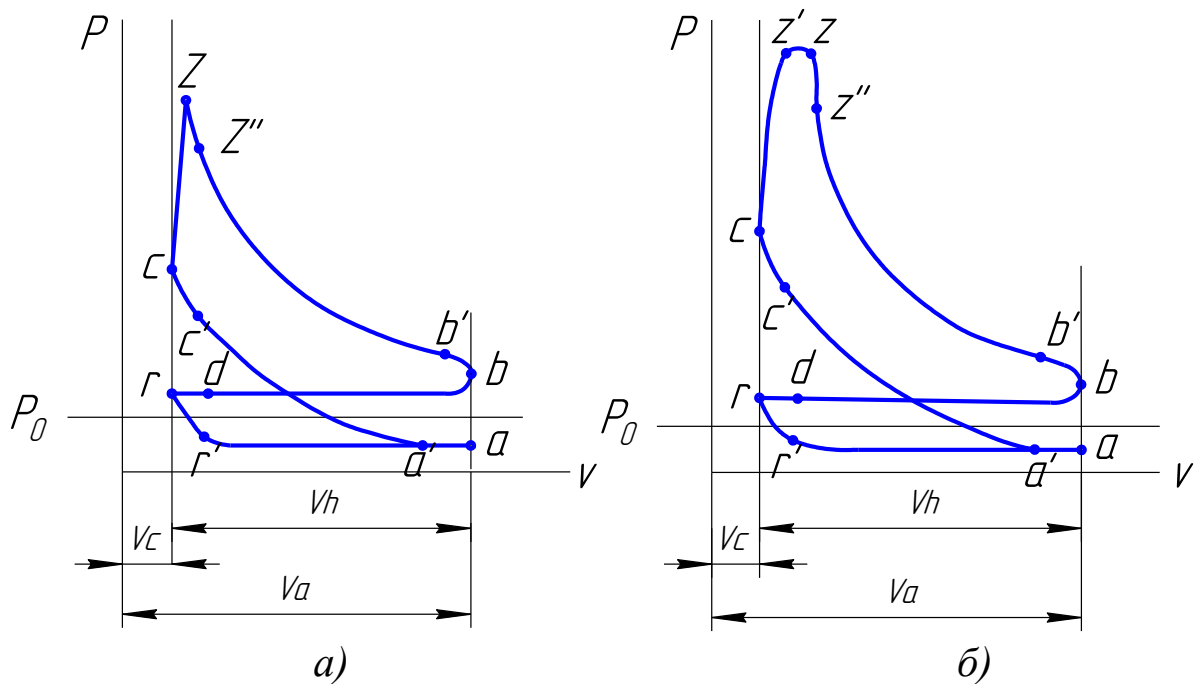


Рис 1.1 Індикаторні діаграми: а) – карбюраторного двигуна, б) – дизельного двигуна.

Процес впуску (лінія ra). В карбюраторному двигуні в циліндр засмоктується готова горюча суміш, приготовлена в карбюраторі, а в циліндр дизеля засмоктується чисте повітря із атмосфери.

Процес стиску (лінія ac). Цей процес політропний. В карбюраторному двигуні стискається паливна суміш, а в дизелі повітря.

Процес згоряння (лінія cz). В карбюраторному двигуні суміш запалюється електричною іскрою в точці c , а в дизелі в точці c' подається паливо під високим тиском в розщепленому вигляді, яке самозагоряється.

Розглянемо докладніше процеси, що проходять в циліндрі двигуна.

Робочий цикл в чотирьохтактному двигуні здійснюється на протязі чотирьох ходів поршня, або двох обертів колінчастого вала.

Перший такт – впуск. На початку першого такту поршень знаходиться біля в.м.т. Весь об'єм камери згоряння V_c (див. рис. 1.1) заповнений залишковими газами від попереднього циклу при тиску P_p і температурі T_p . Якість очищення порожнини робочого циліндра від продуктів згоряння визначається коефіцієнтом залишкових газів γ_r . Цьому стану відповідає точка g на індикаторній діаграмі.

При русі поршня від в.м.т. до н.м.т. звільняється об'єм надпоршньового простору, в результаті чого в циліндрі утворюється розрідження, під впливом якого через впускний клапан в циліндр поступає свіжий заряд на протязі всього такту. Ділянка $dl - r$ на індикаторній діаграмі відповідає періоду, на протязі якого одночасно відкриті впускні і випускні клапани (перекриття клапанів).

Перекриття клапанів використовується для покращення очищення порожнини робочого циліндра від відпрацьованих газів і забезпечення кращого заповнення циліндрів свіжим зарядом.

Другий такт – стиск. Протягом цього такту поршень робить зворотній рух від н.м.т. до в.м.т. При цьому відбувається стиск робочої суміші в циліндрі двигуна по лінії $a - c$ з підвищенням її тиску і температури. Для покращення наповнення робочого циліндра свіжим зарядом закриття впускного клапана (точка a_1) здійснюється з деяким кутом запізнення закриття, що дає можливість використати інерцію придбану свіжим зарядом при русі його по впускному трубопроводу.

Впорскування палива в дизельних двигунах або запалювання робочої суміші іскрою в карбюраторних двигунах відбувається до приходу поршня в в.м.т., тобто з деяким кутом випередження впорскування або кутом випередження запалювання (точка c'). Це необхідно для того, щоб процес

згоряння закінчувався при положенні поршня наближеного до в.м.т., що дозволить максимально використовувати теплоту згоряння палива. Третій такт – розширення. На початку цього такту продовжується процес згоряння, що розпочався в кінці другого такту. Внаслідок виділення великої кількості теплоти при згорянні палива температура T_Z і тиск газів P_Z в циліндрі різко збільшується (крива cz). Поршень переміщується від в.м.т. до н.м.т. під дією тиску газів, що розширюються (здійснюється корисна робота)- крива czb .

Четвертий такт – випуск. Під час четвертого такту при русі поршня від н.м.т. до в.м.т. відбувається вилучення продуктів згоряння із циліндра двигуна через випускний клапан (лінія br). Випускний клапан відкривається з деяким запізненням, тобто до приходу поршня в н.м.т. (точка b'). Це робиться з метою зменшення тиску P_r в циліндрі і, відповідно, для зменшення роботи, що витрачається на виштовхування продуктів згоряння поршнем. Крім того, зі зменшенням тиску P_r зменшується кількість залишкових газів в циліндрі, в наслідок чого ступінь наповнення циліндра свіжим зарядом збільшується.

Тактом випуску закінчується робочий цикл чотирьохтактного двигуна і при подальшому русі поршня розпочинається новий робочий цикл, окремі процеси якого повторюються в показаній вище послідовності.

1.2 Процеси впорскування й розпилювання та їх характеристики для дизельних двигунів

Сумішоутворення в дизелях відбувається в середині циліндра і в часі співпадає з введенням палива у циліндрі і частково з процесом згоряння.

Час, який відведений на процеси сумішоутворення і згоряння палива дуже обмежений і складає 0,04 - 0,001 сек. При однаковому числі обертів цей час в 20-30 разів менший тривалості процесів зовнішнього сумішоутворення карбюраторних двигунів.

Однією з умов забезпечення хорошого сумішоутворення в циліндрі дизеля є тонке розпилювання палила в масі стисненого повітряного заряду. Для отримання крапель малого діаметру вприскують в циліндр під тиском 100-180 МПа, який залежить від швидкості двигуна, розмірів циліндра і типу камери згоряння.

В момент вприскування повітря в циліндрі має температуру $t=600-700^{\circ}\text{C}$, що на $200-300^{\circ}\text{C}$ перевищує температуру самозагоряння дизельного палива, В результаті цього вприскнуте в циліндр паливо загоряється.

Паливо в циліндр вводиться через форсунку під тиском, в 5-10 раз вище тиску кінця стиску, через це швидкість палива досягає 150-400 м/сек. Внаслідок тертя палива повітря відбувається руйнування на найдрібніші крапельки діаметром 0,2-0,3мм.

Для отримання горючої суміші, здатної швидко і повністю згоряти, необхідно розпилювати і перемішувати паливо з повітрям так, щоб кожна його частка мала навкруг себе достатню кількість кисню, необхідного для повного згоряння.

Чим тонше розпилено паливо на окремі найдрібніші і однорідні за своїм розміром крапельки і чим рівномірніше вони розподіленні в камері згоряння, тим легше забезпечити повне згоряння.

Зі збільшенням тиску вприскування тонкість і однорідність розпилювання покращуються, оскільки зростає швидкість витікання палива із отворів форсунки. Одночасно виростає глибина проникнення частинок розпиленого палива в одиниці часу і ширина «факелу палива».

На струмінь впливає ряд зовнішніх і внутрішніх факторів. До числа зовнішніх чинників відносяться тертя палива об стінки розпалюваного отвору і, головне, динамічний вплив повітряного середовища, в яке відбувається подача палива

Внутрішніми чинниками, які впливають на характер розпилювання, є сила поверхневого натягу, в'язкість палива і ступінь турбулізації струменю

палива перед подачею в розпилювачі отвори.

Ефект розпаду рухливого струменю підсилюється внаслідок аеродинамічного опору стисненого повітря, яке залежить від швидкості струменю і щільності повітря і зростає з їх збільшенням.

В результаті спільного впливу вказаних чинників струмів палива розпадається в камері згоряння на велику кількість дрібних крапель.

Якість розпилювання палива форсункою оцінюється тонкістю і однорідністю розпилювання. Тонкість розпилення характеризується величиною середнього діаметру крапель, які утворюються впорскування палива.

Швидкості двигуна і скорочення часу процесів сумішоутворення і згоряння, вимоги до розпилювання палива підвищуються.

Забезпечення сумішоутворення необхідної якості в залежності від швидкохідності двигуна і типу застосовуваних камер згоряння досягається при швидкості витікання палива $\omega_{\phi} = 150 - 400$ м/сек.....

Для звичайних сопел ($d \leq 4$) маємо:

$$\omega_{\phi} = \mu_c \sqrt{(2g/\gamma_{\text{пал}})\Delta P_{\phi} \cdot 10^4} \quad (1.1)$$

де $\mu_c = 0,7-0,8$ - коефіцієнт витікання для циліндричних соплевих отворів,

$\Delta P_{\phi} = P_{\phi} - P_c$ - перепад тиску, який обумовлює витрату палива,

P_{ϕ} і P_c - величини тиску впорскування палива і закінчення стискування повітря в порожнині робочого циліндру.

Із рівняння 1.1 можна знайти тиск впорскування:

$$P_{\phi} = P_c + (\omega_{\phi}^2 \gamma_{\text{пал}}) / (\mu_c^2 \cdot 2g \cdot 1 \cdot 10^4) \dots\dots\dots (1.2)$$

Визначення якості розпилювання здійснюється зазвичай експериментальним способом. Найбільш поширеною є методика вловлювання краплин розпиленого палива на пластину покриту шаром сажі, поверх якої нанесено тонкий шар окислу магнію. Краплини палива пробивають тонку білу плівку окислу магнію, утворюючи чорні відбитки.

Після мікрофотографування пластини з відбитками крапель визначають їх розміри і кількість (рис. 1.2).

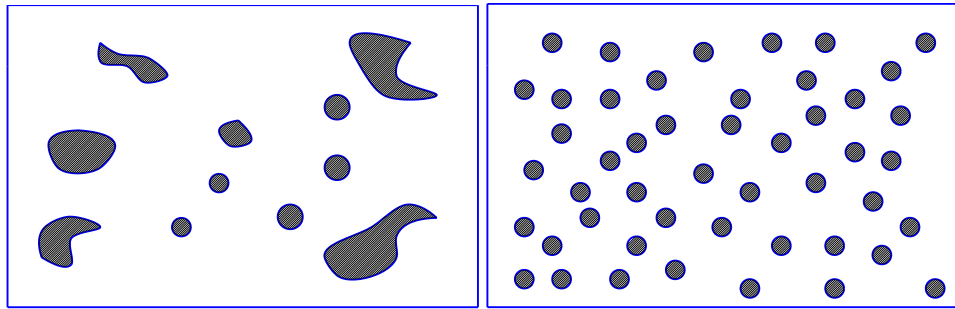


Рис. 1.2 Визначення якості розпилювання

Однорідність розпилювання характеризується ступенем відхилення діаметрів краплин від середнього діаметру. Характеристика розпилювання палива зображується зазвичай у вигляді графіків(рис 1.3).

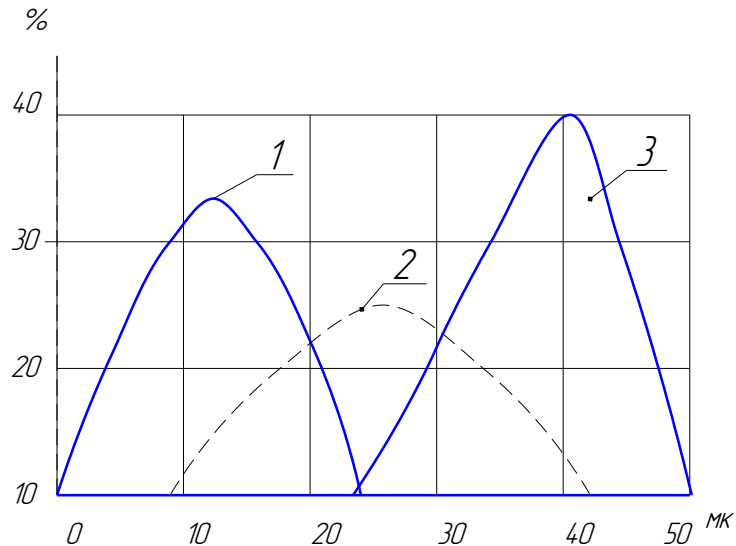


Рис. 1.3 Характеристики розпилювання палива

1 – тонке і однорідне розпилювання, 2 – більш грубе і неоднорідне розпилювання, 3 – грубе однорідне розпилювання

Чим менший середній діаметр крапель, тим ближче до осі ординат розміщується максимум кривої. Чим більша рівномірність, тим більш крутий підйом і зниження кривої.

Таким чином, однорідність розпилювання виявляється тим більшою чим крутіший підйом і спад кривої, а тонкість розпилювання підвищується по

мірі наближення вершини кривої до вісі ординат.

До числа факторів, які визначають якість розпилювання палива відносяться: тиск впорскування; геометричні параметри соплового отвору; число обертів насоса високого тиску; в'язкість і поверхневий натяг палива.

Із збільшенням тиску впорскування P_{ϕ} швидкість витікання палива із сопла збільшується і розміри крапель палива зменшуються, тобто тонкість розпилювання палива підвищується.

Для низькооборотних потужних двигунів $P_{\phi} = 20 - 40$ МПа.

Для високооборотних двигунів $P_{\phi} = 70 - 100$ МПа.

В разі застосування насос-форсунок $P_{\phi} = 1500 - 1800$ МПа.

Зменшення діаметру соплового отвору супроводжується підвищенням тонкості і однорідності розпилювання палива, що видно на рис 1.4.

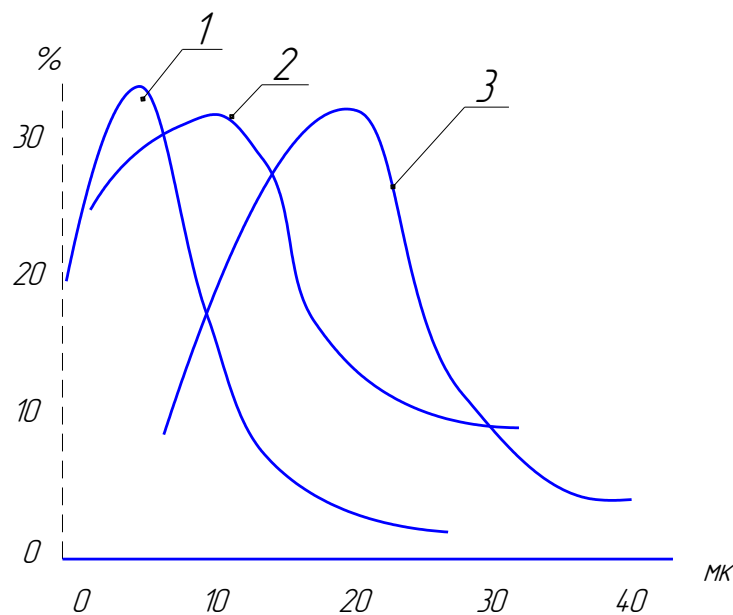


Рис. 1.4 Залежність якості розпилювання від діаметра соплового отвору

Зростання числа обертів паливного насоса викликає збільшення тиску впорскування і швидкості витікання палива і розпилювання стає більш тонким (рис 1.5).

Незначний час, що відводиться на виконання процесу сумішоутворення приводить до того, що швидкохідність дизелів обмежується в основному швидкістю приготування суміші, здатної швидко і повністю згоряти. В

зв'язку з цим оберти колінчастих валів дизелів знаходяться в межах (1000-2000 хв^{-1}) і поки що не перевищують – 3000 хв^{-1} .

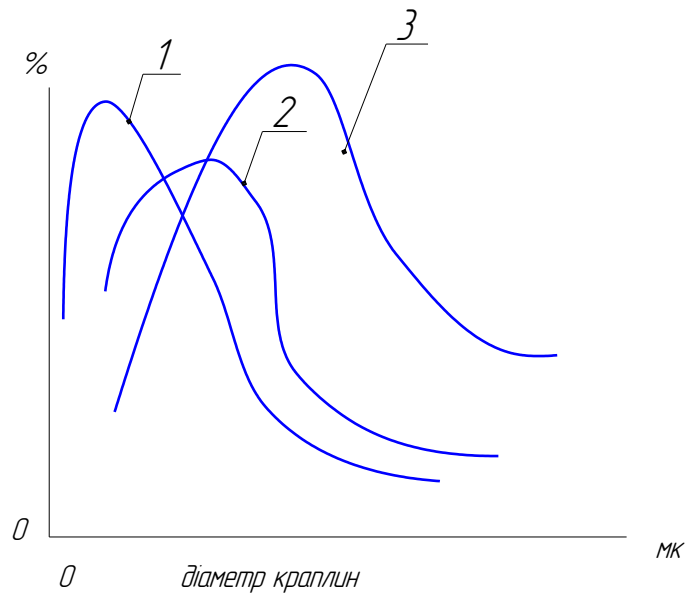


Рис 1.5 Залежність якості розпилювання від частоти обертання вала насоса

До числа заходів по покращенню розподілу палива в камері згоряння і доброго сумішоутворення відносяться:

1. Пристосованість форми камери згоряння до форми паливного факела або форми факела до форми камери;
2. Застосовувати форсунки з декількома отворами або установка двох форсунок;
3. Створення вихрових рухів повітря при його впуску в циліндри і при стискові;
4. Застосування камер згоряння розділених на дві або три порожнини в з'єднувальних каналах яких спостерігається інтенсивне перетікання повітря і нагрітих газів із однієї порожнини в другу.

Необхідно виділити, що ні один з цих заходів не забезпечує достатньо доброго сумішоутворення, тому в сучасних двигунах коефіцієнт надлишку повітря повинен бути в межах $\alpha = 1,25-1,6$.

1.2.1 Методи сумішоутворення в дизелях. Нероздільні

однопорожнинні камери являють собою єдиний об'єм, в якому протікають процеси сумішоутворення і згоряння палива (однокамерне сумішоутворення).

При однокамерному сумішоутворенні паливо впорскується в єдину нероздільну камеру згоряння, обмежену днищем поршня, поверхнею головки циліндра і його стінками.

На рис. 1.6 показані схеми типових нероздільних камер згоряння. Основні переваги однокамерного сумішоутворення є такими:

1. Висока економічність, обумовлена помірними втратами тепла в стінки камери згоряння завдяки малій величині відношення поверхні охолодження камери до її об'єму $F_{охл} / V_k$.

2. Добрі пускові властивості внаслідок відповідно малої поверхні камери $F_{охл} / V_k$.

3. Відносна простота конструкції головки циліндрів.

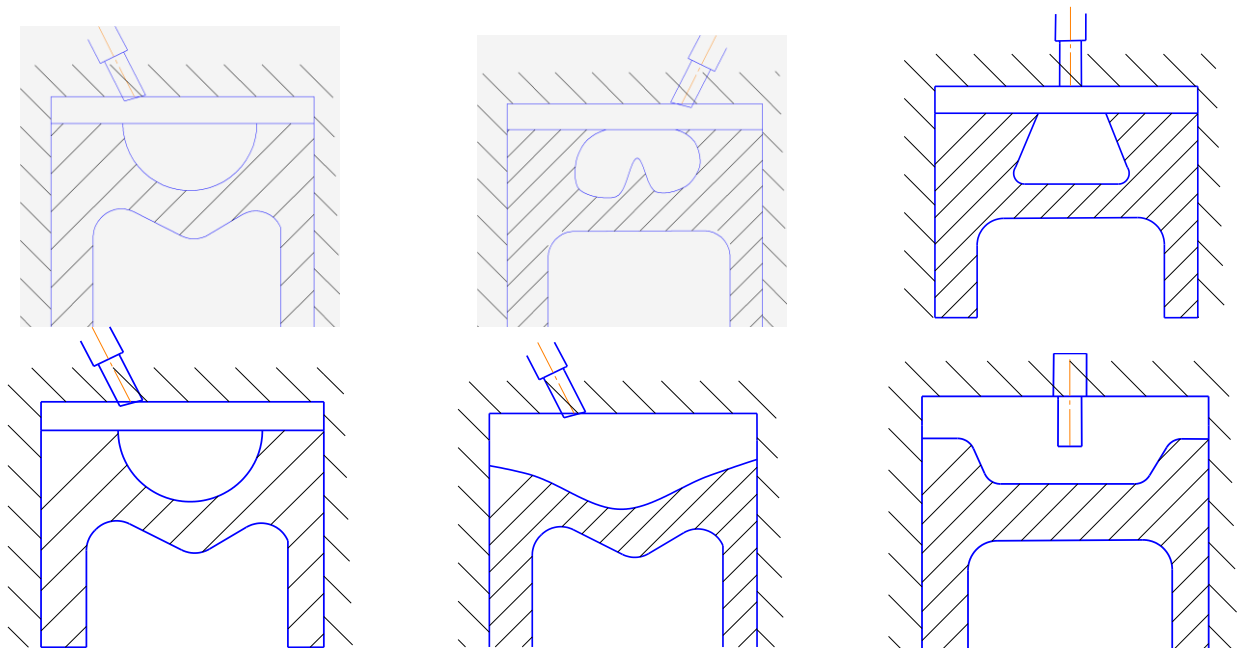


Рис. 1.6 Схеми нероздільних камер згоряння

Основними недоліками однокамерного сумішоутворення є такі:

1. Необхідність мати на номінальному режимі підвищенні значення $\alpha = 1.7-2.0$ і отже, помірні вимоги середнього Re внаслідок менш досконалого

сумішоутворення.

2. Чутливість до зміни швидкісного режиму, оскільки зниження числа обертів двигуна супроводжується падінням тиску впорскування, погіршенням розпилу палива, зміною довжини паливного факелу.

3. Велика швидкість нарощування тиску в камері за кутом повороту кривошипа $\Delta P / \Delta \phi$, що доходить до 1.5 МПа, високе $P_z = 9.0 - 12.0$ МПа.

4. Підвищена чутливість до якості використовуваного палива, особливо до високо оборотних двигунів.

5. Важкі умови роботи паливної апаратури внаслідок високих тисків впорскування.

Плівкове сумішоутворення характеризується тим, що в об'ємі камери згоряння розпилюється тільки незначна частина палива, що складає 5%, а основна його частина подається форсункою на гарячу стінку камери згоряння. Ця частина палива за допомогою потоку інтенсивно завихрюваного повітря перетворюється в тонку плівку товщиною 0,2мм. Ця плівка поступово випаровується з стінки і в пароподібному стані попадає в зону горіння. Згоряння палива по мірі його випаровування забезпечує невисоку швидкість газів, а інтенсивне завихрювання створює сприятливі умови для його повного і бездимного згоряння.

Рівномірний розподіл палива в камері згоряння може бути затягнутий поділом її на дві порожнини (надпоршневий простір і додаткову камеру згоряння з'єднані між собою одним або декількома каналами.

Перетікання газів із над поршневого простору в додаткову камеру в процесі стиску і зворотне перетікання в процесі розширення обумовлює інтенсивне вихроутворення і добре змішування повітря з добре розпилим паливом.

Найбільш поширеними роздільними камерами є: вихрові камери, передкамери.

В тракторних двигунах невеликої потужності широко

використовується вихорокамерне сумішоутворення. В даному випадку камера згоряння поділяється на дві частини: вихрову камеру кульової форми, розміщену в головці або блоці циліндрів і головну камеру в циліндрі. Обидві камери з'єднані одним або декількома (до 3-х) каналами прохідного перерізу, що мають тангенціальний напрямок по відношенню до вихрової камери. В процесі стиску повітря в каналах створюється інтенсивний його рух в камері згоряння, а витікання газів із камери при згорянні палива викликає завихрювання в надпоршневому просторі (рис 1.7).

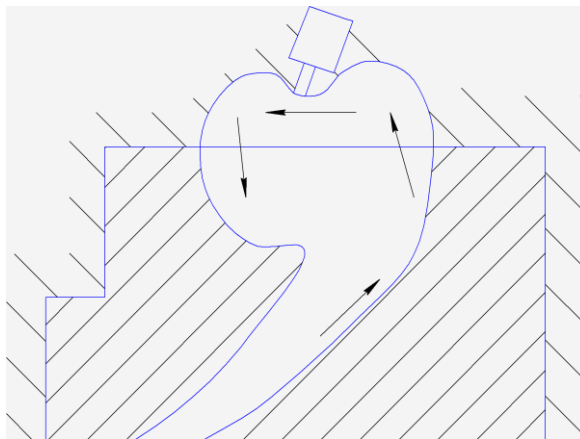


Рис. 1.7 Вихорова камера

Вихорокамерні двигуни відрізняються високою якістю сумішоутворення і через це можуть працювати при понижених значеннях коефіцієнта надлишку повітря ($\alpha = 1,3 - 1,4$), що дозволяє збільшити середній ефективний тиск до 0,65-0,75 МПа.

Перевагою двигунів з вихорокамерним сумішоутворенням є:

1. Можливість використання їх в високооборотних двигунах з малими розмірами циліндрів.
2. Надійність дії паливної апаратури при понижених тисках впорскування і можливість використання однодірчастих розпилювачів
3. М'яка робота двигунів при $\Delta P / \Delta \varphi = 0,3 - 0,5$ МПа/град і невисоких значеннях тиску згоряння $P_z = 5,5 - 6,5$ МПа.
4. Мала чутливість до якості застосовуваного палива.

До недоліків даних двигунів відноситься:

1. Підвищена питома витрата палива ($g_e = 245 - 270$ г/кВт год) внаслідок великої поверхні охолодження камери згоряння і інтенсивного відведення тепла через високу швидкість руху гарячих газів в вихровій камері, з'єднувальних каналах і в циліндрі.

2. Погані пускові властивості, обумовлені грубим розпилюванням палива через однодірчасте сопло при відносно низькому тиску впорскування.

3. Ускладнення конструкції головки чи блоку циліндра.

В тракторних дизелях великої потужності також може використовуватись передкамерне сумішоутворення. В такому випадку камера згоряння розділена на дві частини: передкамеру розміщену в головці циліндрів об'ємом 0,25-0,40 від об'єму камери стиску і головну камеру, розміщену безпосередньо в порожнині циліндра. Передкамера має форму тіла обертання і з'єднана з головною камерою одним або декількома каналами невеликого розрізу. По осі передкамери встановлена форсунка з однодірчастим розпилювачем (рис. 1.8)

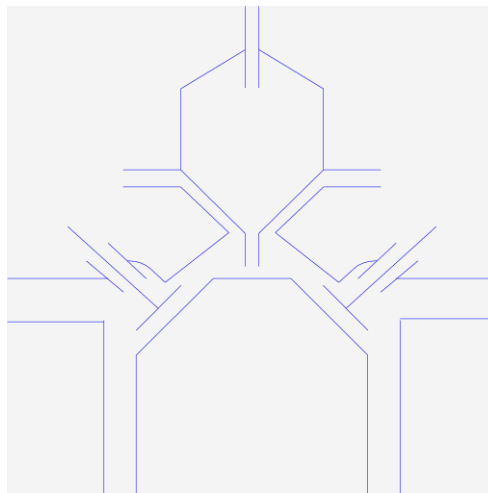


Рис. 1.8 Передкамера

Згоряння розпиленого палива починається в передкамері, в яку воно потрапляє з форсунки. В процесі згоряння температура і тиск газів заключених в передкамері зростає, перевищуючи аналогічні параметри газів, що знаходяться в основній камері згоряння над поршнем. Під дією

створеного перепаду тисків горючі гази з великою швидкістю витікають із передкамери через з'єднувальний отвір, підхоплюючи із собою незгорілі частинки палива і створюючи турбулентний рух в над поршневому просторі.

Повного згоряння палива в передкамері не відбувається через його малий об'єм і пов'язаної з цим недостатчі кисню. Основна частина палива згоряє в над-поршневому просторі.

До переваг передкамерного сумішоутворення відносяться:

1. Мала швидкість зростання тиску $\Delta P / \Delta \varphi = 0,15 - 0,25$ МПа/град і відносно невисокий тиск згоряння $P_z = 4,5 - 5,5$ МПа.

2. Турбулентний рух повітря забезпечує ефективність протікання робочого процесу незалежно від числа обертів колінчастого вала.

До недоліків відносяться:

1. Ускладнення запуску двигуна, особливо в умовах низьких температур внаслідок великої відносно поверхні охолодження камери згоряння F_{ox} / V_c і недосконалості розпилювання палива.

2. Наявність газодинамічних і теплових втрат, що пов'язано з високою швидкістю перетікання газів через з'єднувальні отвори, їх високої турбулентності.

3. Підвищена питома витрата палива ($g_e = 245 - 285$ г/кВт год)

4. Ускладнення конструкції головки двигуна.

Висока якість сумішоутворення досягається правильним вибором співвідношення об'ємів і форми передкамери, головної камери, прохідних перерізів з'єднувальних каналів.

1.3 Аналіз моделей процесів впорскування й розпилювання дизельного двигуна

1.3.1 Математичні моделі впорскування й розпилювання.

Моделювання процесу паливоподачі, впорскування й розпилювання – це

математичне описання основних процесів, використовуючи фізичну суть цих процесів. Це може здійснюватися за допомогою існуючих математичних моделей. Розглянемо модель, описану в підручнику [1].

Розрахунок системи подачі палива за даною методикою зводиться до визначення основних конструктивних параметрів паливного насоса (діаметра і ходу плунжера), а також діаметра соплового отвору розпилювача форсунки.

Задаються початкові дані для розрахунку основних розмірів паливного насоса і форсунки, виходячи з теплового розрахунку дизеля.

Основні конструктивні параметри паливного насоса залежать від циклової подачі палива Δg_u , яка визначається по заданій або розрахунковій ефективній потужності, витраті палива і частоті обертання колінчастого вала дизеля.

Циклова подача палива, або подача дизельного палива за один цикл, в масових одиницях (г/цикл):

$$\Delta g_u = g_e N_e \tau_{\text{дв}} 10^3 / (120 n i), \quad (1.3)$$

або в об'ємних одиницях (мм³/цикл):

$$\Delta V_u = g_e N_e \tau_{\text{дв}} 10^3 / (120 n i \rho_{\text{дн}}), \quad (1.4)$$

З урахуванням стиснення палива, його витоків через нещільності, а також у зв'язку з деформацією паливопроводів високого тиску, теоретична подача секції паливного насоса V_m , яка відповідає геометричній, повинна бути більше циклової подачі палива Δg_u , тобто:

$$V_{\text{мдн}} = \Delta V_u / \eta_n, \quad (1.5)$$

де η_n – коефіцієнт, що враховує вплив на подачу насоса розглянутих раніше чинників.

Для автотракторних дизелів при номінальному режимі $\eta_n = 0,7 \dots 0,9$ [1]. З урахуванням удосконаленої паливної апаратури, в якій передбачене “врізання” у паливну магістраль високого тиску каналу, по якому підводиться альтернативне паливо, приймаємо найнижче значення коефіцієнту подачі, тобто $\eta_n = 0,7$.

Теоретична циклова подача, яка відповідає об'єму, описаному плунжером (мм³/цикл):

$$V_m = f_{nl} S_{nl}, \quad (1.6)$$

де f_{nl} - площа поперечного перерізу плунжера мм²;

S_{nl} - повний хід плунжера, мм.

У зв'язку з передбаченим в паливному насосі перепуском частини палива, а також додатковою витратою палива на режимах пуску і перевантаження, дійсну подачу насоса $V_{\partial n}$ приймають з урахуванням цих чинників рівній:

$$V_{\partial} = (2,5 - 3,2) V_{m\partial n}. \quad (1.7)$$

З урахуванням V_{∂} визначають основні розміри паливного насоса (діаметр d_{nl} і хід S_{nl} плунжера) з виразу:

$$V_{\partial} = f_{nl} S_{nl} = \pi d_{nl}^2 S_{nl} / 4. \quad (1.8)$$

З конструктивних міркувань задаються відношенням ходу плунжера до діаметра плунжера $S_{nl}/d_{nl} = 1,2 \dots 1,7$.

Тоді діаметр плунжера:

$$d_{nl} = \sqrt[3]{\frac{4V_{\partial}}{\pi S_{nl} / d_{nl}}}, \quad (1.9)$$

Отримані розрахунком значення діаметра і ходу плунжера необхідно скоректувати з урахуванням типорозмірного ряду, прийнятого по ГОСТ 10578-74 [1].

Діаметр плунжера $d_{пл} : 5; 5,5; 6; 6,5; 7; 7,5; 8; 8,5; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 16$ мм.

Хід плунжера $S_{пл} : 6; 7; 8; 9; 10; 12; 16; 20$ мм.

Тоді повний хід плунжера:

$$S_{nl} = (S_{nl} / d_{nl}) \cdot d_{nl}, \quad (1.10)$$

Приймаємо хід плунжера з типорозмірного ряду. Після вибору діаметра плунжера визначають його активний хід:

$$S_{акт} = V_m / f_{nl} = 4 \cdot V_m / (\pi \cdot d_{nl}^2). \quad (1.11)$$

При проектуванні паливної апаратури зазвичай передбачають можливість збільшення активного ходу плунжера на 25...30% з урахуванням роботи дизеля з перевантаженням і компенсації зносу плунжерної пари. Найбільш прийнятніше відношення повного ходу плунжера до його активного ходу складає 3,00...4,25.

Середня швидкість руху плунжера:

$$C_{пл} = S_{акт}/\tau_{акт} = 6 n_k S_{акт}/\varphi_{акт} , \quad (1.12)$$

де $\tau_{акт}$ – тривалість паливоподачі, с,

n_k – швидкість обертання кулачкового вала паливного насоса, хв⁻¹,

$\varphi_{акт}$ – тривалість паливоподачі, градусів повороту кулачкового вала насоса (п.в.н.),

$$n_k = n/2, \quad (1.13)$$

$$\varphi_{акт} = \varphi_{впр}/\Delta, \quad (1.14)$$

де $\varphi_{впр}$ – тривалість впорскування палива в циліндр дизеля, градусів повороту вала насоса,

Δ – коефіцієнт, що враховує збільшення дійсної тривалості впорскування в порівнянні з геометричною ($\Delta = 1,3...1,7$); при цьому великі значення відносяться до більш високого тиску впорскування.

Приймаємо тривалість впорскування 14° п.к.в, та коефіцієнт $\Delta = 1,3$.

При розрахунку діаметра соплових отворів розпилювача форсунки циклова подача, яка визначається по формулі (1.5), прирівнюється до подачі, одержаної з рівняння:

$$\Delta V_u = f_c \mu_\phi \omega_\phi \Delta\tau 10^3 , \quad (1.15)$$

де f_c – сумарна площа соплових отворів форсунки, мм²,

μ_ϕ – коефіцієнт витрати палива (μ_ϕ приймають в межах 0,65...0,85), приймаємо $\mu_\phi = 0,75$,

ω_ϕ – середня швидкість витікання палива через соплові отвори розпилювача, м/с,

$\Delta\tau$ – час витікання палива через сопло форсунки, с:

$$\Delta\tau = \varphi_{впр}/(6 n_k), \quad (1.16)$$

Для визначення середньої швидкості ω_ϕ , у формулі (1.15), використовуємо формулу (1.1) з урахуванням різниці тиску:

$$\omega_\phi = \sqrt{(p_\phi - p_u) \cdot (2/(\rho_{\text{дн}} \cdot 10^3))} \cdot 10^6 \quad (1.17)$$

де p_ϕ – середній тиск розпилювання, МПа,

p_u – середній тиск газу в циліндрі в період впорскування, МПа,

$$p_u = (p_c'' + p_z)/2, \quad (1.18)$$

де p_c'' – тиск в кінці процесу стиску з урахуванням впливу на нього запалювання горючої суміші, МПа,

$$p_c'' = (1,15 - 1,25) \cdot p_c. \quad (1.19)$$

Середній тиск впорскування p_ϕ в автотракторних дизелях знаходиться в межах 15...40 МПа і залежить в першу чергу від затягування пружини форсунки, гідравлічного опору соплових отворів, діаметра і швидкості руху плунжера. При цьому значення середньої швидкості витікання палива змінюється в широких межах – $\omega_\phi = 150...300$ м/с.

Діаметр соплового отвору розпилювача форсунки (мм):

$$d_c = \sqrt{4 f_c (\pi m)}, \quad (1.19)$$

де m – число соплових отворів в розпилювачі.

Число і розташування соплових отворів в розпилювачі приймають з урахуванням способу сумішоутворення і типу камери згоряння. В дизелях з об'ємним способом сумішоутворення застосовують багатодірчасті розпилювачі з малим діаметром соплових отворів (0,20...0,35 мм), в дизелях з об'ємно-плівковим і плівковим сумішоутворенням застосовують одно- або дводірчасті розпилювачі з $d_c = 0,4...0,6$ мм.

За допомогою приведених розрахункових формул можна визначити основні розміри паливного насоса і форсунки з відомим наближенням, а в процесі подальшого доведення паливної апаратури їх уточнюють.

На тракторних і автомобільних дизелях в більшості випадків застосовується паливна апаратура роздільного типу, яка складається з багатоплунжерного або розподільного паливного насоса з механічним (кулачковим) приводом плунжера та із золотниковим регулюванням циклової подачі (по її закінченні), трубопроводу високого тиску та гідравлічно керуючих форсунок. Така система відрізняється простотою конструкції і зручністю регулювання подачі палива.

Розглянемо фізичну суть процесу сумішоутворення за допомогою критеріальних залежностей А. С. Лишевського [2].

Для визначення шляху струменя паливної суміші від розпилювача до границі між початковою та основними фазами розвитку струменя, розглянемо основні критерії.

Середня швидкість за час впорскування циклової порції палива:

$$U_0 = \frac{B_{\text{ц}}}{\mu \cdot f_{\text{с}} \cdot i_{\text{с}} \cdot \rho_{\text{т}} \cdot \tau_{\text{впр}}}, \quad (1.20)$$

де $B_{\text{ц}}$ - циклова подача палива,

$\mu = 0,7$ – коефіцієнт поперечного перерізу струменя,

$f_{\text{с}}$ - площа поперечного перерізу соплового отвору,

$i_{\text{с}}$ - кількість соплових отворів,

$\rho_{\text{т}}$ - густина палива,

$\tau_{\text{впр}}$ - час впорскування.

Критерій Вебера, що характеризує співвідношення сил поверхневого натягу та сил інерції:

$$W_e = \frac{U_0^2 \cdot d_c \cdot \rho_{\text{т}}}{\sigma_{\text{т}}}, \quad (1.21)$$

де d_c - діаметр соплового отвору,

$\sigma_{\text{т}}$ - коефіцієнт поверхневого натягу палива.

Критерій M , що характеризує співвідношення сил поверхневого натягу

та в'язкості:

$$M = \frac{\mu_T^2}{\rho_T \cdot d_c \cdot \sigma_T}, \quad (1.22)$$

де μ_T - динамічна в'язкість палива.

Відношення густини газів в циліндрі ρ_a до густини палива ρ_T :

$$\rho = \frac{\rho_a}{\rho_T}. \quad (1.23)$$

Тоді, шлях струменя паливної суміші до границі між початковою та основною фазами розвитку струменя згідно критеріальної залежності [2]:

$$l_T = C_S \cdot d_c \cdot W_e^{0,25} \cdot M^{0,4} \cdot \rho^{-0,6}, \quad (1.24)$$

де $C_S = 8,85$ – коефіцієнт, що залежить від конструктивних особливостей [2].

Виразимо площу поперечного перерізу f_C через діаметр d_c :

$$f_C = \frac{\pi \cdot d_c^2}{4}. \quad (1.25)$$

1.3.2 Математичні моделі згорання в дизелі. Моделювання процесу згорання в дизельних двигунах ускладнюється не тільки тим, що на процес горіння впливає багато факторів, але й ще й тим, що на процес горіння накладається процес впорскування й розпилювання.

Найпростіший спосіб моделювання, що зустрічається в літературних джерелах, це моделювання за допомогою експоненціального закону Вібе І. І.

Процеси сумішоутворення і згорання в дизельних двигунах роблять значний вплив на ефективні показники їх роботи. Тому особливу увагу при розрахунку робочого процесу в циліндрі двигуна приділяється достовірності експериментальних (розрахункових) характеристик тепловиділення, інтегрально відображають процес згорання (вигорання) палива. Великий науковий внесок в дослідження процесу згорання вніс І. І. Вібе, книга [1] якого до цих пір користується популярністю серед фахівців, що займаються удосконаленням двигунів, що працюють на альтернативних видах палива [2].

Згідно [1] частка вихідної речовини x , прореагировавшего до даного моменту часу t або до даного положення колінчастого вала, описується виразом:

$$x = 1 - \exp \left[-C \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right], \quad (1.26)$$

де C - постійна, яка залежить від частки згорілого палива до моменту кінця згоряння; φ - кут повороту колінчастого вала, рахуючи від моменту початку згоряння (запалення), град. повороту колінчастого вала (ПКВ); φ_z - тривалість згоряння, град. ПКВ; m - показник характеру згоряння (характер зміни в часі відносної щільності ефективних центрів в процесі згоряння). Постійна C визначається рівнянням:

$$C = \ln(1 - x_z), \quad (1.27)$$

де x_z - частка палива, що згорає до моменту практичного кінця реакції. Диференціюючи формулу (1) по куту повороту колінчастого вала, отримуємо рівняння відносної швидкості згоряння:

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{-C \cdot (m+1)}{\varphi_z} \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^m \cdot \exp \left[-C \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] \cdot \frac{1}{\text{град.}} \quad (1.28)$$

Показник m впливає на характер протікання кривій згоряння. В роботі [1] наводиться характерні криві частки вигорілого палива і швидкості тепловиділення в залежності від показника m , який змінюється в діапазоні від 0 до 7. Великий внесок у дослідження процесу згоряння (теповиділення) дизеля 4Ч11,0 / 12,5 вніс російський вчений, д.т.н., професор Ліханов В. А. в своїх наукових працях, пов'язаних із застосуванням метанолу-паливної емульсії.

Розглянемо експериментальну характеристику тепловиділення дизеля 4Ч11,0 / 12,5 при його роботі на дизельному паливі (ДТ) [2]. Інтегральна характеристика тепловиділення представлена на рис. 1, а на рис. 2 приведена диференціальна характеристика (швидкість) тепловиділення.

Для адекватного моделювання процесу згоряння двигуна 4Ч11,0 / 12,5 пропонується провести апроксимацію наявних експериментальних

характеристик тепловиділення, з метою отримання математичних залежностей, що описують фізичний процес протікання цих характеристик. Отримана на основі цих залежностей математична модель дозволить надалі адекватно моделювати характеристики тепловиділення зазначеного двигуна.

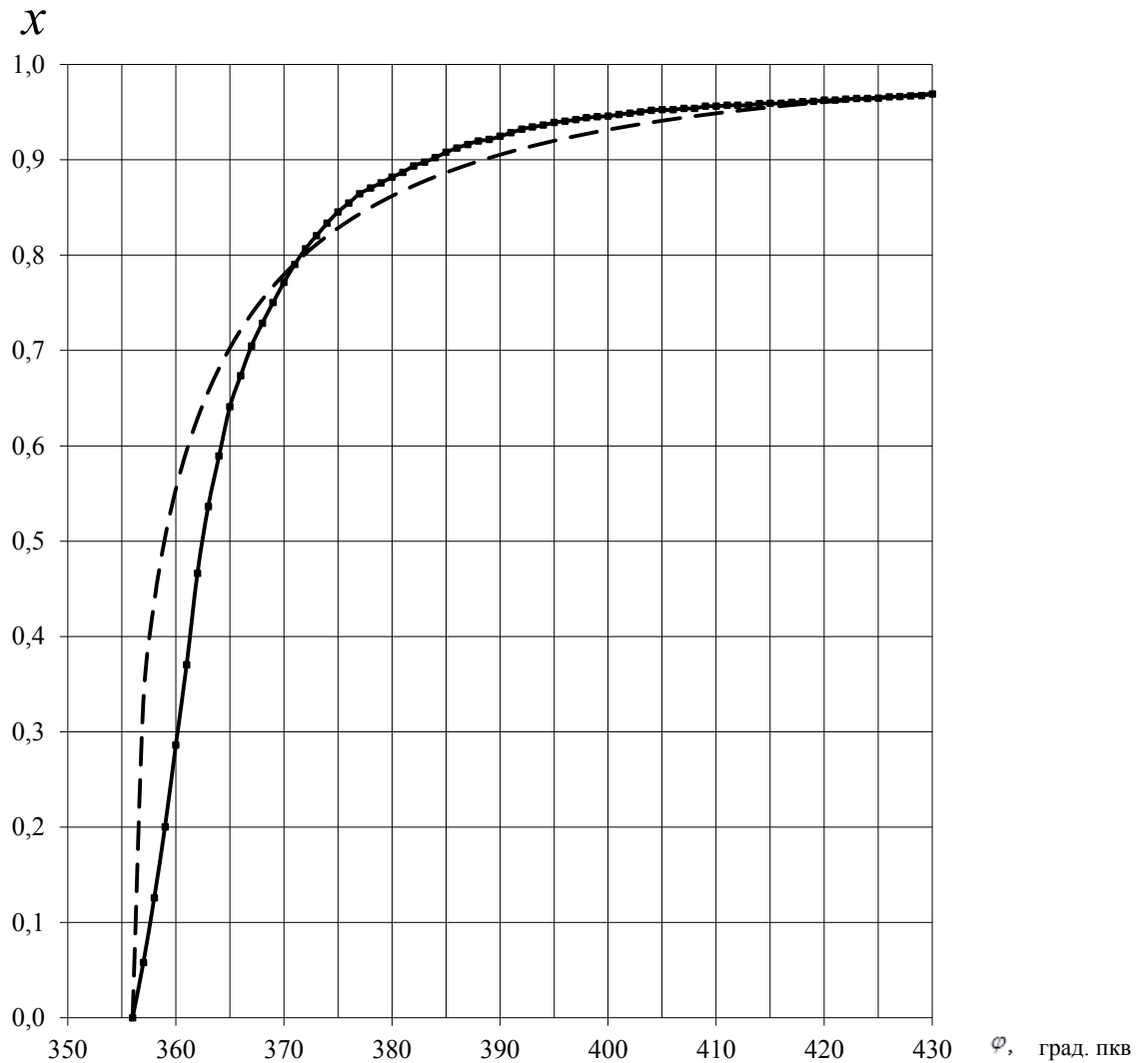


Рис. 1.9 - Інтегральні характеристики тепловиділення дизеля

4Ч11,0 / 12,5 на номінальному режимі при роботі на ДТ:

- - експериментальна,
- - апроксимація за допомогою рівняння згоряння Вібе І. І. ($m = - 0,5$);
- ■ ■ ■ - апроксимація за допомогою рівняння згоряння Вібе І. І. зі змінним показником характеру згоряння.

При апроксимації процесу згоряння (характеристик тепловиділення)

важливо вибрати прості і досить точні математичні залежності. Простота методу дає можливість зрозуміти принцип розрахунків не тільки фахівцям в області теплових двигунів, але інженерам-спеціалістам суміжних спеціальностей.

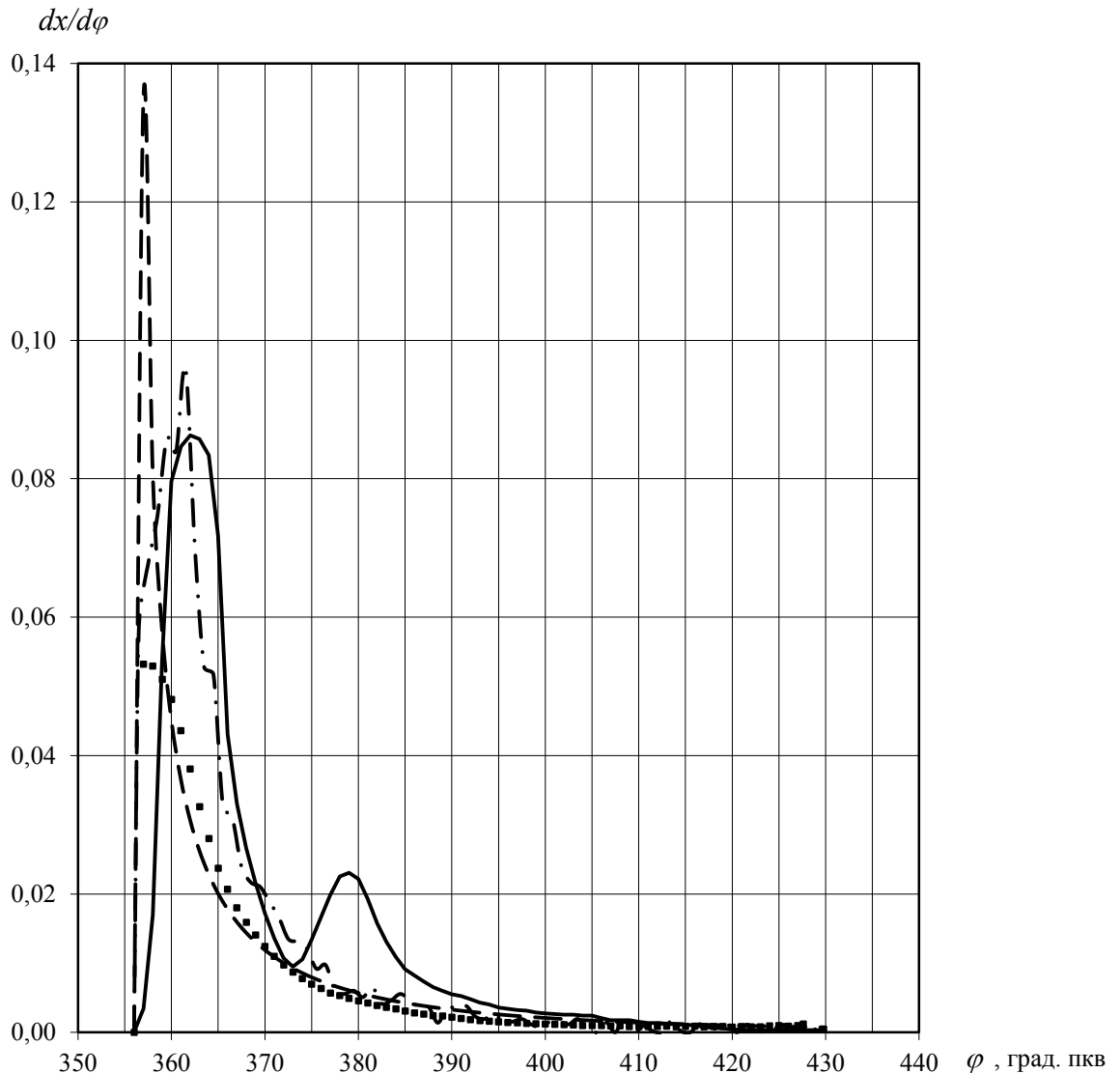


Рис. 1.10 – Диференційні характеристики тепловиділення дизеля 4Ч11,0 / 12,5 на номінальному режимі на ДП:

— - експериментальна, — — - апроксимація за допомогою рівняння швидкості згоряння Вібе I. I. ($m = -0,5$), — · — - апроксимація за допомогою рівняння швидкості згоряння Вібе I. I. зі змінним показником характеру згоряння, — · — · — · - уточнена шляхом графічного диференціювання інтегральної експериментальної характеристики тепловиділення.

Таким чином, аналізуючи роботу [8] можна зробити висновок, що показник характеру згоряння m не може бути постійною величиною, і він повинен змінюватися в залежності від часу t або від положення колінчастого вала. Вперше використання змінного показника m було запропоновано харківськими вченими Н. Ф. Разлейцевим і А. І. Філіпковський в роботі [3].

У більш ранній роботі Разлейцева Н. Ф. [4] була представлена нова модель процесу згоряння в порівнянні з моделлю Вібе І. І. На відміну від моделі Вібе І. І., яка заснована на математичному моделюванні основних фізичних явищ, модель Разлейцева Н. Ф. враховує фізико-хімічні перетворення в процесах впорскування, розпилювання, сумішоутворення і згоряння. Однак моделювання згоряння по Разлейцеву Н. Ф. вимагає ретельного вибору і обґрунтування вихідних режимних, регулювальних і конструктивних параметрів двигуна.

Експоненціальна модель Вібе І. І. в цьому відношенні відрізняється простотою, про що було навіть вказано в роботі [3]. В роботі [5] наведено математична модель процесу згоряння, в якій використовується змінний показник характеру згоряння m , сумарно характеризує кінетичні особливості та інтенсивність процесів в конкретних умовах сумішоутворення і згоряння. Ідея використання змінного показника m , розвинули в дисертаційній роботі Лінькова О. Ю. [6], пов'язаної з дослідженням роботи дизеля на біодизельному паливі.

Незважаючи на всі переваги розглянутих моделей, ми в даній роботі схилиємося до експоненційної моделі Вібе І. І., як найбільш простий метод моделювання процесу згоряння, не вимагає вдаватися в особливості фізико-хімічних перетворень в циліндрі двигуна і доступному, таким чином, більш широкому колу фахівців. Ця модель дає можливість описувати процес згоряння за допомогою математичного апарату, правильно поставивши показником згоряння m . Якраз остання умова і становить найбільшу складність.

В роботі [8] пропонується визначати показник m математично, виходячи з даних експериментального дослідження. Для цього потрібно, маючи певну частку речовини x , що прореагувала (кількість виділеного тепла), виразити показник характеру згоряння m - вирішити зворотну задачу Вібе І. І. [8]:

$$m_{\text{var}} = \frac{\ln \left[\frac{\ln(1-x)}{\ln(1-x_z)} \right]}{\ln \varphi - \ln \varphi_z} - 1 \quad (1.29)$$

Таким чином, рівняння (1.29) є рішенням оберненої задачі Вібе І. І. Підставляючи числові значення у формулу (1.29), можна визначити змінний показник характеру згоряння в залежності від кута повороту і кількості виділив тепла x , задавшись відомою тривалістю згоряння. Перевірку правильності розв'язання оберненої задачі виробляємо шляхом підстановки поточних значень x і, а також постійних значень i , певних з вихідної інтегральної характеристики тепловиділення, в формулу (1.29), а потім в формулу (1.26), з кроком зміни кута - 1 град. ПКВ. В результаті перевірки розрахунків за формулами (1.29) і (1.26) дає абсолютну збіжність результатів з вихідної кривої інтегральної характеристики. Інша ситуація з апроксимацією диференціальної характеристики тепловиділення. Першу спробу апроксимації виробляємо за допомогою формули (1.28) підставляючи постійний показник. В результаті отримуємо штрихову криву (див. Рис. 1.10). Як бачимо, апроксимація кривих швидкості тепловиділення, при використанні постійного показника характеру згоряння, не дає бажаних результатів (див. Рис. 1.10, штрихову лінію порівнюємо із суцільною).

Другу спробу апроксимації виробляємо за допомогою формули (1.28), підставляючи змінний показник характеру згоряння, який визначається формулою (1.29). Така апроксимація теж не дає бажаний результат (див. Рис. 1.10, пунктирну лінію порівнюємо із суцільною). Далі нами було проаналізовано відповідність інтегральної і диференціальної

характеристик, наведених у роботі [2]. Було вироблено інтегрування вихідної кривої диференціальної характеристики тепловиділення (суцільної лінії рис. 1.10), в результаті повинні були отримати вихідну інтегральну характеристику тепловиділення (суцільну лінію рис. 1.9). Однак лінія, отримана шляхом графічного інтегрування, вийшла за межі одиниці, що суперечить фізичному змісту процесу тепловиділення. Також графічне диференціювання лінії вихідної інтегральної характеристики тепловиділення не дає вихідну лінію диференціальної характеристики. Очевидно, автором роботи [2] була допущена неточність, що призвело до математичного невідповідності ліній інтегральної і диференціальної характеристик, але не вплинуло на загальний характер тепловиділення в циліндрі зазначеного дизеля. Тому було прийнято рішення: приймати за вихідну експериментальну інтегральну лінію тепловиділення (рис. 1,9, суцільна лінія), а шляхом її диференціювання уточнити експериментальну криву швидкості тепловиділення (див. Рис. 1.10).

Тепер уточнену криву диференційної характеристики (швидкості) тепловиділення приймаємо як вихідну. Проте, ні перша, ні друга спроба апроксимації вихідної кривої швидкості тепловиділення не дає очікуваного результату, тому приходимо до висновку, що формула (1.28) не придатна для апроксимації зі змінним показником характеру згоряння, так як взаємозв'язок рівнянь (1.26) і (1.28) справедлива тільки за умови. Оскільки, i є функцією, яка залежить від кута повороту колінчастого вала (φ), потрібно враховувати цю обставину.

З урахуванням сказаного формула (1.26) набуде вигляду:

$$x = 1 - \exp^{C \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m(\varphi)+1}}. \quad (1.30)$$

Продиференціювавши рівняння (1.30) по куту пкв φ отримують [8]:

$$\frac{dx}{d\varphi} = -e^{C \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m(\varphi)+1}} \times C \cdot \frac{dm}{d\varphi} \cdot \left[\frac{m(\varphi) + 1}{\varphi_z} \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m(\varphi)} - \ln \varphi_z \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m(\varphi)+1} \right]. \quad (1.31)$$

В результаті огляду літературних джерел було встановлено, що найбільш простим методом моделювання процесу згоряння є метод моделювання по експоненційній залежності Вібе I. I. з заданим показником характеру згоряння.

Апроксимація процесу згоряння в дизелі 4Ч11,0 / 12,5 можлива за допомогою моделі Вібе I. I., використовуючи змінний показник характеру згоряння, певний шляхом вирішення "оберненої задачі Вібе I. I.", виходячи з даних експериментального дослідження дизеля 4Ч11,0 / 12,5.

Однак апроксимація кривої швидкості тепловиділення із застосуванням формули (1.28) і змінного показника згоряння не дозволяє отримати збіг з експериментальними даними.

Для того щоб отримати достовірну збіжність теоретичної і експериментальних кривих потрібно зробити диференціювання залежності (1.26) з урахуванням зміни показника m .

Особливу увагу викликає математична модель згорання біопалива, розглянута в роботі Лінькова [23], яка враховує фізико-хімічні зміни робочого тіла в циліндрі двигуна.

Основна концепція методики Лінькова полягає в тому, що розглядається характеристика тепловиділення дизеля з наддувом, в якій крива швидкості тепловиділення має двохпіковий характер (рис. 1.11).

Для моделювання характеристики тепловиділення (див. рис. 1.11), використовується математична модель, що моделює швидкість тепловиділення з двохпіковим характером.

Тривалість періоду затримки запалення визначають за формулою проф. А.І. Толстова [6]:

$$\tau_i = 0.01 \cdot B_{10} \cdot (1 - k_1 \cdot n) \cdot \left(\frac{T_H}{P_H} \right)^{0.5} \cdot \exp \left(\frac{E_i}{8.134 \cdot T_H} \right), \quad (1.32)$$

де: B_{10} , k_1 - константи;

P_H , T_H - тиск і температура заряду в момент початку впорскування;

E_i - енергія активації палива, кДж / кмоль.

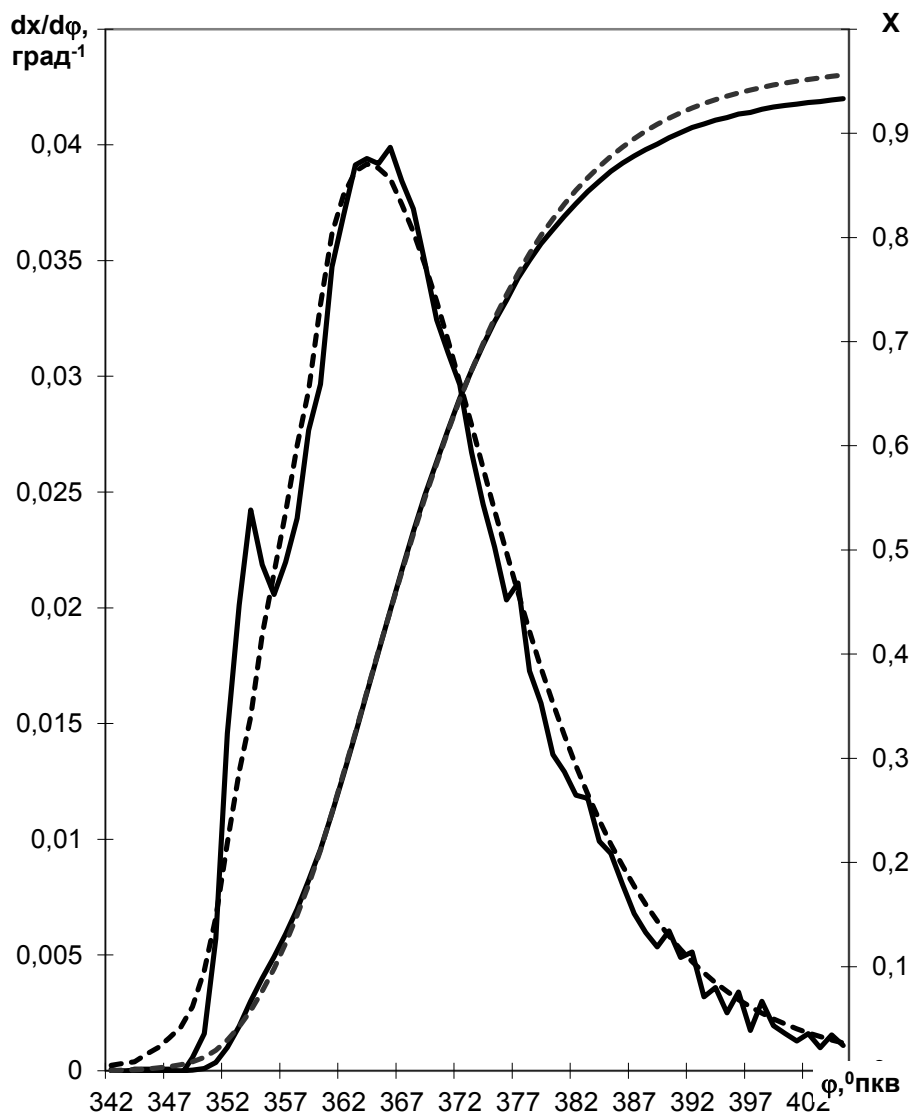


Рис. 1.11. Порівняння експериментальних і розрахункових характеристик тепловиділення (- - - - - розрахунок за методикою к.т.н. О.І. Філіпковського; ----- експериментальні дані)

Значення енергії активації альтернативних палив легко отримати з експериментальних характеристик тепловиділення.

Визначивши значення періоду затримки запалення можна розрахувати від першого піку на кривій швидкості тепловиділення.

Тривалість згорання від початку до першого піку:

$$\bar{\varphi}_{mi} = 0.14 + \frac{0.03 \cdot b_u \cdot \tau_{выгi}}{6 \cdot n} \quad (1.33)$$

або

$$\bar{\tau}_{mi} = 0.14 + 0.03 \cdot b_u \cdot \tau_{выгi}. \quad (1.34)$$

Показник динаміки згоряння для першого піку швидкості тепловиділення:

$$m_i = 10 \cdot \bar{\varphi}_{mi} \left(1 - \bar{\varphi}_{mi} \right) \quad (1.35)$$

або

$$m_i = 10 \cdot \bar{\tau}_{mi} \left(1 - \bar{\tau}_{mi} \right). \quad (1.36)$$

Швидкість тепловиділення першого піку:

$$\frac{dx}{d\tau} = -C \exp(C \bar{\varphi}_{mi}^{+1}) \left[(m_i + 1) \bar{\varphi}_{mi}^{-m_i} + \bar{\varphi}_{mi}^{-m_i + 1} \ln \bar{\varphi}_{mi} \frac{dm_i}{d\bar{\varphi}_{mi}} \right] \frac{6n}{\varphi_{Zi}}. \quad (1.37)$$

Також в даній роботі враховується поправочна функція, що враховує фактичні умови випаровування крапель при горінні:

$$Y = y(W_T \cdot d_{32})^{0.75} \cdot p_c^{0.25}. \quad (1.38)$$

де y - коефіцієнт поправочний функції константи випаровування палива;

W_T - тангенціальна швидкість руху заряду в камері згорання, що знаходиться за формулою:

$$W_T = \pi \cdot H \cdot n \cdot d_z / 60, \text{ м/с}. \quad (1.39)$$

Константа турбулентного випаровування крапель при горінні:

$$K_u = Y \cdot K_{um}, \text{ м}^2/\text{с}. \quad (1.40)$$

де K_{um} - константа турбулентного випаровування крапель при горінні, знаходимо:

$$K_{um} = 1 / (10^6 \cdot p_c), \text{ м}^2/\text{с}. \quad (1.41)$$

Відносна константа випаровування:

$$B_u = K_u / d_{32}^2, \text{ с}^{-1}. \quad (1.42)$$

Середній перепад тиску при впорскуванні палива:

$$\Delta p_f = 5 \cdot 10^{-7} \cdot \rho_f (U_0 / \varphi_c)^2, \text{ МПа.} \quad (1.43)$$

Коефіцієнт розміру великих крапель, що утворюються в кінці впорскування

$$B = 1.5 + 0.018 \cdot \exp(\Delta p_f^{0.272}). \quad (1.44)$$

Середній поверхневий діаметр великих крапель

$$d_k = B \cdot d_{32}, \text{ м.} \quad (1.45)$$

Поправочная функція, що враховує фактичні умови випаровування великих крапель при горінні:

$$Y_k = Y \cdot B^{0.75}. \quad (1.46)$$

Константа турбулентного випаровування великих крапель при горінні:

$$K_{uk} = Y_k \cdot K_{um}, \text{ м}^2/\text{с.} \quad (1.47)$$

Тривалість випаровування великих крапель:

$$\tau_{ucn} = d_k^2 / K_{uk}, \text{ с.} \quad (1.48)$$

Період затримки займання:

$$\tau_i = 10^{-2} \cdot B I_0 \cdot (1 - k I \cdot n) \cdot (T_H / P_H)^{0.5} \cdot \exp\left(\frac{E_i}{8.314 \cdot T_H}\right), \text{ с.} \quad (1.49)$$

Поправочна функція на час вигорання парів палива:

$$K_\alpha = 1 + 2.5 \cdot 10^6 \cdot K_{um} / (\alpha - 1). \quad (1.50)$$

Тривалість вигорання палива, що випарувалося за час τ_i .

$$\tau_{выг} = \tau_i \cdot K_\alpha, \text{ с;} \quad (1.51)$$

$$\varphi_{zi} = 6 \cdot n \cdot \tau_{выг}, \text{ }^\circ \text{ПКВ.} \quad (1.52)$$

Тривалість вигорання великих крапель, які надійшли в кінці впорскування:

$$\tau_{выг} = \tau_{ucn} \cdot K_\alpha, \text{ с.}$$

Тривалість згорання

$$\varphi_z = \varphi_{впр} + 6 \cdot n \cdot \tau_{выг}, \text{ }^\circ \text{ПКВ.}$$

2 ТЕОРИТИЧНА ЧАСТИНА

2.1 Тепловий розрахунок двигуна ЯМЗ-238Е2 на дизельному та біодизельному паливі

2.1.1 Тепловий розрахунок двигуна ЯМЗ-238Е2 на дизельному паливі. Тепловий розрахунок виконується з метою визначення параметрів (тиску і температури) суміші газів у циліндрі двигуна в будь-який момент робочого процесу. На основі теплового розрахунку проводять динамічний розрахунок деталей кривошипно – шатунного механізму, порівнюють технічні і економічні показники двигуна прототипа і розрахункового двигуна.

Вибір вихідних даних:

- прототип штатного двигуна – ЯМЗ-238Е2;
- номінальна потужність – $N_e = 184$ кВт;
- експлуатаційна потужність – $N_e = 168$ кВт;
- номінальна частота обертання колінчастого вала $n = 1900$ об/хв;
- ступінь стиску - $\varepsilon = 16,5$;
- питома витрата палива – $g_e = 220$ г/кВт · год;
- відношення ходу поршня до його діаметру – $\frac{S}{D} = \frac{140}{130} = 1,077$;
- коефіцієнт підвищення тиску - $\lambda = 1,65$;
- коефіцієнт надлишку повітря - $\alpha = 1,8$;
- коефіцієнт активного тепловиділення – $\xi = 0,7$;
- температура підігрівання заряду - $\Delta T = 10$ °К;
- температура відпрацьованих газів - $T_f = 750$ °К;
- показник політропи розширення – $n_2 = 1,2$.

Вихідні дані та розрахункові параметри вибираються за показниками двигуна-прототипа та згідно рекомендованих параметрів теплового розрахунку.

Процес впуску. Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{P_r(T_0 + \Delta T)}{(\varepsilon \cdot P_a - P_r) \cdot T_r}, \quad (2.1)$$

де $T_0 = 293 \text{ }^{\circ}\text{K}$ – температура повітря;

$$P_a = P_{\kappa} - \Delta P_a \text{ (МПа)}.$$

$$P_r = 0,88 \cdot P_{\kappa} = 0,88 \cdot 0,157 = 0,138 \text{ МПа},$$

де $P_{\kappa} = 0,157 \text{ МПа}$ – тиск турбонадуву;

ΔP_a - втрати тиску при впуску, МПа;

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \xi_{\text{en}}) \omega_{\text{en}}^2 \rho_{\kappa} 10^{-6} / 2, \quad (2.2)$$

де ρ_{κ} - густина заряду при впуску;

$$\rho_{\kappa} = P_{\kappa} \cdot 10^6 / (R_n \cdot T_{\kappa}), \quad (2.3)$$

де T_{κ} - температура повітря в компресорі, $^{\circ}\text{K}$,

$$T_{\kappa} = T_0 (p_{\kappa} / p_0)^{(n_{\kappa}-1)/n_{\kappa}}, \quad (2.4)$$

де $n_{\kappa} = 1,52$ - показник політропи стиску в компресорі,

$R_n = 287 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{град)}$ – універсальна газова стала,

β_3 та ω_{en} – відповідно коефіцієнт затухання швидкості та середня швидкість руху заряду (м/с) у найменшому перерізі впускної системи;

ξ_{en} - коефіцієнт опору впускної системи, приведений до найменшого перерізу впускної системи.

Приймаємо згідно [6] вплив даних коефіцієнтів β_3 та ξ_{en} на втрати тиску – $(\beta_3^2 + \xi_{\text{en}}) = 2,54$, $\omega_{\text{en}} = 88 \text{ м/с}$.

Підставляємо значення у формули 2.1 – 2.4:

$$T_{\kappa} = 293(0,157/0,1)^{(1,52-1)/1,52} = 341,9 \text{ }^{\circ}\text{K},$$

$$\rho_{\kappa} = 0,157 \cdot 10^6 / (287 \cdot 341,9) = 1,6 \text{ кг/м}^3,$$

$$\Delta P_a = 2,54 \cdot 88^2 \cdot 1,6 \cdot 10^{-6} / 2 = 0,016$$

$$P_a = P_k - \Delta P_a = 0,157 - 0,016 = 0,141 \text{ (МПа)};$$

$$\gamma_r = \frac{0,138(293 + 10)}{(16,5 \cdot 0,141 - 0,138)750} = 0,03$$

Температура в кінці процесу впуску:

$$T_a = (T_k + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r) / (1 + \gamma_r) = (341,9 + 10 + 0,03 \cdot 750) / (1 + 0,03) = 363,3 \text{ (°K)}.$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{1}{P_k} \cdot (\varepsilon \cdot P_a - P_r), \quad (2.5)$$

$$\eta_v = \frac{1}{16,5 - 1} \cdot \frac{341,9}{341,9 + 10} \cdot \frac{(16,5 \cdot 0,141 - 0,138)}{0,157} = 0,875.$$

Процес стиску

Тиск і температура у циліндрі двигуна в процесі стискування змінюються за законами:

$$P_X = P_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_X} \right)^{n-1}, \quad (2.6)$$

$$T_X = T_a \left(\frac{V_a}{V_X} \right)^{n-1}, \quad (2.7)$$

де P_X і T_X – тиск і температура газів, відповідно, у будь-який момент стиску при положенні поршня відносно верхньої мертвої точки,

V_a і V_X – повний об'єм і об'єм циліндра над поршнем при положенні поршня S_X , відповідно.

Тиск в кінці процесу стиску:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}, \quad (2.8)$$

де n_1 – показник політропи стиску,

$$n_1 = 1,41 - \frac{100}{n} = 1,41 - \frac{100}{1900} = 1,357$$

$$P_c = 0,141 \cdot 16,5^{1,357} = 6,348 \text{ (МПа)}.$$

Температура кінця стиску:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{(n_1-1)}, \text{ } ^\circ\text{K}, \quad (2.9)$$

$$T_c = 363,3 \cdot 16,5^{1,357-1} = 989,4 \text{ (} ^\circ\text{K)}.$$

Процес горіння

Теоретично необхідна кількість повітря l_0 для згорання одного кілограма палива з складом C, H, O визначається згідно рівняння:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right), \text{ [кг/кг]}, \quad (2.10)$$

або
$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \text{ [кмоль/кг]}, \quad (2.11)$$

де 0,23 та 0,21 - вміст кисню в повітрі по масі та об'єму, відповідно;

$$C = 0,857, \quad H = 0,133, \quad O = 0,010.$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \cdot 0,857 + 8 \cdot 0,133 - 0,010 \right) = 14,5 \text{ (кг/кг)}.$$

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{0,857}{12} + \frac{0,133}{4} - \frac{0,010}{32} \right) = 0,5 \text{ (кмоль/кг)}.$$

Молярна маса повітря

$$\mu_n = \frac{l_0}{L_0} = 29 \text{ (кг/кмоль)}.$$

Реальна паливо-повітряна суміш відрізняється від стехіометричної. Дійсну кількість повітря для приготування суміші з 1 кг палива визначають за формулою:

$$L_{0Д} = \alpha \cdot L_0, \text{ [кмоль/кг]}, \quad (2.12)$$

де α - коефіцієнт надлишку повітря згідно вихідних даних,

$$L_{0Д} = 1,8 \cdot 0,5 = 0,9 \text{ (кмоль/кг)}.$$

Кількість паливо-повітряної суміші M_1 , що одержують з 1 кг палива:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + 1/\mu_t \text{ [кмоль/кг]}, \quad (2.13)$$

μ_t - молекулярна маса палива, кг/кмоль,

$\mu_t = 190$ кмоль/кг для дизельних палив.

$$M_1 = 1,51 \cdot 0,5 + 1/190 = 0,905 \text{ (кмоль/кг)}.$$

Після згорання M_1 паливо - повітряної суміші утворюється деяка кількість M_2 продуктів згорання.

$$\text{При } \alpha > 1 \quad M_2 = \alpha L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32}, \text{ [кмоль/кг]} \quad (2.14)$$

$$M_2 = 1,51 \cdot 0,5 + \frac{0,133}{4} + \frac{0,010}{32} = 0,934 \text{ (кмоль/кг)}.$$

Зміна кількості кмолів газу в циліндрі оцінюється хімічним коефіцієнтом молекулярної зміни β_0 :

$$\beta_0 = M_2 / M_1,$$

$$\beta_0 = 0,934 / 0,905 = 1,031$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни β з урахуванням впливу залишкових газів:

$$\beta = (\beta_0 + \gamma_r) / (1 + \gamma_r) = (1,031 + 0,03) / (1 + 0,03) = 1,03.$$

1.1.5 Рівняння процесу згорання для дизелів

$$\beta \cdot \mu_{PZ} \cdot T_Z = \frac{\xi \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot (1 + \gamma_r)} + (\mu_{VC} + 8,314 \cdot \lambda) \cdot T_C, \quad (2.15)$$

де μ_{PZ} і μ_{VC} – мольні теплоємності продуктів згорання при постійному об'ємі і постійному тиску, відповідно, у кДж/кмоль·град;

T_Z і P_Z - температура (°К) і тиск (МПа) в кінці згорання;

$Q_H = 42500$ кДж/кг - нижча теплота згорання;

$$\mu_{VC} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_C, \quad (2.16)$$

$$\mu_{VC} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot 989,4 = 21,882 \text{ кДж/кмоль·град,}$$

$$\mu_{VZ} = (20,2 + 0,92/\alpha) + (15,5 + 13,8/\alpha) \cdot 10^{-4} \cdot T_Z, \quad (2.17)$$

$$\mu_{VZ} = (20,2 + 0,92/1,8) + (15,5 + 13,8/1,8) \cdot 10^{-4} \cdot T_Z,$$

$$\mu_{VZ} = 20,71 + 23,17 \cdot 10^{-4} \cdot T_Z,$$

$$\mu_{PZ} = 8,314 + (20,2 + 0,92/\alpha) + (15,5 + 13,8/\alpha) \cdot 10^{-4} \cdot T_Z, \quad (2.18)$$

$$\mu_{C_{PZ}} = 8,314 + (20,2 + 0,92/1,8) + (15,5 + 13,8/1,8) \cdot 10^{-4} \cdot T_Z,$$

$$\mu_{C_{PZ}} = 29,025 + 23,17 \cdot 10^{-4} \cdot T_Z.$$

$$1,03 \cdot (29,025 + 23,17 \cdot 10^{-4} \cdot T_Z) \cdot T_Z = \frac{0,7 \cdot 42500}{1,8 \cdot 0,5 \cdot (1 + 0,03)} + (21,882 + 8,314 \cdot 1,65) \cdot 989,4$$

$$29,025 \cdot T_Z + 0,0024 \cdot T_Z^2 - 67330 = 0$$

$$T_Z = \frac{-29,025 + \sqrt{29,025^2 + 4 \cdot 0,0024 \cdot 67330}}{2 \cdot 0,0024}$$

$$T_Z = 1948 \text{ (}^\circ\text{K)}$$

Тиск в кінці згорання P_Z для дизельних двигунів визначають за формулою:

$$P_Z = P_c \cdot \lambda, \quad (2.19)$$

$$P_Z = 6,348 \cdot 1,65 = 10,473 \text{ (МПа)}.$$

Процес розширення

Ступінню попереднього розширення ρ для дизеля називають відношення об'єму в кінці попереднього розширення V_ρ до об'єму камери згорання V_C і визначають його за формулою:

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_Z}{\lambda \cdot T_C} \quad (2.20)$$

$$\rho = \frac{1,03 \cdot 1948}{1,8 \cdot 989,4} = 1,23.$$

Ступінню остаточного розширення δ для дизеля є відношення об'єму в кінці розширення V_b до V_ρ і визначається як:

$$\delta = \frac{V_b}{V_\rho} = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad (2.21)$$

$$\delta = \frac{16,5}{1,23} = 13,418$$

Тиск і температура в циліндрі двигуна в процесі розширення змінюється за відомими законами.

$$P_X = \frac{P_Z}{\left(\frac{V_X}{V_\rho}\right)^{n_2}}. \quad (2.22)$$

$$T_X = \frac{T_Z}{\left(\frac{V_X}{V_\rho}\right)^{(n_2-1)}, \quad (2.23)$$

де P_X і T_X – тиск і температура газів, відповідно, у будь-який момент розширення при положенні поршня S_X відносно верхньої мертвої точки;

V_X – об'єм циліндра над поршнем при положенні поршня S_X ;

Знайдемо тиск і температуру в кінці розширення P_b і T_b за формулами:

$$P_b = \frac{P_Z}{\delta^{n_2}}, \quad (2.24)$$

$$T_b = \frac{T_Z}{\delta^{(n_2-1)}}, \text{ МПа}, \quad (2.25)$$

$$P_b = \frac{10,473}{13,418^{1,2}} = 1,23 \text{ (МПа)},$$

$$T_b = \frac{1,159}{13,418^{(1,2-1)}} = 1159 \text{ (°K)}.$$

Розрахунок показників робочого циклу і визначення розмірів двигуна

Розрахунковий середній індикаторний тиск:

$$P'_i = \frac{P_C}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{(n_2-1)}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{(n_1-1)}} \right) \right], \quad \text{МПа}. \quad (1.26)$$

$$P'_i = \frac{6,348}{16,5 - 1} \left[1,65 \cdot (1,23 - 1) + \frac{1,65 \cdot 1,23}{1,2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{13,418^{0,2}} \right) - \frac{1}{0,357} \left(1 - \frac{1}{16,5^{0,357}} \right) \right] = 1,113 \text{ МПа}.$$

Дійсний середній індикаторний тиск:

$$P_i = P_i' \cdot \nu, \text{ МПа}, \quad (2.27)$$

де $\nu = 0,95$ – коефіцієнт повноти індикаторної діаграми;

$$P_i = 1,113 \cdot 0,95 = 1,057 \text{ МПа}.$$

Індикаторний коефіцієнт корисної дії:

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot \alpha \cdot \ell_0 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \rho_0 \cdot \eta_v}, \quad (2.28)$$

де ℓ_0 – теоретична кількість повітря;

Q_n – нижча теплотворна здатність палива, МДж/кг;

ρ_0 – густина повітря, кг/м³.

Густина повітря визначається за формулою:

$$\rho_0 = \frac{P_0 \cdot 10^6}{R_n \cdot T_0}, \quad (2.29)$$

де R_n – газова стала для повітря.

Газова стала R_n вираховуються із співвідношення:

$$R_n = \frac{R}{\mu_n} \quad (2.30)$$

де $R = 8314$ Дж/(кмоль·°К).

Підставивши значення у формули (2.27 – 2.29), отримаємо:

$$R_n = \frac{8314}{28,96} = 287 \text{ Дж/(кг·°К)}$$

$$\eta_i = \frac{1,057 \cdot 1,8 \cdot 14,519 \cdot 10^3}{42500 \cdot 1,6 \cdot 0,845} = 0,464, \quad \text{що згідно [6], відповідає}$$

$$[\eta_i = 0,42 - 0,52].$$

Питома індикаторна витрата палива:

$$g_i = \frac{3600 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_i}, \text{ г/кВт·год.} \quad (2.31)$$

$$g_i = \frac{3600 \cdot 10^3}{42500 \cdot 0,464} = 182,5 \text{ г/кВт·год.}$$

Механічні втрати двигуна:

$$P_m = 0,105 + 0,0120W_{ncp}, \text{ МПа}, \quad (2.32)$$

де $W_{ncp} = \frac{S \cdot n}{30}$ - швидкість поршня;

S – хід поршня, м.

$$P_m = 0,105 + 0,012 \cdot \frac{0,125 \cdot 1900}{30} = 0,211 \text{ МПа}.$$

Середній ефективний тиск:

$$P_e = P_i - P_m, \text{ МПа} \quad (2.33)$$

$$P_e = 1,057 - 0,211 = 0,846 \text{ МПа}$$

Механічний ККД:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i}. \quad (2.34)$$

$$\eta_m = \frac{0,856}{1,057} = 0,8$$

Ефективний ККД:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (2.35)$$

$$\eta_e = 0,464 \cdot 0,8 = 0,371$$

Ефективна питома витрата палива:

$$g_e = \frac{3600 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_e}, \text{ г/кВт}\cdot\text{год.} \quad (2.36)$$

$$g_e = \frac{3600 \cdot 10^3}{42500 \cdot 0,371} = 228,1 \text{ г/кВт}\cdot\text{год.}$$

На основі проведених розрахунків визначають необхідні для забезпечення заданої потужності двигуна розміри.

Необхідний літраж двигуна:

$$V'_l = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{P_e \cdot n}, \text{ л} \quad (2.37)$$

$$V'_l = \frac{30 \cdot 4 \cdot 184}{0,846 \cdot 1900} = 13,736 \text{ л.}$$

Необхідний робочий об'єм циліндра:

$$V'_h = V'_n / i, \text{ л} \quad (2.38)$$

$i = 4$ – кількість циліндрів

$$V'_h = 13,736/8 = 1,717 \text{ л}$$

Розрахунковий діаметр циліндра:

$$D_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{i \cdot V'_h}{\pi \cdot (S/D)}}, \text{ мм.} \quad (2.39)$$

$$D_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,077}{3,14 \cdot 1,36}} = 126,6 \text{ мм.}$$

Робочий об'єм циліндра двигуна-прототипа:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot 10^{-6}, \text{ л} \quad (2.40)$$

$$V_h = \frac{3,14 \cdot 130^2}{4} \cdot 140 \cdot 10^{-6} = 1,857 \text{ л}$$

Розрахункова потужність проектованого двигуна:

$$N_{ep} = \frac{V_h \cdot p_e \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau}, \text{ кВт} \quad (2.41)$$

$$N_{ep} = \frac{1,857 \cdot 0,846 \cdot 1900 \cdot 8}{30 \cdot 4} = 199,01 \text{ кВт}$$

Порівняємо розрахункову потужність з потужністю двигуна-прототипа:

$$\Delta = \frac{|N_{ep} - N_e|}{N_e} \cdot 100, \% \quad (2.42)$$

$$\Delta = \frac{|199,01 - 184|}{184} \cdot 100 = 8,12\%.$$

Отже, розрахункова потужність більша за паспортну на 8,12 %, що перевищує 5%. Приймаємо зменшений діаметр циліндра $D_p = 127$ мм.

Дійсний робочий об'єм циліндра визначаємо за формулою (2.39):

$$V_h = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \cdot S \cdot 10^{-6} = \frac{3,14 \cdot 127^2}{4} \cdot 140 \cdot 10^{-6} = 1,773 \text{ л.}$$

Уточняємо дійсну потужність за формулою (1.40):

$$N_{e\partial} = \frac{1,773 \cdot 0,846 \cdot 1900 \cdot 8}{30 \cdot 4} = 190,02 \text{ кВт.}$$

Площа поршня:

$$F_{\Pi} = \frac{\pi \cdot D_p^2 \cdot 10^{-2}}{4}, \text{ см}^2 \quad (2.43)$$

$$F_{\Pi} = \frac{3,14 \cdot (0,127)^2 \cdot 10^{-2}}{4} = 132,67 \text{ см}^2$$

Номінальний ефективний крутний момент:

$$M_e = \frac{9550 \cdot N_{e\partial}}{n}, \text{ Нм,} \quad (2.44)$$

$$M_e = \frac{9550 \cdot 190,02}{1900} = 955,12 \text{ Нм.}$$

Годинна витрата палива:

$$G_T = \frac{N_{e\partial} \cdot g_e}{1000} \text{ кг/год,} \quad (2.45)$$

$$G_T = \frac{190,02 \cdot 228,1}{1000} = 43,35 \text{ кг/год.}$$

Літрова потужність двигуна:

$$N_{\text{л}} = \frac{N_{e\partial}}{(V'_h \cdot i)} \text{ кВт/л,} \quad (2.46)$$

$$N_{\text{л}} = \frac{190,02}{1,773 \cdot 8} = 13,397 \text{ кВт/л.}$$

Питома поршнева потужність:

$$N_{\Pi} = \frac{N_{e\partial} \cdot 100}{F_{\Pi} \cdot i} \text{ кВт/дм}^2, \quad (2.47)$$

$$N_{\Pi} = \frac{190,02 \cdot 100}{132,67 \cdot 8} = 17,9 \text{ кВт/дм}^2.$$

Визначаємо експлуатаційну потужність двигуна:

$$N_{ee} = k_n \cdot N_{enom} \quad (2.48)$$

де k_n - коефіцієнт відношення потужностей.

З формули (1.48) виражаємо коефіцієнт відношення потужностей:

$$k_n = \frac{N_{ee}}{N_{enom}} \quad (2.49)$$

Підставляючи значення для прототипу у формулу (2.49), визначаємо коефіцієнт відношення потужностей:

$$k_n = \frac{168}{184} = 0,913$$

Підставляючи розрахункову номінальну потужність та значення коефіцієнту k_n у формулу (2.48) визначаємо розрахункову експлуатаційну потужність:

$$N_{ee} = 0,913 \cdot 190,02 = 173,5 \text{ кВт}$$

За формулою (1.44) розраховуємо експлуатаційний крутний момент:

$$M_e = \frac{9550 \cdot 173,5}{1900} = 872,07 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Розраховуємо експлуатаційну питому витрату палива за формулою:

$$g_{ee} = \frac{g_{enom}}{k_n} = \frac{228,1}{0,913} = 249,8 \text{ г/кВт}\cdot\text{год.}$$

2.1.2 Тепловий розрахунок двигуна ЯМЗ-238Е2 на біодизельному паливі.

Вибір вихідних даних

- прототип штатного двигуна – ЯМЗ-238Е2;
- номінальна потужність – $N_e = 184$ кВт;
- експлуатаційна потужність – $N_e = 168$ кВт;
- номінальна частота обертання колінчастого вала $n = 1900$ об/хв;
- ступінь стиску - $\varepsilon = 16,5$;
- питома витрата палива – $g_e = 220$ г/кВт · год;

- відношення ходу поршня до його діаметру – $\frac{S}{D} = \frac{140}{130} = 1,077$;
- коефіцієнт підвищення тиску - $\lambda = 1,65$;
- коефіцієнт надлишку повітря - $\alpha = 1,8$;
- коефіцієнт активного тепловиділення – $\xi = 0,7$;
- температура підігрівання заряду - $\Delta T = 10$ °К;
- температура відпрацьованих газів - $T_r = 750$ °К;
- показник політропи розширення – $n_2 = 1,2$.

Використовуючи формули (2.1 – 2.49) та вихідні дані, проводимо тепловий розрахунок двигуна ЯМЗ-238Е2 на біопаливі

Процес впуску. Коефіцієнт залишкових газів

при $n_k = 1,52$, $R_n = 287$ кДж/(кг·град) визначаємо температуру повітря в компресорі:

$$T_k = T_0 (p_k / p_0)^{(n_k-1)/n_k} = 293(0,157/0,1)^{(1,52-1)/1,52} = 341,9 \text{ °К,}$$

Густина повітря при впуску:

$$\rho_k = P_k \cdot 10^6 / (R_n \cdot T_k) = 0,157 \cdot 10^6 / (287 \cdot 341,9) = 1,6 \text{ кг/м}^3,$$

При $(\beta_3^2 + \xi_{en}) = 2,54$, $\omega_{en} = 88$ м/с, втрати тиску у впускній системі:

$$\Delta P_a = (\beta_3^2 + \xi_{en}) \omega_{en}^2 \rho_k 10^{-6} / 2 = 2,54 \cdot 88^2 \cdot 1,6 \cdot 10^{-6} / 2 = 0,016 \text{ МПа}$$

Тис палива в кінці впуску:

$$P_a = P_k - \Delta P_a = 0,157 - 0,016 = 0,141 \text{ (МПа);}$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{0,138(293 + 10)}{(16,5 \cdot 0,141 - 0,138)750} = 0,03$$

Температура кінця впуску:

$$T_a = (T_k + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r) / (1 + \gamma_r) = (341,9 + 10 + 0,03 \cdot 750) / (1 + 0,03) = 363,3 \text{ (°К).1}$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{1}{P_\kappa} \cdot (\varepsilon \cdot P_a - P_r) =$$

$$= \frac{1}{16,5 - 1} \cdot \frac{341,9}{341,9 + 10} \cdot \frac{(16,5 \cdot 0,141 - 0,138)}{0,157} = 0,875.$$

Процес стиску

Показник політропи стиску

$$n_1 = 1,41 - \frac{100}{n} = 1,41 - \frac{100}{1900} = 1,357$$

Тиск в кінці стиску:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 0,141 \cdot 16,5^{1,357} = 6,348 \text{ (МПа)}.$$

Температура кінця процесу стиску:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{(n_1-1)} = 363,3 \cdot 16,5^{1,357-1} = 989,4 \text{ (}^\circ\text{K)}.$$

Процес горіння

Розраховуємо теоретично необхідну кількість повітря l_0 для згорання одного кілограма біпалива зі складом $C = 0,775$, $H = 0,12$, $O = 0,105$.

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \cdot 0,775 + 8 \cdot 0,12 - 0,105 \right) = 12,703 \text{ [кг/кг]},$$

$$\text{або } L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \left(\frac{0,775}{12} + \frac{0,12}{4} - \frac{0,105}{32} \right) = 0,435 \text{ [кмоль/кг]}.$$

Мольна маса повітря

$$m_n = \frac{l_0}{L_0} = \frac{12,703}{0,435} = 29,202 \text{ кг/кмоль}.$$

Дійсна кількість повітря для приготування суміші з 1 кг палива:

$$L_{0д} = \alpha \cdot L_0 = 1,51 \cdot 0,435 = 0,657 \text{ (кмоль/кг)}.$$

Кількість паливо-повітряної суміші, що утворюється з 1 кг палива при $\mu_t = 280,3$ кг/кмоль [25]:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + 1/\mu_t = 1,51 \cdot 0,435 + 1/280,3 = 0,66 \text{ [кмоль/кг]},$$

Кількість продуктів згоряння M_2 :

$$M_2 = \alpha L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} = 1,51 \cdot 0,435 + \frac{0,12}{4} + \frac{0,105}{32} = 0,69 \text{ [кмоль/кг]}$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни β_0 :

$$\beta_0 = M_2 / M_1,$$

$$\beta_0 = 0,69 / 0,66 = 1,046$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни β :

$$\beta = (\beta_0 + \gamma_r) / (1 + \gamma_r) = (1,046 + 0,03) / (1 + 0,03) = 1,045.$$

Рівняння процесу згоряння для дизелів

Для біопалива $Q_H = 39618$ кДж/кг

$$\beta \cdot \mu_{C_{PZ}} \cdot T_Z = \frac{\xi \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot (1 + \gamma_r)} + (\mu_{C_{VC}} + 8,314 \cdot \lambda) \cdot T_C,$$

$$\mu_{C_{VC}} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_C,$$

$$\mu_{C_{VC}} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot 989,4 = 21,882 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град},$$

$$\mu_{C_{VZ}} = (20,2 + 0,92/\alpha) + (15,5 + 13,8/\alpha) \cdot 10^{-4} \cdot T_Z,$$

$$\mu_{C_{VZ}} = (20,2 + 0,92/1,51) + (15,5 + 13,8/1,51) \cdot 10^{-4} \cdot T_Z,$$

$$\mu_{C_{VZ}} = 20,71 + 23,17 \cdot 10^{-4} \cdot T_Z,$$

$$\mu_{C_{PZ}} = 8,314 + (20,2 + 0,92/\alpha) + (15,5 + 13,8/\alpha) \cdot 10^{-4} \cdot T_Z,$$

$$\mu_{C_{PZ}} = 8,314 + (20,2 + 0,92/1,8) + (15,5 + 13,8/1,51) \cdot 10^{-4} \cdot T_Z,$$

$$\mu_{C_{PZ}} = 29,025 + 23,17 \cdot 10^{-4} \cdot T_Z.$$

$$1,03 \cdot (29,025 + 23,17 \cdot 10^{-4} \cdot T_Z) \cdot T_Z = \frac{0,7 \cdot 42500}{1,8 \cdot 0,5 \cdot (1 + 0,03)} + (21,882 + 8,314 \cdot 1,65) \cdot 989,4$$

$$29,025 \cdot T_Z + 0,0024 \cdot T_Z^2 - 67330 = 0$$

$$T_Z = \frac{-29,025 + \sqrt{29,025^2 + 4 \cdot 0,0024 \cdot 67330}}{2 \cdot 0,0024}$$

$$T_Z = 1948 \text{ (}^\circ\text{K)}$$

Тиск в кінці згорання P_Z :

$$P_Z = P_C \cdot \lambda,$$

$$P_Z = 6,348 \cdot 1,65 = 10,473 \text{ (МПа)}.$$

Процес розширення

Ступінню попереднього розширення ρ :

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_Z}{\lambda \cdot T_C} = \frac{1,03 \cdot 1948}{1,8 \cdot 989,4} = 1,23.$$

Ступінню остаточного розширення δ :

$$\delta = \frac{V_b}{V_z} = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{16,5}{1,23} = 13,418$$

Тиск і температура в циліндрі двигуна в процесі розширення:

$$P_b = \frac{P_Z}{\delta^{n_2}} = \frac{10,473}{13,418^{1,2}} = 1,23 \text{ МПа}$$

$$T_b = \frac{T_Z}{\delta^{(n_2-1)}} = \frac{1,159}{13,418^{(1,2-1)}} = 1159 \text{ (°K)}.$$

Розрахунок показників робочого циклу і визначення розмірів двигуна

Розрахунковий середній індикаторний тиск:

$$P_i' = \frac{P_C}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{(n_2-1)}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{(n_1-1)}} \right) \right] =$$
$$= \frac{6,348}{16,5 - 1} \left[1,65 \cdot (1,23 - 1) + \frac{1,65 \cdot 1,23}{1,2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{13,418^{0,2}} \right) - \frac{1}{0,357} \left(1 - \frac{1}{16,5^{0,357}} \right) \right] =$$
$$= 1,002 \text{ МПа}.$$

Дійсний середній індикаторний тиск при $\nu = 0,95$:

$$P_i = P_i' \cdot \nu = 1,002 \cdot 0,95 = 0,952 \text{ МПа}.$$

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot \alpha \cdot \ell_0 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \rho_k \cdot \eta_v} = \frac{1,057 \cdot 1,8 \cdot 14,519 \cdot 10^3}{42500 \cdot 1,6 \cdot 0,845} = 0,464.$$

Питома індикаторна витрата палива:

$$g_i = \frac{3600 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_i} = \frac{3600 \cdot 10^3}{42500 \cdot 0,464} = 219 \quad \text{г/кВт·год.}$$

Механічні втрати двигуна:

$$P_m = 0,105 + 0,0120 W_{ncp} = 0,105 + 0,012 \cdot \frac{0,125 \cdot 1900}{30} = 0,211 \text{ МПа.}$$

Середній ефективний тиск:

$$P_e = P_i - P_m = 0,952 - 0,211 = 0,741 \text{ МПа}$$

Механічний ККД:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{0,741}{0,952} = 0,778$$

Ефективний ККД:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,464 \cdot 0,778 = 0,361$$

Ефективна питома витрата палива:

$$g_e = \frac{3600 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_e} = \frac{3600 \cdot 10^3}{39618 \cdot 0,361} = 251,7 \text{ г/кВт·год.}$$

Необхідний літраж двигуна:

$$V'_n = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{P_e \cdot n} = \frac{30 \cdot 4 \cdot 184}{0,741 \cdot 1900} = 15,683 \text{ л.}$$

Необхідний робочий об'єм циліндра при кількості циліндрів $i = 8$:

$$V'_h = V'_n / i = 15,683 / 8 = 1,96 \text{ л}$$

Розрахунковий діаметр циліндра:

$$D_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{i \cdot V'_h}{\pi \cdot (S/D)}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,96}{3,14 \cdot 1,36}} = 122,43 \text{ мм.}$$

Робочий об'єм циліндра двигуна-прототипа:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot 10^{-6} = \frac{3,14 \cdot 130^2}{4} \cdot 140 \cdot 10^{-6} = 1,857 \text{ л}$$

Розрахункова потужність проектного двигуна:

$$N_{ep} = \frac{V_h \cdot p_e \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{1,857 \cdot 0,741 \cdot 1900 \cdot 8}{30 \cdot 4} = 173,35 \text{ кВт}$$

Порівняємо розрахункову потужність на біопаливі з потужністю двигуна-прототипа на дизельному паливі:

$$\Delta = \frac{|N_{ep} - N_e|}{N_e} \cdot 100 = \frac{|173,35 - 184|}{184} \cdot 100 = 5,78\%.$$

Отже, розрахункова потужність двигуна ЯМЗ-238Е2 на біопаливі менша за паспортну на 5,78 %.

Номінальний ефективний крутний момент:

$$M_e = \frac{9550 \cdot N_{e\partial}}{n} = \frac{9550 \cdot 173,35}{1900} = 871,31 \text{ Нм}.$$

Годинна витрата палива:

$$G_T = \frac{N_{e\partial} \cdot g_e}{1000} = \frac{173,35 \cdot 251,7}{1000} = 43,63 \text{ кг/год}.$$

Літрова потужність двигуна:

$$N_n = \frac{N_{e\partial}}{(V'_h \cdot i)} = \frac{173,35}{1,773 \cdot 8} = 13,222 \text{ кВт/л}.$$

Питома поршнева потужність:

$$N_{II} = \frac{N_{e\partial} \cdot 100}{F_{II} \cdot i} = \frac{173,35 \cdot 100}{132,67 \cdot 8} = 16,33 \text{ кВт/дм}^2.$$

Експлуатаційний крутний момент:

$$M_e = \frac{9550 \cdot 173,5}{1900} = 872,07 \text{ Н·м}$$

2.2 Розрахунок системи подачі палива

2.2.1 Розрахунок системи подачі дизельного палива в двигуні ЯМЗ-238Е2. Розрахунок системи подачі палива зводиться до визначення основних конструктивних параметрів паливного насоса (діаметра і ходу плунжера), а також діаметра соплового отвору розпилювача форсунки.

Початкові дані для розрахунку основних розмірів паливного насоса і

форсунки приймають за наслідками теплового розрахунку дизеля: $N_e = 173,5$ кВт; $n = 1900$ об/хв; $g_e = 249,8$ г/(кВт·г); $\tau_{дв} = 4$; $\rho_T = 0,825$ г/см³; $p_z = 10,473$ МПа; $p_c = 6,348$ МПа.

Розраховуємо систему паливоподачі двигуна ЯМЗ-238Е2, використовуючи формули 1.3 – 1.19.

Розрахунок діаметра і ходу плунжера. Циклова подача палива:

$$\Delta V_{ц} = g_e N_e \tau_{дв} 10^3 / (120 n i \rho_T) = \frac{249,8 \cdot 173,5 \cdot 4 \cdot 10^3}{120 \cdot 1900 \cdot 8 \cdot 0,825} = 115,2 \text{ мм}^3/\text{цикл.}$$

Приймаємо коефіцієнт подачі насоса $\eta_n = 0,73$. Тоді теоретична подача секції насоса:

$$V_T = \Delta V_{ц} / \eta_n = 115,2 / 0,73 = 157,8 \text{ мм}^3/\text{цикл.}$$

Повна продуктивність секції насоса:

$$V_H = 157,8 \cdot 3 = 473,45 \text{ мм}^3/\text{цикл.}$$

Приймаємо відношення ходу плунжера до діаметра $S_{пл}/d_{пл} = 1$. Тоді діаметр плунжера:

$$d_{пл} = \sqrt[3]{\frac{4V_H}{\pi S_{пл} / d_{пл}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 473,45}{3,14 \cdot 1}} = 8,44 \text{ мм.}$$

З урахуванням розмірного ряду по ГОСТ 10578-74 приймаємо діаметр плунжера $d_{пл} = 10$ мм. Тоді повний хід плунжера

$$S_{пл} = d_{пл} (S_{пл}/d_{пл}) = 10 \cdot 1 = 10 \text{ мм.}$$

Активний хід плунжера:

$$S_{акт} = 4 V_T / (\pi d_{пл}^2) = 4 \cdot 157,8 / (3,14 \cdot 10^2) = 2,01 \text{ мм.}$$

Середня швидкість руху плунжера:

$$C_{пл} = 6 n_k S_{акт} / (\varphi_{впр} / \Delta) = 6 \cdot 950 \cdot 0,0201 / (15 / 1,5) = 11,46 \text{ м/с.}$$

Розрахунок діаметра соплових отворів розпилювача форсунки. Приймаємо тривалість впорскування палива $\varphi_{впр} = 15^\circ$ п. к. в. Тоді час впорскування палива:

$$\Delta \tau = \varphi_{впр} / (6 n) = 15 / (6 \cdot 1900) = 0,00132 \text{ с.}$$

Тиск в кінці процесу стиснення з урахуванням впливу на нього спалаху

робочої суміші до приходу поршня у в. м.т.:

$$p_c'' = (1,15 \dots 1,25) \cdot p_c = 1,2 \cdot 6,348 = 7,62 \text{ МПа.}$$

Середній тиск газу в циліндрі в період вприскування:

$$p_{\text{ц}} = (p_c'' + p_z)/2 = (7,62 + 10,473)/2 = 9,05 \text{ МПа.}$$

Приймаємо середній тиск розпилювання $p_{\phi} = 30 \text{ МПа}$.

Середня швидкість витікання палива через соплові отвори:

$$\omega_{\phi} = \sqrt{(p_{\phi} - p_{\text{ц}})(2/\rho_T)} \cdot 10^6 = \sqrt{(30 - 9,05)(2/825)} \cdot 10^6 = 225,4 \text{ м/с.}$$

Приймаємо коефіцієнт витрати $\mu_{\phi} = 0,75$. Тоді сумарна площа соплових отворів

$$f_c = \Delta V_{\text{ц}} / (\mu_{\phi} \omega_{\phi} \Delta \tau \cdot 10^3) = 115,2 / (0,75 \cdot 225,4 \cdot 0,00132 \cdot 10^3) = 0,516 \text{ мм}^2.$$

Приймаємо число соплових отворів в розпилювачі форсунок $m = 4$. Тоді діаметр соплового отвору:

$$d_c = \sqrt{4 f_c (\pi m)} = \sqrt{4 \cdot 0,516 / (3,14 \cdot 4)} = 0,40 \text{ мм.}$$

На тракторних і автомобільних дизелях в більшості випадків застосовується паливна апаратура роздільного типу, яка складається з багатоплунжерного або розподільного паливного насоса з механічним (кулачковим) приводом плунжера та із золотниковим регулюванням циклової подачі (по її закінченні), трубопроводу високого тиску та гідравлічно керуючих форсунок. Така система відрізняється простотою конструкції і зручністю регулювання подачі палива.

Для підвищення економічності роботи дизеля в широкому діапазоні швидкісних і навантажуючих режимів, а також для поліпшення пускових якостей застосовують пристрої для зміни випередження впорскування палива. Зокрема, на вітчизняних тракторних і автомобільних двигунах встановлюють автоматичну муфту відцентрового типу, яка змінює кут випередження впорскування палива в залежності від частоти обертання колінчастого валу.

2.2.2 Розрахунок системи подачі біодизельного палива в двигуні ЯМЗ-238Е2. Початкові дані для розрахунку основних розмірів паливного насоса і форсунки: $N_e = 173,35$ кВт; $n = 1900$ об/хв; $g_e = 251,7$ г/(кВт·г); $\tau_{дв} = 4$; $\rho_T = 0,856$ г/см³; $p_z = 10,473$ МПа; $p_c = 6,348$ МПа.

Розраховуємо систему паливоподачі двигуна ЯМЗ-238Е2, використовуючи формули 1.3 – 1.19.

Розрахунок діаметра і ходу плунжера. Циклова подача палива:

$$\Delta V_u = g_e N_e \tau_{дв} 10^3 / (120 n i \rho_T) = \frac{251,7 \cdot 173,35 \cdot 4 \cdot 10^3}{120 \cdot 1900 \cdot 8 \cdot 0,856} = 111,78 \text{ мм}^3/\text{цикл.}$$

Приймаємо коефіцієнт подачі насоса $\eta_n = 0,73$. Тоді теоретична подача секції насоса:

$$V_T = \Delta V_u / \eta_n = 111,78 / 0,73 = 153,1 \text{ мм}^3/\text{цикл.}$$

Повна продуктивність секції насоса:

$$V_n = 153,1 \cdot 3 = 459,37 \text{ мм}^3/\text{цикл.}$$

Приймаємо відношення ходу плунжера до діаметра $S_{пл}/d_{пл} = 1$. Тоді діаметр плунжера:

$$d_{пл} = \sqrt[3]{\frac{4V_n}{\pi S_{пл} / d_{пл}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 459,37}{3,14 \cdot 1}} = 8,36 \text{ мм.}$$

З урахуванням розмірного ряду по ГОСТ 10578-74 приймаємо діаметр плунжера $d_{пл} = 10$ мм. Тоді повний хід плунжера

$$S_{пл} = d_{пл} (S_{пл}/d_{пл}) = 10 \cdot 1 = 10 \text{ мм.}$$

Активний хід плунжера:

$$S_{акт} = 4 V_T / (\pi d_{пл}^2) = 4 \cdot 153,1 / (3,14 \cdot 10^2) = 1,95 \text{ мм.}$$

Середня швидкість руху плунжера:

$$C_{пл} = 6 n_k S_{акт} / (\varphi_{впр} / \Delta) = 6 \cdot 950 \cdot 0,0195 / (15 / 1,5) = 11,12 \text{ м/с.}$$

Розрахунок діаметра соплових отворів розпилювача форсунки. Приймаємо тривалість впорскування палива $\varphi_{впр} = 15^\circ$ п. к. в. Тоді час впорскування палива:

$$\Delta \tau = \varphi_{впр} / (6 n) = 15 / (6 \cdot 1900) = 0,00132 \text{ с.}$$

Тиск в кінці процесу стиснення з урахуванням впливу на нього спалаху робочої суміші до приходу поршня у в. м.т.:

$$p_c'' = (1,15 \dots 1,25) \cdot p_c = 1,2 \cdot 6,348 = 7,62 \text{ МПа.}$$

Середній тиск газу в циліндрі в період вприскування:

$$p_{\text{ц}} = (p_c'' + p_z)/2 = (7,62 + 10,473)/2 = 9,05 \text{ МПа.}$$

Приймаємо середній тиск розпилювання $p_{\phi} = 30 \text{ МПа.}$

Середня швидкість витікання палива через соплові отвори:

$$\omega_{\phi} = \sqrt{(p_{\phi} - p_{\text{ц}})(2/\rho_T)} \cdot 10^6 = \sqrt{(30 - 9,05)(2/825)} \cdot 10^6 = 225,4 \text{ м/с.}$$

Приймаємо коефіцієнт витрати $\mu_{\phi} = 0,75$. Тоді сумарна площа соплових отворів

$$f_c = \Delta V_{\text{ц}} / (\mu_{\phi} \omega_{\phi} \Delta \tau \cdot 10^3) = 111,78 / (0,75 \cdot 225,4 \cdot 0,00132 \cdot 10^3) = 0,501 \text{ мм}^2.$$

Приймаємо число соплових отворів в розпилювачі форсунки $m = 4$. Тоді діаметр соплового отвору:

$$d_c = \sqrt{4 f_c (\pi m)} = \sqrt{4 \cdot 0,501 / (3,14 \cdot 4)} = 0,40 \text{ мм.}$$

2.3 Моделювання характеристик впорскування і розпилювання двигуна ЯМЗ-238Е2 на дизельному паливі та біопаливі

Проводимо озрахунок процесів впорскування й розпилювання за відомою моделлю розвитку паливного струменя О. С. Лишевського (див. формули 1.20 – 1.25) та використовуючи дані, отримані в п.п. 2.2

Визначаємо площу поперечного перерізу соплового отвору:

$$f_c = \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (0,40)^2}{4} = 0,1257 \text{ мм}^2 = 0,1257 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

Середня швидкість за час впорскування циклової порції дизельного палива:

$$U_0 = \frac{B_{\text{ц}}}{\mu \cdot f_c \cdot i_c \cdot \rho_T \cdot \tau_{\text{впр}}} = \frac{115,2}{0,7 \cdot 0,1257 \cdot 4 \cdot 825 \cdot 0,00132} = 300,6 \text{ м/с}$$

Середня швидкість за час впорскування циклової порції біодизельного палива:

$$U_0 = \frac{B_u}{\mu \cdot f_c \cdot i_c \cdot \rho_T \cdot \tau_{\text{впр}}} = \frac{111,78}{0,7 \cdot 0,1257 \cdot 4 \cdot 856 \cdot 0,00132} = 281,1 \text{ м/с}$$

Критерій Вебера для дизельного палива:

$$W_e = \frac{U_0^2 \cdot d_c \cdot \rho_T}{\sigma_T} = \frac{(300,6)^2 \cdot 0,40 \cdot 10^{-3} \cdot 825}{25,3 \cdot 10^3} = 1,179$$

Критерій Вебера для біодизельного палива:

$$W_e = \frac{U_0^2 \cdot d_c \cdot \rho_T}{\sigma_T} = \frac{(281,1)^2 \cdot 0,40 \cdot 10^{-3} \cdot 856}{29,2 \cdot 10^3} = 0,927$$

Критерій M , співвідношення сил поверхневого натягу та в'язкості для дизельного палива:

$$M = \frac{\mu_T^2}{\rho_T \cdot d_c \cdot \sigma_T} = \frac{(1,7 \cdot 10^3)^2}{825 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} \cdot 25,3 \cdot 10^3} = 346$$

Критерій M , співвідношення сил поверхневого натягу та в'язкості для біодизельного палива:

$$M = \frac{\mu_T^2}{\rho_T \cdot d_c \cdot \sigma_T} = \frac{(3,64 \cdot 10^3)^2}{856 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} \cdot 29,2 \cdot 10^3} = 1325$$

Розраховуємо густину заряду в кінці впуску за формулою:

$$\rho_a = \frac{P_a \cdot 10^6}{R_n \cdot T_a}, \quad (2.50)$$

де показники у формулі (2.50) беремо з теплового розрахунку

$$\rho_a = \frac{P_a \cdot 10^6}{R_n \cdot T_a} = \frac{0,141 \cdot 10^6}{287 \cdot 363,3} = 1,35 \text{ кг/м}^3$$

Відношення густин при впорскуванні дизельного палива:

$$\rho = \frac{\rho_a}{\rho_T} = \frac{1,35}{825} = 0,00163$$

Відношення густин при впорскуванні біодизельного палива:

$$\rho = \frac{\rho_a}{\rho_T} = \frac{1,35}{856} = 0,00158$$

Шлях струменя для дизельного палива:

$$\begin{aligned} l_T &= C_S \cdot d_c \cdot W_e^{0,25} \cdot M^{0,4} \cdot \rho^{-0,6} = \\ &= 8,85 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} \cdot (1,179)^{0,25} \cdot (346)^{0,4} \cdot (0,00163)^{-0,6} = 1,029 \text{ м} \end{aligned}$$

Шлях струменя для біодизельного палива:

$$\begin{aligned} l_T &= C_S \cdot d_c \cdot W_e^{0,25} \cdot M^{0,4} \cdot \rho^{-0,6} = \\ &= 8,85 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} \cdot (0,927)^{0,25} \cdot (1325)^{0,4} \cdot (0,00158)^{-0,6} = 3,137 \text{ м} \end{aligned}$$

Розраховуємо далекобійність струменя дизельного палива за формулою:

$$l_n = B_s^{0,5} \cdot \tau_s^{0,5}, \quad (2.51)$$

де B_s коефіцієнт,

τ_s - час руху паливного струменя від отвору розпилювача до стінки камери згорання,

$$B_s = d_c \cdot U_0 \cdot W_e^{0,21} \cdot M^{0,16} / (D_s \cdot \sqrt{2} \cdot \rho) \quad (2.52)$$

де $D_s = 4 \dots 5$ – коефіцієнт.

$$\tau_s = l_n^2 \cdot D_s \cdot \sqrt{2} \cdot \rho_n^{0,37} \cdot \sigma_n^{0,37} \cdot \mu_n^{-0,32} \quad (2.53)$$

Підставляючи значення у формули (2.52 – 2.53), розрахуємо показники:

- для дизельного палива

$$\begin{aligned} B_s &= d_c \cdot U_0 \cdot W_e^{0,21} \cdot M^{0,16} / (D_s \cdot \sqrt{2} \cdot \rho) = \\ &= 0,4 \cdot 10^{-3} \cdot 300,6 \cdot 1,179^{0,21} \cdot 346^{0,16} / (4,5 \cdot \sqrt{2} \cdot 0,00163) = 30,58 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tau_s &= l_n^2 \cdot D_s \cdot \sqrt{2} \cdot \rho_n^{0,37} \cdot \sigma_n^{0,37} \cdot \mu_n^{-0,32} = (1,029)^2 \cdot 4,5 \cdot \sqrt{2} \cdot (825)^{0,37} \cdot (25,3 \cdot 10^3)^{0,37} \times \\ &(1,7 \cdot 10^3)^{-0,32} = 0,0318 \end{aligned}$$

- для біодизельного палива

$$\begin{aligned} B_s &= d_c \cdot U_0 \cdot W_e^{0,21} \cdot M^{0,16} / (D_s \cdot \sqrt{2} \cdot \rho) = \\ &= 0,4 \cdot 10^{-3} \cdot 281,1 \cdot 0,927^{0,21} \cdot 1325^{0,16} / (4,5 \cdot \sqrt{2} \cdot 0,00158) = 34,77 \end{aligned}$$

$$\tau_s = l_n^2 \cdot D_s \cdot \sqrt{2} \cdot \rho_n^{0,37} \cdot \sigma_n^{0,37} \cdot \mu_n^{-0,32} = (3,137)^2 \cdot 4,5 \cdot \sqrt{2} \cdot (856)^{0,37} \cdot (25,3 \cdot 10^3)^{0,37} \times \\ \times (1,7 \cdot 10^3)^{-0,32} = 0,033$$

2.4 Уточнення математичної моделі впорскування й розпилювання за допомогою методики В. Ф. Анісмова, використовуючи теорію малих відхилень

Переходимо від звичайних диференціальних рівнянь, що описують якість розпилювання до рівнянь в малих відхиленнях. Динамічні характеристики впорскування палива з урахуванням гідравлічної щільності прецизійних пар (плунжер-втулка, клапан-сідло, голка-розпилювач) для перекладу в малі відхилення виражаться наступними рівняннями:

- тиск палива в надплунжерній порожнини

$$(P_H)_0 = \int_t \frac{1}{\beta V_H} \left[\left(f_H \frac{dh}{dt} - f_k \frac{dh_k}{dt} - \frac{dQ_H}{dt} - \frac{dQ_{yH}}{dt} \right) (1 - \sigma) \right] dt \quad (2.54)$$

- тиск палива в об'ємі штуцера нагнітального клапана

$$(P_k)_0 = \int_t \frac{1}{\beta V_H} \left[f_k \frac{dh_k}{dt} (1 - \sigma) + \left(f_H \frac{dh}{dt} - \frac{dQ_H}{dt} - \frac{dQ_{yk}}{dt} \right) \sigma - \frac{f_t P_k}{z} - 2f_t e^{-\alpha L} W_t \right] dt; \quad (2.55)$$

- тиск в розпилювачі форсунки

$$(P_p)_0 = \int_t \frac{1}{\beta V_\phi} \left[2f_t e^{-\alpha L} \left(\frac{P_k}{z} + e^{-\alpha L} W \right)_{t-\tau} - f_H \frac{dh}{dt} - \frac{f_t P_p}{z} - \frac{dQ}{dt} - \frac{dQ_{yH}}{dt} \right] dt; \quad (2.56)$$

Витратні характеристики палива, що визначаються як сума обсягів, що становлять обсяг надплунжерний порожнини в нестационарному закінчення визначаються рівнянням Бернуллі:

$$V_H = (V_\zeta + V_H + V_{yH} + V_{yk} + V_{yH}) = \int_t \sum_{t=1}^{t=5} \left(\frac{dV}{dt} \right)_t dt; \quad (2.57)$$

- інтегральна характеристика упорскування в циліндр

$$(Q)_0 = \int_t \left[(\mu f)_\phi \sqrt{\frac{2}{p}} \sqrt{P_p - P_\zeta} \right] dt \Rightarrow V_\zeta; \quad (2.58)$$

- інтегральний витрата палива через відсічні вікна

$$(Q_H)_0 = \int_t \left[(\mu f)_{0\phi} \sqrt{\frac{2}{p}} \sqrt{P_H - P_{BC}} \right] dt \Rightarrow V_H; \quad (2.59)$$

- інтегральний витік палива через нещільність плунжер-гільза

$$(Q_{yH})_0 = \int_t \left[(\mu f)_{щH} \sqrt{\frac{2}{p}} \sqrt{P_H - P_{BC}} \right] dt \Rightarrow V_{yH} \quad (2.60)$$

- інтегральний витік палива через нещільність клапан-сідло

$$(Q_{yK})_0 = \int_t \left[(\mu f)_{щK} \sqrt{\frac{2}{p}} \sqrt{P_{oc} - P_o} \right] dt \Rightarrow V_{yK}; \quad (2.61)$$

- інтегральна витік палива через нещільність голка-розпилювач

$$(Q_{yH})_0 = \int_t \left[(\mu f)_{щH} \sqrt{\frac{2}{p}} \sqrt{P_p - P_o} \right] dt \Rightarrow V_{yH}; \quad (2.62)$$

Основною особливістю переходу до рівнянь у малих відхиленнях, як це рекомендується в наукових роботах [6, 11], є те, що за малі відхилення функцій приймається відношення зміни диференціала функції до функції у той же момент, тобто певні значення функцій (1 – 9) приймається за абсолютні значення. Ці значення можна називати умовно «стандартними» або значеннями для систем з вихідними проектними параметрами, це перша особливість. Другою особливістю переходу слід вважати те, що значення похідної функції береться за будь-яким параметром або аргументу як незалежної змінної, випадково змінюється експлуатації нерівномірно з іншими змінними параметрами, тобто, параметри виступають як випадкові функції.

Динамічні характеристики впорскування виражаються швидкістю зміни тиску і зміною тиску за час впорскування у відповідних ємностях паливної системи: надплунжерной порожнини штуцера нагнітального клапана і в обсязі розпилювача форсунки. Тому вихідним диференціальним рівнянням, що формує хвилю тиску, є рівняння швидкості зміни тиску в надплунжерної порожнини.

$$\left(\frac{dP_H}{dt} \right)_0 = \frac{1}{\beta V_H} \left(f_H \frac{dh}{dt} - f_K \frac{dh_K}{dt} - \frac{dQ_H}{dt} \right) \cdot (1 - \sigma) - \frac{dQ_H}{dt} (1 - \sigma). \quad (2.63)$$

Тоді тиск $P_H(t) = \int \left(\frac{dP_H}{dt} \right) dt$, а малі зміни швидкості тиску в

надплунжерний порожнини представляється

$$\left(\delta \frac{dP_H}{dt} \right)_0 = \frac{1}{\beta V_H} \left[(\delta f_H) \frac{dh}{dt} + \left(\delta \frac{dh}{dt} \right) f_H - (\delta f_k) \frac{dh_k}{dt} - \left(\delta \frac{dh_k}{dt} \right) f_k - \left(\delta \frac{dQ_{yH}}{dt} \right) - \left(\delta \frac{dQ_{yH}}{dt} \right) \right] t \quad (2.64)$$

або

$$\left(\delta \frac{dP_H}{dt} \right) = K_{39}(\delta f_H) + K_{40} \left(\delta \frac{dh}{dt} \right) - K_{41}(\delta f_k) - K_{42} \left(\delta \frac{dh_k}{dt} \right) - K_{43} \left(\delta \frac{dQ_{yH}}{dt} \right) - K_{44} \left(\delta \frac{dQ_{yH}}{dt} \right). \quad (2.65)$$

Параметр зміни тиску в надплунжерний порожнини є інтеграл від рівняння (2.63):

$$(P_H)_0 = \frac{1}{\beta V_H} \int \left[\left(f_H \frac{dh}{dt} - f_k \frac{dh_k}{dt} - \frac{dQ_{yH}}{dt} \right) \cdot (1 - \sigma) - \frac{dQ_H}{dt} (1 - \sigma) \right] dt, \quad (2.66)$$

тоді

$$\begin{aligned} (\delta P_H) = \\ \frac{1}{\beta V_H} \left[(\delta f_H) \frac{dh}{dt} + \left(\delta \frac{dh}{dt} \right) f_H - (\delta f_k) \frac{dh_k}{dt} - \left(\delta \frac{dQ_{yH}}{dt} \right) - \left(\delta \frac{dh_k}{dt} \right) f_k \left(\delta \frac{dQ_H}{dt} \right) \right] t, \end{aligned} \quad (2.67)$$

або

$$\begin{aligned} (\delta P_H) = K_{45}(\delta f_H) + K_{46} \left(\delta \frac{dh}{dt} \right) - K_{47}(\delta f_k) - K_{48} \left(\delta \frac{dQ_{yH}}{dt} \right) - K_{49} \left(\delta \frac{dh_k}{dt} \right) - \\ - K_{50} \left(\delta \frac{dQ_H}{dt} \right). \end{aligned} \quad (2.68)$$

Швидкість зміни тиску в порожнині штуцера нагнітального клапана описуваного рівнянням:

$$\begin{aligned} \left(\frac{dP_k}{dt} \right)_0 = \\ = \frac{1}{\beta V_k} \left[f_k \left(\frac{dh_k}{dt} \right) (1 - \sigma) + \left(f_H \frac{dh}{dt} - \frac{dQ_H}{dt} - \frac{dQ_{yk}}{dt} \right) \sigma - \frac{f_t}{Z} P_k - 2f_t e^{-\alpha L} W_t \right]. \end{aligned} \quad (2.69)$$

У малих відхиленнях, яке має вигляд:

$$\begin{aligned} \left(\delta \frac{dP_K}{dt} \right) = \frac{1}{\beta l_K \left(\frac{dP_K}{dt} \right)} + \left(\delta \frac{dh_K}{dt} \right) \int K + (\delta \int II) \frac{dh}{dt} + \left(\delta \frac{dh}{dt} \right) (\int II) - \left(\delta \frac{dQ_{II}}{dt} \right) - \\ \left(\delta \frac{dQ_{YK}}{dt} \right) - \frac{\int T}{Z} (\delta P_K) - 2 \int T e^{-01} W \end{aligned} \quad (2.70)$$

або

$$\begin{aligned} \left(\delta \frac{dP_K}{dt}\right) = & K_{51}(\delta \int K) + K_{52} \left(\delta \frac{dh_K}{dt}\right) + (\delta \int II) + K_{54} \left(\delta \frac{dh}{dt}\right) - \\ & - K_{55} \left(\delta \frac{dQ_{II}}{dt}\right) - K_{56} \left(\delta \frac{dQ_{YK}}{dt}\right) - K_{57}(\delta P_K) - K_{58}(\delta P_K). \end{aligned} \quad (2.71)$$

Тиск в порожнині штуцера в період уприскування визначається інтеграцією рівняння (2.69):

$$\begin{aligned} (P_K)_0 = & \frac{1}{\beta V_K} \int \left[\int K \left(\frac{dh_K}{dt}\right) (1 - \sigma) + \left(\int II \frac{dh}{dt} - \frac{dQ_{II}}{dt} - \frac{dQ_{YK}}{dt} \right) \sigma - \frac{\int T}{Z} P_K - \right. \\ & \left. - 2f_t e^{-\alpha L} W_t \right] dt; \end{aligned} \quad (2.72)$$

тоді в малих відхиленнях (19) запишеться:

$$\begin{aligned} (\delta P_K) = & \frac{1}{\beta V_K} \left[(\delta \int K) \frac{dh_K}{dt} + \left(\delta \frac{dh_K}{dt}\right) \int K + (\delta \int II) \frac{dh}{dt} + \left(\delta \frac{dh}{dt}\right) \int II - \left(\delta \frac{dQ_{II}}{dt}\right) - \right. \\ & \left. - \left(\delta \frac{dQ_{YK}}{dt}\right) - (\delta P_K) \frac{\int II}{Z} - 2 \int II e^{-01} W_t \right], \end{aligned} \quad (2.73)$$

або

$$\begin{aligned} \left(\delta \frac{dP_K}{dt}\right) = & K_{59}(\delta \int K) + K_{60} \left(\delta \frac{dh_K}{dt}\right) + K_{61}(\delta \int II) + K_{62} \left(\delta \frac{dh}{dt}\right) - \\ & - K_{63} \left(\delta \frac{dQ_{II}}{dt}\right) - K_{64} \left(\delta \frac{dQ_{YK}}{dt}\right) - K_{65}(\delta P_K) - K_{66}. \end{aligned} \quad (2.74)$$

Аналогічно представляються в малих відхиленнях швидкість зміни тиску і тиск в розпилювачі форсунки з урахуванням відхилень параметрів формують характеристики уприскування.

Швидкість зміни тиску палива в обсязі розпилювача описується диференціальним рівнянням:

$$\begin{aligned} \left(\frac{dP_p}{dt}\right)_0 = & \frac{1}{V_\phi \beta} \left[2 \int T e^{-01} \left(\frac{P_K}{Z} + e^{-01} W\right)_{t-\tau} - \int II \frac{dh_{II}}{dt} - \int T \frac{P_p}{Z} - \frac{dQ}{dt} - \right. \\ & \left. - \frac{dQ_{yII}}{dt} \right], \end{aligned} \quad (2.75)$$

Тоді,

$$\begin{aligned} \left(\delta \frac{dP_p}{dt}\right) = & \\ & \frac{1}{\beta V_\phi} \left[2 \int T e^{-01} \frac{(\delta P_K)}{Z} + 2 \int T e^{-201} W_{t-\tau} (\delta \int II) \frac{dh_{II}}{dt} - \right. \\ & \left. - \left(\delta \frac{dh_{II}}{dt}\right) \int II - (\delta P_p) \frac{\int T}{Z} - \left(\delta \frac{dQ}{dt}\right) - \frac{dQ_{yII}}{dt} \right], \end{aligned} \quad (2.76)$$

або

$$\left(\delta \frac{dP_p}{dt}\right) = K_{67}(\delta P_k) + K_{68} - K_{69}(\delta f_{\Pi}) - K_{70} \left(\delta \frac{dh_{\Pi}}{dt}\right) - K_{71}(\delta P_p) - K_{72} \left(\delta \frac{dQ}{dt}\right) - K_{73} \left(\delta \frac{dQ_H}{dt}\right). \quad (2.77)$$

З огляду на додаткові умови

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= \begin{cases} 0 & h_k < h_{k_0} \\ 1 & h_k \geq h_{k_0} \end{cases} \\ V_k &= \begin{cases} V_k & h_k < h_{k_0} \\ V_k + V_H & h_k \geq h_{k_0} \end{cases} \\ Z &= \alpha \rho_t \\ W_{t-\tau} &= e^{-\alpha L} \frac{P_k}{Z} + e^{-2\alpha L} W_{(t-\tau)} - \frac{1}{Z} P_p \end{aligned} \right\} \quad (2.78)$$

Останнім (2.78) в малих відхиленнях виражається так:

$$(\delta W_{t-\tau})_0 = \delta(P_k) \frac{e^{-\alpha L}}{Z} + \frac{e^{-\alpha L} \delta(P_k)}{W_{t-\tau}} - (\delta P_p) \frac{1}{Z}, \quad (2.79)$$

$$(\delta W_{t-\tau}) = K_{74} \delta(P_k) + K_{75} \delta(P_k) - K_{76} (\delta P_p). \quad (2.80)$$

Витратні характеристики палива в малих відхиленнях в процесі впорскування

Для вирішення наведеної системи рівнянь в малих відхиленнях залишається перевести витратні характеристики (2.58 – 2.62) і рівняння якості розпилювання, уявімо це.

Витратні характеристики палива в малих відхиленнях.

Диференціальна характеристика упорскування:

$$\begin{aligned} \left(\delta \frac{dQ}{dt}\right) &= (\delta \mu f)_{\Phi} \sqrt{\frac{2}{p}} \sqrt{P_p - P_{\Pi}} + \sqrt{\left(\frac{2}{\delta \rho}\right)} (\mu f_{\Phi}) \sqrt{P_p - P_{\Pi}} + \mu f_{\Phi} \sqrt{\frac{2}{p}} \sqrt{(\delta P_p) - P_{\Pi}} + \\ &+ \mu f_{\Phi} \sqrt{\frac{2}{p}} \sqrt{P_p - (\delta P_{\Pi})}; \end{aligned} \quad (2.81)$$

$$\left(\delta \frac{dQ}{dt}\right) = K_{77}(\delta \mu f_{\Phi}) + K_{78}(\delta \rho) + K_{79}(\delta P_p) + K_{80} \delta(P_{\Pi}). \quad (2.82)$$

Інтегральна характеристика упорскування в малих відхиленнях за рівнянням (5):

$$\left(\delta \frac{dQ}{dt}\right) = (\delta \mu f)_{\Phi} \sqrt{\frac{2}{p}} \sqrt{P_p - P_{\Pi}} + \sqrt{\left(\frac{2}{\delta \rho}\right)} (\mu f_{\Phi}) \sqrt{P_p - P_{\Pi}} + \mu f_{\Phi} \sqrt{\frac{2}{p}} \sqrt{(\delta P_p) - P_{\Pi}} +$$

$$+\mu f_{\phi} \sqrt{\frac{2}{p}} \sqrt{P_p - (\delta P_{\text{ц}})} \quad (2.83)$$

або

$$\left(\delta \frac{dQ}{dt}\right) = K_{77}(\delta \mu f_{\phi}) + K_{78}(\delta \rho) + K_{79}(\delta P_p) + K_{80} \delta(P_{\text{ц}}) \quad (2.84)$$

або

$$(\delta Q) = K_{81}(\delta \mu f_{\phi}) + K_{82} \sqrt{\frac{2}{(\delta \rho)}} + K_{83} \sqrt{(\delta P_p) - P_{\text{ц}}} + K_{84} \sqrt{P_p - \delta(P_{\text{ц}})}. \quad (2.85)$$

Диференціальна характеристика витрати палива через відсічні вікна в малих відхиленнях представляються з рівняння (2.69). У цьому рівнянні значення $P_{\text{вс}} \ll P_H$ порядку на 2, тому відхилення $(\delta P_{\text{вс}})$ в 2-3 рази не вносить відчутних змін, в малих відхиленнях цим можна знехтувати, тоді (2.59) а диференціальної формі можна переписати так:

$$\left(\frac{dQ}{dt}\right)_0 = \mu f_0 \sqrt{\frac{2}{p}} \quad (2.86)$$

в малих відхиленнях, опускаючи перетворення

$$\left(\delta \frac{dQ_H}{dt}\right) = (\delta \mu f_0) \sqrt{\frac{2}{p}} \sqrt{P_H} + \sqrt{\left(\frac{2}{\delta \rho}\right)} \sqrt{P_H} \mu f_0 + \sqrt{\delta P_H} (\mu f_0) \sqrt{\frac{2}{p}} \quad (2.87)$$

або

$$\left(\delta \frac{dQ_H}{dt}\right) = K_{85}(\delta \mu f_0) + K_{86}(\delta \rho) + K_{87}(\delta P_H), \quad (2.88)$$

а інтегральне рівняння через описані рівняння в малих відхиленнях

$$(dQ_H) = \left[(\delta \mu f_0) \sqrt{\frac{2P_H}{p}} + \sqrt{\left(\frac{2P_H}{\delta \rho}\right)} (\mu f_0) + \sqrt{(\delta P_H)} (\mu f_0) \sqrt{\frac{2}{p}} \right] t \quad (2.89)$$

або

$$(dQ_H) = K_{88}(\delta \mu f_0) + K_{89}(\delta \rho) + K_{90}(\delta P_H). \quad (2.90)$$

Цілком аналогічно в малих відхиленнях випадє диференціальна і інтегральна характеристики палива через зазор плунжер-гільза ($P_{\text{вс}} \ll P_H$) рівняння (2.60) –

$$\left(\frac{dQ_{yH}}{dt}\right)_0 = (\mu f)_{\text{шн}} \sqrt{\frac{2P_H}{p}}, \quad (2.91)$$

3 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Обладнання, що використовувалося для досліджень характеристик впорскування і розпилювання

Для дослідження диспертності розпилювання використовується різного роду обладнання.

Достовірність результатів визначення технічного стану розпилювачів форсунок значною мірою залежить від типу і конструкції встановлених датчиків. Позаяк необхідно визначити абсолютні показники зміни тиску в палипопроводі, то сигнал, який надходить від датчика має бути стабільним і наділений високою інформативністю, а сам датчик монтуватися у місця з'єднання і користувалася. Тому для отримання сигналу зміни тиску використовувався тензодатчик Bosch. Вибір даного датчика ґрунтувався на діапазоні вимірювання і відхиленні від і користувал сигнал. Верхня межа значення тиску для датчика Bosch становить 150 МПа, а відхилення від і користувал вихідного сигналу $\pm 0,2\%$, що цілком задовольняє вимогам випробування. Для оцінки технічного стану розпилювачів форсунок датчик встановлювався в місце з'єднання і користува високого тиску і штуцера форсунки.

Для зняття амплітудно-фазових параметрів сигналу тиску палива у паливопроводі використовується дослідна установка. Вона складалася із стенда для регулювання паливних насосів високого тиску 1, еталонного паливного насоса 2, датчика тиску 3, підсилювача сигналу 4, електронного осцилографа 5 і персонального комп'ютера 6 (рис. 3.1). Призначення стенда фірми Bosch для регулювання паливних насосів – імітація роботи дизельного двигуна та відтворення швидкісних режимів його роботи.

Експериментальна установка для вимірювання фізичних параметрів форсунки дизельного двигуна, рис. 3.2, 3.3.



Рис. 3.1. Дослідна установка для зняття кривої тиску впорскування:
1 – стенд для регулювання паливних насосів високого тиску, 2 – еталонний паливний насос, 3 – тензодатчик тиску, 4 – підсилювач сигналу, 5 – електронний осцилограф, 6 – персональний комп'ютер



Рис. 3.2. Дослідна установка для вимірювання фізичних параметрів форсунки дизельного двигуна.

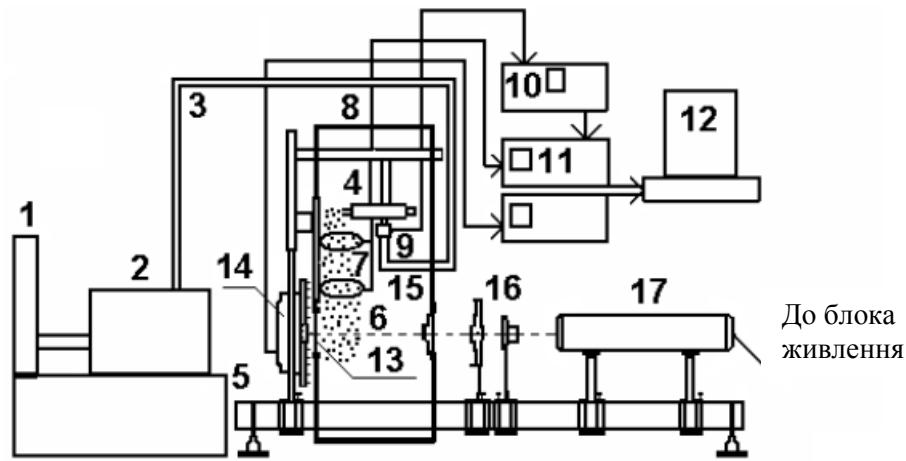


Рис. 3.3. Схема експериментальної установки для вимірювання фізичних параметрів форсунки дизельного двигуна: 1 – ємність палива; 2 – паливний насос; 3 – трубопровід; 4 – форсунка; 5 – кріпильний штатив; 6 – дисперсний потік; 7 – перетин з датчиками; 8 – захисний кожух; 9 – тензодатчик; 10 – тензометричний підсилювач; 11 – блок обробки сигналів з датчиків перетинів; 12 – ПЕОМ; 13 – захисне скло матриці камери; 14 – швидкісна відеокамера VS СТТ 285 2001; 15 – діафрагма; 16 – коліматор; 17 – лазер ЛГ 72.

Паливо під тиском по трубопроводу – 3 (Рис. 3.3) надходить у форсунку – 4, встановлену на штативі – 5. Розпилювач форсунки генерує дисперсний паливний потік – 6, що розвивається через перетин – 7. Перетин складається з кільця, в якому опозитно один одному розташовані світло випромінювач і фотодатчик. Електричний сигнал від фотодатчика надходить на блок обробки сигналів (БОС) – 11 і далі в цифровій формі в ПЕОМ – 12. Паралельно здійснюється реєстрація ді наміки зміни тиску тензодатчиком – 9, сигнал з якого обробляється на спеціальному тензометричному підсилювачі – 10 і подається на вхід БОС-11. Так само здійснюється голографі реєстрація дисперсного складу струменя. Із отримання лазера – 17 проходить через коліматор – 16, який складається з 2-х лінз і служить для збільшення розмірів лазерного променя, що необхідно для

повного засвічення матриці відеокамери, діафрагму – 15, необхідну для обрізання частини променя за розміром матриці, проходить через область двофазного дисперсного потоку потрапляє і на і і ко швидкісної відеокамери – 14. Зчитування значення надходять безпосередньо в ПЕОМ – 12, де проходять обробку спеціальної програм мій, який потім видає інформацію про розміри крапель палива. Робота БОС – 11 здійснюється від пристрою синхронізації з валом ТНВД – 2. В якості БОС використовується реєстратор оптичної щільності в складі програмованого підсилювача УСП 16 і плати збору даних ЛА 1,5 РСІ. Особливістю точного вимірювання розміру кожної краплі для подальшого якісного порівняння є неможливість зафіксувати частинку і користуватися її розміром із за досить високої швидкості. Це відбувається через те, що своєю властивістю швидкісної цифрової матриці є можливість змінювати в деяких межах час накопичення сигналу, що відповідає часу витримки при фіксації голограми. За час накопичення сигналу частинка проходить в предметній області деякий шлях, який при повстанні зображення по голограмі в предметній області відображається у вигляді деякого «сліду» двох жуючих частинки.

Вимірювання такого «сліду» в напрямку, перпендикулярному напрямку руху, визначається його діаметр частинки, по вимірюванню уздовж напрямку руху визначається швидкість руху частинки. У нашому випадку такий метод визначення швидкості не підходить, оскільки фіксується «трек» є досить довгим і може виходити за розміри досліджуваної предметної площини. Не можна виключити ситуацію, коли при вимірюванні за допомогою запропонованого методу досліджувані частинки, що дуються, мають швидкості руху, виходячи за межі можливостей швидкісної цифрової камери, тобто мінімальний час накопичення сигналу швидкісної цифрової камери не дозволяє вважати досліджувані частинки нерухомими. Експерименти показали, що цей факт не виключає можливості проведення вимірювань подібним чином, але паралельно швидкість може вимірюватися більш простими і точними методами. Із зазначених особливостей при розрахунках кожен «трек» розраховувався в обсязі, і за «середовищний діаметр» частинки приймався

найменший геометричний розмір «треку». Розробка ефективного методу контролю ско ростных характеристик нестационарних, полідис персних, двофазних потоків, що розпорошується то пліва пов'язана з рядом труднощів, обумовлений них випадковим характером розподілу рідких крапель по довжині і в перерізі потоку. З суще методів реєстрації швидкості частинок нестационарних потоків найбільш кращий ни оптичні, тому що вони не впливають на досліджуваний процес. Виходячи з умов оптимізації процесу рас пыливания палива, для визначення швидкості двофазних потоків найбільш прийнятні методи визначення швидкості потоку по набору частинок, що знаходяться в досліджуваних перетинах. Цьому тре бованію відповідає времяпролетный метод, осно ний на визначенні часу транспортування при прольоті потоком відомого базового расстоя ня [5].

У методі [5] через імпульсний дисперсний ПЗ струм в двох перетинах на базовій відстані один від друга пропускають світлове випромінювання, вимірюють його відносну інтенсивність шляхом отримання зміни оптичного пропускання імпульсного аеродисперсного потоку в двох Січі після проходження через потік за весь пе ріод уприскування. Потім вимірюють час зсуву кри и к оптичного пропускання потоку, зрушених відносно один одного, тобто інтервал часу транспортування потоку через два перетину. Після, по відношенню базової відстані між променями до інтервалу часу транспортування імпульсно го дисперсного потоку через ці перетину вчисля швидкість потоку. Швидкість імпульсного дисперсного потоку $v_i(t)$ визначають з відношення базового відстані між перетинами та $i + 1$ до часу транспорту ровки цього потоку через ці перетину в свавілля момент часу уприскування за формулою

$$v_i(t) = \frac{z}{t_{zi}} \quad (3.1)$$

де $v_i(t)$ – швидкість потоку розпорошеної рідини; z -Базова відстань між перетинами;

z – базове відстань між перетинами потоку;

t_{zi} – інтервал часу транспортування.

Вимірювання тиску здійснюється з використанням тензометричного датчика і підсилювача (рис. 3.4).



Рис. 3.4. Тензометричний датчик тиску, що встановлений перед форсункою

Тензорезистор наклеєний на сталеву мембрану в корпусі тензодатчика, з протилежного сторони якої створюється тиск палива. Тензорезистор R_x включений по полумостової схемою з і кори резистором $R_0 = 100 \text{ Ом}$ (рис. 3.5). зміна зі спротиву R_x викликає розбаланс моста, що підсилюється підсилювачем U_1 . У блоці підсилювача U_1 передбачена можливість установки напруги зміщення резистором R_B при відсутності вхідного сигналу. Блок підсилювачів U_2 являє собою чотири паралельно включених підсилювача з метою зменшення власних шумів. Тензометричний підсилювач розміщений в екранованому корпусі безпосередньо на роз'ємі тензометричного датчика для збільшення співвідношення сигнал/шум. Сигнал з датчика після посилення реєструється і обробляється в ПЕОМ через плату збору даних ЛА 1,5 PCI в програмі цифрового осцилографа ADCLab.

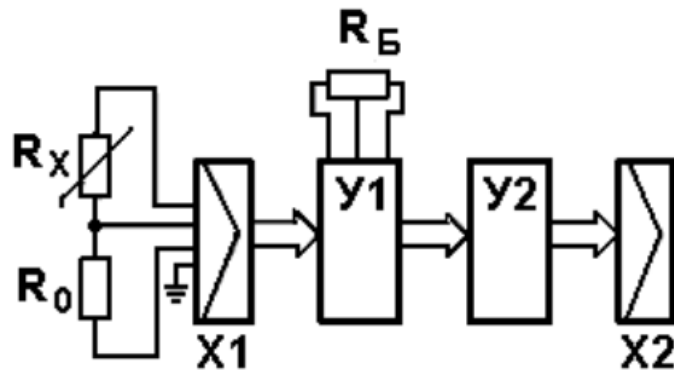


Рис. 3.5. Функціональна схема тензOMETричного датчика з блоком підсилювача, $X1$, $X2$ – роз’єми.

Для управління часом початку голографічне реєстрації швидкоплинних процесів було розроблено багатофункціональний пристрій управління синхроімпульсом СИНХРО м [6].

Пристрій управління синхроімпульсом-9 в процесі роботи аналізує стан вхідних сигналів, і при виникненні на будь-якому з входів значимої події, на вихідних сигналах формуються вихідні імпульси, затримані щодо моменту детектування зазначеного вище значущої події, видатні на групу вихідних роз’ємів.

Проведення досліджень по розпилюванні палива, а особливо, щодо визначення розмірів і кількості крапель, є складним і трудомістким завданням. Існують різні методи для її рішення: мікрокінозйомок краплі в факелі [4], фотометричний метод [5], впорскування і користувала парафіну з подальшим заморожуванням крапель і просіюванням їх через сита [6], сідентометричний метод [7], уловлювання крапель гліцерином, маслом, сумішшю масла з вазеліном [8]. Всі ці методи, вимагають складного обладнання і значних витрат і не завжди можуть бути застосовані при роботі з і користувал сумішами.

Для визначення дисперсності розпорошеної паливної суміші була адаптована методика, розроблена в [2]. Схема експериментальної установки показана на рис. 3.6.

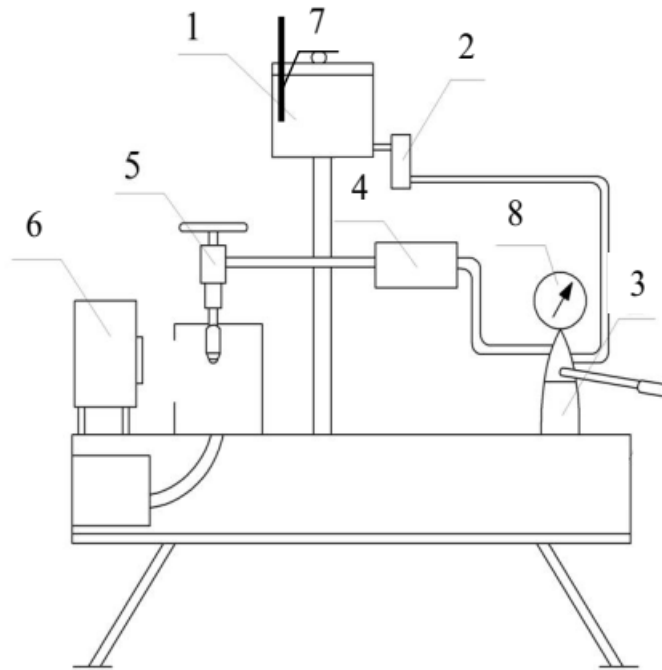


Рис. 3.6. Схема експериментальної установки для визначення дисперсності розпилювання.

Установка складається з бака з паливом 1, фільтра тонкого очищення 2, ручного насоса високого тиску 3 з акумулятором 4, форсунки 5 і шторного механізму 6 зі встановленою за ним попередньо закупченою скляною пластиною. Для вимірювання температури палива в баку був встановлений термометр 7. Тиск впорскування контролювалося манометром 8.

Паливна суміш з паливного бака через фільтр самопливом надходила до ручного насоса високого тиску, звідки через акумулятор подавалося на форсунку.

Розпилювання здійснювалося форсункою двигуна ЯМЗ-238 виробництва ЧЗТА, що має чотири соплових отвори діаметром по 0,28 мм

В шторному механізмі передбачено вхідний отвір діаметром 15 мм з можливістю кріплення за ним скляних пластин розміром 35x75мм попередньо покритих шаром окису магнію, що створює білий фон, а потім шаром гасової кіптяви товщиною 0,15...0,3 мм.

Краплі, потрапляючи на скляні пластини, пробивали шар кіптяви, залишаючи чіткі відбитки. Згідно [9] при використуваній товщині сажі розмір відбитка відповідає розміру крапель. Відсікання крапель проводилося вручну за допомогою короткочасного (0,01 с) відкриття шторного механізму. Тривалість уприскування не фіксувалася. Вона була досить довгою в порівнянні з часом уловлювання крапель.

Після уловлювання крапель на пластину, остання витягнула з шторного механізму, після чого за допомогою мікроскопа Біола Д-11 з координатним столиком визначалися розміри крапель.

Для цього використовувалося два типи лінз: з 54-кратним збільшенням з вбудованою вимірювальною шкалою з ціною поділок 15 мкм, і з 90-кратним збільшенням, використовуваним при фотографуванні.

Фотографування проводилося в режимі макрозйомки за допомогою фотоапарата Olympus FE310 C роздільної здатності 8,1 млн. і корист.

3.2 Методика досліджень характеристик впорскування і розпилювання дизельних двигунів

3.2.1. Методика отримання характеристик впорскування й розпилювання, використовуючи об'ємний спосіб. Слід зазначити, що паливна апаратура в технічно справному стані показує типову криву тиску в паливопроводі, яка залежить від її параметрів. На криву тиску впливають, у першу чергу, технічний стан розпилювача форсунки, нагнітального клапана і плунжерної пари паливного насоса. Якщо оператору відома форма кривої і вплив окремих конструкційних елементів на цю криву, то він зможе швидко визначити вид дефекту.

Випробування розпилювачів двигуна ЯМЗ-238 на біопаливі та дизельному паливі проводились при таких швидкісних режимах обертання кулачкового вала насоса: $n=150, 300, 500, 1000$ хв-1. Покази знімалися за

робочої температури палива $+35^{\circ}\text{C}$ протягом 300 циклів роботи паливного насоса. Для порівняння використовувалась форсунка з еталонним корпусом відрегульована на тиск 20 МПа. Перед початком випробувань було проведено тарування тензометричного датчика тиску на ручному приладі PRW-3M для перевірки форсунок. Порядок випробування був таким: 1) дослідний розпилювач встановлювався в еталонний корпус форсунки, яка регулювалася на відповідний робочий тиск; 2) форсунка встановлювалася в стакан мірного блоку стенда і закріплювалася; 3) між форсункою і користувалася високого тиску встановлювався тензометричний датчик, який з'єднувався з диференційним підсилювачем; 4) проводилися випробування на відповідних швидкісних режимах.

Оцінка технічного стану елементів системи паливоподачі здійснювалася, як вже зазначалося за допомогою амплітудно-фазової характеристики тиску.

Під час оцінювання кривої впорскування зверталася увага на наступне:

- якщо всі криві тиску є ідентичні, тоді навіть за відсутності еталонної кривої можливий висновок про справність системи впорскування;

- підвищення тиску перед початком впорскування;
- чи чітко прослідковуються початок і кінець впорскування;
- тривалість впорскування;
- підвищення тиску після відкриття форсунки;
- залишковий тиск і амплітуда відбитих хвиль;
- чи присутні і користувалася палива.

Проведені дослідження та аналіз осцилограм отриманих при різних технічних станах розпилювачів форсунок, дозволив встановити певні факти. Зокрема, низьку гідравлічну щільність розпилювача можна визначити за запізненим підняттям тиску впорскування.

Для швидкої обробки голограм, одержуваних при контролі процесу розпилення палива форсункою (див. рис. 3.2, 3.3), використовується

програмний комплекс, інтерфейс якого представлений на рис. 3.7.

Для цифрового моделювання процесу відновлення зображення по голограмі вимагають знання основних принципів розповсюдження хвильового поля в просторі. Цифрове встановлення засноване на використанні наближення Кірхгофа-завдання про дифракцію. Інтеграл Френеля–Кірхгофа встановлює зв'язок між розподілами комплексної амплітуди світла в площині об'єкта (або голограми) і в площині, віддаленій на деяку відстань в напрямку поширення хвиль. Якщо розміри голограми і об'єкта малі в порівнянні з відстанню між ними, то справедливо і користуватися наближення Френеля, яке дозволяє знаходити комплексну амплітуду в предметній області [7].

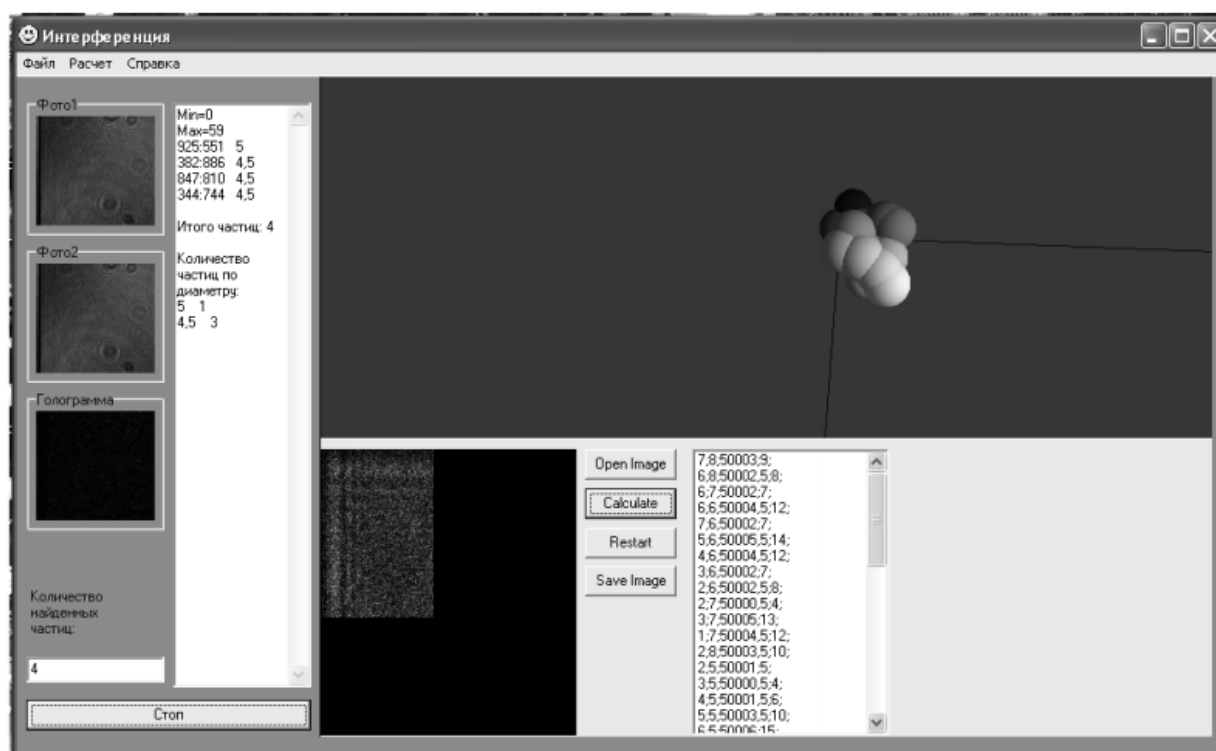


Рис. 3.6. Розрахунок поперечних зрізів і об'ємних зображень частинок відновленого зображення із застосуванням пошукового алгоритму.

Інтенсивність в області зображення пропорційна квадрату модуля комплексної амплітуди.

Переходячи від безперервних величин до дискретним, отримуємо

цифрову модель для обробки експериментальних даних. Інтервал дискретизації в площині голограми задається характеристиками і користувал матеріалу, а в предметній площині визначається розмірами мікрочастинок і для прискорення роботи програми може бути обраний плаваючим. Відновлене на ПЕОМ зображення перерізу ансамблю мікрочастинок стиц необхідно опрацювати з метою класифікації аерозольних часток по розмірам і визначення їх координат. Отримані дані можуть надалі використовуватися для розрахунку, наприклад заходів, щільностей розподілу частинок в різних точках досліджуваного і кор.

На матрицю спочатку і користува випромінювання лазера без досліджуваних частинок, потім випромінювання, що пройшло через аерозоль.

Застосовується формат і корист `pf8bit`, котрий використовує палітру. Колір визначається індексом в палітрі. У цьому режимі палітра складається з 256 елементів, тобто на кожен і корист виділено 8 біт, ми маємо доступ до функції `Scanline`, яка забезпечує індексований доступ до кожної лінії і корист. Це необхідно для реалізації віднімання першої картини наступним чином: проходячи по всій висоті матриць реалізується попіксельне віднімання. Проте т. я. тип `byte` підтримує значення від 0 до 255 елементів, беремо такі значення по модулю. В наслідок цих операцій залишається чистий голографічна картина з одиничною видимістю, яка далі піддається чисельній обробці. Задля збільшення точності значення діаметра частинки береться середнім. Обрахунок частки ведеться почерговим збільшенням координат x і y . Результати чисельної обробки записуються в структуру, кожен елемент якої містить змінну з плаваючою точкою для запису діаметра частинки і змінну цілого типу для запису кількості чатин поточного діаметра.

Програма видає діаграму розподілу частинок по діаметру. Відновлення картини з дозволом вимагає значних витрат машинного часу на один перетин в предметній області. Тому чисельний аналіз отриманих картин здійснюється

пошуковим алгоритмом по вибірці окремих зареєстрованих частинок.

Пошук частинки методом Монте Карло і дальньої визначення параметрів здійснюється розділ більш швидко і забезпечує и користувалася ь вибірки.

Програма дає тривимірний графік з двома геометричними координатами і третя координата – середній діаметр частинок. Це дозволяє зробити висновок про просторовий розподіл частинки. Виходячи з умов, заданих у завданні для управління розпилювальної здатності форсункою досить параметру повного розподілу частинок за розмірами рамки. Результат остаточної обробки є діаграма розподілу.

В ході експериментів було досліджено розпилювач дизельного двигуна ЯМЗ-238. Контроль параметрів проводиться на кількох заводських зразках, одна модель розпилювача при роботі його на дизельному паливі та біопаливі, порівняно з результатами контрольного зразка.

Графічне подання формування експериментальних даних у вигляді гістограми розподілів. Процес вимірювання повторявся 10 разів для кожного розділу з метою визначення помилки в розмірі крапельки і отримання відповідного висновку за результатами їх розрахунку.

Вимірювання проводилися зі швидкістю обертання кулачкового валу ПНВТ 500 хв-1. Тиск в системі вприскування (перед соплом під час підйому голки) 27 МПа. Середня швидкість вимірювань 30 м/с.

Як видно з результатів експерименту, параметр інжекторів бризку такої ж моделі знову розрізняються, причому відмінність аргументів одне і таке ж сопло не йде за 5 %. Це пояснюється точністю виготовлення розпилювача.

Вимірювання фізичних параметрів форсунки здійснюється на різних швидкостях кулачкового вала паливного насоса високого тиску.

Основний потік частинок, ймовірно, буде на чолі потоку палива, зустріч та опір стаціонарному середовищу, що рухається при швидкості 10...30 м/сек.

За рахунок збільшення швидкості кулачкового вала з 500 до 850 хв-1, максимальний тиск палива перед форсункою зросло з 27 до 38 МПа, в середньому швидкість зросла з 30 до 60 м / с за рахунок збільшення об'ємної швидкості плунжером та і зменшує витоки палива.

Результати експериментальних вимірювань фізичних параметрів і користув двигуна ЯМЗ-238 зв'язуються в залежність від частоти обертання кулачкового вала ПНВТ, тиском палива паливної магістралі, швидкістю руху фронту і середнім діаметром найбільшої кількості крапель.

Експериментально отримані значення швидкості вершини на осі струменя, що лежать в інтервалі від 20 до 80 м/с для дизеля ЯМЗ-238, дозволяють зробити висновок про відповідність експериментально отриманих значень швидкості фронту загальновідомим дослідженням [8].

Для розрахунку швидкості уприскування u_0 при реєстрації тиску в трубопроводі перед форсункою і користувалася формула:

$$u_0 = \mu_f \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_m}}, \quad (3.2)$$

де μ_f - коефіцієнт витрати форсунки, визначаються експериментально;
 ΔP - різниця тисків вприскування палива і навколишнього середовища;
 ρ_n – густина дисперсного потоку.

3.2.1. Методика отримання характеристик вприскування й розпилювання, використовуючи метод макрофотографування (МФ).

Експериментальні результати, що слугували вхідною інформацією для проведення МФ аналізу, були отримані за допомогою установки для вивчення процесу розпилення дизельного палива, конструкція і основні характеристики якої такі ж, які в роботі [4]. Фотографічні зображення, що мають в собі дані за параметрами аерозольної системи, отримувалися на скляних пластинках, поверхні яких було підготовлено наступним чином. Першим шаром, що було нанесено на поверхні скла, був шар окису магнію.

Далі поверхня покривалася шаром гасової кіптяви товщиною на рівні 0,2 мм. Якщо на поверхню такої пластинки падала крапля палива, то вона пробивала шар кіптяви. Останнє чітко фіксувалося появою на поверхні пластинки білої плями з відповідними геометричними параметрами. Система таких плям і фіксувалася на фотографічному зображенні. Ці дані далі надходили на МФ обробку. Принциповим фрагментом такої методики отримання даних за станом аерозольної системи є формування однорідного за товщиною шару кіптяви. Тому в експериментах підтримувалися однакові умови нанесення шару кіптяви на скляну пластинку в серії отримання фотографічних зображень.

Не менш критичним параметром при проведенні експериментів є вибір терміну дії (експозиції) крапельного потоку на скляну пластинку. Використаний в установці шторний механізм дозволяв підтримувати час дій крапельного потоку на пластинку сталою величиною в різних експериментах. Термін бомбардування пластинок краплями палива становив 0,02 с. В конструкції установки використані форсунки від двигуна ЯМЗ-238ДЕ2, тиск впорскування 25 МПа, тиск газу 1 атм. Скляна пластинка, на яку діяв потік краплин палива, була розміщена на відстані 250 мм від сопла форсунки. Суміші палива різного складу готувались безпосередньо перед експериментом, що дозволило зменшити можливість їх розшарування. Зазначимо, що крім ретельного контролю за отриманням відбитків крапель палива на скляній пластинці в роботі впродовж проведення експериментів по дослідженню процесу розпилення палива різного складу, умови функціонування установки підтримувалися сталими як за часом, так і за іншим параметрами. Експерименти по отриманню відбитків крапель для кожного складу дизельного палива повторювалися, як правило, двічі. В той самий час, вкажемо, що для розрахунків МФ спектрів достатньо лише частини фотографії, яка отримана в експерименті. Це пов'язано з можливостями обчислювальної техніки та буде обговорюватися далі. Як

правило, в розрахунках використовувалися центральні частини фотографії.

3.3 Результати досліджень. Вихідні дані для математичного моделювання

3.3.1 Зв'язок числа Рейнольдса та Онезорге в дослідженнях розвитку факела розпилення. Число Рейнольдса – безрозмірна величина, що характеризує відношення нелінійного і диссипативного членів в рівнянні Нав'є – Стокса.

Рівняння Нав'є — Стокса — система диференціальних рівнянь, що описує рух в'язкої ньютонівської рідини. Рівняння Нав'є — Стокса є одними з найважливіших в гідродинаміці і застосовуються в математичному моделюванні багатьох природних явищ і технічних завдань. Названі на ім'я французького фізика Анрі Нав'є і британського математика Джорджа Стокса.

У разі нестисливої рідини система складається з двох рівнянь:

- рівняння руху,
- рівняння нерозривності.

У гідродинаміці зазвичай рівнянням Нав'є — Стокса називають тільки одне векторне рівняння руху. Вперше рівняння Нав'є — Стокса було отримано Нав'є (1822, нестислива рідина[7]) і Пуассоном (1829, стислива рідина[8]), які виходили з модельних уявлень про молекулярні сили. Пізніше феноменологічний висновок рівняння був даний Сен-Венаном[9] і Стоксом[10].

Число Онезорге (O_h) – критерій подібності в гідродинаміці, аналогічний числу Лапласа, і дорівнює відношенню вязкостних сил до сил поверхневого натягу і інерції:

$$O_h = \frac{\eta}{\sqrt{\sigma \cdot \rho \cdot L}} = \frac{1}{\sqrt{La}}, \quad (3.3)$$

де — коефіцієнт поверхневого натягу;

- динамічна вязкість;
- характеристична довжина;
- число Лапласа.

На основі чисел Рейнольдса та Онезорге, побудуємо графік розподілу видів розпаду струменя (рис. 3.7).

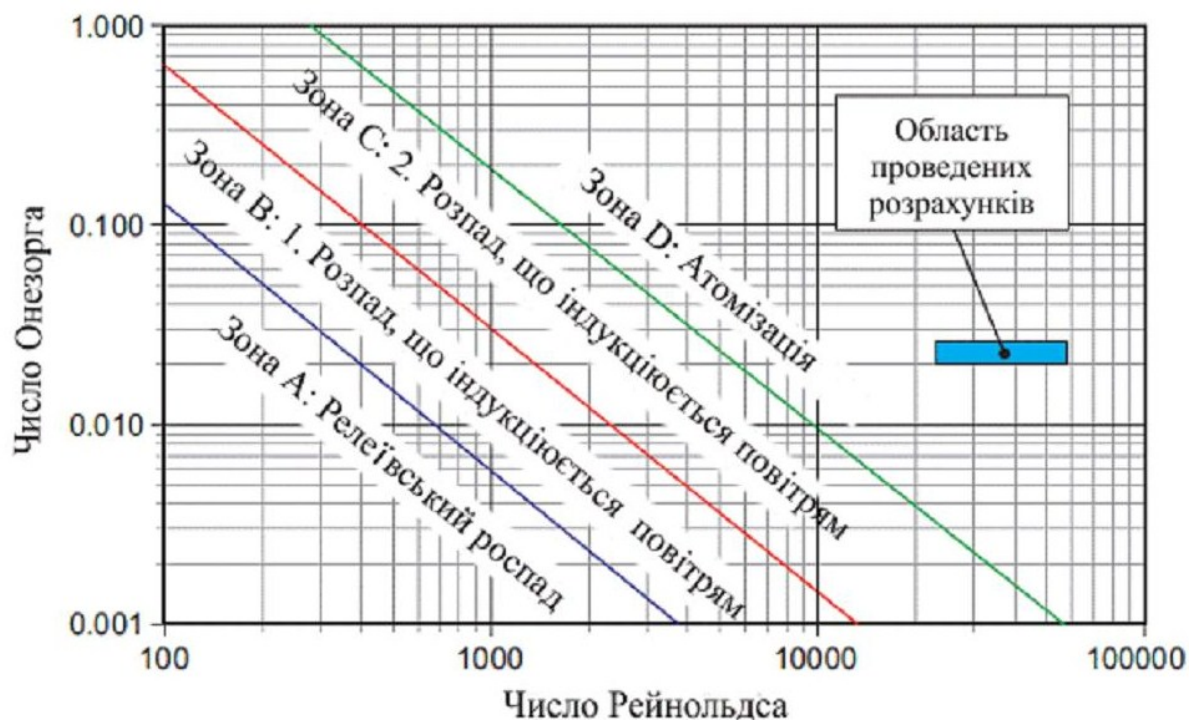


Рис. 3.7 – Механізми розпаду струменя в залежності від швидкості струменя, а також класифікація потоків всередині форсунки.

Визначаємо вплив числа Рейнольдса на густину повітря під час розпилювання палива в межах між видами розподілу (рис. 3.8)

Розглянемо механізми розпаду струменя в залежності від швидкості струменя та довжини розпаду струменя, а також класифікацію потоків в середині форсунки, що зображено на рис. 3.9.

Як бачимо механізм первинного розпаду струменя можна розділити на різні зони:

- Зона А – Релеївський розпад;
- Зона В – перший розпад, що індукується повітрям;

- Зона С – другий розпад, що індукується повітрям;
- Зона D – атомізація (розпилювання)

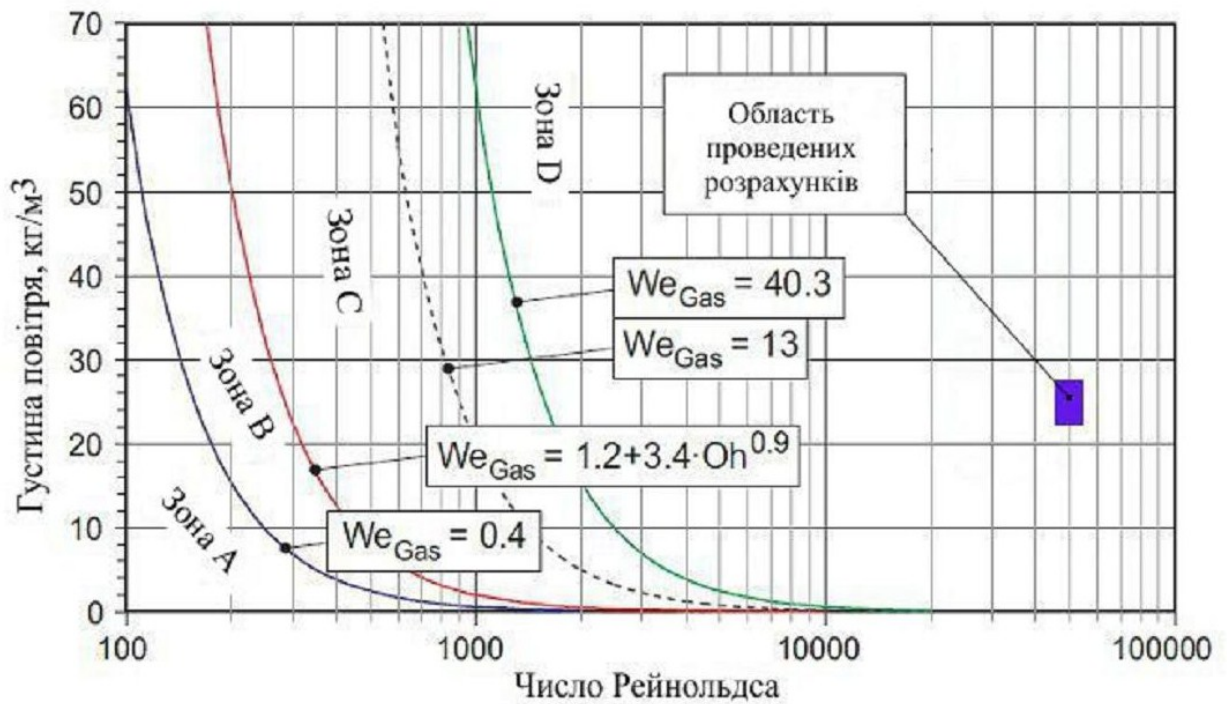


Рис. 3.8 – Вплив густини повітря на межі між видами розподілу

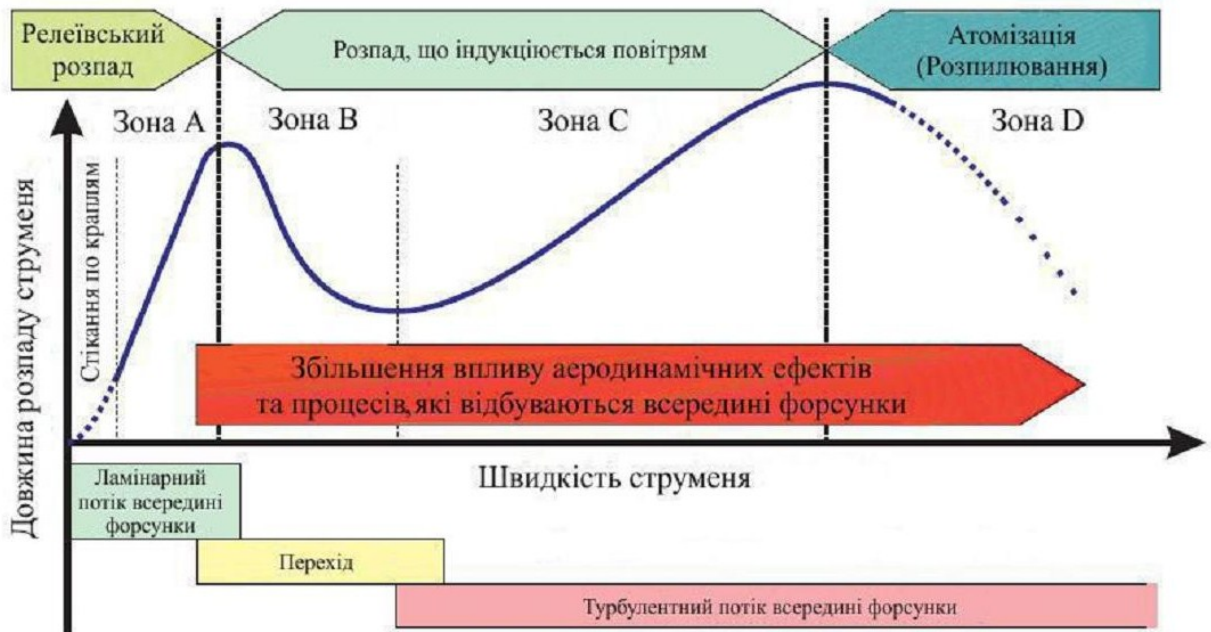


Рис. 3.9 – Вплив довжини струменя на його швидкість в межах зон розподілу

3.3.2 Результати розрахунків за математичною моделлю О.С. Лишевського. Результати розрахунків довжини паливного струменя в залежності від часу представлено на рис. 3.10 – 3.13.

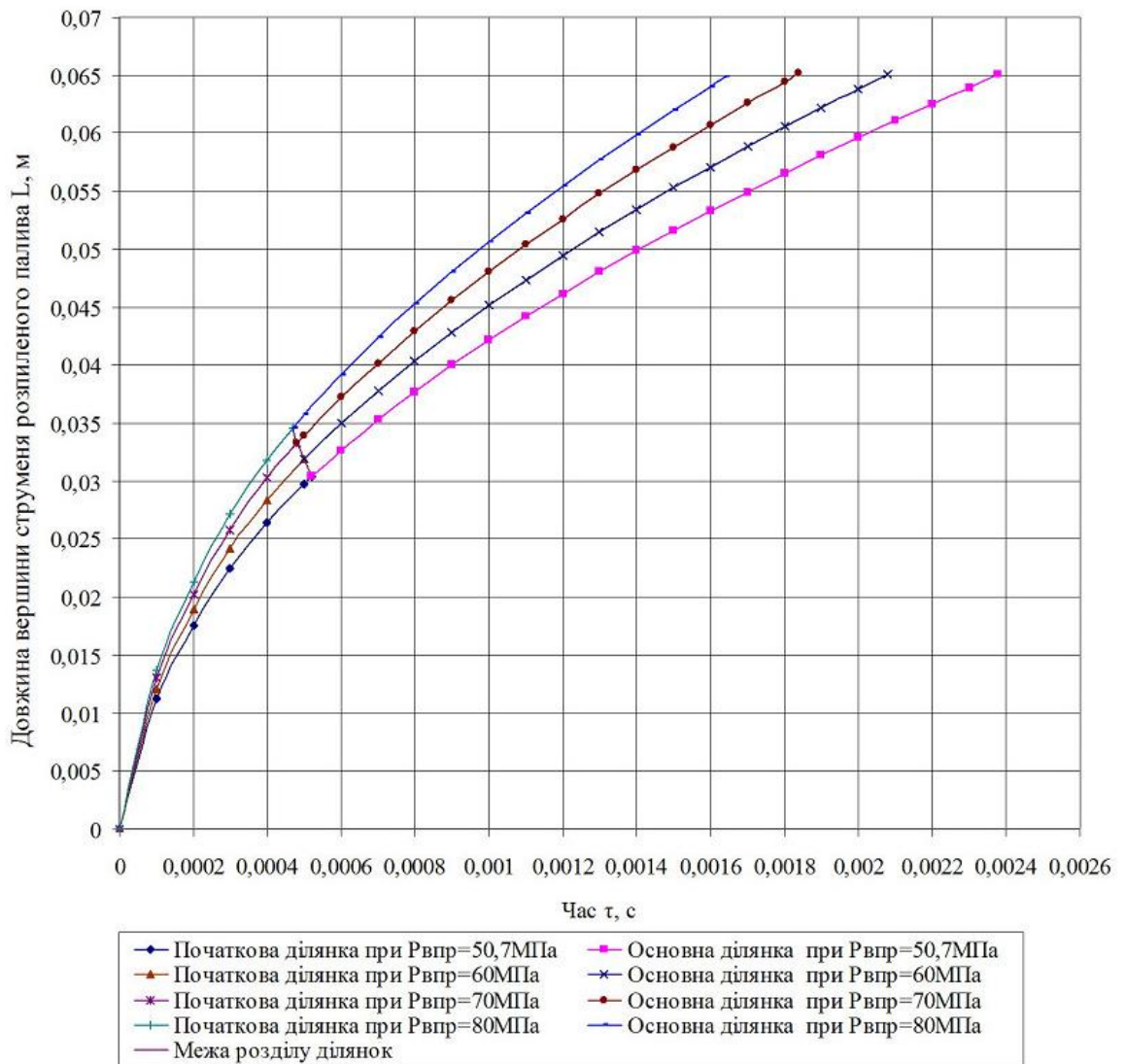


Рис. 3.10 – Довжина струменя розпиленого дизельного палива при зміні тиску впорскування

З рис. 3.10 та 3.12 бачимо, що при збільшенні тиску впорскування його тривалість зменшується. З рис. 3.11 та 3.13 можна зробити висновок, що при збільшенні тиску в камері згорання дещо зменшується довжина паливного струменя при роботі як на дизельному паливі так і на біопаливі.

Порівняльні характеристики паливного струменя в залежності від часу на різних видах палива представлено на рис 3.14, які показують, що час

впорскування та довжина паливного струменя більші на біодизельному паливі в порівнянні з дизельним паливом.

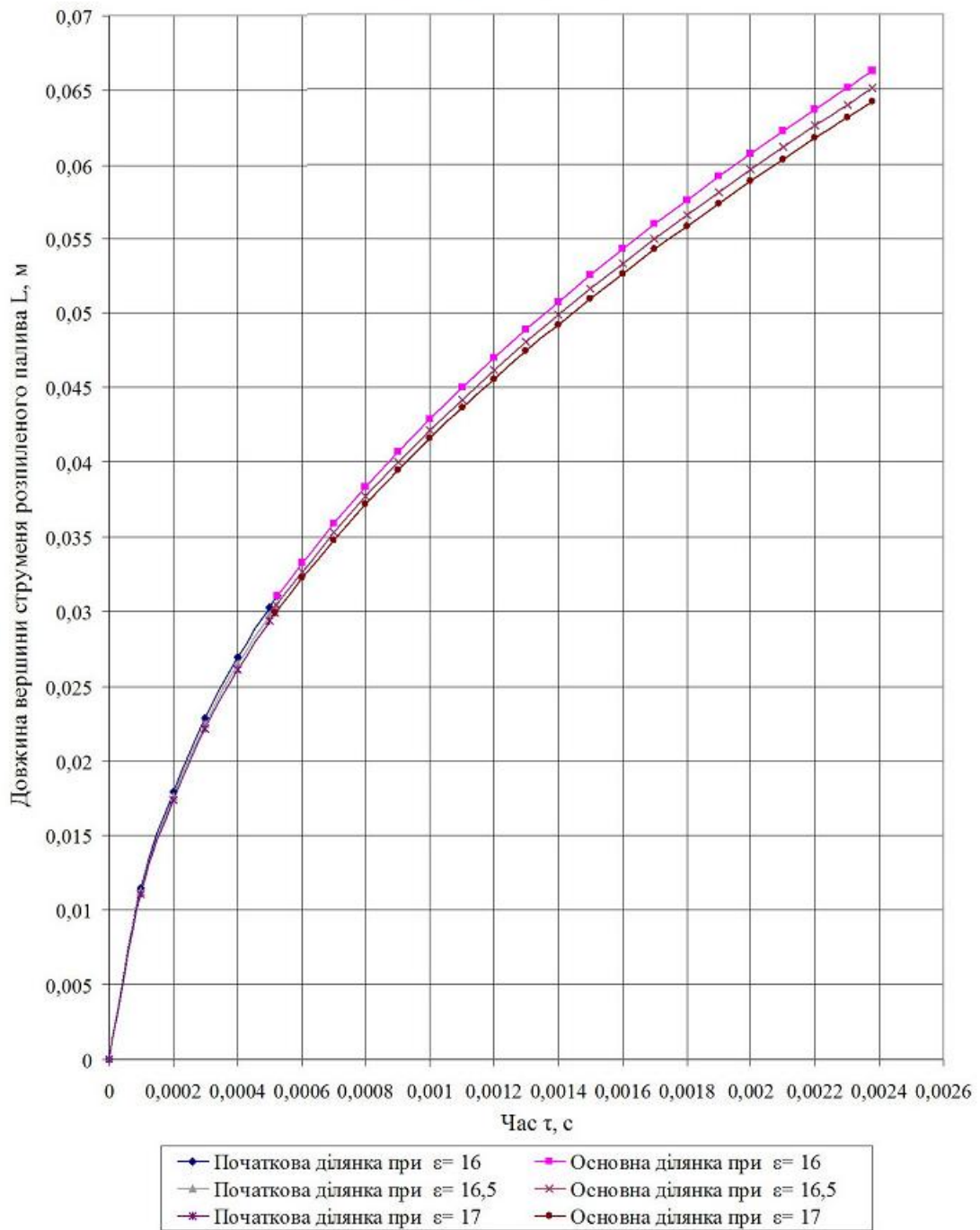


Рис. 3.11 – Довжина струменя розпиленого дизельного палива при зміні тиску в камері згорання

При роботі двигуна на сумішевому паливі показано, що при збільшенні вмісту біопалива в сумішевому паливі час впорскування та довжина

паливного ступення будуть збільшуватися.

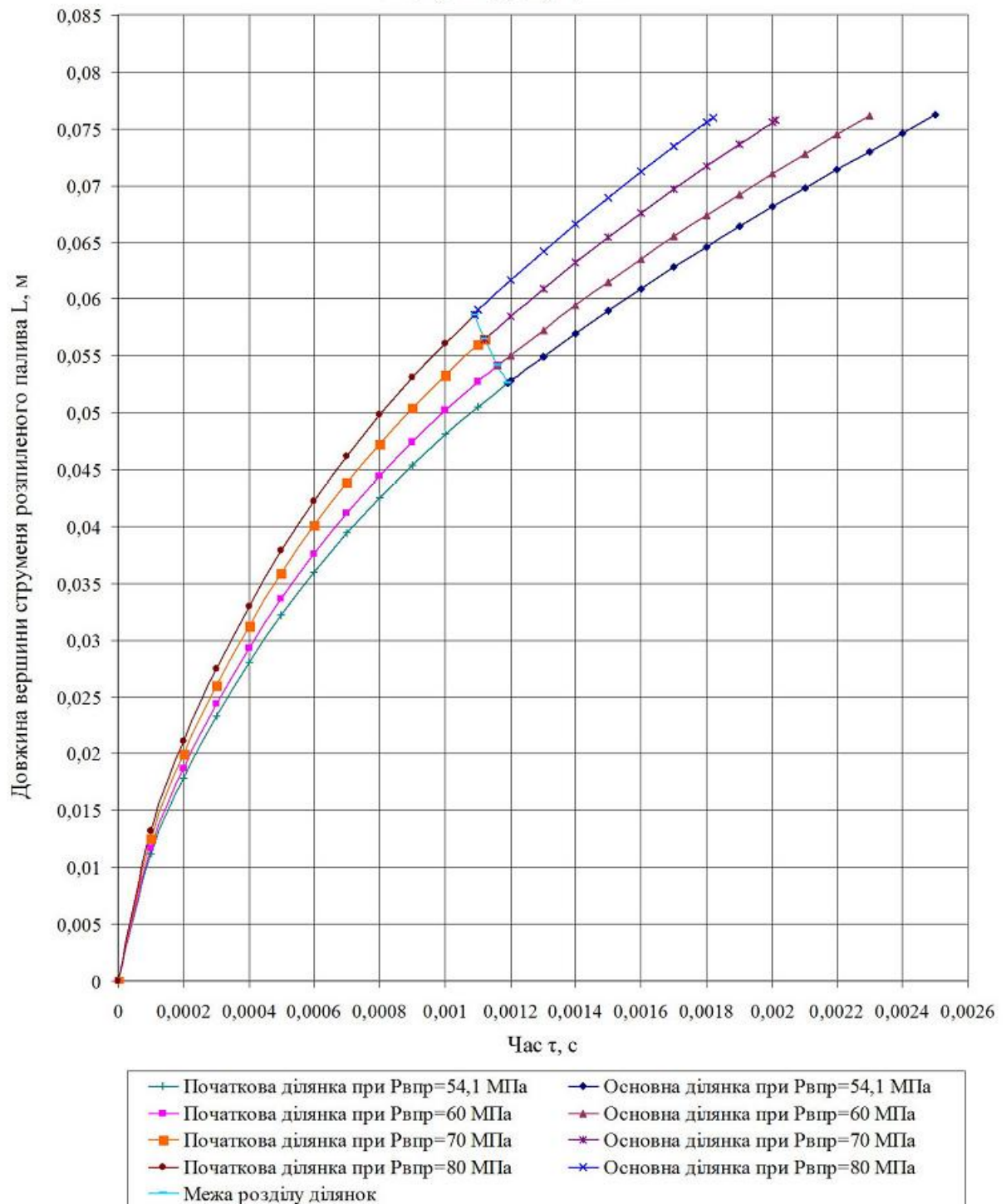


Рис. 3.12 – Довжина струменя розпиленого біодизельного палива при зміні тиску впорскування

Результати розрахунку швидкості вершини струменя розпиленого дизельного палива від часу зображено на рис. 3.15 – 3.18.

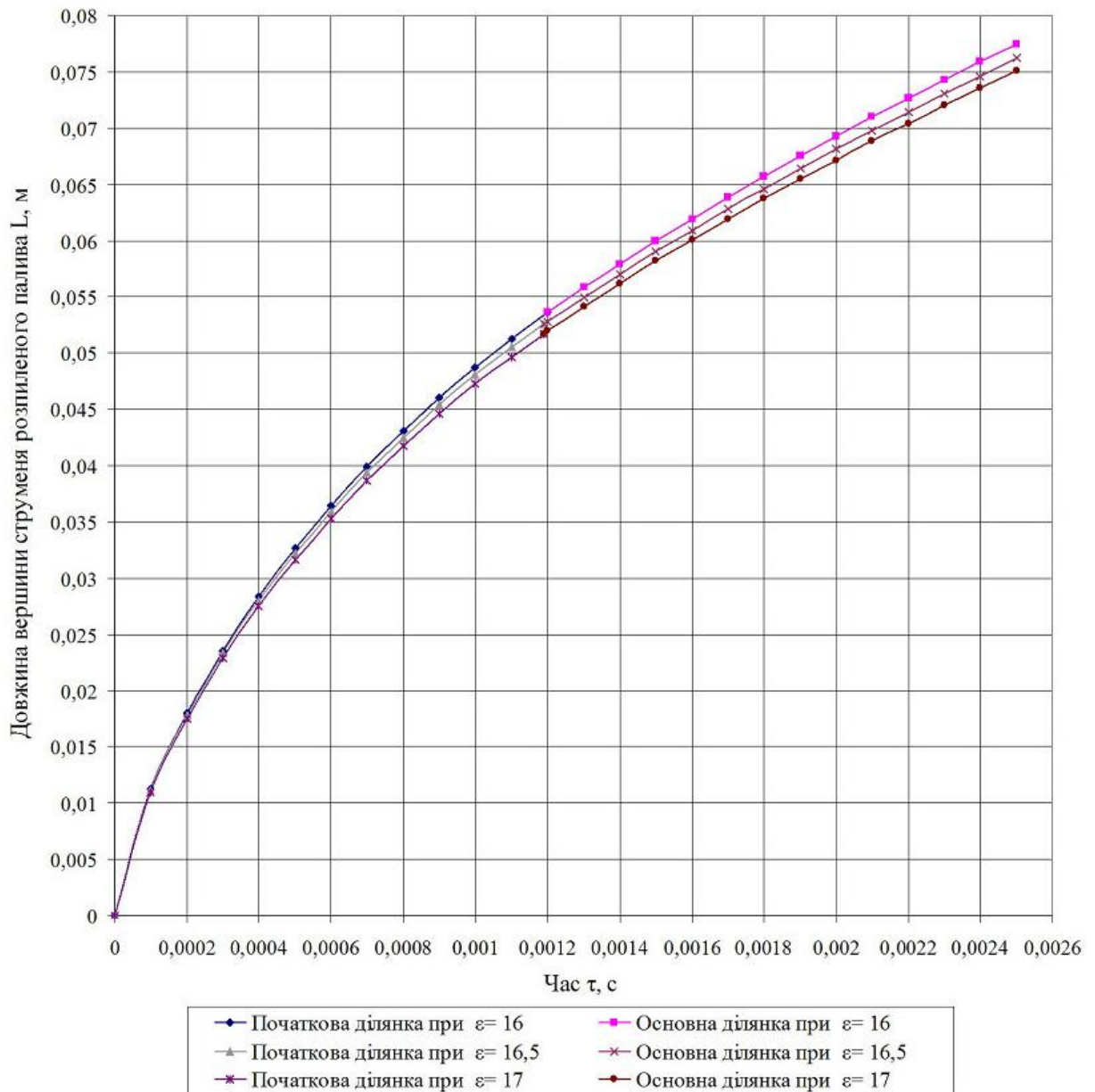


Рис. 3.13 – Довжина струменя розпиленого біодизельного палива при зміні тиску в камері згорання

З рис. 3.15 та 3.17 бачимо, що при збільшенні тиску впорскування його тривалість і загальмовування вершини факела – зменшується як на дизельному паливі так і на біопаливі. З рис. 3.16 можна зробити висновок, що при збільшенні тиску в камері згорання зменшується швидкість вершини паливного струменя.

Порівняльні характеристики паливного струменя в залежності від

часу на різних видах палива представлено на рис 3.18, які показують, що час впорскування та швидкість вершини паливного струменя більші на біодизельному паливі в порівнянні з дизельним паливом.

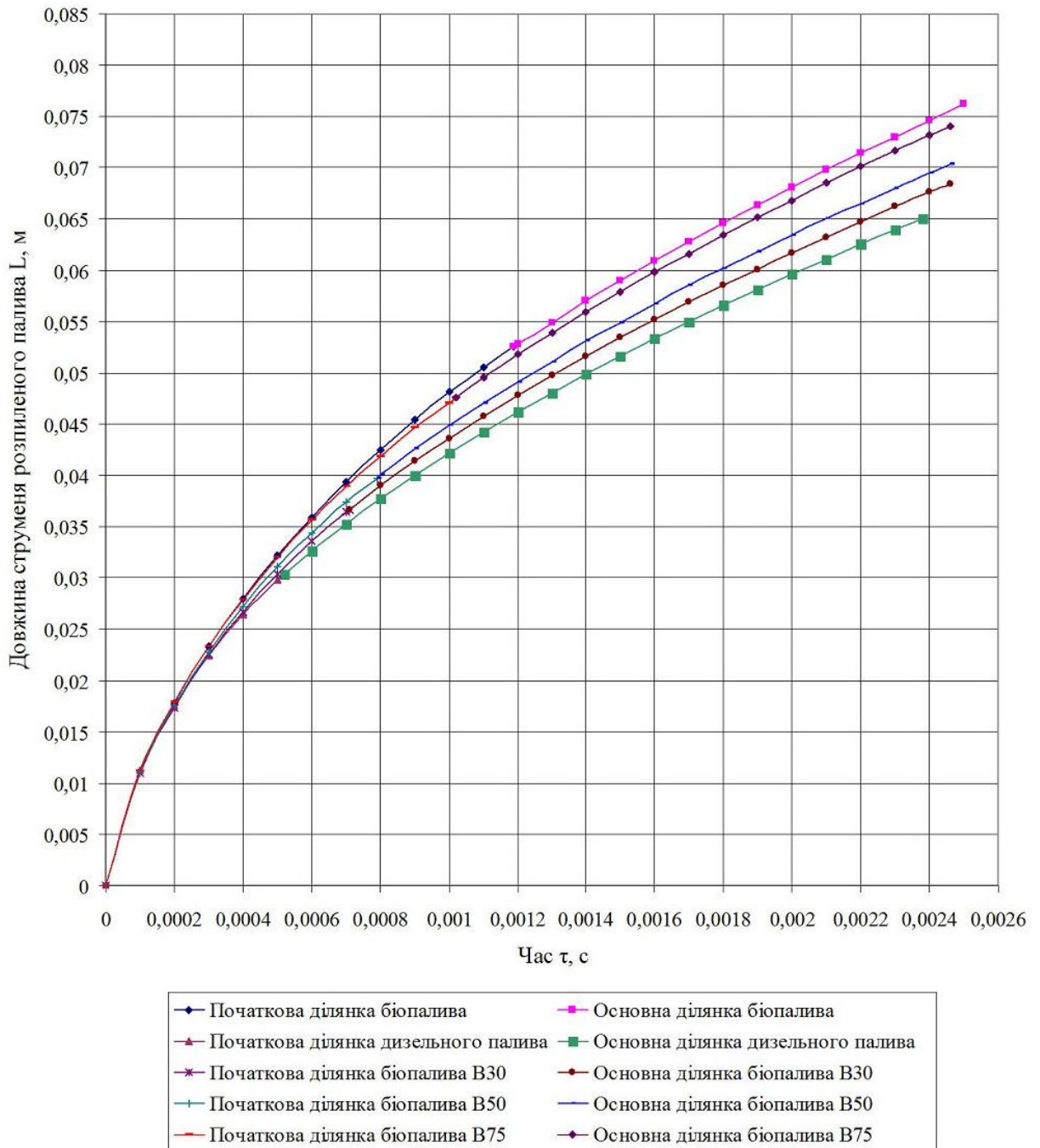


Рис. 3.14 – Довжина розпиленого струменя при зміні виду палива

При роботі двигуна на сумішевому паливі показано, що при збільшенні вмісту біопалива в сумішевому паливі час впорскування та швидкість

вершини паливного струменя будуть збільшуватися.

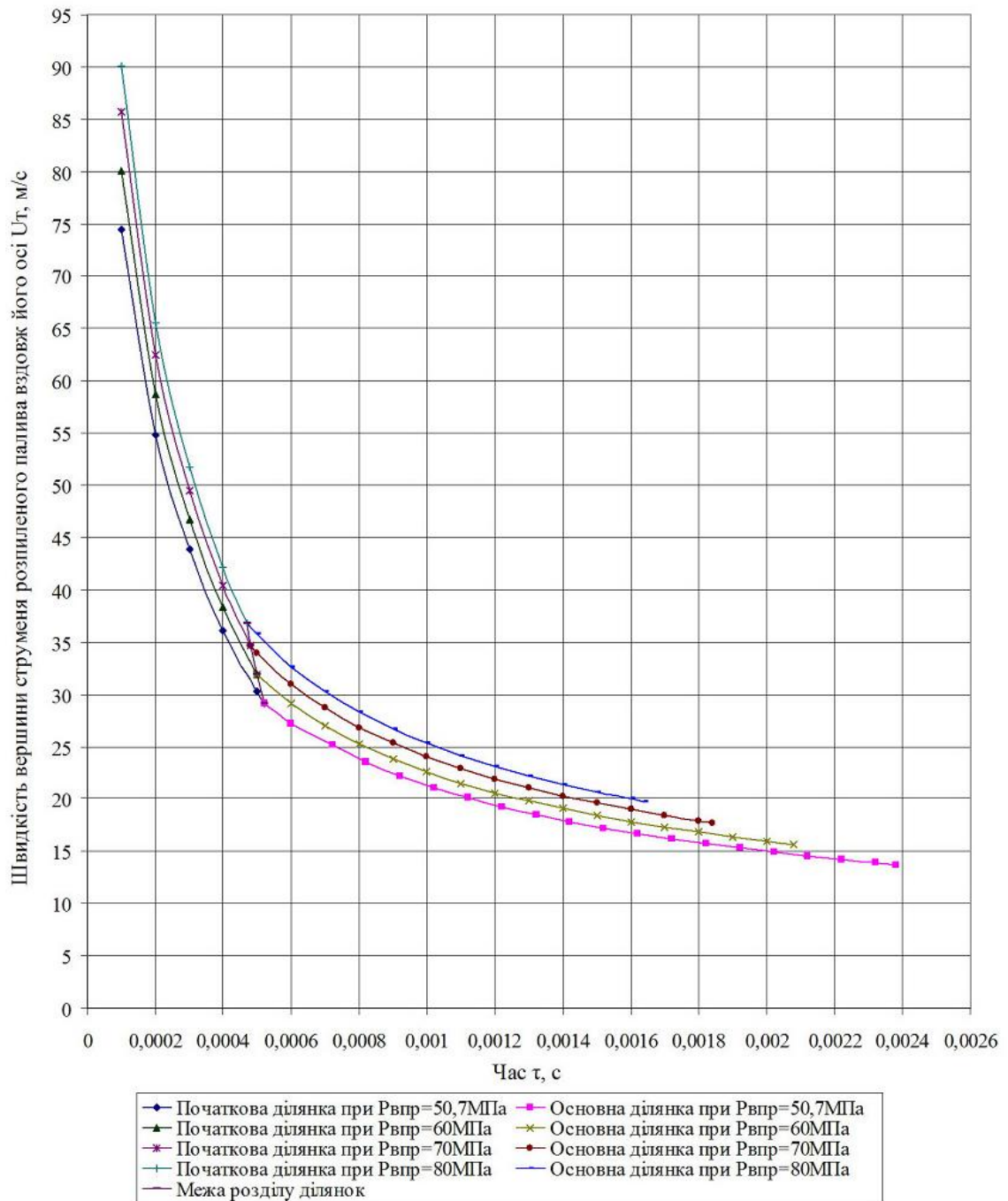


Рис. 3.15 – Швидкість вершини струменя розпиленого дизельного палива при зміні тиску впорскування

Зміна кута конуса струменя в залежності від часу при різних значеннях тиску впорскування зображено на рис. 3.19, на якому показано, що кут струменя зменшується з часом на початковій ділянці і залишається постійним

на основній ділянці розтку факела. Проте зі збільшенням тиску впорскування кут розпилювання збільшується, а час впорскування зменшується.

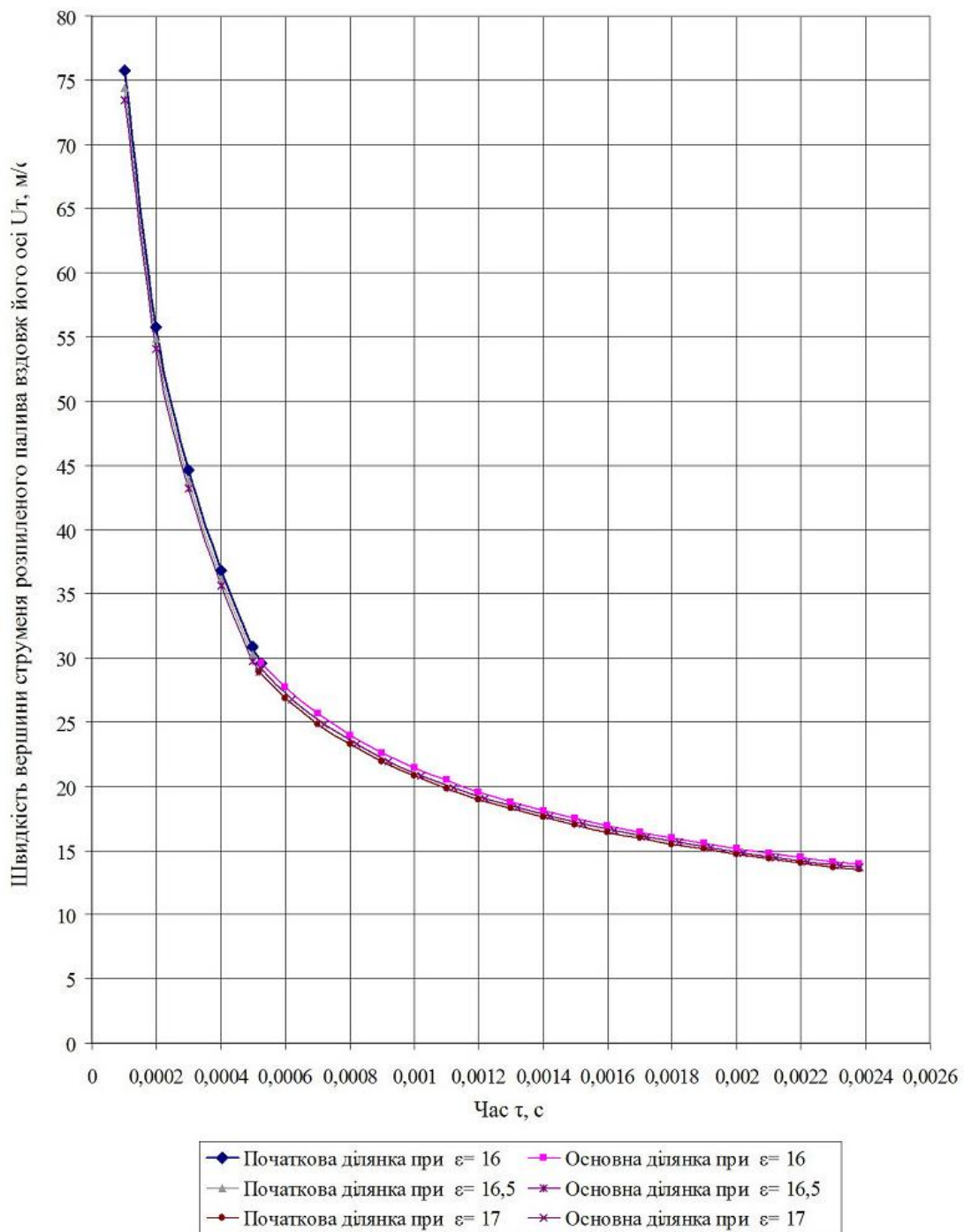


Рис. 3.16 – Швидкість верхньої частини струменя розпиленого дизельного палива при зміні тиску в циліндрі двигуна

При дослідженні процесів впорскування та розпилювання, що відбуваються в дизелі важливими також є екологічні показники роботи

двигуна, що характеризуюються зокреми емісією твердих частинок та диму в залежності від показників ворскування та розпилювання. Така залежність представлення за результатами експериментальних досліджень по шкалі Bosh на рис. 3.20.

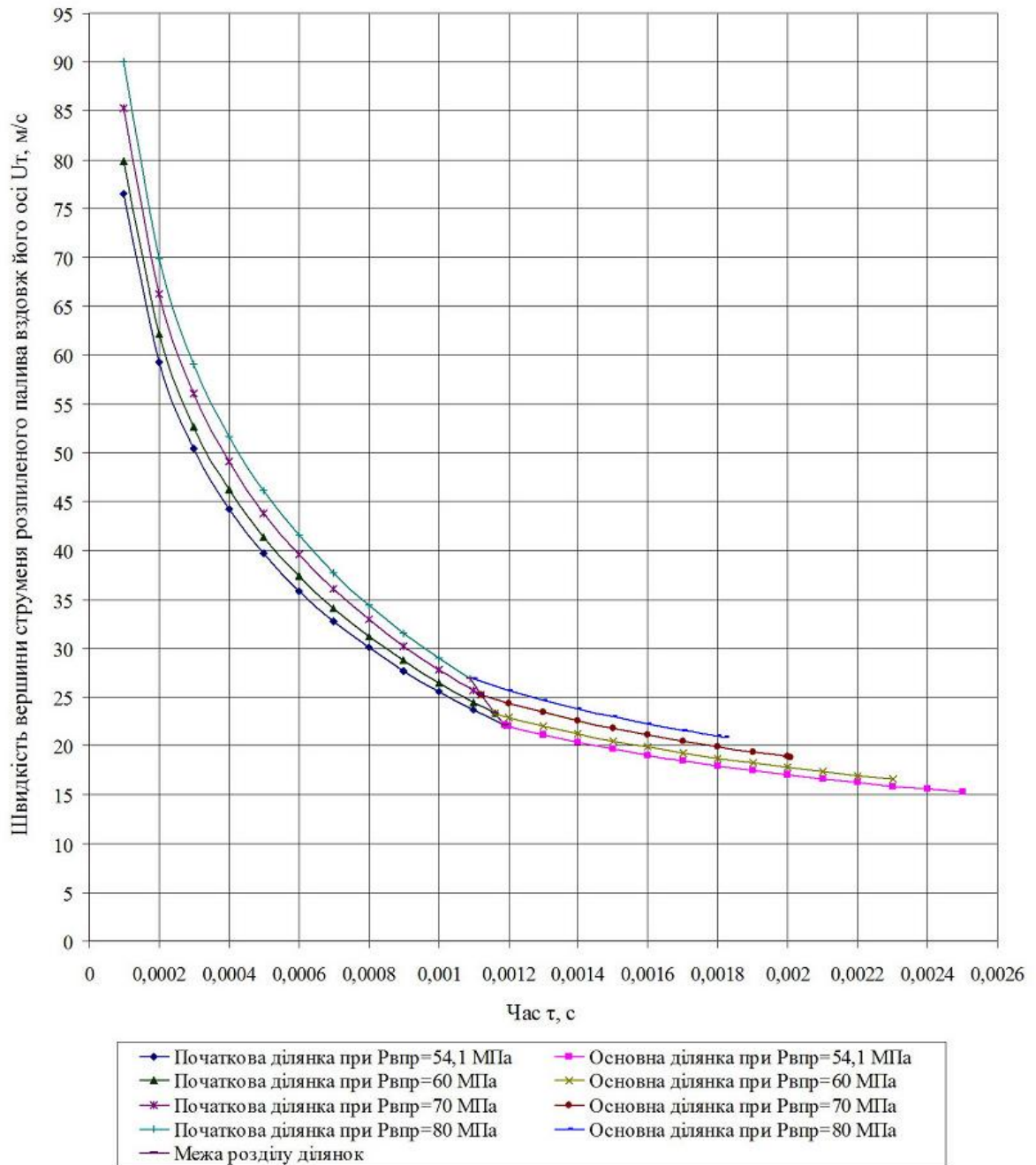


Рис. 3.17 – Швидкість верхньої частини струменя розпиленого біодизельного палива при зміні тиску впорскування

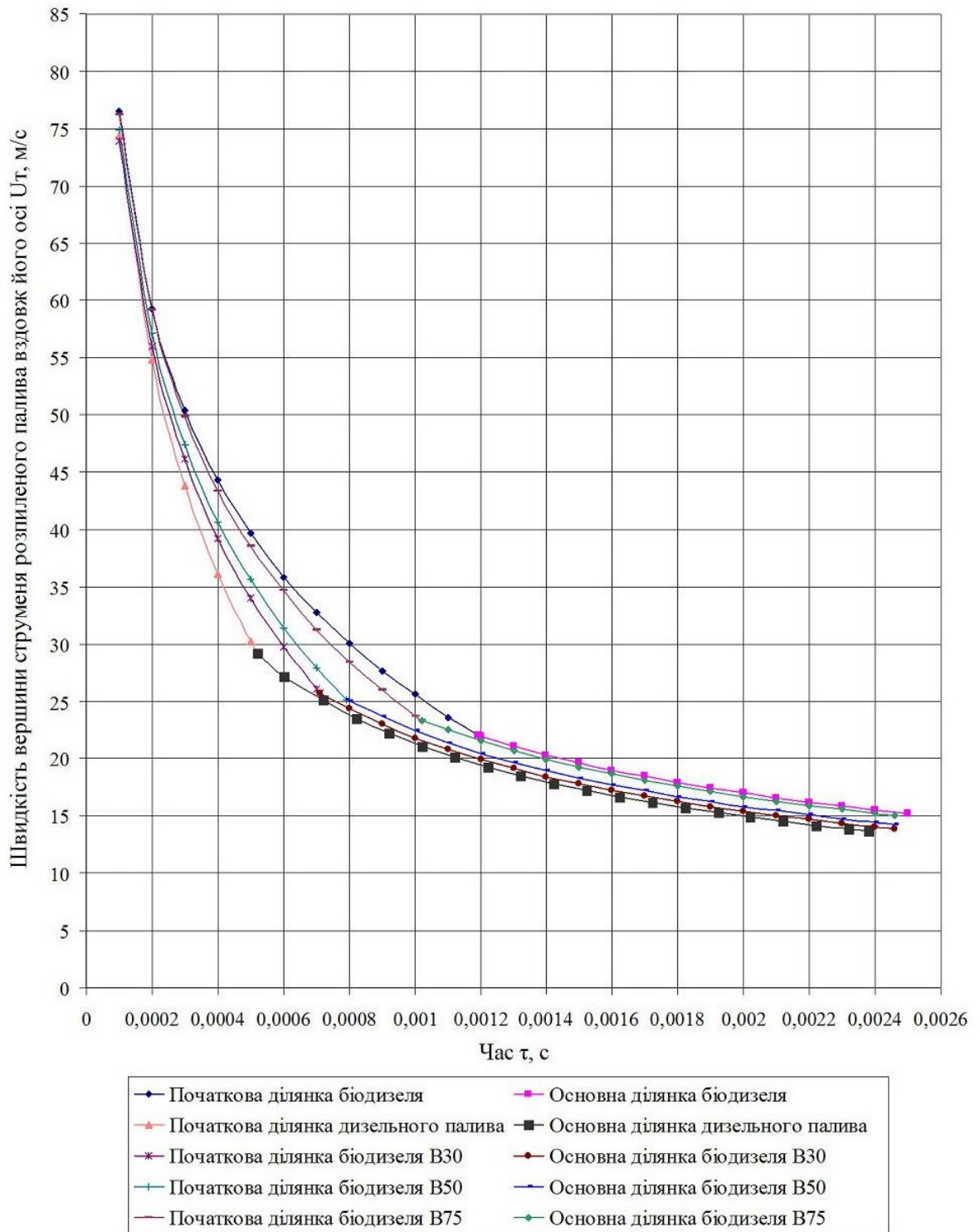


Рис. 3.18 – Швидкість вершини розпиленого струменя при зміні виду палива

Вона показує, що при збільшенні тиску впорскування емісія твердих частинок та диму зменшується.

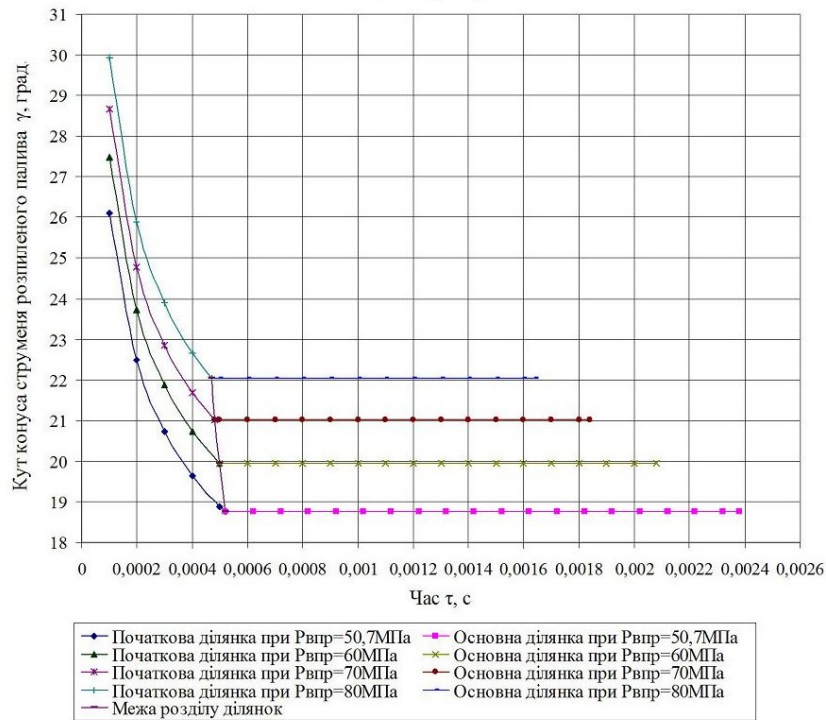


Рис. 3.19 – Кут конуса розпилювання дизельного палива при зміні тиску впорскування

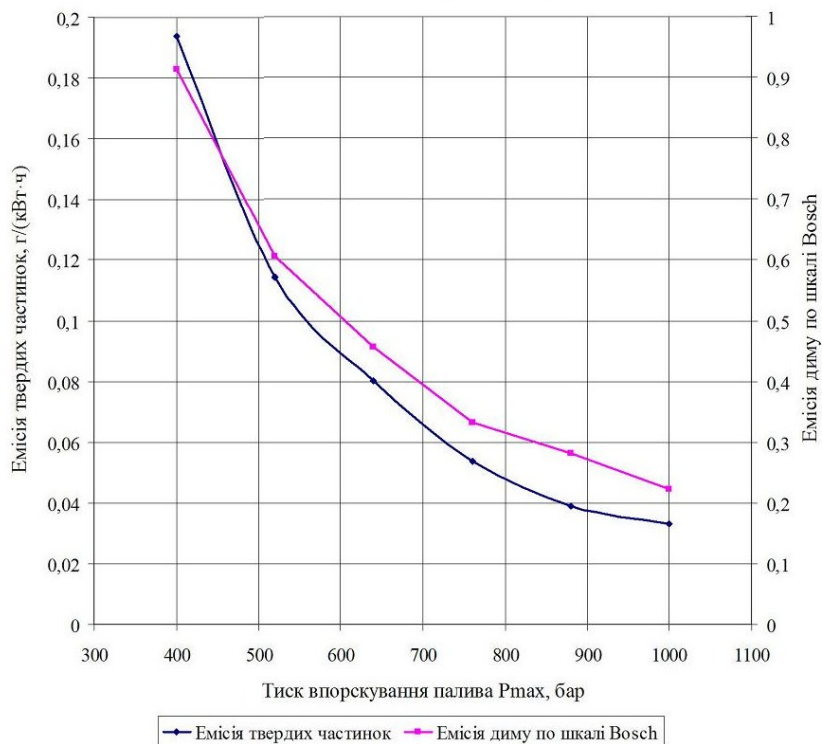


Рис. 3.20 – Залежність емісії твердих частинок та емісії диму по шкалі Bosh від тиску впорскування

3.3.2 Результати розрахунків в програмному комплексі «Дизель РК». Програма ДИЗЕЛЬ-РК призначена для розрахунку і оптимізації двотактних і чотиритактних двигунів внутрішнього згоряння. Розроблена вчним Разлейцевим та Кулішовим та може бути використанна студентами інженерних спеціальностей в області ДВЗ в онлайн режимі.

Програма дозволяє проводити тепловий розрахунок, аналіз і дослідження наступних типів ДВЗ:

- дизельних;
- бензинових іскрових (карбюраторних, з упорскуванням бензину).
- газових іскрових (звичайних, форкамерних).

ДИЗЕЛЬ-РК належить до класу термодинамічних програм, тобто циліндри двигуна розглядаються в ній як відкриті термодинамічні системи.

Як і належить хорошій термодинамічній програмі, ДИЗЕЛЬ-РК дозволяє досліджувати двигуни з різними системами наддуву, підбирати агрегати наддуву до поршневої частини, досліджувати процеси газообміну, включаючи оптимізацію фаз газорозподілу, а також прогнозувати різні характеристики двигунів. Завантажити короткий опис на 4 сторінках у форматі PDF. Програма постійно вдосконалюється, в неї додаються все нові і нові можливості для вирішення актуальних завдань.

У програмі реалізована РК-модель: модель сумішоутворення і згоряння в дизелі яка дозволяє розраховувати швидкість тепловиділення з урахуванням:

- форми камери згоряння;
- інтенсивності вихору;
- кількості, діаметра і спрямованості соплових отворів;
- форми характеристики впорскування, включаючи багатофазний (багаторазовий) впорскування і РССІ;
- взаємодії струменів зі стінками і між собою;

- біопалива і сумішей біопалива з дизельним паливом в різних пропорціях;
- системи рециркуляції відпрацьованих газів.

РК-модель дозволяє оптимізувати форму камери згоряння і конструкцію паливної апаратури.

Таку модель ми використовували й в нашій роботі для визначення питомої ефективної витрати палива та концентрації окислів азоту в залежності від тиску впорскування палива (див. рис. 3.21).

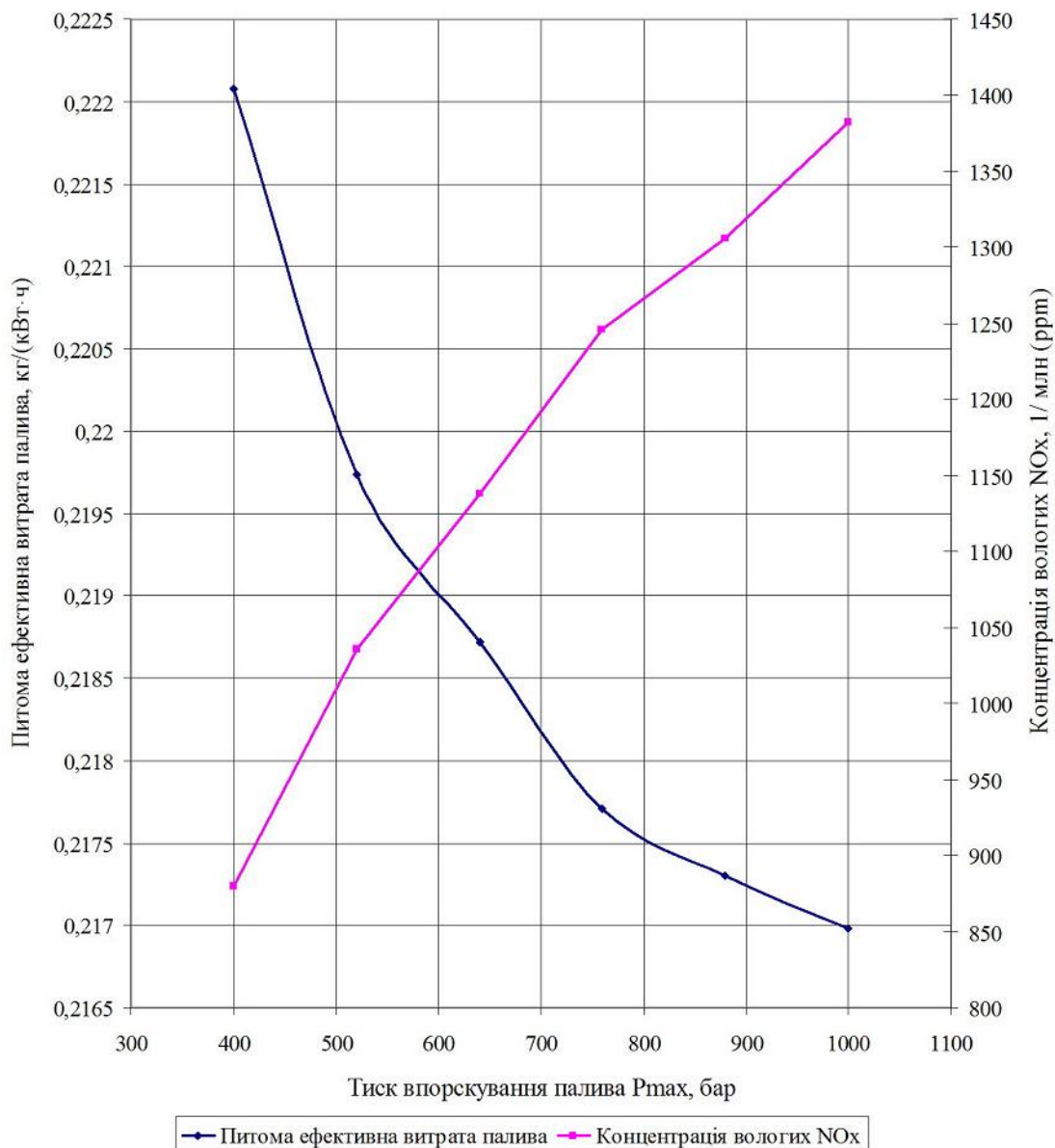


Рис. 3.21 – Залежність питомої ефективної витрати палива та концентрації вологих NO_x від тиску впорскування

Висновки

1. Проведено аналіз літературних джерел в області впорскування та розпилювання палива.
2. Аналітично досліджено зміну параметрів розпилювання при підвищенні тиску впорскування та зміні ступеня стиску в камері згорання дизельного двигуна ЯМЗ-238ДЕ2.
3. Моделювання показало, що використання біодизельного палива на основі ріпакової олії та його сумішей з дизельним паливом призводить до збільшення об'ємно-поверхневого діаметра крапель палива, зменшення кута конуса струменя палива, збільшення далекобійності струменя палива, зменшення частини об'ємного суішеутворення.
4. В результаті комп'ютерного моделювання в програмному комплексі «Дизель-РК» отримані залежності питомої витрати палива та викидів шкідливих речовин від тиску впорскування та ступеня стиску в камері згорання.
5. Проведено експериментальне дослідження геометричної структури та дисперсності розпилювання паливних струменів при використанні дизельного і біодизельного палива та їх сумішей.
6. Використовуючи програмне середовище “*MATLAB*” була зроблена обробка мікрофотографій дисперсності розпилювання дизельного і біодизельного палива та їх сумішей і визначено зміну концентрації крапель при розпилюванні даних видів палива.

Список використаної літератури

1. Анісімов В.Ф., Савчинський І.Г. – Вплив режимів роботи автомобільних двигунів на їх показники. Навчальний посібник. – Вінниця: ВДТУ, 2005.-94с.
2. Артамонов М.Л., Панкратов Г. П. — Теорія, конструкція і розрахунок автотракторних двигунів. Машгиз, 1963.
3. Болтинський В.Н. Теорія, конструкція і розрахунок тракторних і автомобільних двигунів. Сельхозгиз, 1962.
4. ГОСТ 491—55. Двигуни автотракторні. Методи стендових випробувань.
5. Анисимов В. Ф. Многофакторная связь мощности дизеля с параметрами рабочего цикла в малых отклонениях / В. Ф. Анисимов, В. Б. Рябошапка, А. А. Пясецкий // Промислова гідравліка і пневматика, №2(8)'2005. – 5 с.
6. Анисимов В. Ф. Исследование многофакторной связи параметров систем смазки и питания дизеля в малых отклонениях / В. Ф. Анисимов, В. Б. Рябошапка. // V міжнародна науково-технічна конференція MOTROL '2005, Lublin – Odessa; Том 7 – 8 с.
7. Барсуков С. И. Дослідження токсичності відпрацьованих газів методом лазерної ендоскопії / С. И. Барсуков, В. Ф. Анисимов, В. Б. Рябошапка // Збірник наукових праць Аграрної академії наук, №1(6) 2006.
8. Анисимов В. Ф. Перспективи використання газоподібних палив для роботи газодизельних двигунів / В. Ф. Анисимов, В. Б. Рябошапка // Вібрації в техніці та технологіях, №2(10) 2006. – 6 с.
9. Анисимов В. Ф. Исследование возможности использования биотоплива в автотракторных дизелях / В. Ф. Анисимов, Л. П. Серета, В. Б. Рябошапка//Вібрації в техніці та технологіях, №3(45) 2006. – 6 с.
10. Анисимов В. Ф. Дослідження характеристик впорскування запальної дози палива газодизеля по малих відхиленнях параметрів / В. Ф. Анисимов, В. Б. Рябошапка А. А. Пясецкий // Збірник наукових праць Вінницького

державного аграрного університету, Випуск 21, Вінниця 2006. – 7 с.

11. Анисимов В. Ф. Перспективы и проблемы использования биотоплива в автотракторных дизелях / В. Ф. Анисимов, Л. П. Серета, В. Б. Рябошапка // Промислова гідравліка і пневматика, №4(18) 2007. – 6 с.

12. Анисимов В. Ф. Дослідження впливу кута випередження подачі на експлуатаційні показники роботи дизеля при переведенні його на біодизельне паливо / В. Ф. Анисимов, Л. П. Серета, В. Б. Рябошапка, А. А. Пясецький // Промислова гідравліка і пневматика, №2(20) 2008. – 7 с.

13. Рябошапка В. Б. Дослідження впливу кута випередження подачі на експлуатаційні показники роботи дизеля при переведенні його на біодизельне паливо / В. Б. Рябошапка // Матеріали науково-технічної конференції “Науково-технічний прогрес у розвитку машин і засобів механізації сільського господарства” – Вінниця 2008. – 4с.

14. Анисимов В. Ф. Определение количества воздуха необходимого для полного сгорания биотоплива в дизельном двигателе / В. Ф. Анисимов, В. Б. Рябошапка // Вібрації в техніці та технологіях, №1 (53)/2009.

15. Анисимов В. Ф. Дослідження характеристик дизельного двигуна при переведенні його на біодизельне паливо / В. Ф. Анисимов, Л. П. Серета, В. Б. Рябошапка, А. А. Пясецький // Матеріали міжнародної науково – технічної конференції 24-26 березня 2010р.

16. Анисимов В. Ф. Вплив біопалива на діагностичні параметри дизельних двигунів / В. Ф. Анисимов, В. І. Яцковський, В. Б. Рябошапка // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету, Серія: Технічні науки, № 7, Вінниця, 2011. – С. 41-43.

17. Анисимов В. Ф. Зменшення впливу фізико-хімічних і біологічних особливостей біопалива на якість роботи двигуна / В. Ф. Анисимов, В. І. Яцковський, В. І. Музичук, А. А. П'ясецький, В. Б. Рябошапка // Вібрації в техніці та технологіях, №2(62)/2011. – С. 114-119

18. Анисимов В. Ф. Напрямки створення багатопаливних двигунів на базі

дизельного циклу/В. Ф. Анісімов, В. І. Яцковський, А. А. П'ясецький, В. Б. Рябошапка // Промислова гідравліка і пневматика №2(32)'2011. – С. 100-105

19. Анісімов В. Ф. Теоретичне дослідження параметрів сумішоутворення в дизелі при роботі на біопаливі методом малих відхилень параметрів/ В. Ф. Анісімов, В. Г. Семенов, В. Б. Рябошапка // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету, Серія: Технічні науки, №10 т. 1 (58), Вінниця, 2012. – С. 6-10.

20. Музичук В. І. Застосування чисельних методів при дослідженні теплових процесів на математичних моделях/ В. І. Музичук, В.Б. Рябошапка, О. М. Бурдейний // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету, Серія: Технічні науки, №10 т. 2 (59), Вінниця, 2012. – С. 145-148

21. Анісімов В. Ф. Про можливості пристосування тракторного дизеля для роботи на біопаливі/В. Ф. Анісімов, В. І. Музичук, А. А. П'ясецький, В.Б. Рябошапка С. Я. Мельничук // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету, Серія: Технічні науки, №11 т. 1 (65), Вінниця, 2012. – С. 314-320

22. Пришляк В. М. Обґрунтування експлуатаційних показників дизельного двигуна за умови роботи на біопаливі/ В. М. Пришляк, А. А. П'ясецький, В.Б. Рябошапка // Матеріали XIII міжнародної конференції “Сучасні проблеми землеробської механіки” – Вінниця 2012

23. Семенов В. Г. Про можливості використання біодизельного палива в сільському господарстві/В. Г. Семенов, В.Б. Рябошапка // Матеріали XIII міжнародної конференції “Сучасні проблеми землеробської механіки” – Вінниця 2012. – 2 с.

24. Анісімов В. Ф. Моделирование процесса впрыска в дизеле с помощью теории малых отклонений/ В. Ф. Анісімов, В.Б. Рябошапка // Матеріали всеукраїнської науково-практичної конференції присвяченій 25-річчя

кафедри тракторів і автомобілів “Перспективи розвитку тракторів і автомобілів” – Вінниця 2013. – 6 с.

25. Семенов В. Г. Применение модели Вибе И. И. для моделирования и аппроксимации процессов сгорания в дизеле 4Ч11,0/12,5/ В. Г. Семенов, В.Б. Рябошапка // Сборник научных докладов XVII Международной научно-практической конференции “Повышение эффективности использования ресурсов при производстве сельскохозяйственной продукции – новые технологии и техника нового поколения для растениеводства и животноводства” – Тамбов 2013. – 6 с

26. Семенов В. Г. Аппроксимация и моделирование процессов сгорания в дизеле 4Ч11,0/12,5/ В. Г. Семенов, В.Б. Рябошапка // Матеріали всеукраїнської науково-практичної конференції присвяченій 25-річчя кафедри тракторів і автомобілів “Перспективи розвитку тракторів і автомобілів” – Вінниця 2013. – 7 с.

27. Анісімов В.Ф., Рябошапка В.Б., П’ясецький А.А. Рекомендації керівникам підрозділів АПК та інженерам сільськогосподарського виробництва щодо використання біодизельного палива в умовах сільськогосподарського виробництва // Збірник наукових праць ВНАУ. Серія: Технічні науки. – Вінниця, 2014. – Випуск 2 (85) – С 200-203

28. Анісімов В.Ф. Елементи математичної моделі процесу горіння в дизелях, що враховує зміну виду палива / В.Ф. Анісімов, В.П. Комаха, В.Б. Рябошапка // Матеріали I регіональної науково-технічної конференції [«Перспективи розвитку двигунів внутрішнього згорання працюючих на різних видах палива»]. – Вінниця: Видавництво ВНАУ. – 2015. – С. 78 - 80.

29. Анісімов В.Ф. Апроксимація і моделювання процесу згорання в сільськогосподарських тракторних дизелях з використанням біопалива / Анісімов В.Ф., Рябошапка В.Б. // Матеріали всеукраїнської науково-практичної конференції [«Сучасні агротехнології: тенденції та інновації»] у 3 т. – Т.3. – Вінниця: РВВ ВНАУ. – 2015. – С. 4 - 7.

30. Семенов В.Г. Моделивання процесу згорання в тракторних і комбайнових дизелях, працюючих на різних видах палива за допомогою уточненої моделі І. І. Вібе шляхом апроксимації експериментальних даних / В.Г. Семенов, В.П. Комаха, В.Б. Рябошапка // Техніка, енергетика, транспорт АПК. – №1 (91). – Вінниця. – 2015. – С. 52 - 58.
31. Рябошапка В.Б. Розрахунок та порівняння кривих тепловиділення тракторного дизеля при роботі на дизельному паливі та біопаливі за допомогою нової математичної моделі / В.Б. Рябошапка // Техніка, енергетика, транспорт АПК. – №3 (92). – Вінниця. – 2015. – С 89 - 94.
32. Viktor ANISIMOV, Vadym RYABOSHAPKA, Semjons IVANOV'S CALCULATION OF THE PERFORMANCE INDICATORS OF MACHINE AND TRACTOR AGGREGATES USING BIOFUEL // JOURNAL of Research and Applications in Agricultural Engineering; 61(3), Poznan: Przemysowy Instytut Maszyn Rolniczych (PIMR), Branzowy Ośrodek Informacji Naukowej, Technicznej i Ekonomicznej, 2016. (Journal Article, ind Agris, Cabi). PP. 16 - 20.
33. Viktor ANISIMOV, Vadym RYABOSHAPKA MODELING OF MACHINE-TRACTOR UNITS WORKFLOW ON THE USE OF BIOFUELS // Materials international scientific conference [«Conserving soils and water»]. – Burgas, Bulgaria. – 2016. – PP. 74 – 75.
34. Viktor ANISIMOV, Vadym RYABOSHAPKA MODELING OF MACHINE-TRACTOR UNITS WORKFLOW ON THE USE OF BIOFUELS // Mechanization in agriculture end conserving of the resources – Sofia, Bulgaria. – 2016. – PP. 9 – 10.
35. Комаха В.П. Дослідження взаємозв'язку ефективних показників двигуна та тягових характеристик трактора з використанням біодизельного палива на основі тягово-потужнісного балансу / В.П. Комаха, В.Б. Рябошапка // Техніка, енергетика, транспорт АПК. – №3 (95). – Вінниця. – 2016. – С. 193 – 198.

36. Анисимов В.Ф. Исследование влияния топливного насоса с пружинным приводом плунжера на качество распыливания и процесса горения биотоплива в дизеле / В.Ф. Анисимов, В.И. Музичук, В.Б. Рябошапка, А.С. Ковальчук // Промислова гідравліка і пневматика. – №3 (53). – Вінниця. – 2016. – С. 59 – 65.
37. Анісімов В. Ф., Рябошапка В.Б. Патент на корисну модель №20195: Нагнітальний клапан паливного насоса високого тиску дизеля та газодизеля.
38. Анісімов В. Ф., Рябошапка В.Б. Патент на корисну модель №20926: Плунжерна для паливного насоса дизеля.
39. Семенов В. Г., В. Б. Рябошапка, Чорна Т. В., Мельничук С. Я. Патент на корисну модель №85882: «Пристрій підвищення цетанового числа біодизельного палива»
40. Анісімов В. Ф. Шляхи і методи підвищення довговічності і надійності роботи паливної апаратури автотракторних двигунів / В. Ф. Анісімов, В. І. Музичук, А. А. П'ясецький, В. Б. Рябошапка // Монографія, ВНАУ, 2012 - 134с.
41. Анісімов В. Ф. Методичні вказівки «Розрахунок тягової характеристики трактора, динамічної і економічної характеристики автомобіля» для виконання курсової роботи, спеціальність 6.091902 «Механізація сільського господарства»// В. Ф. Анісімов, А. А. П'ясецький, В. Б. Рябошапка – Вінниця, 2010
42. Анісімов В.Ф. Паливні системи автотракторних дизельних двигунів внутрішнього згоряння./ В.Ф. Анісімов, І.В. Гунько, О.В. Гуцаленко, В.І. Музичук, В.П. Комаха, А.А. П'ясецький, В.Б. Рябошапка, С.М. Кравець // Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни “Трактори і автомобілі” для студентів факультету механізації сільського господарства спеціальність: 6.100102 «Процеси машини та обладнання агропромислового виробництва» – Вінниця, 2015

43. Анісімов В.Ф. Випробування автотракторних дизельних двигунів внутрішнього згоряння / В.Ф. Анісімов, І.В. Гунько, О.В. Гуцаленко, В.І. Музичук, В.П. Комаха, А.А. П'ясецький, В.Б. Рябошапка, С.М. Кравець // Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни "Трактори і автомобілі" для студентів факультету механізації сільського господарства Спеціальність 6.100 102 «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва» – Вінниця, 2015
44. Николаенко А. В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. – М.: Колос. 1984. – 335 с., ил. - (Учебники и учеб. пособия для высш. с.-х. заведений).
45. Линьков О. Ю. Выбор и обоснование параметров смесеобразования и сгорания дизеля, работающего на альтернативных топливах. Дис. канд. техн. наук: 05.05.03. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2004. – 176 с.
46. Грабар І. Г., Колодницька Р. В., Семенов В. Г. Біопалива на основі олій для дизельних двигунів: монографія – Житомир: ЖДТУ, 2011
47. Разлейцев Н. Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. – Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980. – 169 с.
48. Филипковский А. И. – Совершенствование рабочего процесса дизеля 4Н32/32 на основе физического и математического моделирования: Автореф. дис. к-та технических наук: 05.04.02. – Харьков:, 1988. – 20 с.
49. Лышевский А. С. Распыливание топлива в судовых дизелях / Лышевский А. С. – Л.: Судостроение, 1971. – 245 с.
50. Подача и распыливание топлива в дизелях / [И. В. Астахов, В. И. Трусов, А. С. Хачиян и др.]; под. ред. проф. И. В. Астахова. – М.: Машиностроение, 1972. – 359 с.