

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ. ТЕОРІЯ

В. Г. Дяченко

**ДВИГУНИ
ВНУТРІШНЬОГО
ЗГОРЯННЯ
ТЕОРІЯ**

Підручник



САДІ КАРНО
(1796–1832 рр.)

У творі «Міркування про рушійну силу вогню і про машини, які здатні розвивати цю силу» (1824 р.) вперше описав принцип роботи двигуна внутрішнього згоряння з попереднім стиском повітря і вторинним використанням теплоти відпрацьованих газів.



ЖАН ЕТЬЕН ЛЕНУАР
(1822–1900 рр.)

У 1860 р. запатентував (патент Франції з пріоритетом від 24.01.1860 р.) двохтактний двигун внутрішнього згоряння подвійної дії без попереднього стиску газоповітряної суміші, виробництво якого почалося у 1861 р.



ГРИНІВЕЦЬКИЙ В.І.
(1871–1919 рр.)

Професор (1902 р.), ректор МВТУ (1914–1919 рр.). У творі «Тепловий розрахунок двигунів внутрішнього згоряння» (1907 р.) заклад основи науково обґрунтованої теорії та розрахунку робочих процесів двигунів внутрішнього згоряння.



ПЕВЕТКОВ В.Т.
(1887–1954 рр.)

Завідуючий кафедрою теплових двигунів та двигунів внутрішнього згоряння (1921–1954 рр.) ХІІ, професор (1925 р.), технічний директор ХІІЗ (1928–1932 рр.), ректор ХІІ (1928–1929 рр.). Автор серії підручників по теорії та конструкції двигунів внутрішнього згоряння.



НІКОЛАУС АВГУСТ ОТТО
(1832–1891 рр.)

У 1878 р. запатентував (патент Німеччини № 532 з пріоритетом від 13.03.1878 р.) чотиритактний двигун внутрішнього згоряння з зовнішнім сумішоутворенням та іскровим запалюванням, один з перших зразків якого потужністю 8 к.с. у 1878 р. на всевітній виставці в Парижі був відзначений Великою золотою медаллю.



РУДОЛЬФ ДІЗЕЛЬ
(1858–1913 рр.)

У 1892 р. запатентував (патент Німеччини № 67207 з пріоритетом від 28.02.1892 р.) чотиритактний двигун внутрішнього згоряння з самозайманням палива від стиску, до виробництва якого за угодою з винахідником у 1893 р. приступив Аутсбургський машинобудівний завод.



ОРЛІН А.С.
(1902–1988 рр.)

Професор (1932 р.), завідуючий кафедрою двигунів внутрішнього згоряння МВТУ (1938–1975 рр.), науковий консультант двигунобудівних підприємств СССР, співавтор та редактор серії підручників по теорії та конструкції двигунів внутрішнього згоряння.



ГЛАГОЛЕВ М.М.
(1903–1976 рр.)

Професор (1950 р.), завідуючий кафедрою двигунів внутрішнього згоряння ХІІІ (1954–1970 рр.), науковий консультант двигунобудівних підприємств СССР У творі «Робочі процеси двигунів внутрішнього згоряння» (1950 р.) запропонував новий метод розрахунку робочих процесів двигунів.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»**

В.Г. Дяченко

**ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ.
ТЕОРІЯ**

Підручник

для студентів вищих навчальних закладів

За редакцією академіка АН вищої школи України А.П. Марченка

Затверджено Міністерством освіти і науки України

Харків НТУ «ХПІ» 2008

ББК 31.365
Д93
УДК 621.43

Рецензенти: *Ю.Ф. Гутаревич*, д-р техн. наук, професор Національного транспортного університету; *М.К. Рязанцев*, д-р техн. наук, професор, головний науковий співробітник Харківського конструкторського бюро двигунобудування; *І.І. Тимченко*, к-т техн. наук, професор Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.

Гриф надано Міністерством освіти і науки України,
лист № 14/18-Г-1238 від 01.12.06.

Д93 Двигуни внутрішнього згорання. Теорія [Текст]: Підручник / В.Г. Дяченко;
За ред. А.П.Марченка. - Харків: НТУ "ХПІ", 2008. - 488 с

ISBN 978-966-593-575-9

Розглянуті основні визначення в двигунах, термодинамічні та дійсні цикли двигунів, їх показники, характеристики палив і робочого тіла, принципи організації та математичне моделювання робочих процесів, методи оцінки техніко-економічних показників, вибір параметрів робочих процесів і конструкції двигуна.

Підручник призначений для студентів спеціальності «Двигуни внутрішнього згорання».

Іл. 156. Табл. 30. Бібліогр. 112 назв.

ББК 31.365

ISBN 978-966-593-575-9

© Дяченко В.Г., 2008 р.

ЗМІСТ

ОСНОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ	5
ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ	10
§1. Основні визначення	10
§2. Термодинамічні цикли двигунів внутрішнього згоряння	15
§3. Дійсні цикли чотиритактних двигунів внутрішнього згоряння	27
§4. Дійсні цикли двотактних двигунів внутрішнього згоряння	42
§5. Історія розвитку двигунів внутрішнього згоряння	56
§6. Класифікація двигунів внутрішнього згоряння	64
РОЗДІЛ 2. ПАЛИВО ДЛЯ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ	68
§1. Сировинні ресурси моторного палива	68
§2. Склад нафти і нафтопродуктів	72
§3. Основні характеристики моторних палив	76
§4. Марки моторних палив	92
РОЗДІЛ 3. РОБОЧЕ ТІЛО В ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ І ЙОГО ВЛАСТИВОСТІ	97
§1. Основні визначення	97
§2. Склад і основні характеристики свіжого заряду	100
§3. Склад продуктів згоряння при повному згорянні палива	102
§4. Склад продуктів згоряння при неповному згорянні палива	107
§5. Токсичність відпрацьованих газів	110
§6. Теплоємність робочого тіла	117
РОЗДІЛ 4. ДИФЕРЕНЦІАЛЬНІ РІВНЯННЯ ПРОЦЕСІВ У РОБОЧІЙ ПОРОЖНИНІ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ	123
§1. Рівняння об'ємного балансу М.М. Глаголева	123
§2. Диференціальні рівняння процесів масообміну і теплообміну в надпоршневій порожнині	129
§3. Теплообмін між робочим тілом і стінками надпоршневої порожнини	136
РОЗДІЛ 5. ПЕРЕТІКАННЯ РОБОЧОГО ТІЛА ЧЕРЕЗ ОРГАНИ ГАЗОРОЗПОДІЛУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ	143
§1. Площа прохідних перерізів клапанів	143
§2. Площа прохідних перерізів вікон у стінці циліндра	148
§3. Перетікання газів через органи газорозподілу	150
§4. Ефективна площа прохідних перерізів органів газорозподілу	163
РОЗДІЛ 6. ПРОЦЕСИ ГАЗООБМІНУ В ЧОТИРИТАКТНОМУ ДВИГУНІ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ	167
§1. Особливості організації процесів газообміну в чотиритактних двигунах	168
§2. Показники процесів газообміну	173
§3. Наближена оцінка показників газообміну чотиритактного двигуна	177
§4. Розрахунок процесу випуску	182
§5. Розрахунок процесів у надпоршневій порожнині на ділянці перекриття клапанів	196
§6. Розрахунок процесу впуску	210
§7. Можливості використання математичного моделювання процесів газообміну чотиритактних двигунів для рішення практичних інженерних задач	218
РОЗДІЛ 7. ПРОЦЕСИ ГАЗООБМІНУ В ДВОТАКТНИХ ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ	230
§1. Особливості організації процесів газообміну в двотактних двигунах	230
§2. Розрахунок процесів газообміну в двотактних двигунах з нагнітачем	234
§3. Розрахунок процесів газообміну в двотактному двигуні з кривошипно- камерною продувкою	248

РОЗДІЛ 8. ГАЗОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ В ГАЗОПОВІТРЯНИХ КАНАЛАХ ДВИГУНІВ	270
§1. Методи моделювання газодинамічних процесів у газоповітряних каналах двигунів.	270
§2. Основні послідовності моделювання нестационарної течії газу в газоповітряних каналах двигуна.	271
§3. Процеси розгону газу в газоповітряних каналах двигуна	286
§4. Процеси гальмування газу в газоповітряних каналах двигуна	297
§5. Вплив газодинамічних процесів у впускній і випускній системах на процеси газообміну в надпоршневій порожнині	304
РОЗДІЛ 9. ПРОЦЕС СТИСКУ	312
§1. Процеси, що відбуваються в надпоршневій порожнині при стиску робочого тіла	312
§2. Моделювання процесу стиску в ДВЗ з нерозділеними (напіврозділеними) камерами згоряння	318
§3. Моделювання процесу стиску в ДВЗ з розділеними камерами згоряння	321
РОЗДІЛ 10. ПРОЦЕСИ СУМІШОУТВОРЕННЯ, ЗГОРЯННЯ І РОЗШИРЕННЯ В ДВИГУНАХ З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ	328
§1. Процеси сумішоутворення	328
§2. Запалювання паливоповітряних сумішей від іскри електричного розряду	337
§3. Процеси згоряння паливоповітряних сумішей	341
§4. Методи розрахунку процесів згоряння і розширення	358
РОЗДІЛ 11. ПРОЦЕСИ СУМІШОУТВОРЕННЯ, ЗГОРЯННЯ І РОЗШИРЕННЯ В ДВИГУНАХ ІЗ САМОЗАЙМАННЯМ ПАЛИВА ВІД СТИСКУ.	370
§1. Системи подачі палива в камеру згоряння дизеля	370
§2. Процеси сумішоутворення	374
§3. Процеси самозаймання, згоряння і розширення	385
§4. Методи розрахунку процесів згоряння і розширення в двигунах із самозайманням палива від стиску	394
РОЗДІЛ 12. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА	410
§1. Індикаторні показники	410
§2. Механічні втрати	417
§3. Ефективні показники	421
§4. Складові теплового балансу	423
РОЗДІЛ 13. ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ	431
§1. Режими роботи.	431
§2. Регульовальні характеристики	431
§3. Експлуатаційні характеристики	437
§4. Спеціальні характеристики	443
РОЗДІЛ 14. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ КОНСТРУКЦІЇ І РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ДВИГУНА	449
§1. Вимоги, що ставляться до двигуна	449
§2. Частота обертання колінчатого вала	453
§3. Хід поршня і відношення ходу поршня до діаметра циліндра	457
§4. Число і розташування циліндрів	461
§5. Приклад визначення основних параметрів конструкції і робочих процесів двигуна	463

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

- D – діаметр циліндра, мм
 S – хід поршня, мм
 n – частота обертання колінчатого вала: об/хв, хв^{-1}
 C_m – середня швидкість поршня, м/с
 V_a – повний об'єм надпоршневої порожнини: см^3 , л, м^3
 V_c – об'єм камери стиску: см^3 , л, м^3
 V_h – робочий об'єм надпоршневої порожнини: см^3 , л, м^3
 ε – геометричний ступінь стиску
 ε_d – дійсний ступінь стиску
 p_0 – атмосферний тиск: Па, МПа
 T_0 – температура атмосферного повітря, К
 p_a – тиск суміші газів у надпоршневій порожнині в НМТ: Па, МПа
 T_a – температура суміші газів у надпоршневій порожнині в НМТ, К
 M_h – потенційний заряд надпоршневої порожнини, кг
 η_v – коефіцієнт наповнення при умовах навколишнього середовища
 γ – коефіцієнт залишкових газів
 p_s – тиск повітря (суміші) перед впускними клапанами: Па, МПа
 T_s – температура повітря (суміші) перед впускними клапанами, К
 η_{vs} – коефіцієнт наповнення при умовах перед впускними клапанами
 φ – коефіцієнт надлишку продувочного повітря
 υ – коефіцієнт втрати продувочного повітря
 p_c – тиск суміші газів у кінці такту стиску: Па, МПа
 p_z – максимальний тиск газів у надпоршневій порожнині: Па, МПа
 p_i – середній індикаторний тиск: Па, МПа
 p_e – середній ефективний тиск: Па, МПа
 p_m – середній тиск механічних втрат: Па, МПа
 N_i – індикаторна потужність, кВт
 N_m – потужність механічних втрат, кВт
 N_e – ефективна потужність, кВт
 η_m – механічний коефіцієнт корисної дії
 η_i – індикаторний коефіцієнт корисної дії
 g_i – питома індикаторна витрата палива, $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год.})$
 η_e – ефективний коефіцієнт корисної дії
 g_e – питома ефективна витрата палива, $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год.})$
 B_r – годинна витрата палива, $\text{кг}/\text{год.}$

ВСТУП

Ефективність виробництва, темпи науково-технічного прогресу, раціональне використання паливних ресурсів все в більшій мірі залежать від стану паливно-енергетичного комплексу країни. Важливішою складовою частиною паливно-енергетичного комплексу, поряд з електроенергетикою, є двигуни внутрішнього згоряння. Висока економічність, відносно невеликі габарити й маса, надійність і автономність забезпечили широке застосування двигунів внутрішнього згоряння як енергетичної установки на автомобільному, залізничному і водному транспорті, у сільському господарстві і будівництві. Винятково велика роль двигунів внутрішнього згоряння в економіці країн, що розвиваються. У багатьох країнах двигуни внутрішнього згоряння широко використовуються і для виробництва електроенергії. Важко переоцінити значення двигунів внутрішнього згоряння і для економіки України. Сумарна потужність діючого на Україні парку двигунів внутрішнього згоряння у кілька разів перевищує потужність стаціонарних електростанцій. Це співвідношення збережеться й у майбутньому.

Розвиток двигунів внутрішнього згоряння (як і енергетики в цілому) все в більшій мірі визначається підвищенням вимог до паливної економічності, викидів токсичних речовин з відпрацьованими газами. Це обумовлено, по-перше, обмеженими запасами органічного палива, у першу чергу нафти, по-друге, підвищенням рівня забруднення атмосфери токсичними речовинами відпрацьованих газів двигунів внутрішнього згоряння.

Наскільки гостро сьогодні постає питання про зниження забруднення повітря у великих промислових центрах багатьох країн викидами токсичних речовин з відпрацьованими газами двигунів внутрішнього згоряння, можна судити з тих заходів, що використовуються для зниження токсичності відпрацьованих газів двигунів (організація виробництва неетілованих високооктанових бензинів, електронних систем вприскування палива і керування; застосування на автомобілях каталітичних нейтралізаторів, що істотно підвищують їхню вартість). Проектами норм на викиди токсичних речовин з відпрацьованими газами передбачається подальше підвищення вимог до викидів токсичних речовин з відпрацьованими газами, що потребує додаткових капіталовкладень, насамперед, в автомобільну промисловість.

У ряді країн розроблені довгострокові плани зниження експлуатаційних витрат палива різними типами двигунів. Розширюються дослідження з використання синтетичних видів палива для двигунів внутрішнього згоряння (метанолу, етанолу) і водню. Відповідно до умов країн СНД перспективним є розширення використання природного газу, організація виробництва синтетичних палив на базі глибокої технологічної переробки вугілля з використанням водню чи водяної пари при об'єднанні вуглехімічного комплексу з атомною енергетикою. Нафта і газ усе в більшій кількості будуть направлятися для технологічного використання в хімічній і мікробіологічній промисловості. Істотна економія органічного рідкого палива може бути досягнута за рахунок удосконалення структури паливо-енергетичного балансу країни і більш раціонального використання усіх видів палива й енергії, зниження витрат моторного палива на транспорті, у сільському господарстві як за рахунок підвищення економічності двигунів, так і за рахунок організаційно-технічних заходів.

Економічність, екологічні характеристики двигунів внутрішнього згоряння визначаються, в основному, рівнем удосконалення робочих процесів, що відрізняються складністю процесів масообміну, теплообміну, хімічних реакцій окислювання палива. Детальний аналітичний опис цих явищ, взаємозв'язків параметрів конструкції і робочих процесів з кінцевими техніко-економічними показниками двигуна нереальний й у віддаленому майбутньому. Тому кінцевою метою теорії двигунів внутрішнього згоряння є встановлення на базі практичного досвіду створення двигунів і їх експлуатації, взаємозв'язків між найважливішими експлуатаційними показниками, що визначають споживчі якості двигуна (потужність, витрата палива, маса, габарити), і параметрами конструкції, робочих процесів на стадії проектування і експериментального удосконалення двигуна, а також при модернізації працюючих двигунів.

Найважливішим джерелом початкових даних при оцінці вибору параметрів конструкції і робочих процесів, рівня показників робочих процесів є індикаторна діаграма. Індикаторна діаграма необхідна і при визначенні навантажень на деталі двигуна при розрахунках на міцність.

Найпростіший метод побудови індикаторної діаграми – побудова діаграми термодинамічного циклу з підведенням теплоти до робочого тіла при постійному об'ємі робочої порожнини чи з підведенням частини теп-

лоти до робочого тіла при постійному об'ємі робочої порожнини і частини теплоти при постійному тиску. Однак термодинамічний цикл занадто схематично відтворює дійсні процеси, що відбуваються в робочій порожнині, і дозволяє оцінити тільки вплив на термічний коефіцієнт корисної дії і питому роботу газів ступеня стиску, ступеня підвищення тиску при згорянні палива, ступенів попереднього і наступного розширення.

Повніше враховує особливості дійсних процесів, що відбуваються в робочій порожнині двигуна (склад і кількість робочого тіла, інтенсивність виділення теплоти при згорянні, теплообмін між робочим тілом і стінками робочої порожнини), метод побудови індикаторної діаграми, запропонований у 1907 році професором МВТУ В.І. Гринівецьким (1871–1919 рр.). З наступними доповненнями й уточненнями цей метод побудови індикаторної діаграми і сьогодні широко використовується для наближеного розрахунку параметрів і показників робочих процесів. При цьому точність визначення параметрів і показників циклу залежить від декількох коефіцієнтів, значення яких приймаються за експериментальними даними для подібних двигунів. Тому методи аналізу за експериментальними індикаторними діаграмами дійсних циклів різних двигунів, систематизація коефіцієнтів, які використовуються при розрахунках робочих процесів двигунів, які тільки проектуються, також є однією з важливих складових частин теорії двигунів.

Можливості методу побудови індикаторної діаграми В.І. Гринівецького також значно обмежені, оскільки не дозволяють розрахувати зміну складу, маси і параметрів робочого тіла в робочій порожнині залежно від кута оберту кривошипа на ділянці газообміну, згорання – розширення, оцінити вплив зовнішнього навантаження й інших факторів на показники циклу і двигуна в цілому. Не враховуються в даному методі з достатньою точністю й особливості фізичних і хімічних явищ у робочій порожнині.

Значно складніші уточнені методи побудови індикаторної діаграми, що досить повно враховують фізичні явища в робочій порожнині. Основи цих методів були запропоновані і доведені до рівня інженерних розрахунків професором ХПІ М.М. Глаголевым (1903–1976 рр.) [1]. В даних методах значення ряду більш простих за фізичним змістом коефіцієнтів також необхідно приймати за експериментальними даними для подібних двигунів. Це дозволяє більш повно враховувати особливості протікання реаль-

них робочих процесів, вплив різних факторів на показники дійсного циклу. Однак, незважаючи на те, що при цьому необхідно приймати значення меншої кількості коефіцієнтів, ніж при застосуванні методу побудови індикаторної діаграми В.І. Гринівецького, їх зв'язок з параметрами і кінцевими показниками дійсного циклу визначається більш складними аналітичними залежностями. Тому широке застосування уточнених методів в інженерній практиці стало можливим тільки з появою обчислювальної техніки.

Не менш важливими в теорії двигунів внутрішнього згоряння є і методи оцінки впливу різних факторів на основні експлуатаційні показники двигуна, методи оцінки визначення основних конструктивних параметрів і параметрів робочих процесів, розробка алгоритмів і програм розрахунку дійсних циклів сучасних двигунів внутрішнього згоряння, прогнозування напрямків удосконалювання як робочих процесів, так і конструкції двигунів.

Розділ 1

ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

§1. Основні визначення

Двигун – машина (парова машина, турбіна, двигун внутрішнього згоряння і т.п.) для безперервного перетворення енергії робочого тіла (пара рідини, газ чи суміш газів) у механічну енергію.

Первинним джерелом енергії є хімічна чи ядерна енергія палива. У парових машинах, турбінах перетворення хімічної чи ядерної енергії в теплову, яка потім передається робочому тілу, відбувається поза двигуном (у парогенераторі, реакторі чи камері згоряння). У двигуні внутрішнього згоряння (ДВЗ) процес перетворення хімічної енергії палива в теплову здійснюється в робочій порожнині двигуна. Якщо процес перетворення хімічної енергії палива в теплову відбувається поза робочою порожниною, то такі двигуни називаються двигунами зовнішнього згоряння.

Робочим тілом у ДВЗ є суміш газів, склад якої протягом робочого циклу змінюється. Енергія робочого тіла, що передається газу при згорянні палива, перетворюється у механічну у процесі розширення газу у робочій порожнині.

Робоча порожнина являє собою замкнутий об'єм, величина якого змінюється за допомогою робочого органа – поршня, ротора і т.п. Залежно від типу робочого органа і характеру його руху двигуни внутрішнього згоряння підрозділяються на кілька груп: поршневі зі зворотно-поступальним рухом поршня; вільнопоршневі зі змінним ходом поршня; роторні, у яких робочий орган обертається відносно нерухомої осі чи осі, що рухається по круговій замкнутій орбіті; двигуни з коливальними робочими органами, у яких робочі органи роблять зворотно-обертальний коливальний рух та ін.

До робочої порожнини примикають пристрої (системи), призначені для підведення робочого тіла в робочу порожнину і для його відведення з робочої порожнини. Ці системи називають відповідно *впускною* і *випускною*. Крім впускної і випускної систем, для забезпечення працездатності

двигун має й інші системи: система пуску, система паливopодачі, система запалювання, система охолодження, система змащення та ін.

У робочій порожнині двигуна і його системах здійснюють у визначеному порядку робочі процеси, що періодично повторюються. Сукупність процесів, що відбуваються протягом одного періоду, називається робочим циклом.

Розглянемо принципіві схеми поршневих ДВЗ із зовнішнім сумішоутворенням і запалюванням паливopовітряної суміші від іскри (рис. 1.1, а), внутрішнім сумішоутворенням і запалюванням палива від стиску (рис. 1.1, б).

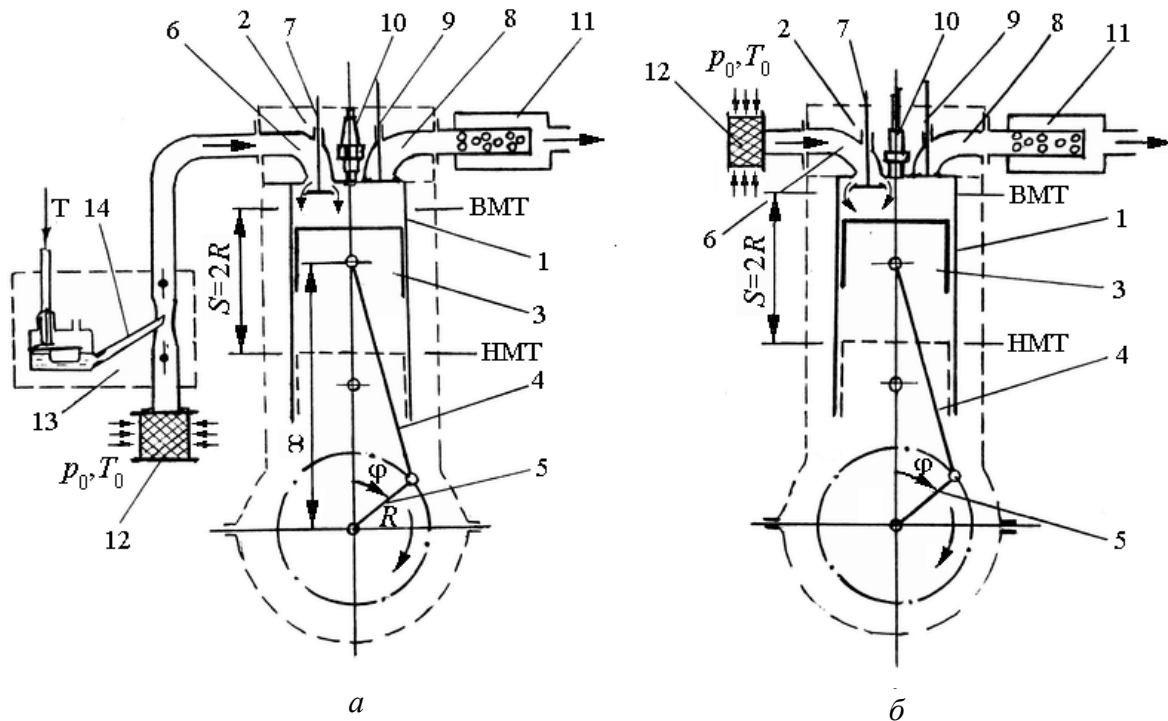


Рисунок 1.1 – Принципіві схеми чотиритактного двигуна внутрішнього згоряння з зовнішнім сумішоутворенням і іскровим запалюванням (а) і з внутрішнім сумішоутворенням і самозайманням палива від стиску (б):

1 – циліндр; 2 – головка циліндра; 3 – поршень; 4 – шатун; 5 – кривошип;
 6 – впускний канал; 7 – впускний клапан; 8 – випускний канал; 9 – випускний клапан; 10 – свічка запалювання (форсунка на рис. 1.1, б); 11 – глушник; 12 – повітроочишувач; 13 – карбюратор; 14 – канал підведення палива;
 p_0, T_0 – тиск і температура атмосферного повітря; S – хід поршня; R – радіус кривошипа; φ – кут обертв кривошипа.

Робоча (надпоршнева) порожнина в двигуні утворена поверхнями циліндра 1, головки циліндра 2, днища поршня 3. Герметизація зазору між поршнем і циліндром здійснена за допомогою поршневих кілець, встановлених у канавки на поршні. Зворотно-поступальний рух поршня за допомогою кривошипно-шатунного механізму (шатуна 4 і кривошипа 5) перетворюється в обертальний рух кривошипа. *Крайнє верхнє положення поршня, що відповідає мінімальному об'єму надпоршневої порожнини, називається верхньою мертвою точкою (ВМТ), крайнє нижнє, що відповідає максимальному об'єму надпоршневої порожнини, – нижньою мертвою точкою (НМТ), відстань по осі циліндра від ВМТ до НМТ – ходом поршня (S).* Якщо вісь кривошипа і вісь циліндра розташовані в одній площині, то хід поршня $S = 2R$. Такі механізми називаються аксиальними. У дезаксиальному кривошипно-шатунному механізмі (вісь кривошипа чи вісь поршневого пальця зміщені відносно осі циліндра) $S \neq 2R$.

Мінімальний об'єм над поршнем (V_c), коли поршень знаходиться у ВМТ, називається об'ємом камери стиску (камери згоряння); максимальний об'єм над поршнем, коли поршень знаходиться у НМТ (V_a) – повним об'ємом. *Різниця між максимальним і мінімальним об'ємами над поршнем – робочим об'ємом циліндра*

$$V_a - V_c = V_h = \frac{\pi D^2}{4} S, \quad (1.1)$$

де D – діаметр циліндра.

Переміщення поршня від ВМТ (рис .1.1, а)

$$\bar{S} = L + R - x,$$

де x – відстань між віссю кривошипа і віссю поршневого пальця;

L – довжина шатуна.

З теореми косинусів

$$L^2 = R^2 + x^2 - 2R x \cos\varphi,$$

а

$$x = R \left(\cos\varphi + \sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - 1 + \cos^2\varphi} \right),$$

де $\lambda = R/L$.

Тоді

$$\bar{S} = R \left(\frac{1}{\lambda} + 1 - \cos\varphi - \sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - 1 + \cos^2\varphi} \right) = R\sigma. \quad (1.2)$$

Переміщення поршня від ВМТ визначають і по наближеній залежності

$$\bar{S} = R \left[1 - \cos\varphi + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]. \quad (1.3)$$

Поточне значення об'єму надпоршневої порожнини

$$V = V_c + \frac{\pi D^2}{4} \bar{S}$$

або

$$V = V_c + 0,5V_h\sigma.$$

Робочий об'єм циліндра двигуна вимірюють у м^3 , л, см^3 . Сума робочих об'ємів усіх циліндрів називається літражем двигуна.

Геометричний ступінь стиску – відношення максимального надпоршневого об'єму до мінімального об'єму над поршнем:

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}. \quad (1.4)$$

Дійсний ступінь стиску – відношення надпоршневого об'єму (V_v), що відповідає моменту закриття впускних клапанів, до мінімального об'єму над поршнем:

$$\varepsilon_d = \frac{V_v}{V_c}. \quad (1.5)$$

Залежно від особливостей конструкції, особливостей організації робочих процесів геометричний ступінь стиску змінюється в межах від 7 до 24. Дійсний ступінь стиску на 1–2 одиниці менше геометричного ступеня стиску.

У двигунах з іскровим запалюванням верхня межа ступеня стиску ($\epsilon = 10-11$) обмежується детонаційним згорянням паливоповітряної суміші; у двигунах із запалюванням палива від стиску нижня межа ступеня стиску ($\epsilon > 13$) обмежена умовами надійного запалювання палива, а верхня – допустимими механічними навантаженнями на деталі.

Переміщення поршня від ВМТ до НМТ і навпаки називається тактом. Якщо робочий цикл здійснюється за 4 такти (два оберти кривошипа), то такі двигуни називаються чотиритактними, якщо за два такти (один оберт кривошипа) – двотактними. Протікання процесів у робочій порожнині супроводжується, залежно від такту, зміною тиску, температури, складу і маси робочого тіла. *Криві зміни тиску в робочій порожнині в функції кута оберту кривошипа чи в функції об'єму надпоршневої порожнини називаються індикаторними діаграмами циклу, відповідно в $p-\varphi$ і $p-V$ координатах.* Залежно від визначального процесу, що протікає в циліндрі чотиритактного двигуна, такти названі: такт впуску (наповнення); такт стиску; такт згоряння – розширення; такт випуску. У двотактному двигуні процеси газообміну здійснюються наприкінці такту розширення і на початку такту стиску шляхом подачі повітря (паливно-повітряної суміші) до впускних вікон (клапанів) при підвищеному тиску, створюваному нагнітачем.

Швидкість переміщення поршня

$$C = dS/d\tau .$$

При положенні поршня у ВМТ і НМТ швидкість поршня дорівнює нулю. Максимального значення швидкість поршня досягає приблизно на середині ходу поршня. Середня швидкість переміщення поршня, м/с:

$$C_m = 2S \frac{n}{60} = \frac{Sn}{30} , \quad (1.6)$$

де n – частота обертання колінчатого вала [об/хв, хв^{-1}].

Залежно від призначення і типу, особливостей конструкції двигуна середня швидкість поршня для режиму максимальної потужності складає 7–15 м/с, частота обертання колінчатого вала 100–10000 об/хв, число циліндрів в одному двигуні – від одного до декількох десятків.

Контрольні запитання та завдання

1. Дайте визначення таких понять:
 - хід поршня;
 - робочий об'єм циліндра;
 - літраж двигуна;
 - геометричний і дійсний ступені стиску;
 - такт;
 - цикл;
 - індикаторна діаграма;
2. Які значення має ступень стиску в ДВЗ з іскровим запалюванням?
3. Які значення має ступень стиску в ДВЗ із samozайманням палива від стиску?
4. Як визначається середня швидкість поршня?

§2. Термодинамічні цикли двигунів внутрішнього згоряння

Термодинамічні цикли ДВЗ являють собою спрощені теоретичні діаграми колових процесів перетворення теплоти в механічну роботу, що відтворюють основні особливості реальних циклів. У термодинамічних циклах за робоче тіло приймається ідеальний газ, процес згоряння, що має місце в реальних циклах, замінено в термодинамічних циклах підведенням теплоти Q_1 до робочого тіла, зміна робочого тіла в реальних циклах замінена в термодинамічних циклах відведенням теплоти від робочого тіла Q_2 при постійному об'ємі, процеси стиску і розширення робочого тіла приймаються адіабатними. У ДВЗ з продовженим розширенням зміна робочого тіла в реальному циклі може бути замінена відведенням теплоти від робочого тіла Q_2 при постійному тиску чи постійній температурі. Залежно від способу підведення теплоти Q_1 до робочого тіла термодинамічні цикли як у традиційних ДВЗ, так і в ДВЗ з продовженим розширенням можуть бути зведені до трьох основних типів (рис. 1.2, рис. 1.3):

- *цикл з підведенням теплоти Q_1 до робочого тіла при постійному об'ємі (рис. 1.2, а);*

- цикл з підведенням теплоти Q_1 до робочого тіла при постійному тиску (рис. 1.2, б);

- цикл зі змішаним підведенням теплоти Q_1 до робочого тіла (частина теплоти Q_1' підводиться при постійному об'ємі, а частина теплоти Q_1'' – при постійному тиску: рис. 1.2, в).

Термодинамічні цикли, подані на рис. 1.2, реалізовані в ДВЗ з іскровим запалюванням паливо-повітряної суміші (рис. 1.2, а), у ДВЗ із запалюванням палива від стиску (компресорних дизелях – рис. 1.2, б; у дизелях з механічною системою паливоподачі – рис. 1.2, в).

Термодинамічні цикли з продовженим розширенням можуть бути реалізовані як у ДВЗ з іскровим запалюванням (рис. 1.3), так і в ДВЗ із запалюванням палива від стиску. З погляду практичної реалізації безсумнівний інтерес становлять термодинамічні цикли з продовженим розширенням і підведенням теплоти до робочого тіла при постійному об'ємі.

Робота газів за цикл і термічний коефіцієнт корисної дії (ККД) циклу:

$$L = Q_1 - Q_2, \quad (1.7)$$

$$\eta_t = \frac{L}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}. \quad (1.8)$$

Представимо роботу і термічний ККД кожного з циклів через параметри циклу.

Цикл з підведенням теплоти до робочого тіла при $V = \text{const}$ (рис. 1.2, а) містить адіабатний процес стиску (1–2), ізохорний процес підведення теплоти до робочого тіла (2–3), адіабатний процес розширення (3–4), ізохорний процес відведення теплоти (4–1).

Кількість підведеної теплоти

$$Q_1 = M c_v (T_3 - T_2), \quad (1.9)$$

кількість відведеної теплоти

$$Q_2 = M c_v (T_4 - T_1), \quad (1.10)$$

де M – маса робочого тіла у робочій порожнині;

c_v – питома масова теплоємність робочого тіла при постійному об'ємі.

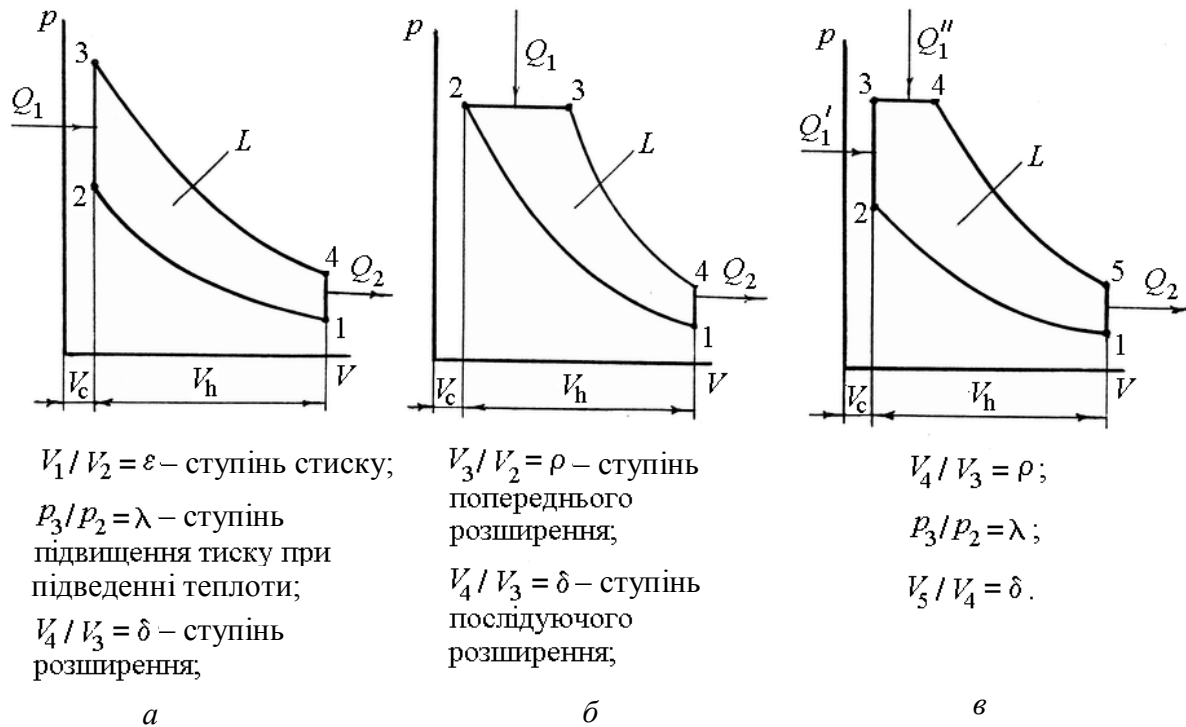


Рисунок 1.2 – Термодинамічні цикли двигунів внутрішнього згоряння з підведенням теплоти Q_1 до робочого тіла при $V = const$ (а), $p = const$ (б), зі змішаним підведенням теплоти Q_1 (в) і відведенням теплоти Q_2 від робочого тіла при $V = const$.

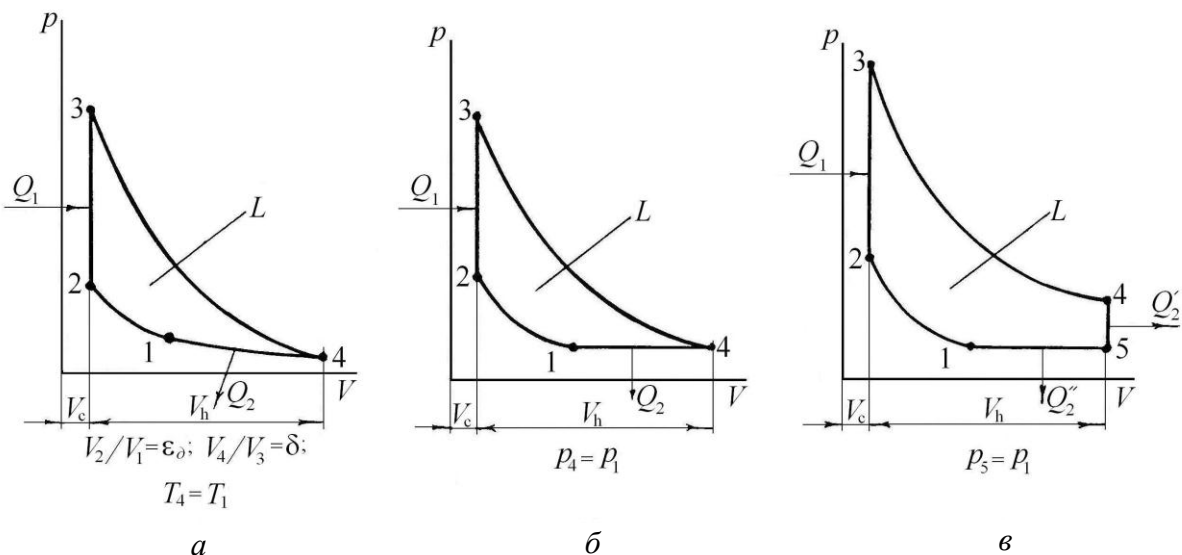


Рисунок 1.3 – Термодинамічні цикли двигунів внутрішнього згоряння з підведенням теплоти до робочого тіла при $V = const$ і продовженим розширенням

Визначимо температуру у вузлових точках циклу 2, 3, 4 через температуру точки 1 і параметри циклу ε і λ . Через те що процес 1–2 адіабатний, то

$$T_1 V_1^{\kappa-1} = T_2 V_2^{\kappa-1},$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa-1} = T_1 \varepsilon^{\kappa-1},$$

де κ – показник адіабати.

В ізохорному процесі (2–3)

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \lambda,$$

$$T_3 = T_2 \lambda = T_1 \varepsilon^{\kappa-1} \lambda,$$

$$Q_1 = M c_v (T_3 - T_2) = M c_v T_1 \varepsilon^{\kappa-1} (\lambda - 1).$$

З рівняння адіабати процесу (3–4) випливає:

$$T_3 V_3^{\kappa-1} = T_4 V_4^{\kappa-1},$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{\kappa-1} = \frac{T_3}{\varepsilon^{\kappa-1}} = \frac{T_1 \varepsilon^{\kappa-1} \lambda}{\varepsilon^{\kappa-1}} = \lambda T_1.$$

Тоді

$$Q_2 = M c_v (T_4 - T_1) = M c_v T_1 (\lambda - 1).$$

Робота газів за цикл і термічний ККД циклу:

$$L = Q_1 - Q_2 = M c_v T_1 (\lambda - 1) (\varepsilon^{\kappa-1} - 1),$$

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{M c_v T_1 (\lambda - 1)}{M c_v T_1 \varepsilon^{\kappa-1} (\lambda - 1)} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}. \quad (1.11)$$

Питома робота газів за цикл (робота 1 кг газів)

$$l = \frac{L}{M} = c_v T_1 (\lambda - 1) (\varepsilon^{\kappa-1} - 1). \quad (1.12)$$

Таким чином, термічний ККД циклу з підведенням теплоти до робочого тіла при $V = \text{const}$ залежить тільки від ступеня стиску і властивостей робочого тіла (через значення показника адіабати) – рис. 1.4, *а*. Питома робота газів за цикл, а відповідно і потужність двигуна, зростають зі збільшенням ступеня стиску ε і ступеня підвищення стиску λ . Термодинамічний цикл з підведенням теплоти до робочого тіла при $V = \text{const}$ реалізовано в двигунах з іскровим запалюванням.

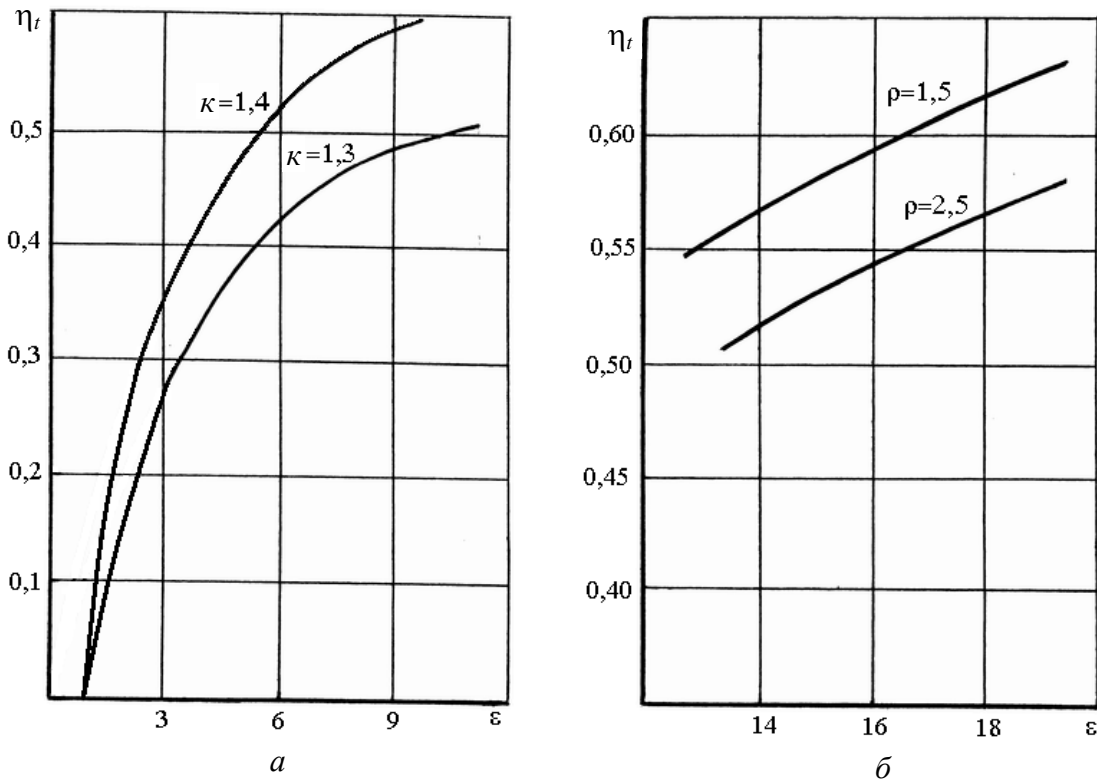


Рисунок 1.4 – Залежність термічного ККД циклів з підведенням теплоти до робочого тіла при $V = \text{const}$ (*а*), при $p = \text{const}$ (*б*) і відведенням теплоти від робочого тіла при $V = \text{const}$ від ступеня стиску

Цикл з підведенням теплоти до робочого тіла при $p = \text{const}$ (рис. 1.2, б) включає:

- адіабатний процес стиску (1–2) :

$$T_1 V_1^{\kappa-1} = T_2 V_2^{\kappa-1};$$

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{\kappa-1};$$

- ізобарний процес підведення теплоти:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2} = \rho;$$

$$T_3 = T_2 \rho = \rho T_1 \varepsilon^{\kappa-1};$$

$$Q_1 = M c_p (T_3 - T_2) = M c_p T_1 \varepsilon^{\kappa-1} (\rho - 1),$$

де c_p – питома масова теплоємність робочого тіла при постійному тиску;

- адіабатний процес розширення (3–4):

$$T_3 V_3^{\kappa-1} = T_4 V_4^{\kappa-1};$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{\kappa-1} = T_3 \left(\frac{\rho \cdot V_1}{V_4} \right)^{\kappa-1};$$

$$T_4 = \frac{\rho^{\kappa-1} T_3}{\varepsilon^{\kappa-1}} = \frac{\rho^{\kappa-1}}{\varepsilon^{\kappa-1}} \rho \varepsilon^{\kappa-1} T_1 = \rho^\kappa T_1.$$

Тоді

$$Q_2 = M c_v (T_4 - T_1) = M c_v T_1 (\rho^\kappa - 1).$$

Робота газів за цикл і термічний ККД циклу:

$$\begin{aligned}
L &= Q_1 - Q_2 = M c_p T_1 \varepsilon^{\kappa-1} (\rho - 1) - M c_v T_1 (\rho^\kappa - 1) = \\
&= M c_v T_1 [\varepsilon^{\kappa-1} \kappa (\rho - 1) - (\rho^\kappa - 1)]; \\
\eta_t &= 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{M c_v T_1 (\rho^\kappa - 1)}{M c_p T_1 \varepsilon^{\kappa-1} (\rho - 1)} = 1 - \frac{\rho^\kappa - 1}{\kappa \varepsilon^{\kappa-1} (\rho - 1)}. \quad (1.13)
\end{aligned}$$

Питома робота газів за цикл

$$l = \frac{L}{M} = c_v T_1 [\varepsilon^{\kappa-1} \kappa (\rho - 1) - (\rho^\kappa - 1)]. \quad (1.14)$$

Термічний ККД циклу з підведенням теплоти до робочого тіла при $p = \text{const}$ залежить і від ступеня стиску і від ступеня попереднього розширення (рис. 1.4, б). Термодинамічний цикл з підведенням теплоти до робочого тіла при $p = \text{const}$ реалізовано в компресорних дизелях.

В термодинамічному циклі зі змішаним підведенням теплоти до робочого тіла (рис. 1.2, в) частина теплоти (Q_1') підводиться до робочого тіла при $V = \text{const}$ (ізохорний процес 2–3), а частина (Q_1'') при $p = \text{const}$ (ізобарний процес 3–4), тобто

$$Q_1 = Q_1' + Q_1''.$$

Температура робочого тіла у вузлових точках циклу (2, 3, 4, 5) визначається так само, як і в попередніх циклах:

$$\begin{aligned}
T_2 &= T_1 \varepsilon^{\kappa-1}; \\
T_3 &= \lambda T_2 = T_1 \varepsilon^{\kappa-1} \lambda; \\
T_4 &= T_3 \rho = T_1 \varepsilon^{\kappa-1} \lambda \rho;
\end{aligned}$$

$$T_5 = T_4 \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{\kappa-1} = T_4 \left(\frac{1}{V_5 / (\rho \cdot V_3)} \right)^{\kappa-1} = T_4 \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{\kappa-1} = T_1 \lambda \rho^\kappa.$$

Тоді:

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_1' + Q_1'' = M c_v (T_3 - T_2) + M c_p (T_4 - T_3) = \\ &= M c_v T_1 \varepsilon^{\kappa-1} [(\lambda - 1) + \kappa \lambda (\rho - 1)]; \end{aligned}$$

$$Q_2 = M c_v (T_5 - T_1) = M c_v T_1 (\lambda \rho^\kappa - 1);$$

$$L = Q_1 - Q_2 = M c_v T_1 \{ \varepsilon^{\kappa-1} [(\lambda - 1) + \kappa \lambda (\rho - 1)] - (\lambda \rho^\kappa - 1) \};$$

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{\lambda \rho^\kappa - 1}{\varepsilon^{\kappa-1} [(\lambda - 1) + \kappa \lambda (\rho - 1)]}; \quad (1.15)$$

$$l = \frac{L}{M} = c_v T_1 \{ \varepsilon^{\kappa-1} [(\lambda - 1) + \kappa \lambda (\rho - 1)] - (\lambda \rho^\kappa - 1) \}. \quad (1.16)$$

Таким чином, питома робота газів і термічний ККД циклу зі змішаним підведенням теплоти до робочого тіла залежать від ступеня стиску, ступеня підвищення тиску і ступеня попереднього розширення.

Термодинамічний цикл зі змішаним підведенням теплоти до робочого тіла реалізовано в дизелях з механічною системою паливоподачі.

Порівняння ефективності перетворення теплоти в механічну роботу в різних циклах доцільно подати графічно в системі координат $T - S$. Наприклад, за умови рівності ступенів стиску й однакої кількості теплоти, підведеної до робочого тіла $Q_1^V = Q_1^P$ (рис. 1.5, а), кількість теплоти Q_2^P , відведеної від робочого тіла, у циклі з підведенням теплоти при $p = \text{const}$ буде більшою, ніж Q_2^V у циклі з підведенням теплоти при $V = \text{const}$, тобто $L_v > L_p$ і $\eta_{t(V=\text{const})} > \eta_{t(p=\text{const})}$.

За умови однакових максимальних температур циклу й однакої кількості відведеної теплоти від робочого тіла (рис. 1.5, б) $Q_1^P > Q_1^V$ і $\eta_{t(p=\text{const})} > \eta_{t(V=\text{const})}$.

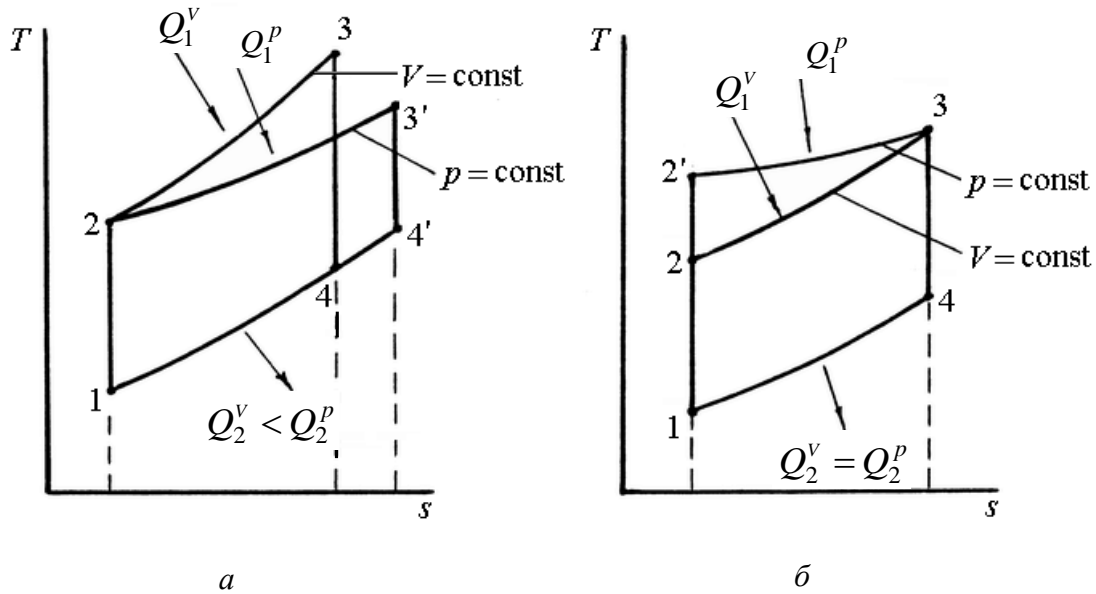


Рисунок 1.5 – Порівняння циклів з підведенням теплоти при $V = \text{const}$ і $p = \text{const}$ і різних умовах порівняння:
 $a - \varepsilon^V = \varepsilon^P, Q_1^P = Q_1^V$; $b - T_3^V = T_3^P, Q_2^P = Q_2^V$

У розглянутих циклах (рис. 1.2) відведення теплоти Q_2 від робочого тіла здійснюється при постійному об'ємі надпоршневої порожнини. В останні роки помітно збільшилася кількість патентів щодо двигунів з продовженим розширенням, що свідчить про зростаючий інтерес до пошуку технічних рішень для практичної реалізації термодинамічних циклів з продовженим розширенням, у яких помітно зменшується теплота Q_2 , що відводиться від робочого тіла. Вперше цикл з продовженим розширенням намагалися реалізувати Н. Отто і Р. Дізель у чотиритактному трициліндровому двигуні, у якому один з циліндрів з більшим робочим об'ємом циліндра використовувався як розширювальний [2]. Однак підвищення ККД двигуна було незначним при істотному ускладненні його конструкції внаслідок підвищених втрат теплоти в стінки і втрат роботи газів на подолання сил тертя в рухливих з'єднаннях деталей двигуна.

Серед можливих варіантів термодинамічних циклів ДВЗ з продовженим розширенням практичний інтерес становлять, насамперед, термодинамічні цикли з підведенням теплоти Q_1 до робочого тіла при постійному об'ємі надпоршневої порожнини і відведенням теплоти Q_2 від робочого тіла при постійній температурі (рис. 1.3, a), при постійному тиску

(рис. 1.3, б) і зі змішаним відведенням теплоти Q_2 від робочого тіла (рис. 1.3, в). Ці термодинамічні цикли відносно нескладно реалізувати в двотактних двигунах з клапанним газорозподілом, безпосереднім вприскуванням палива, іскровим запалюванням паливо-повітряної суміші і регулюванням фаз газорозподілу (моментами відкриття і закриття клапанів) [3, 4].

Як і у випадку традиційного термодинамічного циклу ДВЗ з підведенням теплоти Q_1 до робочого тіла при постійному об'ємі надпоршневої порожнини, в розглянутих термодинамічних циклах з продовженим розширенням (рис. 1.3, а, б, в) підведення теплоти Q_1 до робочого тіла також здійснюється при постійному об'ємі, тобто

$$Q_1 = M c_v (T_3 - T_2) = M c_v T_1 \varepsilon_\delta^{\kappa-1} (\lambda - 1). \quad (1.17)$$

Відведення теплоти Q_2 від робочого тіла в розглянутих циклах залежить від термодинамічного процесу, здійснюваного на ділянці відведення теплоти від робочого тіла (4–1 на рис. 1.3, а та рис. 1.3, б; 4–5 і 5–1 на рис. 1.3, в). При відведенні теплоти від робочого тіла при постійній температурі ($T_4 = T_1$; рис. 1.3, а) відведена від робочого тіла теплота Q_2 дорівнює роботі стиску на ділянці 4–1:

$$Q_2 = L_{4-1} = MRT_1 \ln \frac{V_4}{V_1} = MRT_1 \ln \frac{\delta}{\varepsilon_\delta}, \quad (1.18)$$

де R – газова постійна для 1 кг газу.

Відповідно термічний ККД термодинамічного циклу при відведенні теплоти Q_2 від робочого тіла при постійній температурі, якщо прийняти, що $c_v = R/(\kappa - 1)$,

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{(\kappa - 1) \ln \frac{\delta}{\varepsilon_\delta}}{\varepsilon_\delta^{\kappa-1} (\lambda - 1)}. \quad (1.19)$$

У випадку відведення теплоти від робочого тіла при постійному тиску ($p_4 = p_1$; рис. 1.3, б)

$$Q_2 = M c_p (T_4 - T_1) = M c_p T_1 \left(\frac{\varepsilon_\delta}{\delta} \right)^{\kappa-1} \left[\lambda - \left(\frac{\delta}{\varepsilon_\delta} \right)^{\kappa-1} \right]; \quad (1.20)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{\kappa \left[\lambda - \left(\frac{\delta}{\varepsilon_\delta} \right)^{\kappa-1} \right]}{\delta^{\kappa-1} (\lambda - 1)}. \quad (1.21)$$

При відведенні частини теплоти Q_2' від робочого тіла при постійному об'ємі надпоршневої порожнини і частини теплоти Q_2'' при постійному тиску (рис. 1.3, в)

$$Q_2 = Q_2' + Q_2'' = M c_v (T_4 - T_5) + M c_p (T_5 - T_1) = \quad (1.22)$$

$$= M c_v T_1 \left(\frac{\varepsilon_\delta}{\delta} \right)^{\kappa-1} \left[\lambda - \left(\frac{\delta}{\varepsilon_\delta} \right)^\kappa \right] + M c_p T_1 \left(\frac{\delta}{\varepsilon_\delta} - 1 \right);$$

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{\left[\lambda - \left(\frac{\delta}{\varepsilon_\delta} \right)^\kappa \right] + \kappa \left(\frac{\delta}{\varepsilon_\delta} \right)^{\kappa-1} \left(\frac{\delta}{\varepsilon_\delta} - 1 \right)}{\delta^{\kappa-1} (\lambda - 1)}. \quad (1.23)$$

Остання залежність термічного ККД циклу від параметрів циклу (1.23) при однакових значеннях ступеня стиску і ступеня розширення ($\varepsilon_\delta = \delta$) перетвориться у залежність (1.11). Подібні умови для перетворення залежностей (1.19), (1.21) некоректні, оскільки при $\varepsilon_\delta = \delta$ однакові значення тиску і температури (p_4, T_4) в кінці розширення і на початку стиску (p_1, T_1) у термодинамічному циклі з підведенням теплоти Q_1 до робочого тіла при постійному об'ємі надпоршневої порожнини можливі тільки при $\lambda = 1$ ($Q_1 = 0$).

Розглянемо як приклад термодинамічні цикли з продовженим розширенням за умови, що $T_4 = T_1$ (рис. 1.3, а) і $p_4 = p_1$ (рис. 1.3, б).

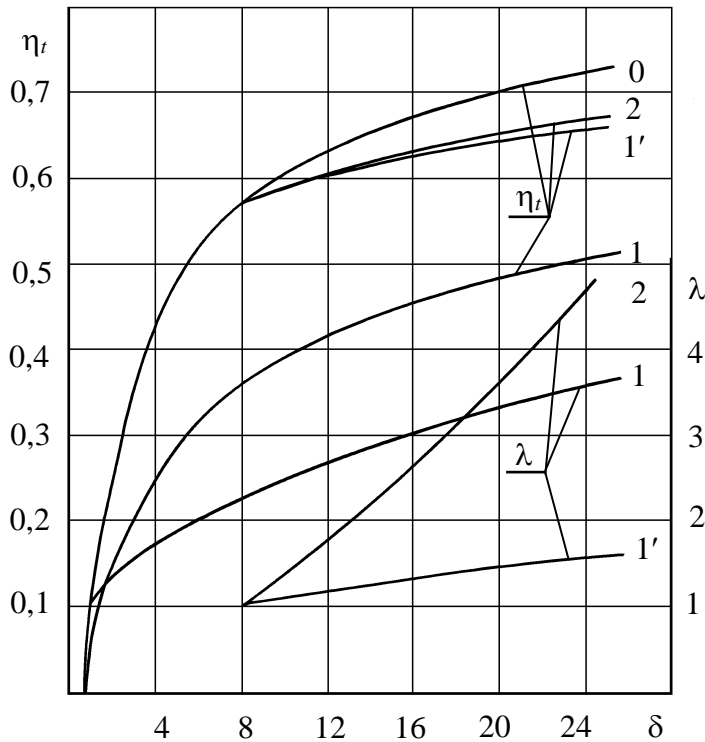


Рисунок 1.6 – Залежність термічного ККД циклу з продовженим розширенням від ступеня розширення δ при $T_4 = T_1$ (криві 1, 1') та $p_4 = p_1$ (крива 2):

- 0 – $\varepsilon = \delta$; $V_4 = V_1$; $\eta_t = 1 - 1/\delta^{\kappa-1}$;
- 1 – $\varepsilon = 1$; $T_4 = T_1$; $\lambda = \delta^{\kappa-1}$;
- 1' – $\varepsilon = 8$; $T_4 = T_1$; $\lambda = (\delta/\varepsilon_\delta)^{\kappa-1}$;
- 2 – $\varepsilon = 8$; $p_4 = p_1$; $\lambda = (\delta/\varepsilon_\delta)^\kappa$

λ (крива 0), а термодинамічних циклів з продовженим розширенням залежить від ступеня стиску ε_δ , ступеня підвищення тиску λ та ступеня розширення δ (криві 1, 1', 2). При збільшенні ступеня стиску ε і ступеня розширення δ зростає ефективність перетворення підведеної до робочого тіла теплоти Q_1 в механічну роботу. Термічний ККД циклу при $\varepsilon_\delta = 8$ і збільшенні ступеня розширення до 24 збільшується приблизно на 18 % (криві 1' і 2).

Основний недолік термодинамічних циклів ДВЗ з продовженим розширенням обумовлений втратою значної частини робочого об'єму циліндра на відведення теплоти Q_2 від робочого тіла, а відповідно і значним зниженням потужності двигуна. Цей недолік може бути компенсований у двотактному циклі підвищенням тиску наддуву, застосуванням регульова-

Ступінь підвищення тиску λ на ділянці підведення теплоти Q_1 до робочого тіла в термодинамічних циклах з продовженим розширенням і відведенням теплоти Q_2 від робочого тіла, як при постійній температурі ($T_4 = T_1$), так і при постійному тиску ($p_4 = p_1$), залежить від співвідношення ступеня розширення і ступеня стиску $\delta/\varepsilon_\delta$ (рис. 1.6). У першому випадку ($T_4 = T_1$) $\lambda = \delta^{\kappa-1}$ та $\lambda = (\delta/\varepsilon_\delta)^{\kappa-1}$ – криві 1 та 1', у другому випадку ($p_4 = p_1$) $\lambda = (\delta/\varepsilon_\delta)^\kappa$ – крива 2. Термічний ККД термодинамічного циклу з підведенням теплоти Q_1 до робочого тіла і відведенням теплоти Q_2 від робочого тіла при $V = \text{const}$ ($\delta = \varepsilon$) не залежить від

них фаз газорозподілу для зменшення у міру збільшення навантаження співвідношення δ/ε_0 з 2–2,5 до 1,5.

Контрольні запитання та завдання

1. Пояснити відмінність термодинамічних циклів ДВЗ від дійсних.
2. Представити термодинамічні цикли ДВЗ в системі координат p - V .
3. Як визначається коефіцієнт корисної дії термодинамічного циклу?
4. Які фактори впливають на коефіцієнт корисної дії термодинамічного циклу?
5. Як визначається робота газів у термодинамічному циклі?
6. Порівняти термодинамічні цикли з підведенням теплоти до робочого тіла при $V = \text{const}$ і $p = \text{const}$.
7. Порівняти термодинамічні цикли з підведенням теплоти до робочого тіла при $V = \text{const}$ і відведенням теплоти від робочого тіла при $V = \text{const}$ і $p = \text{const}$.
8. Порівняти термодинамічні цикли з підведенням теплоти до робочого тіла при $V = \text{const}$ і відведенням теплоти від робочого тіла при $V = \text{const}$, $p = \text{const}$ та $T = \text{const}$.

§3. Дійсні цикли чотиритактних двигунів внутрішнього згоряння

У чотиритактному двигуні із зовнішнім сумішоутворенням і запалюванням паливоповітряної суміші від іскри (рис. 1.1, *a*) повітря з навколишнього середовища через повітряний фільтр 12 надходить до дифузора карбюратора 13, де швидкість потоку повітря при відкритій дросельній заслінці досягає 100–200 м/с. У дифузور виведено з поплавкової камери канал 14, по якому під дією різниці тиску в поплавковій камері і дифузорі паливо з поплавкової камери надходить до потоку повітря. Потік повітря розплює паливо. Краплі палива перемішуються з повітрям, випаровуються, утворюючи паливоповітряну суміш, що через впускний клапан 7 надхо-

дить у циліндр. Кількість суміші, що надходить у циліндр, а відповідно і потужність двигуна, залежать від положення дросельної заслінки. *Співвідношення між кількістю повітря і кількістю палива, що надходить у циліндр, змінюється при цьому незначно. Таке регулювання потужності називається кількісним.*

Реальні конструкції чотиритактних двигунів з іскровим запалюванням і кількісним регулюванням потужності значно складніші (рис. 1.7). У сучасних двигунах з іскровим запалюванням і кількісним регулюванням потужності замість карбюратора 5 для утворення паливоповітряної суміші використовуються електронні системи вприскування палива на впуску (моновприск, розподілене вприскування), електронні системи керування і контролю складу паливоповітряної суміші, каталітичні системи нейтралізації шкідливих речовин у відпрацьованих газах. Все ширше використовується в двигунах з іскровим запалюванням і безпосереднім вприскуванням палива в камеру згоряння розшарування паливоповітряної суміші, що дозволяє значно розширити межі збіднення паливоповітряної суміші.

Перетікання паливоповітряної суміші чи повітря з навколишнього середовища в надпоршневу порожнину обумовлює перепад тиску на такті впуску між навколишнім середовищем і робочою порожниною, тому що при русі поршня 8 від ВМТ до НМТ над поршнем виникає розрідження. Такту впуску відповідає переміщення поршня від ВМТ до НМТ, але впускні клапани 16 відкривають з випередженням до ВМТ і закривають із запізненням після НМТ.

Такту стиску відповідає переміщення поршня 8 у циліндрі 2 від НМТ до ВМТ, але дійсний процес стиску починається після закриття впускного клапана. Наприкінці такту стиску за 5–40 градусів оберту колінчатого вала (°ОКВ) до ВМТ за допомогою електричного розряду на електродах свічки запалювання 13 здійснюють запалювання паливоповітряної суміші. Навколо зони запалювання утворюється фронт полум'я, що рухається до стінок робочої порожнини зі швидкістю 10–80 м/с. Глибина зони реакцій окиснювання палива (глибина фронту полум'я) складає 0,2–1 мм. Швидкість переміщення фронту полум'я залежить від складу паливоповітряної суміші, інтенсивності турбулізації в кінці такту стиску.

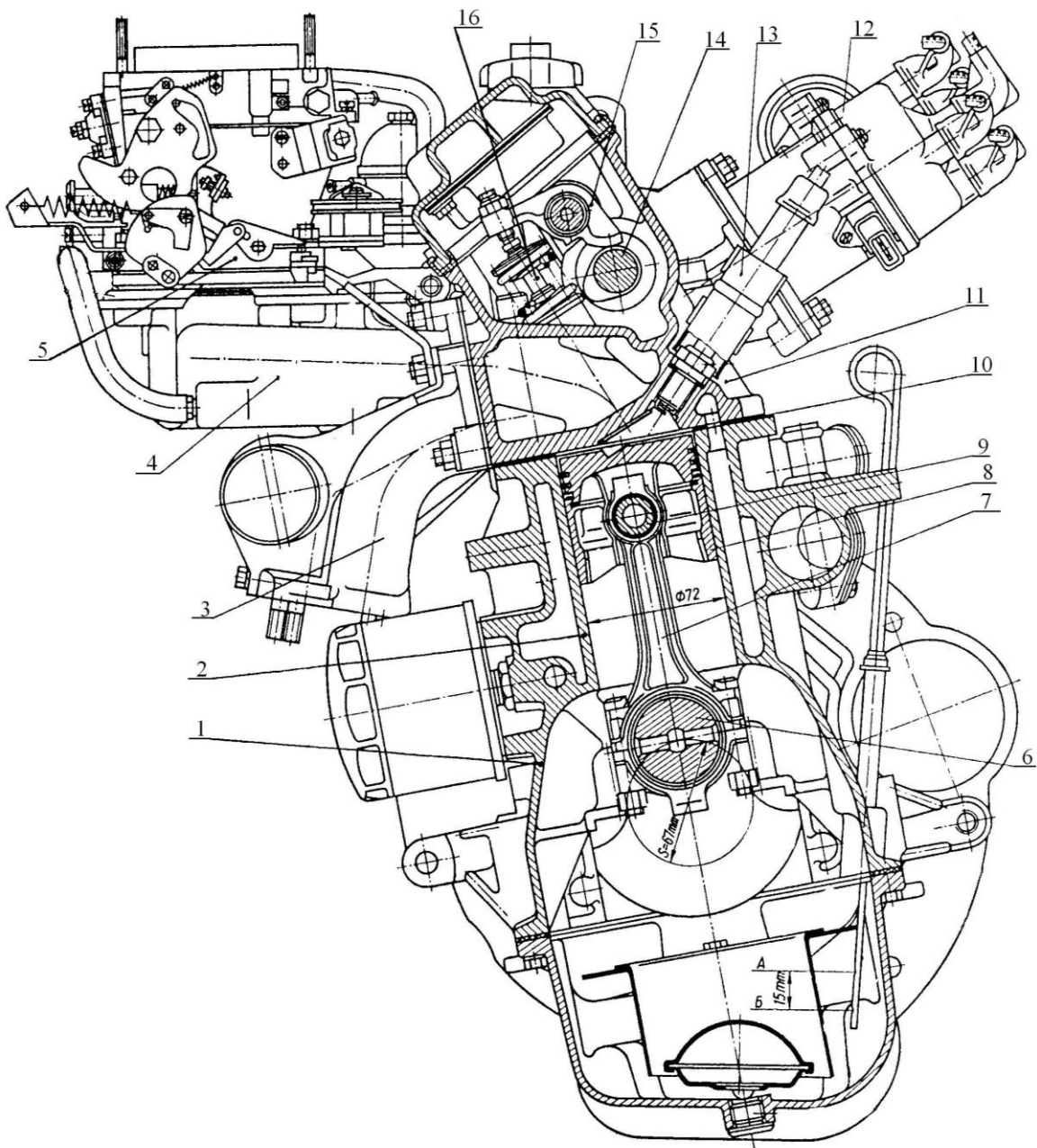


Рисунок 1.7 – Загальний вигляд (поперечний переріз) чотиритактного карбюраторного двигуна MeM3-245:

1 – блок циліндрів; 2 – циліндр; 3 – випускний колектор; 4 – впускний колектор; 5 – карбюратор; 6 – колінчатий вал; 7 – шатун; 8 – поршень; 9 – поршневий палець; 10 – прокладка; 11 – головка циліндрів; 12 – переривач-розподільник; 13 – свічка запалювання; 14 – кулачковий вал; 15 – коромисло; 16 – клапан

У двигуні з внутрішнім сумішоутворенням і запалюванням палива від стиску (рис. 1.1, б) на такті впуску по каналу 6 у головці циліндра 2 через щілину між клапаном і сідлом клапана в циліндр надходить повітря. Кількість повітря, що надходить у циліндр, залежно від швидкісного і навантажувального режиму роботи двигуна змінюється у вузьких межах. Потужність двигуна залежить від кількості палива, яке вприскують у циліндр через форсунку 10. *Таке регулювання потужності двигуна називається якісним, оскільки супроводжується зміною співвідношення між кількістю повітря і кількістю палива, що надходять у циліндр, тобто зміною якості суміші.*

Конструкції чотиритактних двигунів із запалюванням палива від стиску різноманітні. У чотиритактних дизелях для підвищення потужності і ККД широко використовуються системи наддуву (з механічним приводом нагнітача, з газотурбінним приводом), проміжне охолодження наддувочного повітря, газові силові турбіни з передачею потужності на колінчастий вал через редуктор. Прикладом таких дизелів можуть бути модифікації дизеля Д70, розробленого заводом ім. В.А. Малишева разом з кафедрою двигунів внутрішнього згоряння НТУ «ХП» з числом циліндрів дванадцять – шістнадцять (рис. 1.8). Розташування циліндрів V-подібне з кутом розвалу між осями циліндрів 60 град. Об'єм у розвалі блоку використовується як ресивер 13 для наддувочного повітря. Після турбокомпресора повітря охолоджується у водоповітряних холодильниках. У циліндри з випередженням до ВМТ поршня за допомогою паливних насосів високого тиску 8 і форсунок 9 здійснюють подачу, розпил і розподіл палива в об'ємі камери згоряння.

У дизелях максимальний тиск палива перед форсункою залежить від типу камери згоряння, особливостей конструкції дизеля. До початку надходження палива в камеру згоряння залежно від ступеня стиску температура газів досягає 500–700 °С. Навколо крапель палива, що утворилися, розміри яких коливаються від кількох мікронів до кількох десятків мікронів і швидкість яких досягає 200–300 м/с, утворюються пари палива. Під впливом високої температури починаються процеси руйнування складних молекул вуглеводнів палива (утворюються вільні радикали – частини молекул з вільними валентними зв'язками) та їхня взаємодія з молекулами кисню.

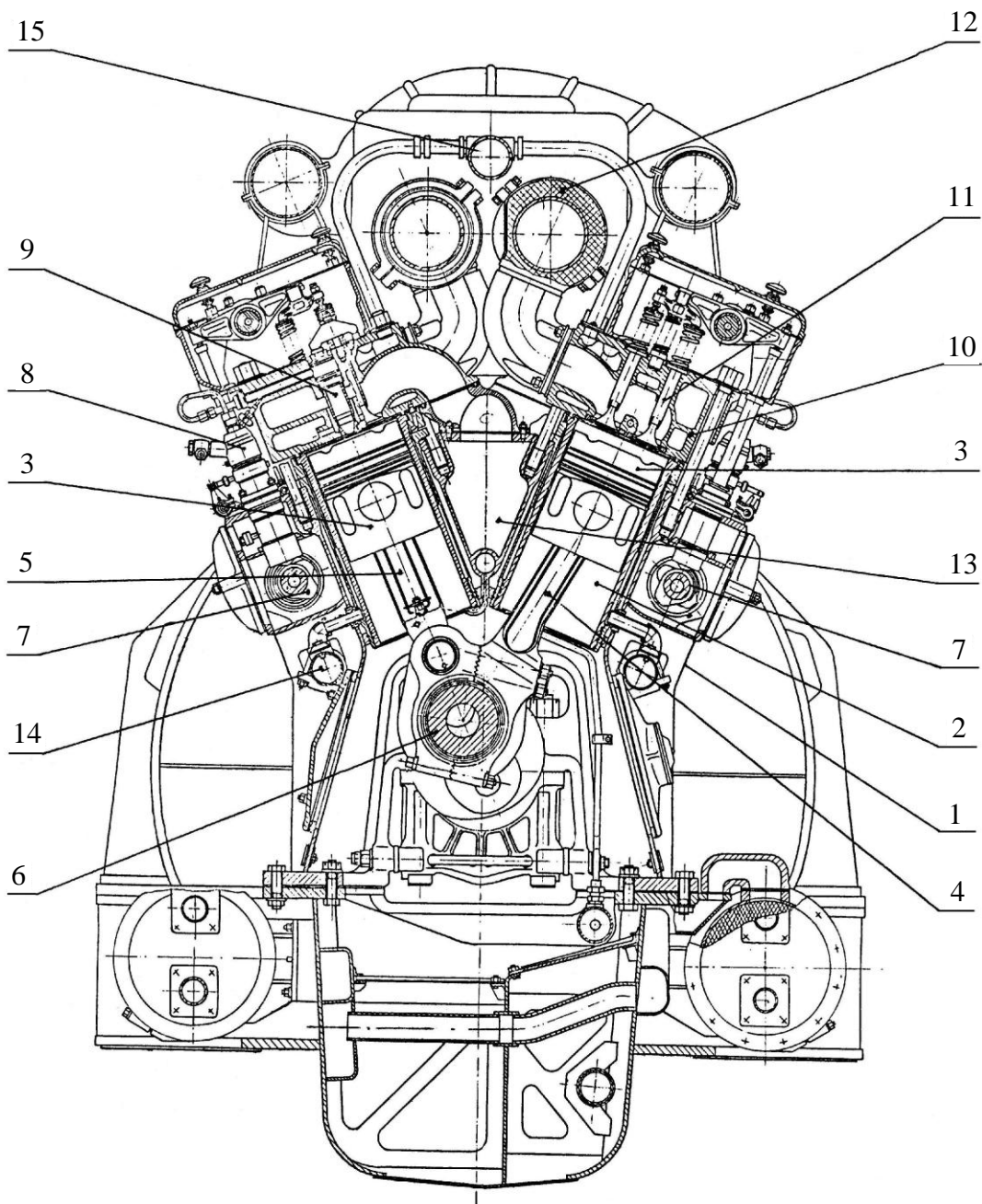


Рисунок 1.8 – Загальний вигляд (поперечний переріз) чотиритактного дизеля Д70 (16ЧН24/27):

1 – блок циліндрів; 2 – циліндри; 3 – поршні; 4 – головний шатун; 5 – причіпний шатун; 6 – колінчатий вал; 7 – кулачкові вали паливних насосів і привода клапанів; 8 – паливний насос; 9 – форсунка; 10 – головка циліндра; 11 – випускні клапани; 12 – випускний колектор; 13 – впускний колектор; 14 – колектора підведення води; 15 – колектор відведення води.

Процеси нагрівання, випарування, дифузії, руйнування молекул, утворення вільних радикалів і т.п. обумовлюють затримку запалювання, що становить 0,001–0,002 с. Початку утворення стійких ланцюгових реакцій окиснювання, що супроводжуються інтенсивним виділенням тепла, відповідає різке підвищення тиску в циліндрі. Процес згоряння починається за 3–5 °ОКВ до ВМТ і продовжується залежно від особливостей конструкції двигуна, режиму роботи 30–90 °ОКВ.

На такті розширення високий тиск газів діє на днище поршня. Поршень через шатун передає тиск газів на колінчатий вал. Сила тиску газів досягає значної величини. Наприклад, при максимальному тиску циклу $p_z = 8$ МПа, діаметрі циліндра $D = 80$ мм сила тиску газів на поршень досягає $4,02 \cdot 10^4$ Н. Робота розширення газів витрачається на подолання сил тертя в рухомих з'єднаннях деталей (поршень-гільза, підшипники та ін.), привід допоміжних механізмів (механізму газорозподілу, насосів та ін.), здійснення процесів газообміну, привід машини, з'єднаної з колінчатим валом двигуна, накопичується у вигляді кінетичної енергії обертових мас (маховика, колінчатого вала та ін.), що необхідна для здійснення наступних тактів.

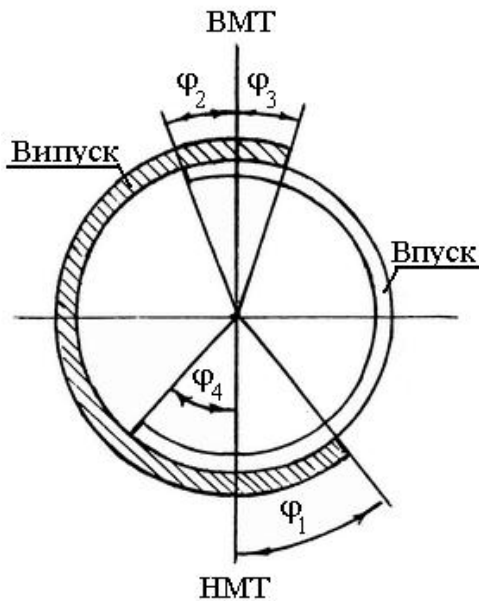


Рисунок 1.9 – Діаграма фаз газорозподілу чотиритактного двигуна

У чотиритактних двигунах за тактом розширення йде такт випуску. Для зниження витрат енергії на видалення відпрацьованих газів з циліндра двигуна випускний клапан відкривають з деяким випередженням до НМТ. Фаза випередження відкриття випускного клапана $\varphi_1 = 40\text{--}65^\circ$ ОКВ (рис. 1.9). Тиск газів у циліндрі в цей момент вищий, ніж тиск навколишнього середовища. Витікання газів відбувається з великою швидкістю і до моменту досягнення поршнем НМТ значна частина газів по масі (до 40 %) вийде з циліндра. До цього моменту збільшується і площа прохідного перерізу клапана, що також знижує витрати енергії на видалення відпрацьованих газів з циліндра. На більшій частині такту випуску газів з циліндра видаляють примусово поршнем, що переміщається до ВМТ.

Випускний клапан закривають після проходження поршнем ВМТ ($\varphi_3 = 10\text{--}30^\circ\text{ОКВ}$ за ВМТ) для того, щоб якомога більша частина відпрацьованих газів вийшла з циліндра. На початку такту впуску тиск газів у надпоршневій порожнині вищий, ніж тиск повітря чи паливоповітряної суміші у впускному каналі, тому витікання газів з надпоршневої порожнини продовжується і після ВМТ як через випускний, так і через впускний клапани.

Впускний клапан відкривають звичайно з деяким випередженням до ВМТ ($\varphi_2 = 10\text{--}30^\circ\text{ОКВ}$) для того, щоб до початку такту впуску площа прохідного перерізу клапана досягла значень, при яких не так різко зростало б розрідження в циліндрі. При цьому знижується максимальне розрідження в циліндрі на такті впуску, що зменшує витрати енергії на здійснення процесу впуску. Однак значне збільшення випередження відкриття впускного клапана до ВМТ призводить до збільшення відпрацьованих газів, що надходять до впускного каналу.

Впускний клапан закривають із запізненням після НМТ ($40\text{--}60^\circ\text{ОКВ}$), оскільки на початку такту стиску тиск у робочій порожнині звичайно нижчий, ніж тиск перед впускними клапанами.

Робочим тілом у реальному циклі ДВЗ є суміш газів, склад і кількість яких залежать від режиму роботи двигуна. Реальний цикл може бути представленим як у системі координат $p\text{--}\varphi$ так і у системі координат $p\text{--}V$ (рис. 1.10 і рис. 1.11). Розглянемо реальний цикл чотиритактного ДВЗ із запалюванням від стиску, починаючи з моменту відкриття випускних клапанів (точка e).

У точці e на такті розширення, коли тиск газів в циліндрі у 3–5 разів вищий, ніж тиск газів у впускному каналі, кулачковий механізм приводу клапанів починає відкривати випускні клапани (рис. 1.10 і рис. 1.11). Кут випередження відкриття випускних клапанів φ_1 , залежно від особливостей конструкції двигуна і частоти обертання колінчатого вала, становить $40\text{--}65^\circ\text{ОКВ}$ до НМТ. За час обертку кривошипа від точки e до точки b (НМТ) із циліндра виходить 30–40 % продуктів згоряння, що істотно знижує витрати енергії на видалення відпрацьованих газів з циліндра на такті впуску (від точки b до точки r). Максимального значення площа прохідних перерізів випускних клапанів $f_{\text{вип}}$ досягає приблизно на середині такту впуску (рис. 1.10). За $10\text{--}30^\circ\text{ОКВ}$ до ВМТ на такті впуску кулачковий

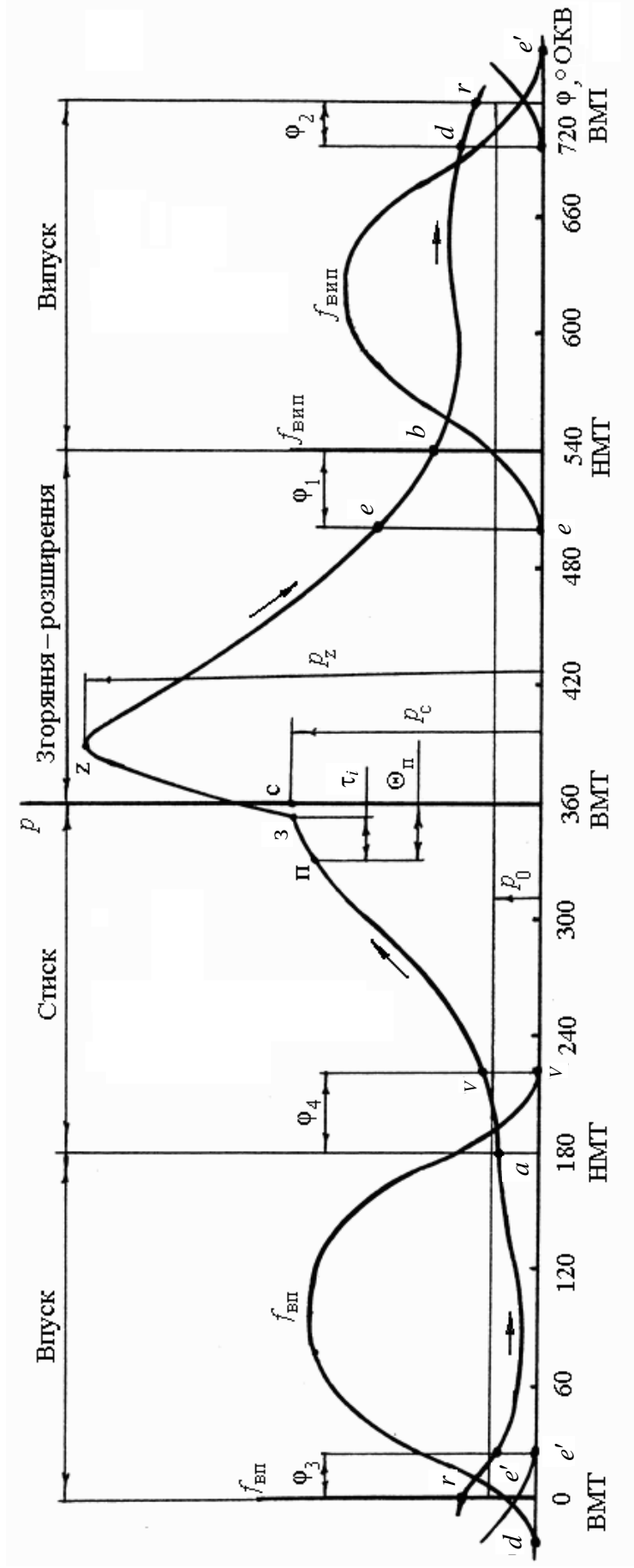


Рисунок 1.10 – Індикаторна діаграма чотиритактного дизеля в координатах $p - \varphi$:

точка e – початок відкриття впускного клапана; φ_1 – випередження відкриття впускного клапана ($40-65^\circ \text{OKB}$ до НМТ); точка b – кінець розширення; точка d – початок відкриття впускного клапана; φ_2 – випередження відкриття впускного клапана ($10-30^\circ \text{OKB}$ до ВМТ); точка r – кінець такту випуску; точка e' – закриття впускного клапана; φ_3 – запізнювання закриття впускного клапана ($10-30^\circ \text{OKB}$ після ВМТ); точка a – кінець такту впуску; точка v – закриття впускного клапана; φ_4 – запізнювання закриття впускного клапана ($40-65^\circ \text{OKB}$ після НМТ); точка p – початок подачі палива; точка z – початок видимого згоряння; $\Theta_{\text{п}}$ – кут випередження подачі палива; τ_i – період загримки самозаймання; точка c – кінець такту стиску; p_0 – тиск атмосферного повітря; p_c – тиск кінця стиску; p_z – максимальний тиск циклу; $f_{\text{вип}}$, $f_{\text{вип}}$ – площі прохідного перерізу впускних і впускних клапанів

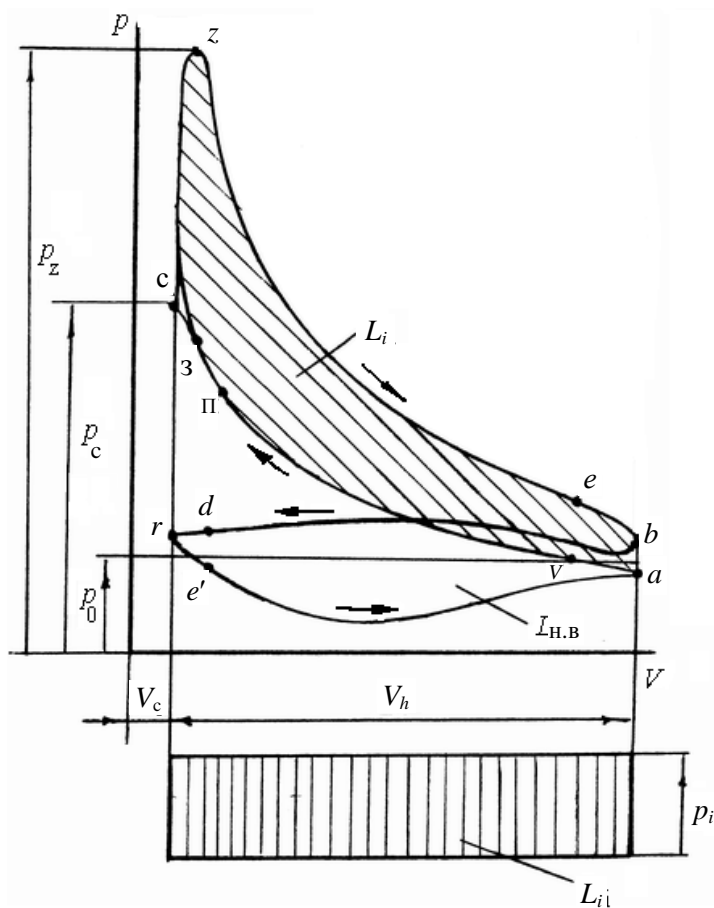


Рисунок 1.11 – Індикаторна діаграма чотиритактного дизеля в координатах $p-V$

циліндрі вищий, ніж тиск у впускному каналі, відбувається перетікання відпрацьованих газів із надпоршневої порожнини у впускний канал. Однак кількість відпрацьованих газів, що надходять у впускний канал на такті випуску (до ВМТ), незначна (не більш 1–2 % від маси свіжого заряду). Наявність випередження відкриття впускних клапанів дозволяє збільшити площу прохідних перерізів впускних клапанів до початку такту впуску, зменшити розрідження в циліндрі на такті впуску, а відповідно і витрати роботи на здійснення такту впуску. Максимального значення площа прохідних перерізів впускних клапанів досягає приблизно до середини такту впуску (рис. 1.10).

Впускний клапан закривається через 40–60 °ОКВ після НМТ, тому що на початку такту стиску тиск газів у циліндрі помітно нижчий тиску у впускному каналі і свіжий заряд продовжує надходити в циліндр.

механізм приводу впускних клапанів починає відкривати впускні клапани (точка d). При цих значеннях кута оберту кривошипа прохідні перерізи впускних клапанів ще значні, що виключає значне підвищення тиску газів у надпоршневій порожнині в кінці такту випуску. Закриваються впускні клапани в точці e' (10–30 °ОКВ після ВМТ на такті впуску). При кутові оберту кривошипа від точки d до точки e' впускні і впускні клапани відкриті – кут перекриття клапанів.

Тому що на початку відкриття впускних клапанів (до ВМТ) тиск газів у

Досконалість процесів газообміну чотиритактних ДВС без наддува характеризується коефіцієнтом залишкових газів, коефіцієнтом наповнення і роботою, яка витрачена на здійснення газообміну.

Коефіцієнт залишкових газів – відношення маси залишкових газів M_γ до маси свіжого заряду $M_{\text{св.зар}}$, що надійшов до надпоршневої порожнини,

$$\gamma = \frac{M_\gamma}{M_{\text{св.зар}}}. \quad (1.24)$$

Коефіцієнт наповнення – відношення маси свіжого заряду $M_{\text{св.зар}}$ до маси потенційного заряду M_h (кількість свіжого заряду, що могла б знаходитися в робочому об'ємі циліндра при тиску і температурі навколишнього середовища – $M_h = \rho_0 V_h$):

$$\eta_v = \frac{M_{\text{св.зар}}}{M_h}. \quad (1.25)$$

Робота, що витрачена на процеси газообміну, пропорційна площі діаграми між кривими зміни тиску в циліндрі на тактах випуску і впуску (рис. 1.11) і дорівнює сумі робіт на видалення відпрацьованих газів з надпоршневої порожнини на такті випуску $L_{\text{вип}}$ і на впуск свіжого заряду $L_{\text{вп}}$,

$$L_{\text{н.в}} = L_{\text{вип}} + L_{\text{вп}}. \quad (1.26)$$

У ДВЗ з іскровим запалюванням $\gamma = 0,05 - 0,10$; $\eta_v = 0,80 - 0,90$; питома робота, що витрачена на газообмін $l_{\text{н.в}} = L_{\text{н.в}}/V_h = 0,04 - 0,10$ Дж/см³. У чотиритактних дизелях без наддуву коефіцієнт залишкових газів $\gamma < 0,04$, внаслідок більш високого ступеня стиску (меншого об'єму камери стиску), а з наддувом – $\gamma = 0 \div 0,03$.

В двигунах з наддувом коефіцієнт наповнення при умовах у випускному колекторі

$$\eta_{vs} = \frac{M_{\text{св.зар}}}{M_{hs}}$$

де $M_{hs} = \rho_s V_h$ – потенційний заряд при умовах перед впускними клапанами; ρ_s – густина повітря перед впускними клапанами.

Важливими показниками досконалості процесів газообміну в чотиритактних дизелях з наддувом є також коефіцієнт надлишку продувочного повітря φ (відношення маси повітря M_s , що надійшло в надпоршневу порожнину, до маси потенційного заряду M_{hs} при умовах на впуску) і коефіцієнт втрат продувочного повітря υ (відношення маси повітря $M_{вт}$, що вийшло з циліндра при продувці, до маси повітря M_s , що надійшло в циліндр):

$$\varphi = \frac{M_s}{M_{hs}}; \quad (1.27)$$

$$\upsilon = \frac{M_{вт}}{M_s} = \frac{M_s - M_{св.зар}}{M_s} = 1 - \frac{\eta_{vs}}{\varphi}. \quad (1.28)$$

Значення φ у чотиритактних дизелях з наддувом не перевищують 1,1; $\upsilon = 0,05 - 0,10$.

Питома робота, що витрачена на газообмін при використанні наддуву і значному перевищенні тиску на впуску в порівнянні з тиском на випуску може бути і негативною (коли робота газів на впуску більше роботи газів на випуску).

Дійсний процес стиску починається з моменту закриття впускних клапанів (точка v на рис. 1.11) і при відключенні подачі палива закінчується в точці c . Тиск і температура газів у точці c залежать від ступеня стиску. Робота, що витрачена на процес стиску (рис. 1.11),

$$L_{ст} \cong \frac{P_c V_c - P_a V_a}{n_c - 1}, \quad (1.29)$$

де n_c – середнє значення показника політропи стиску.

Подача палива залежно від частоти обертання колінчатого вала починається за 10–30 °ОКВ до ВМТ (точка π) і продовжується 20–60 °ОКВ. Кількість палива, поданого в циліндр автотракторного дизеля, залежно від робочого об'єму циліндра і навантаження, становить 5–100 мм³/цикл. Максимальний тиск вприскування палива в сучасних дизелях становить 30 МПа (вихрокамерні дизелі) – до 200 МПа (при безпосередньому вприскуванні палива). Швидкість надходження палива може досягати

100–400 м/с. Тому значна кількість крапель мають діаметр менше 10 мкм. Температура газів в циліндрі на початку подачі палива перевищує 500–700 °С. Під впливом високої температури відбувається випаровування палива з поверхні крапель, розпад молекул вуглеводнів, починаються реакції окиснювання. Реакції окиснювання вуглеводнів багатостадійні, мають ланцюговий характер. У точці в (за 3–5 °ОКВ до ВМТ) починається лавиноподібне наростання зародків реакцій окиснювання, зростає тиск і температура газів. *Проміжок часу від початку подачі палива (точка п) до початку інтенсивного зростання тиску (точка з) становить 0,001–0,002 с і називається періодом затримки самозаймання τ_i .*

Максимального значення тиск газів у циліндрі досягає за 5–15 °ОКВ після ВМТ (точка з). *Ділянка діаграми від точки з до точки з називається видимим згорянням.* Процес вигорання палива продовжується і після точки з. Тривалість згоряння 30–90 °ОКВ. Процес розширення газів продовжується до НМТ (рис. 1.10 і рис. 1.11, точка b). Робота розширення газів у

- двигунах з іскровим запалюванням

$$L_p \cong \frac{p_z + p_c}{2} (V_z - V_c) + \frac{p_z V_z - p_b V_b}{n_p - 1}; \quad (1.30)$$

- у двигунах із запалюванням палива від стиску

$$L_p \cong p_z (V_z - V_c) + \frac{p_z V_z - p_b V_b}{n_p - 1}, \quad (1.31)$$

де n_p – середнє значення показника політропи розширення.

Індикаторна (корисна) робота газів у циліндрі за цикл пропорційна площі індикаторної діаграми (рис. 1.11):

$$L_i = L_p - L_{ст}. \quad (1.32)$$

Питома індикаторна робота газів у циліндрі, Дж/м³, Дж/см³:

$$l_i = \frac{L_i}{V_h}. \quad (1.33)$$

Якщо на основі V_h побудувати прямокутник, площа якого буде дорівнювати площі індикаторної діаграми (рис. 1.11), то висота цього прямокутника буде дорівнювати середньому індикаторному тиску $p_i = L_i/V_h$, що характеризує, як і l_i , рівень форсування двигуна за потужністю. *Середній індикаторний тиск – умовний тиск, при дії якого на поршень за один хід поршня від ВМТ до НМТ буде виконуватися робота, яка дорівнює індикаторній роботі газів за цикл.* За абсолютною величиною середній індикаторний тиск дорівнює питомій індикаторній роботі газів $p_i = |l_i|$.

Індикаторна потужність двигуна при частоті обертання колінчатого вала n , хв^{-1} , і числі циліндрів z , кВт:

$$N_i = k L_i 10^{-3}, \quad (1.34)$$

де $k = \frac{n}{2} \cdot \frac{1}{60} z$ – кількість робочих циклів в чотиритактному двигуні за 1с.

Ефективність перетворення хімічної енергії палива $Q_{\text{п.х}}$ в індикаторну роботу газів (ступінь досконалості робочих процесів) характеризується індикаторним ККД, що являє собою відношення індикаторної роботи газів (за цикл чи за годину) до хімічної енергії палива, яке надійшло у двигун (за цикл чи за годину), або питомою індикаторною витратою палива, $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год.})$:

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_{\text{п.х}}} = \frac{L_i}{B_{\text{ц}} Q_{\text{н}}} = \frac{3600 N_i}{B_{\text{г}} Q_{\text{н}}}; \quad (1.35)$$

$$g_i = \frac{B_{\text{г}}}{N_i}; \quad (1.36)$$

тобто

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i Q_{\text{н}}}, \quad (1.37)$$

де $B_{\text{ц}}$ – циклова подача палива; $B_{\text{г}}$ – витрата палива за годину; $Q_{\text{н}}$ – нижча теплота згоряння палива.

Індикаторна робота газів витрачається на подолання сил тертя в рухомих з'єднаннях – $L_{\text{тер}}$; на привід допоміжних агрегатів (масляного, водяного та паливного насосів, вентилятора, генератора і т.д.) – $L_{\text{доп}}$; на здійснення процесів газообміну – $L_{\text{н.в}}$ і на корисну роботу – $L_{\text{е}}$.

Ефективна робота газів за цикл, Дж,

$$L_e = L_r - (L_{\text{тер}} + L_{\text{доп}} + L_{\text{н.в}}). \quad (1.38)$$

Питома ефективна робота газів, Дж/см³,

$$l_e = \frac{L_e}{V_h}. \quad (1.39)$$

Середній ефективний тиск, Па,

$$p_e = \frac{L_e}{V_h}. \quad (1.40)$$

Ефективна потужність (ефективна робота на колінчатому валу за 1 с), кВт,

$$N_e = \kappa L_e 10^{-3} = \frac{n}{2} \frac{1}{60} z L_e 10^{-3}. \quad (1.41)$$

де κ – кількість робочих циклів за 1с.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \frac{L_e}{Q_{\text{п.х}}} = \frac{L_e}{B_{\text{ц}} Q_{\text{н}}} = \frac{3600 N_e}{B_{\text{г}} Q_{\text{н}}}. \quad (1.42)$$

Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·год.),

$$g_e = \frac{B_{\text{г}}}{N_e} = \frac{3600}{\eta_e Q_{\text{н}}}. \quad (1.43)$$

Механічний ККД, що характеризує ступінь досконалості конструкції двигуна за рівнем витрат потужності на тертя, газообмін, привід допоміжних агрегатів,

$$\eta_{\text{м}} = \frac{N_e}{N_i} = 1 - \frac{N_{\text{м}}}{N_i}, \quad (1.44)$$

де $N_M = k (L_{\text{тер}} + L_{\text{доп}} + L_{\text{н.в}}) \cdot 10^{-3}$ – потужність механічних втрат.

Таким чином, *ефективний* ККД

$$\eta_e = \frac{3600 N_i \eta_M}{B_T Q_H} = \eta_i \eta_M. \quad (1.45)$$

Ефективний ККД характеризує ступінь досконалості робочих процесів (через індикаторний ККД) і ступінь досконалості конструкції двигуна за рівнем механічних втрат (через механічний ККД).

Індикаторний ККД двигунів з іскровим запалюванням $\eta_i = 0,35-0,45$; двигунів з запалюванням палива від стиску $0,45-0,50$; ефективний ККД на режимах максимальної потужності відповідно $0,20-0,30$ і $0,35-0,45$.

Контрольні запитання та завдання

1. Представити дійсний цикл чотиритактного ДВЗ в системі координат $p-V$ та $p-\varphi$.
2. Пояснити особливості протікання процесів газообміну в чотиритактному ДВЗ та представити діаграму його фаз газорозподілу.
3. Які процеси відбуваються в надпоршневій порожнині на такті стиску і на такті згоряння-розширення в ДВЗ з іскровим запалюванням і в дизелі?
4. Пояснити як визначаються в чотиритактних двигунах:
 - індикаторні показники;
 - механічні втрати і механічний ККД;
 - ефективні показники.
5. Розв'язати наступні задачі:

Задача 1. У чотиритактному чотирициліндровому двигуні з іскровим запалюванням $S = D = 100$ мм, частота обертання колінчатого вала $n = 5000 \text{ хв}^{-1}$, ефективна потужність $N_e = 100$ кВт, питома робота механічних втрат, у тому числі і насосні, $l_M = 0,30 \text{ Дж/см}^3$; індикаторний ККД – $0,4$; нижча теплота згоряння палива $Q_H = 44000 \text{ кДж/кг}$. Визначити: середню швидкість поршня, літраж двигуна; середній індикаторний і середній ефективний тиск, механічний та ефективний ККД; питому індикаторну і

питому ефективну витрату палива, годинну витрату палива і циклову подачу палива.

Задача 2. Визначити ефективну потужність, ефективний і індикаторний ККД чотиритактного чотирициліндрового дизеля, якщо діаметр циліндра D і хід поршня S дорівнюють 80 мм, частота обертання колінчатого вала $n = 5000$ об/хв, питома індикаторна робота $l_i = 1$ Дж/см³, механічний ККД $\eta_m = 0,85$, питома ефективна витрата палива $g_e = 0,2$ кг/(кВт·г), нижча теплота згоряння $Q_H = 42000$ кДж/кг.

§4. Дійсні цикли двотактних двигунів внутрішнього згоряння

Термодинамічні цикли ДВЗ не залежать від тактності, але дійсні цикли двотактних і чотиритактних ДВЗ помітно розрізняються. Дійсний цикл двотактного ДВЗ здійснюється за 2 такти (один оберт колінчатого вала). Залежно від особливостей здійснення процесів газообміну двотактні ДВЗ поділяються на *двотактні ДВЗ з прямоструминною клапанно-щілинною продувкою* (рис. 1.12, а); *з петлевою продувкою* (рис. 1.12, б); *з попереочною продувкою* (рис. 1.12, с); *з прямоструминною щілинною продувкою* (наприклад, в ДВЗ зі зворотно-поступальним рухом поршнів – рис. 1.13).

Розглянемо принцип роботи двотактного ДВЗ на прикладі двотактного двигуна з прямоструминною клапанно-щілинною продувкою (рис. 1.12, а).

У двотактному двигуні при будь-якій схемі здійснення процесів газообміну використовується нагнітач для примусової подачі повітря до впускних вікон. У розглянутій схемі продувки це ротаційний нагнітач 8, що подає повітря з надлишковим тиском p_k до впускних вікон 2 у стінках циліндра 1. На такті розширення при рухові поршня 3 до НМТ за 60–80 °ОКВ до НМТ за допомогою механізму газорозподілу відкривається випускний клапан 6 (точка e на рис. 1.12, а, г), і продукти згоряння з циліндра перетікають у випускний канал, тому що тиск газів у циліндрі в момент початку відкриття випускного клапана у 4–5 разів вищий за тиск p_T у випускному каналі. Тиск газів у циліндрі знижується як внаслідок витікання газів

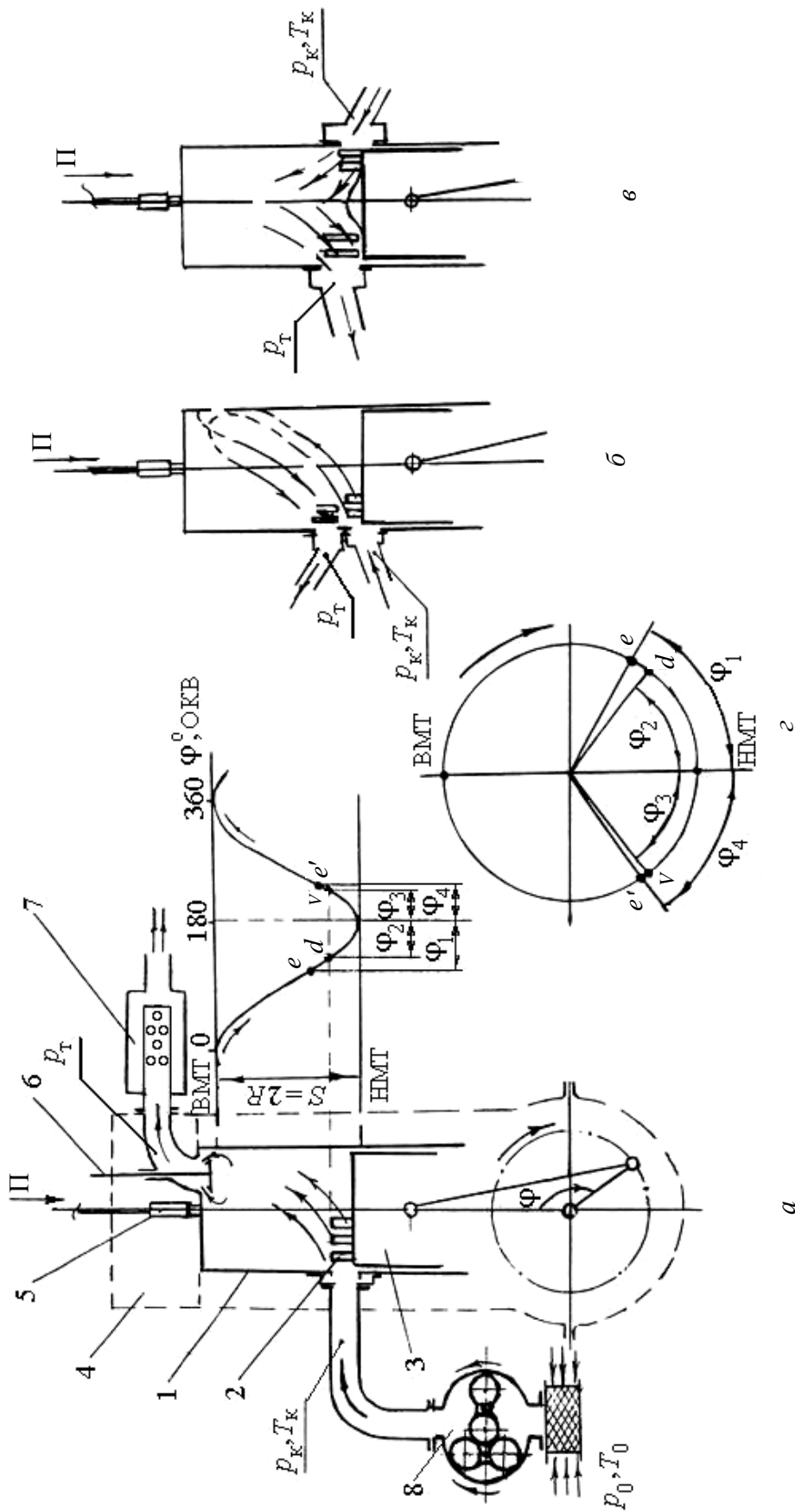


Рисунок 1.12 – Принципові схеми продувки двотактних ДВЗ (а – прямоструминна клапанно-щілинна, б – петлева, в – поперечна) і діаграма фаз газорозподілу (г):

- 1 – циліндр; 2 – впускні вікна; 3 – поршень; 4 – головка циліндра;
- 5 – форсунка; 6 – випускний клапан; 7 – глушник; 8 – нагнітач.

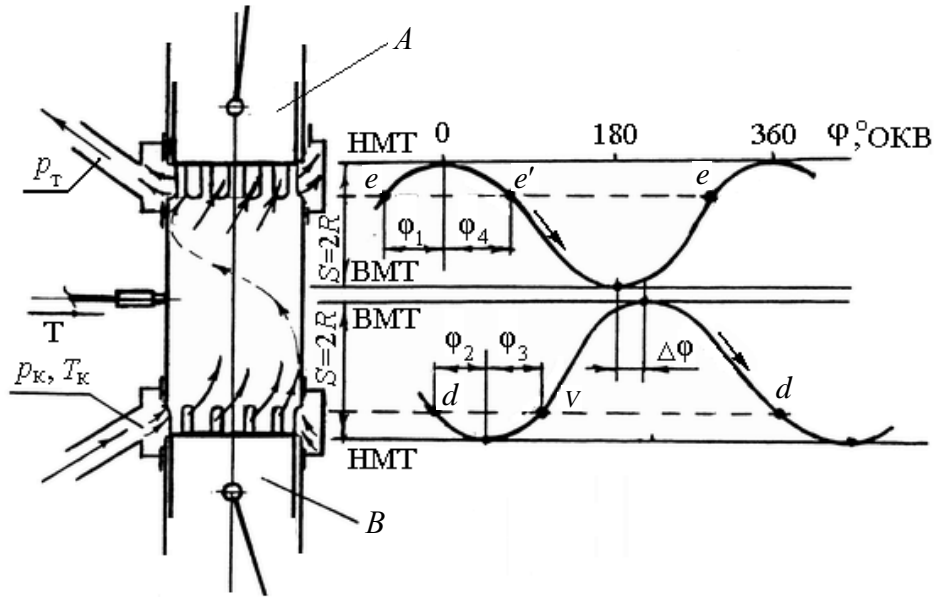


Рисунок 1.13 – Прямоструминно-щілинна схема продувки:

A – випускний поршень; *B* – впускний поршень

у випускний канал, так і внаслідок збільшення надпоршневого об'єму. Коли тиск газів в циліндрі зменшиться до значення, приблизно рівного тиску повітря p_k перед впускними вікнами (точка d на рис. 1.12, *a, z*), поршень 3 починає відкривати впускні вікна 2 у стінці циліндра 1 і повітря через впускні вікна 2 починає надходити в циліндр, витискуючи продукти згоряння до випускного клапана 6. Процес продувки надпоршневої порожнини продовжується до точки v (рис. 1.12, *a, z*), коли поршень, переміщаючись від НМТ до ВМТ, перекриє впускні вікна 2. Потім за допомогою механізму газорозподілу закривається клапан 6 (точка e') і починається процес стиску.

Ступінь досконалості процесів газообміну в двотактних ДВЗ оцінюється тими ж показниками (γ , η_{vs} , ϕ , ν), що й у чотиритактних ДВЗ з наддувом. Залежно від схеми продувки і ступеня досконалості процесів газообміну $\phi = 1,2-1,8$; $\eta_{vs} = 0,5-0,9$; $\gamma = 0,05-0,30$; $\nu = 0,2-0,5$.

У двотактних ДВЗ з петлевою продувкою (рис. 1.12, *б*) і поперечною продувкою (рис. 1.12, *в*) моменти відкриття і закриття випускних і впускних вікон визначаються переміщенням поршня, тобто фази газорозподілу симетричні відносно НМТ поршнів, а в двотактних двигунах з прямоструминно-щілинною схемою продувки – симетричні відносно зовнішніх мерт-

вих точок (НМТ) випускного *A* та впускного *B* поршнів (рис. 1.13). Механізм процесів газообміну в ДВЗ з прямоструминно-щілинною схемою продувки той же, що й у двотактному ДВЗ з прямоструминною клапанно-щілинною продувкою.

У двотактних ДВЗ зі зворотно-поступальним рухом поршнів для збільшення тривалості згоряння палива при положенні поршнів у ВМТ (при мінімальному об'ємі робочої порожнини) та зменшення роботи розширення газів, яка передається впускним поршнем *B* на колінчатий вал (рис. 1.13), а відповідно і навантажень на механізм синхронізації обертання колінчатих валів, з'єднання колінчатих валів здійснюють таким чином, щоб впускний поршень *B* досягав внутрішньої мертвої точки ВМТ на 10–15 °ОКВ пізніше, ніж випускний поршень *A*.

Процеси стиску, запалювання, згоряння і розширення в двотактних двигунах внутрішнього згоряння протікають так само, як і в чотиритактних ДВЗ (рис. 1.14). Індикаторні діаграми двотактних ДВЗ відрізняються від індикаторних діаграм чотиритактних ДВЗ тільки на ділянках діаграм, що відповідають процесам газообміну.

На такті стиску за 10–30 °ОКВ до ВМТ через отвори розпилювача форсунки (діаметр отворів розпилювача 0,2–0,5 мм) у циліндр надходить паливо (точка п на рис. 1.14). Подача палива до форсунки здійснюється за допомогою паливного насоса високого тиску. Максимальний тиск палива перед форсункою в сучасних системах паливоподачі дизелів може досягати тисків, що перевищують 100 МПа. Початок підйому голки розпилювача залежить від початкового тиску попереднього зтягування пружини форсунки (15–30 МПа). Швидкість палива на виході з отворів розпилювача досягає 200–400 м/с. При цьому відбувається розпад струменів палива, утворюється факел крапель розпиленого палива. Понад 80 % крапель (по масі) мають діаметр не більше 10 мкм.

Температура повітря в циліндрі до початку подачі палива досягає 500–700 °С. Краплі палива, що рухаються з великою швидкістю, розігріваються, паливо з поверхні крапель випаровується і, перемішуючись з повітрям, утворює паливоповітряну суміш. Молекули вуглеводнів палива при високих температурах починають розпадатися і, зіштовхуючись з молекулами кисню, вступають з ними в реакцію. На процеси розігрівання крапель палива, їх випаровування, початкові реакції окиснювання

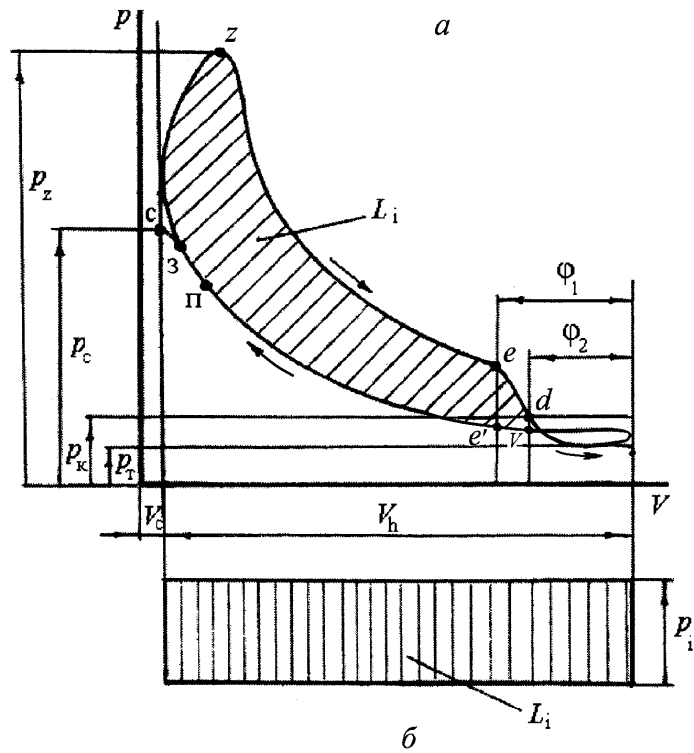
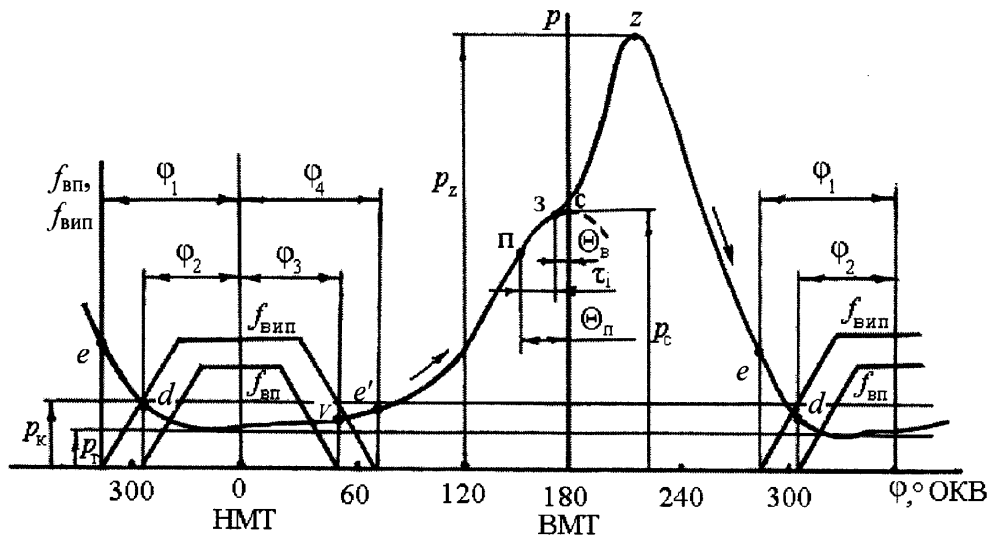


Рисунок 1.14 – Індикаторні діаграми двотактного ДВЗ в системі координат $p-\varphi$ (а) і $p-V$ (б)

палива припадає 0,001–0,002 с. Потім (за 3–5 °ОКВ до ВМТ) починається багатозачаткове самозаймання вуглеводнів палива (точка в на рис. 1.14), що супроводжується значним виділенням тепла, підвищенням тиску. Реакції окиснювання вуглеводнів палива носять ланцюговий характер, протікають з великими швидкостями, і на ділянці від точки в до точки z (точка,

що відповідає максимальному тиску згоряння – рис. 1.14) згоряє 75–85 % палива, що надійшло у циліндр.

Тривалість подачі палива залежно від режиму роботи дизеля становить 10–60 °ОКВ, тривалість згоряння – 30–90 °ОКВ. На ділянці розширення після точки z у циліндрі відбувається догоряння палива, розширення продуктів згоряння, теплообмін між продуктами згоряння і стінками циліндра. При цьому 10–15 % від теплоти палива втрачається внаслідок теплообміну в стінки надпоршневої порожнини. Процес розширення продовжується до точки e , потім цикл повторюється.

У випадку, коли двигун двотактний з іскровим запалюванням і паливоповітряна суміш утворюється поза циліндром двигуна (двигуни з зовнішнім сумішоутворенням) або на такті стиску при безпосередньому вприскуванні палива (внутрішнє сумішоутворення), запалювання паливоповітряної суміші здійснюється за допомогою електричного розряду між електродами свічки запалювання. При цьому реакції окиснювання вуглеводнів палива відбуваються у фронті полум'я, що переміщується від електродів свічки запалювання зі швидкістю 10–80 м/с. Глибина зони реакцій окиснювання (глибина фронту полум'я) становить 0,2–1 мм. Швидкість поширення фронту полум'я залежить від інтенсивності турбулізації суміші в кінці такту стиску, виду палива та ін.

Розглянемо як приклад особливості конструкції й організації робочих процесів декількох типів двотактних двигунів. У двотактному двигуні з петльовою продувкою, іскровим запалюванням і безпосереднім вприскуванням палива (рис. 1.15), розробленому кафедрою двигунів внутрішнього згоряння НТУ «ХПІ» разом з ДП «ФЭД» [5] на базі карбюраторного двигуна з $S/D = 68/74$, як нагнітач використовується підпоршнева порожнина (кривошипна камера 1), повітря в яку надходить через впускне вікно в циліндрі 5 (на рис. 1.15 не показано). Впускне вікно у підпоршневу порожнину відкривається поршнем 6 при його переміщенні від НМТ до ВМТ за 65 °ОКВ до ВМТ. Оскільки кривошипна камера – герметична, то при переміщенні поршня до ВМТ в ній виникає розрідження, і повітря через повітряний фільтр і впускне вікно надходить у кривошипну камеру. Для змащення підшипників колінчатого вала, поршневого пальця, рухомого з'єднання поршень-циліндр до повітря на впуску спеціальним насосом

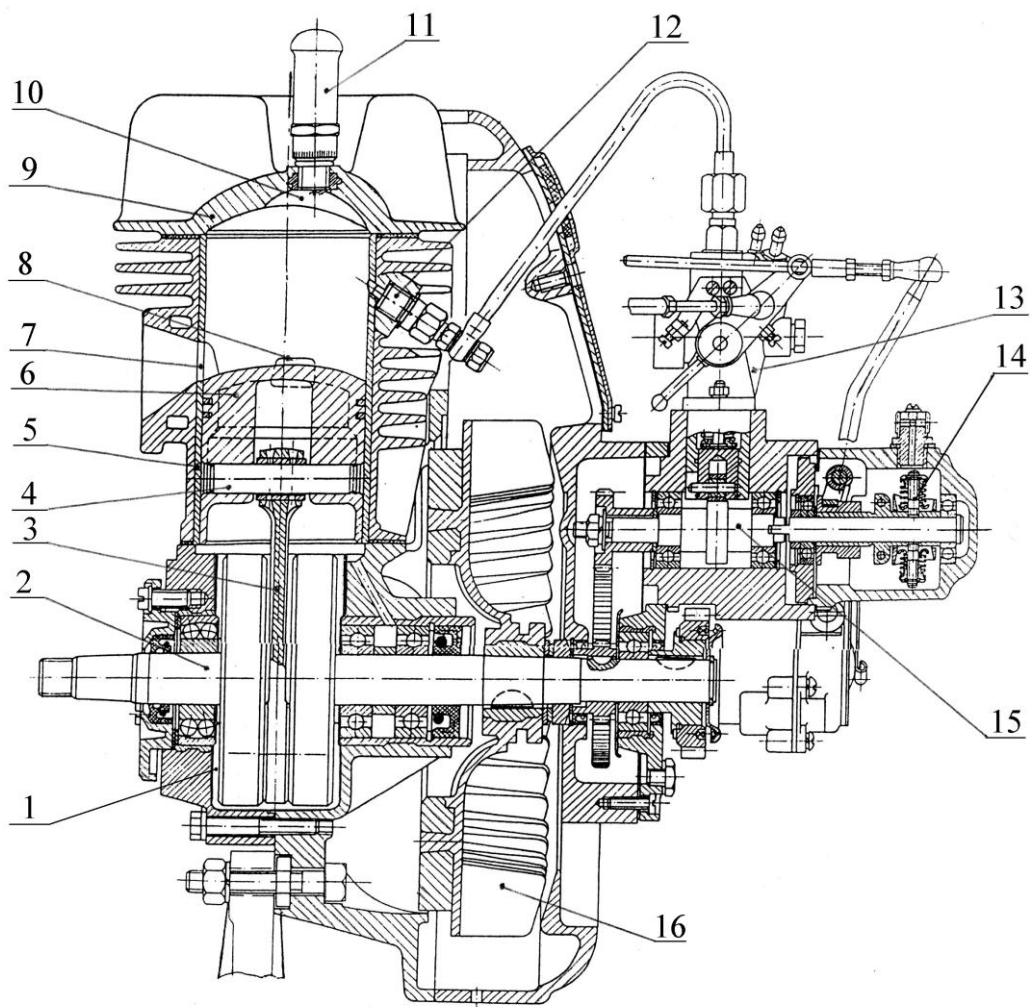


Рисунок 1.15 – Загальний вигляд (поздовжній переріз) двигуна з кривошипно-камерною продувкою, безпосереднім вприскуванням палива та іскровим запалюванням:

1 – кривошипна камера; 2 – колінчатий вал; 3 – шатун; 4 – поршневий палець; 5 – циліндр; 6 – поршень; 7 – випускні вікна; 8 – впускні вікна у надпоршневу порожнину; 9 – головка циліндра; 10 – камера згоряння; 11 – свічка запалювання; 12 – форсунка; 13 – паливний насос; 14 – регулятор; 15 – кулачковий вал; 16 – вентильятор.

додається мастило (1–2 % від витрати палива). Процес заповнення кривошипної камери продовжується до моменту досягнення поршнем б ВМТ. У цей же час у надпоршневій порожнині здійснюється такт стиску (рис. 1.14, а, б).

На початку такту стиску за допомогою паливного насоса високого тиску 13 і клапанної форсунки 12 здійснюється вприскування палива на поверхні витискувача і камери згоряння 10, розташованих в голівці циліндра 9. Наприкінці такту стиску пари палива над плівкою палива на поверхні витискувача потоком повітря із щілини між поршнем і поверхнею витискувача переміщуються в напрямку свічки запалювання 11, встановленої у вершини камери згоряння (додаткова сферична виїмка в голівці циліндра). Запалювання паливоповітряної суміші здійснюється шляхом подачі високої напруги на електроди свічки запалювання 11 за 20 °ОКВ до ВМТ. Фронт полум'я, що утворився в зоні запалювання, переміщається назустріч потоку паливоповітряної суміші. Швидкість вигорання паливоповітряної суміші визначається швидкістю випаровування плівки палива на поверхні витискувача й абсолютною швидкістю переміщення фронту полум'я.

Дана схема організації процесів сумішоутворення і згоряння дозволяє здійснити досить глибоке розшарування заряду в камері згоряння й інтенсивний процес вигорання паливоповітряної суміші в обмеженому об'ємі надпоршневої порожнини, оточеної повітрям (на периферії надпоршневої порожнини знаходиться повітря). А оскільки час контакту вуглеводних палив з повітрям при високій температурі незначний (паливо випаровується з поверхні плівки поступово в процесі згоряння), двигун стає практично нечутливим до детонаційної стійкості палива (октанового числа палива) при високих ступенях стиску ($\epsilon > 9$). Процес згоряння відбувається без детонації при роботі двигуна як на гасі (октанове число 20–40), так і на бензині. Завдяки усуненню втрат паливоповітряної суміші при продувці, значному збіднінню паливоповітряної суміші при розшаруванні заряду, бездетонаційному ефективному згорянню палива перехід від зовнішнього сумішоутворення до внутрішнього дозволив на 30–40 % знизити питому ефективну витрату палива і на 50–80 % – викиди токсичних речовин з відпрацьованими газами у порівнянні з карбюраторним варіантом двигуна.

На такті розширення в надпоршневій порожнині продуктів згоряння в кривошипній камері 1 після закриття поршнем впускного вікна в підпоршневу порожнину (65 °ОКВ після ВМТ) відбувається стиск повітря. За 65 °ОКВ до НМТ поршень 6 відкриває випускні вікна 7 і продукти згоряння зі швидкістю 600 – 700 м/с витікають з надпоршневої порожнини у випускную систему. Тиск у надпоршневій порожнині знижується як внаслідок виходу продуктів згоряння, так і внаслідок збільшення надпоршневого об'єму. Через 11 °ОКВ при подальшому переміщенні поршня 6 до НМТ він досягає впускних вікон 8 з двох боків циліндра 5. До цього моменту тиск у кривошипній камері 1 підвищується до рівня тиску продуктів згоряння в надпоршневій порожнині і повітря по бічних каналах із кривошипної камери 1 починає перетікати через впускні вікна 8 у надпоршневу порожнину, відтискуючи продукти згоряння до випускних вікон 7. Продувка надпоршневої порожнини повітрям продовжується до моменту закриття поршнем 6 впускних вікон 8. Площа прохідних перерізів випускних вікон 7 у цей момент ще значна, і при подальшому переміщенні поршня 6 до ВМТ частина свіжого заряду (до 20 %) витікає в систему випуску.

На рис. 1.14, *а* і рис. 1.14, *б* моментам відкриття і закриття випускних 7 і впускних 8 вікон відповідають точки *e*, *d*, *v*, *e'*.

У двотактному двигуні з кривошипно-камерною продувкою, іскровим запалюванням і безпосереднім вприскуванням палива в камеру згоряння Р. Саріча (рис. 1.16, фірма Orbital Engine Co., Австралія) [6] процеси газообміну в кривошипній камері 1 і надпоршневій порожнині протікають практично так само, як і в розглянутому вище двигуні. Для поліпшення заповнення кривошипної камери повітрям у цьому двигуні замість впускного вікна до підпоршневої порожнини в циліндрі використано зворотні пластинчасті клапани 4 в каналі підводу повітря до кривошипної камери, а для зменшення витоку свіжого заряду через випускне вікно 8 за випускним вікном встановлено золотник 13, що перекриває випускний канал відразу ж після перекриття поршнем 5 впускних вікон 7.

Організація ж процесів сумішоутворення і згоряння у двигуні Р. Саріча істотно відрізняється від розглянутих вище і за схемою їх здійснення, і за конструкцією. У двигуні використане об'ємне сумішоутворення,

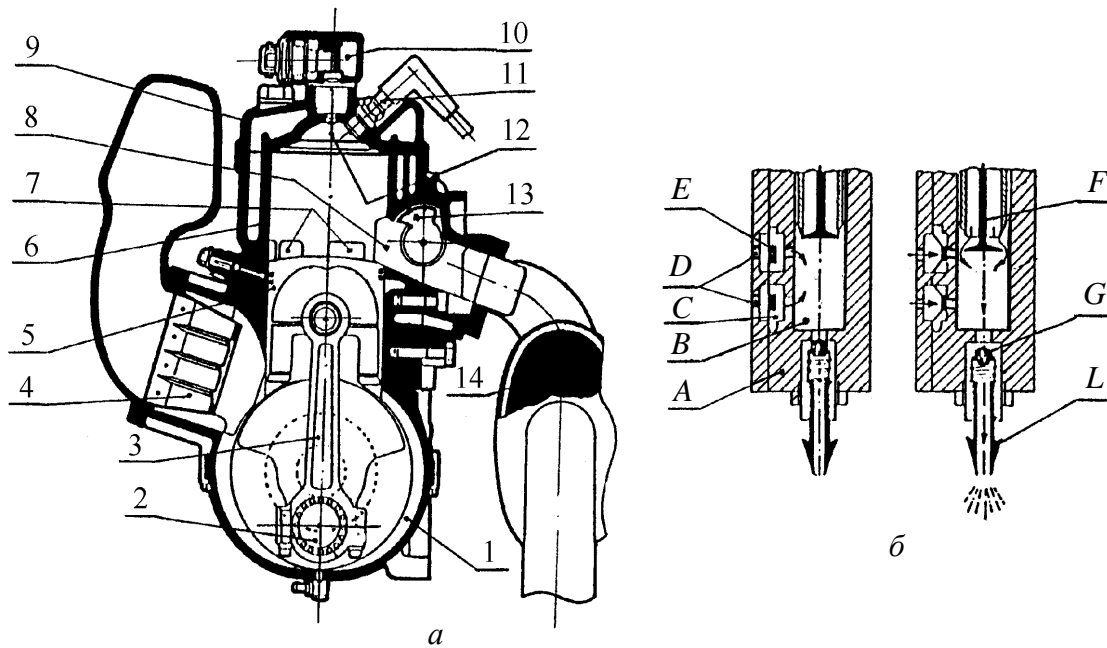


Рисунок 1.16 – Загальний вигляд двигуна Р. Саріча (а) і розпилювача форсунки (б):

- 1 – кривошипна камера; 2 – колінчатий вал; 3 – шатун;
 4 – блок пластинчастих клапанів; 5 – поршень; 6 – циліндр;
 7 – впускні вікна; 8 – випускне вікно; 9 – головка циліндра;
 10 – пневматична форсунка; 11 – свічка запалювання;
 12 – камера згоряння; 13 – золотник; 14 – допалювач.

що значно знижує ступінь розшарування паливоповітряної суміші, ступінь її збідніння. Тому зберігаються високі вимоги до детонаційної стійкості палива. Двигун може працювати без детонації тільки на бензинах з високим октановим числом.

Розпилювання палива у двигуні Р. Саріча здійснюється стисненим повітрям, що подається до пневматичної форсунки 10 компресором при надлишковому тиску 0,62 МПа. Паливо до пневматичної форсунки подається за допомогою механічного насоса об'ємного типу при тиску 0,55 МПа. Керування моментом, кількістю палива, що подається за цикл, а також моментом подачі стиснутого повітря здійснюється електронною системою керування. Спочатку заповнюється паливом змішувальна камера В, яка розташована в розпилювачі А, через канали С, потім до розпилювача подається повітря при тиску 0,62 МПа. Під дією надлишкового тиску пові-

тря мембранні клапани *E* перекривають надходження палива у змішувальну камеру *B*. Після цього, за допомогою електромагнітного привода, відкривається клапан *F* і повітря починає надходити в змішувальну камеру *B* з великою швидкістю. У змішувальній камері утворюється паливоповітряна суміш, що через зворотний клапан *G* і сопло *L* починає перетікати в камеру згоряння. Завдяки пневматичному розпилу, витіканню паливоповітряної суміші із сопла *L* при критичних перепадах тиску відбувається інтенсивний розпад струменя палива, утворення крапель палива. Понад 95 % крапель за масою мають діаметр, що не перевищує 10 мкм, тоді як у випадку дизельної паливної апаратури з тиском вприскування до 100 МПа значна кількість крапель має діаметр більше 20 мкм. Невеликий діаметр крапель палива обмежує далекобійність факелу, забезпечуючи збагачення суміші в центрі надпоршневої порожнини.

Запалювання паливоповітряної суміші здійснюється свічкою запалювання 11. Інтенсифікація процесу згоряння досягається, як і в попередньому випадку, за рахунок перетікання повітря з периферійної зони надпоршневого об'єму при наближенні поршня 5 до ВМТ до центра камери згоряння 12, розташованої у головці циліндра 9.

Усунення втрат паливоповітряної суміші при продувці, розшарування паливоповітряної суміші, інтенсифікація процесу згоряння, зниження механічних втрат за робочий цикл (робочий цикл здійснюється за один оберт колінчатого вала) забезпечують поліпшення експлуатаційної економічності двигуна Р. Саріча автомобільного варіанта на 20–30 % у порівнянні з досягнутим рівнем у сучасних чотиритактних автомобільних двигунах з іскровим запалюванням. Розробки щодо цього двигуна захищені більш ніж 800 патентами. Більшість ведучих автомобілебудівних корпорацій придбало ліцензії на право виробництва двигуна, ведуть експлуатаційну перевірку концепції двигуна в умовах рядової експлуатації автомобіля.

У двотактному дизелі зі зворотно-поступальним рухом поршнів 2Д100 заводу ім. В.А. Малишева блок циліндрів – зварний, кріпиться болтами до рами 1 (рис. 1.17). Між вертикальними перегородками 4 розташовані підвісні гільзи циліндрів 16 з індивідуальними оболонками охолодження. Переміщення верхніх поршнів 15 визначає моменти відкриття і закриття впускних вікон 17, а переміщення нижніх поршнів 5 – моменти відкриття і закриття випускних вікон 18. Повітря під надлишковим тиском,

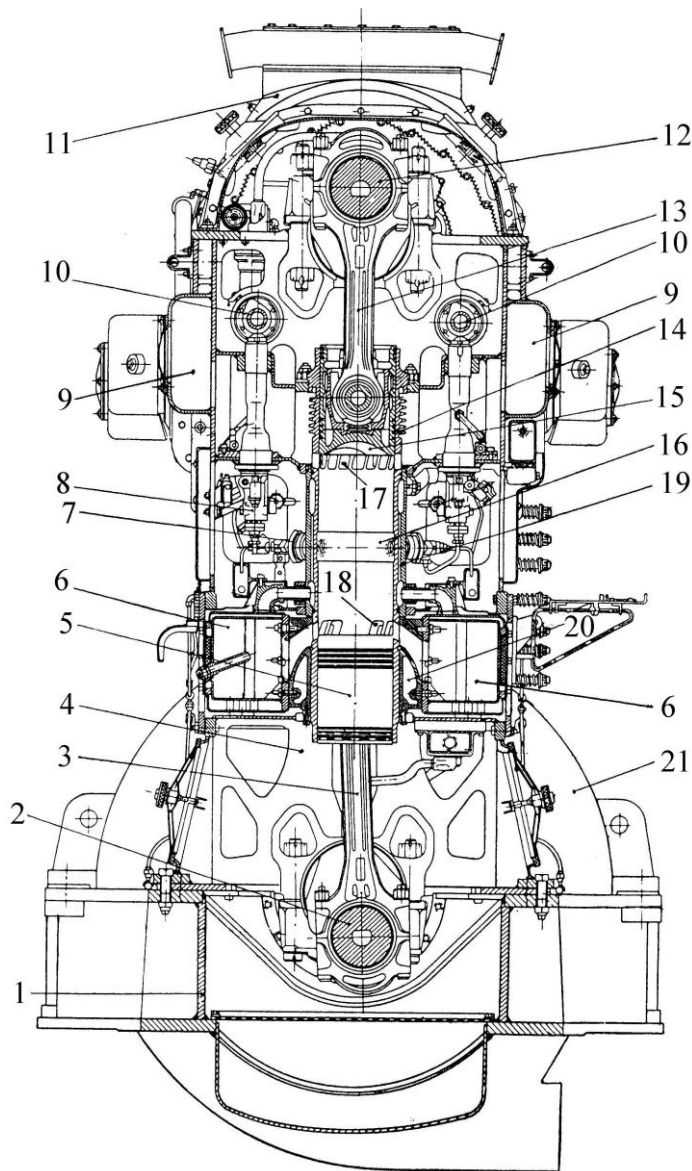


Рисунок 1.17 – Загальний вигляд дизеля 2Д100 (поперечний переріз по десятому циліндру):

1 – рама; 2 – нижній колінчатий вал; 3 – нижній шатун; 4 – вертикальна перегородка блоку циліндрів; 5 – нижній поршень; 6 – випускні ресивери; 7 – форсунки; 8 – паливні насоси; 9 – впускні ресивери; 10 – кулачкові вали; 11 – нагнітач; 12 – верхній колінчатий вал; 13 – верхній шатун; 14 – ребра охолодження циліндра; 15 – верхній поршень; 16 – циліндр; 17 – впускні вікна; 18 – випускні вікна; 19 – оболонка охолодження циліндра; 20 – оболонка охолодження циліндра і випускного каналу; 21 – генератор.

створюваним нагнітачем 11, по впускних ресиверах 9 підводиться до впускних вікон 17. Продукти згоряння після відкриття поршнями 5 випускних вікон 18 виходять у охолоджувані випускні ресивери 6. Переміщення верхніх поршнів по куту оберту нижнього колінчатого вала запізнюється на 12 °ОКВ, що забезпечує зниження потужності, яка передається від верхнього колінчатого вала 12 до нижнього 2, до 30 % від сумарної потужності двигуна і забезпечує також необхідне запізнювання відкриття впускних вікон 17 відносно моменту відкриття випускних вікон 18.

Повітря через впускні вікна 17 надходить у циліндр по дотичній, створюючи інтенсивний коловий вихор, що відтискує продукти згоряння до випускних вікон 18 при незначному перемішуванні повітря і продуктів згоряння. Дана схема продувки забезпечує ефективне очищення робочої порожнини від продуктів згоряння, дозволяє знизити коефіцієнт надлишку продувочного повітря до $\varphi = 1,1-1,2$ при значеннях коефіцієнта залишкових газів $\gamma = 0,02-0,05$.

Процеси стиску, сумішоутворення, згоряння і розширення в розглянутому двигуні принципово не відрізняються від аналогічних процесів у чотиритактному дизелі з нерозділеною камерою згоряння і запалюванням палива від стиску.

Індикаторні й ефективні показники двотактного двигуна визначаються так само, як і чотиритактного (залежності 1.32–1.45) за винятком кількості циклів за 1 с, тому що кожному оберту колінчатого вала відповідає цикл, тобто

$$k = \frac{n}{60} z. \quad (1.46)$$

Двотактні двигуни мають не тільки ряд переваг у порівнянні з чотиритактними ДВЗ, але й ряд істотних недоліків. Переваги двотактних двигунів у порівнянні з чотиритактними, в основному, можуть бути зведені до наступних показників.

1. При однаковому літражі і частоті обертання колінчатого вала потужність двотактного двигуна більша, ніж чотиритактного тільки на 50–60 %, незважаючи на збільшення числа циклів у два рази, тому що на здійснення процесів газообміну втрати робочого ходу поршня досягають 25 %.

2. На 50–60 % можуть бути зменшені габарити і маса силової установки при заміні чотиритактного двигуна двотактним тієї ж потужності.

3. У двотактному двигуні нижчі втрати на тертя, оскільки цикл здійснюється тільки за один оберт колінчатого вала. Тому механічний, а найчастіше й ефективний ККД двотактного двигуна на часткових режимах вищі, ніж у чотиритактному двигуні тієї ж потужності.

4. Двотактні двигуни з кривошипно-камерною продувкою значно простіші за конструкцією, ніж чотиритактні тієї ж потужності, а відповідно і нижча їхня вартість. Цим обумовлено переважне застосування двотактних двигунів з кривошипно-камерною продувкою для засобів малої механізації, мототехніки і т.ін.

5. Більш рівномірне обертання колінчатого вала при тому ж числі циліндрів.

Недоліки двотактних двигунів у порівнянні з чотиритактними обумовлені наступними факторами:

- вища теплова напруженість деталей двигуна внаслідок подвоєної частоти робочих циклів, а відповідно і вищі вимоги до матеріалів деталей двигуна, нижча надійність його роботи;
- вища інтенсивність зносу деталей циліндро-поршневої групи, а відповідно менший термін служби двигуна;
- більші втрати мастила з відпрацьованими газами;
- необхідний спеціальний нагнітач для примусової продувки циліндра;
- значні витрати потужності на привід нагнітача, що знижує механічний, а відповідно й ефективний, ККД двотактного двигуна, вимагає використання складних пристроїв для регулювання тиску наддування залежно від навантаження.

Контрольні запитання та завдання

1. Пояснити принцип роботи двотактного ДВЗ.
2. Представити принципові схеми газообміну в двотактних ДВЗ.
3. Представити індикаторні діаграми реального циклу двотактного ДВЗ в системах координат $p-V$ та $p-\varphi$.

4. Як визначаються індикаторні та ефективні показники двотактного ДВЗ?

5. Навести переваги і недоліки двотактного ДВЗ у порівнянні з чотиритактним.

6. Розв'язати наступні задачі:

Задача 1. Визначити ефективну потужність двотактного шестициліндрового дизеля зі зворотно-поступальним рухом поршнів при частоті обертання колінчатого вала $n = 3000$ об/хв, якщо діаметр циліндра $D = 120$ мм, хід поршня $S = 120$ мм, питома індикаторна робота $l_i = 0,8$ Дж/см³, механічний ККД $\eta_m = 0,80$.

Задача 2. За умови задачі 1 визначити індикаторний і ефективний ККД, питому індикаторну і питому ефективну витрати палива, величину циклової подачі палива, якщо годинна витрата палива $B_f = 40$ кг/год ($Q_H = 42000$ кДж/кг).

Задача 3. За умови задачі 1 визначити годинну витрату повітря через двигун і коефіцієнт наповнення, якщо коефіцієнт надлишку продувочного повітря $\varphi = 1,2$, коефіцієнт втрати продувочного повітря $\upsilon = 0,25$; тиск повітря перед продувочними вікнами $p_s = 0,2$ МПа, температура повітря $t_s = 80$ °С.

§5. Історія розвитку двигунів внутрішнього згорання

Перші спроби створення двигуна внутрішнього згорання відносяться до XVII сторіччя. Досліди Е. Торічеллі, Б. Паскаля й О. Геріке спонукали винахідників використовувати тиск повітря як рушійну силу в атмосферних машинах. Одними з перших запропонували подібні машини абат Оттефель (1678–1682) і Х. Гюйгенс (1681). Для переміщення поршня в циліндрі вони пропонували використовувати вибухи порошу. Тому Оттефель і Х. Гюйгенс можуть розглядатися як піонери в галузі двигунів внутрішнього згорання. Удосконаленням порохової машини Гюйгенса займався і Дені Папен (1647–1714) – винахідник відцентрового насоса, парового котла з запобіжним клапаном, першої поршневої машини, що працює на водяній парі [2, 7].

Перший поршневий двигун внутрішнього згорання запатентував у 1794 році в Англії винахідник Р. Стріт [2]. Двигун складався із циліндра і поршня. У циліндр на початку переміщення поршня надходила суміш летючої рідини (спирт) і повітря, пара спирту змішувалася з повітрям. На середині ходу поршня суміш запалювалася і підкидала поршень.

У патенті, виданому французькому інженеру Ф. Лебону в 1801 році як доповнення до патенту на одержання світільного газу сухою перегонкою деревини (1799 р.), пропонується стискати газ і повітря окремими насосами і змішувати їх в особливій камері [7]. Запалювання суміші в камері пропонувалося здійснювати від електростатичної машини, розширення продуктів згорання – у циліндрі. Насоси і циліндри в двигуні – подвійної дії.

Винахідники Р. Стріт і Ф. Лебон не пробували реалізувати свої ідеї. Нечисленні спроби створення двигуна внутрішнього згорання в наступні роки (до 1860 р.) також не увінчалися успіхом.

Основні труднощі створення двигуна внутрішнього згорання були обумовлені відсутністю придатного палива, труднощами організації процесів газообміну, паливоподачі, запалювання палива. Обійти ці труднощі в значній мірі вдалося шотландському абату Роберту Стірлінгу, що створив у 1816–1840 рр. двигун із зовнішнім згоранням і регенератором [8]. У двигуні Стірлінга перетворення зворотно-поступального руху поршня в обертальний рух здійснювалося за допомогою ромбічного механізму, а як робоче тіло використовувалося повітря.

Одним з перших звернув увагу на реальну можливість створення двигуна внутрішнього згорання французький інженер Саді Карно (1796–1832 рр.) [9, 10], що займався питаннями теорії теплоти, теорії теплових машин. У творі «Міркування про рушійну силу вогню і про машини, здатні розвивати цю силу» (1824 р.) він писав: «Нам здавалося б більш вигідним спершу стиснути повітря насосом, потім пропустити його через цілком замкнуту топку, вводячи туди маленькими порціями паливо за допомогою пристосування, яке легко здійснити; потім змусити повітря виконати роботу в циліндрі з поршнем чи у будь-якій іншій порожнині, що розширюється, і, нарешті, витиснути його в атмосферу чи змусити піти до парового котла для використання температури, що залишилася.

Головні труднощі, що зустрічаються в цього роду операціях: побудувати топку достатньої міцності і підтримувати при цьому горіння в належному стані, підтримувати різні частини обладнання при помірній температурі і заважати швидкому псуванню циліндра і поршня; ми не думаємо, щоб ці труднощі були б нездоланні» [10].

Ідеї С. Карно не були оцінені його сучасниками. Тільки через 20 років вперше звернув на них увагу французький інженер Б. Клапейрон (1799–1864 рр.), автор відомого рівняння стану. Завдяки Б. Клапейрону, що перший використав метод С. Карно, популярність Карно починає швидко зростати. В даний час Саді Карно – загально визнаний основоположник теплотехніки.

24 січня 1860 р. французький винахідник Жан Ленуар (1822–1900 рр.) одержав патент на двигун внутрішнього згорання і до кінця 1860 р. побудував цей двигун [7, 9]. Двигун працював на світильному газі без попереднього стиску. На частині ходу поршня від ВМТ до НМТ (близько до середини ходу поршня) у циліндр надходила суміш повітря і газу, а потім суміш запалювалася електричною іскрою. На зворотному ході поршня від НМТ до ВМТ продукти згорання видалялись з надпоршневого об'єму, тобто робочий цикл відбувався за один оберт колінчатого валу. ККД двигуна не перевищував 4 %. Уже перші недосконалі конструкції продемонстрували істотні переваги двигуна внутрішнього згорання в порівнянні з паровою машиною. Попит на двигуни швидко зростає і протягом декількох років Ж. Ленуар побудував понад 300 двигунів. Він першим використав двигун внутрішнього згорання як силову установку різного призначення.

У 1862 р. французький інженер А.Ю. Бо де Роша подав заявку (дата пріоритету – 1 січня 1862 р.) на патент, у якому уточнив ідею, висловлену Саді Карно з погляду конструкції двигуна і його робочих процесів [7]. Про заявку згадали тільки при патентних суперечках щодо пріоритету винаходу Н. Отто.

Бо де Роша пропонував здійснювати впуск паливоповітряної суміші протягом першого ходу поршня, стиск суміші – протягом другого ходу поршня, згорання суміші – при крайньому верхньому положенні поршня і розширення продуктів згорання – протягом третього ходу поршня; випуск продуктів згорання – протягом четвертого ходу поршня. Цей цикл був здійснений у двигуні внутрішнього згорання Н. Отто. Бо де Роша не нама-

гався побудувати двигун і з появою двигуна Н. Отто не прагнув довести свій пріоритет.

Німецький комерсант Ніколаус Август Отто (1832–1891 рр.) до експериментів з тепловими двигунами приступив на початку 60-х років. Разом з підприємцем Є. Ланге зайнявся розробкою газових двигунів, що могли б бути конкурентноздатними з паровими двигунами і двигуном Ж. Ленуара. Вони створили фабрику з виробництва газових атмосферних двигунів "Отто і К^о" [7, 9]. До 1866 р. розробки газового атмосферного двигуна були успішно завершені. У 1867 р. на Паризькій всесвітній виставці атмосферний двигун Отто-Лангена виявився самим економічним і був відзначений Великою золотою медаллю.

У процесі роботи над удосконаленням газового атмосферного двигуна Н. Отто незалежно від Бо де Роша прийшов до ідеї чотиритактного двигуна внутрішнього згоряння й у 1876 році побудував першу серію таких двигунів [2, 7, 9]. Переваги чотиритактного двигуна були очевидні, і 13 березня 1878 року Н. Отто було видано патент Німеччини № 532 на чотиритактний двигун внутрішнього згоряння [11].

Двигун був одноциліндровим крейцкопфним з рідинним охолодженням. Впуск повітря і газу, запалювання суміші, випуск продуктів згоряння здійснювалися за допомогою золотника з приводом від розподільного вала, частота обертання якого була в 2 рази меншою, ніж частота обертання кривошипа. У золотнику розміщувалася камера для запалювання, що заполювалася повітрям і газом. Суміш запалювалася через отвір у золотнику від газового рижка, який постійно горів.

Н. Отто обґрунтував також доцільність застосування пошарового розподілу газу в суміші з повітрям для зниження швидкості згоряння. Ця ідея була відмічена в патенті і використовувалася в перших двигунах Н. Отто.

На всесвітній виставці в Парижі (1878 р.) чотиритактний двигун внутрішнього згоряння Н. Отто був визнаний кращим і відзначений Великою золотою медаллю. Успіх двигуна Н. Отто був загальноновизнаний. Протягом перших 20 років фабрика Н. Отто побудувала 6000 двигунів [7].

Пріоритет Ж. Ленуара і Н. Отто у створенні перших двигунів внутрішнього згоряння несперечний [12]. У 1807 р. декретом Наполеона було видано патент на пиреолофор братів Клода (1763–1828 рр.) і

Жозефа (1765–1833 рр.) Ньєпс. Винахідники побудували 3 невеликих судна з новими двигунами. Однак час для широкого використання нового типу двигуна ще не прийшов, і про винахід братів Ньєпс забули. В історії техніки брати Ньєпс відомі як винахідники фотографії.

Значний внесок у розвиток двигунів внутрішнього згоряння був зроблений також американським інженером Брайтоном, що запропонував компресорний двигун з постійним тиском згоряння, карбюратор [2, 7].

Виробництво двигунів внутрішнього згоряння неухильно зростало, удосконалювалася їхня конструкція. У 1878–1880 рр. починається виробництво двотактних двигунів, запропонованих німецькими винахідниками Віттігом і Гессом, англійським підприємцем і інженером Д. Клерком [2, 7], а з 1890 р. – двотактних двигунів з кривошипно-камерною продувкою (патент Англії № 6410, 1890 р.) [2]. Використання кривошипної камери як продувочного насоса трохи раніш було запропоновано німецьким винахідником і підприємцем Г. Даймлером [2].

У 1878 р. Карл Бенц оснастив триколісний велосипед двигуном потужністю 3 к.с., що розвивав швидкість понад 11 км/год. Ним же створені перші автомобілі з одно- і двоциліндровими двигунами. Циліндри розташовувалися горизонтально, крутильний момент на колеса передавався за допомогою пасової передачі. В 1886 р. К. Бенцу був виданий на автомобіль патент Німеччини № 37435 з пріоритетом від 29 січня 1886 р. На Паризькій всесвітній виставці в 1889 р. автомобіль К. Бенца був єдиним. З автомобіля К. Бенца починається інтенсивний розвиток автомобілебудування.

Іншою видатною подією в історії двигунів внутрішнього згоряння було створення двигуна внутрішнього згоряння з запалюванням палива від стиску. У 1892 р. німецький інженер Рудольф Дізель (1858 – 1913 рр.) запатентував [13], а в 1893 р. описав у брошурі «Теорія і конструкція раціонального теплового двигуна для заміни парових машин і відомих у цей час теплових двигунів» двигун, що працює за циклом Карно [7].

У патенті Німеччини № 67207 з пріоритетом від 28 лютого 1892 р. «Робочий процес і спосіб виконання одноциліндрового і багатociліндрового двигуна» принцип роботи двигуна викладався таким чином.

1. Робочий процес у двигунах внутрішнього згоряння характеризується тим, що поршень у циліндрі настільки сильно стискає повітря чи

який-небудь індиферентний газ (пару) з повітрям, що температура стиску стає значно вищою температури запалювання палива. При цьому згоряння палива, що поступово вводиться після мертвої точки, відбувається так, що в циліндрі двигуна не відбувається істотного підвищення тиску і температури. Слідом за цим, після припинення подачі палива, у циліндрі відбувається подальше розширення газової суміші.

2. Для здійснення робочого процесу, описаного в п.1, до робочого циліндра приєднується багатоступінчастий компресор з ресивером. Так само можливе з'єднання декількох робочих циліндрів між собою, або з циліндрами для попереднього стиску і наступного розширення.

Перший двигун Р. Дізель побудував уже до липня 1893 р. Передбачалося, що стиск буде здійснюватися до тиску 3 МПа, температура повітря наприкінці стиску досягатиме 800 °С, а паливо (вугільний порошок) – буде вводиться безпосередньо в циліндр. При запуску першого двигуна відбувся вибух (як паливо спочатку було використано бензин). Протягом 1893 р. було побудовано три двигуни. Невдачі з першими двигунами змусили Р. Дізеля відмовитися від ізотермічного згоряння і перейти до циклу зі згорянням при постійному тиску. На початку 1895 р. було успішно випробувано перший компресорний двигун із запалюванням від стиску, що працював на рідкому паливі (гасі), а в 1897 р. почався період широких досліджень нового двигуна. Ефективний ККД двигуна складав 0,25, механічний ККД – 0,75.

Перший двигун внутрішнього згоряння з запалюванням від стиску для промислових цілей було побудовано в 1897 р. на Аугсбургському машинобудівному заводі. На виставці в Мюнхені в 1899 р. уже було представлено 5 двигунів Р. Дізеля заводами Отто-Дейтц, Круппа й Аугсбургським машинобудівним. Успішно демонструвалися двигуни Р. Дізеля і на всесвітній виставці в Парижі (1900). Надалі вони знайшли широке застосування, і за ім'ям винахідника одержали назву «дизельні двигуни» чи просто «дизелі».

Ніколаус Отто і Рудольф Дізель ясно уявляли собі, що їхні двигуни недосконалі, тому що значна частина хімічної енергії палива втрачається внаслідок неповного розширення в робочій порожнині продуктів згоряння. У момент відкриття випускних клапанів тиск продуктів згоряння набагато перевищує тиск навколишнього середовища. Тому і Н. Отто і Р. Дізель на-

магалися реалізувати цикл з продовженим розширенням у трьох циліндрах [2]. Середній циліндр з більшим діаметром використовувався для додаткового розширення продуктів згоряння і видалення продуктів згоряння в атмосферу, а два крайніх працювали за чотиритактним циклом зі зміщенням робочих процесів на 360° ОКВ. Продукти згоряння з крайніх циліндрів по черзі направлялися в середній – для додаткового розширення. Однак теплові втрати внаслідок теплообміну, гідравлічні втрати на перетікання газів, механічні втрати зросли настільки, що виграш по ККД був незначним у порівнянні з ускладненням конструкції двигуна. Тому і Н. Отто і Р. Дізель відмовилися від цієї ідеї. В наступні роки були одержані винахідниками десятки патентів на ДВЗ з продовженим розширенням, але жоден з них не було реалізовано на практиці. І сьогодні продовжуються пошуки нових технічних рішень щодо конструкції двигунів з продовженим розширенням.

Перші гасові двигуни в Росії почали будуватися в 1890 р. на заводі Є.Я. Бромлея (чотиритактні калоризаторні), а з 1892 р. – і на механічному заводі Е. Нобеля [14]. У 1899 р. Е. Нобель одержав право на виробництво двигунів Р. Дізеля й у тому ж році завод приступив до їхнього випуску. Конструкцію двигуна розробили фахівці заводу. Двигун розвивав потужність 20–26 к.с., працював на сирій нафті, соляровому маслі, гасі. Фахівці заводу виконали розробки двигунів із запалюванням від стиску. Вони побудували перші безкрейцкопфні двигуни, перші двигуни з V-подібним розташуванням циліндрів, двотактні двигуни з прямоточно-клапанною і петлевою схемами продувки, двотактні двигуни, у яких продувка здійснювалася за рахунок газодинамічних явищ у випускному каналі.

У 1903–1911 рр. на Коломенському, Сормовському, Харківському паровозобудівних заводах, на заводі Фельзера в Ризі і на Миколаївському суднобудівному заводі [7, 14] було почато виробництво двигунів із запалюванням палива від стиску.

У 1903–1908 рр. російський винахідник і підприємець Я.В. Мамін створив кілька працездатних швидкохідних двигунів з механічним впорскуванням палива в циліндр і запалюванням від стиску [14]. Потужність швидкохідного двигуна, створеного Я.В. Маміним у 1911 р., складала 25 к.с.. Він же вперше в Росії почав виробництво тракторів. В 1917 р. Я.В. Мамін передав підприємство державі і протягом ряду років був директором заводу.

У 1906 р. професор МВТУ В.І. Гринівецький запропонував конструкцію двигуна з подвійним стиском і розширенням – прототипу комбінованого двигуна. Їм же розроблено метод теплового розрахунку робочих процесів, що згодом був удосконалений Н.Р. Брілінгом і Є.К. Мазінгом і не втратив свого значення і сьогодні.

Фахівці дореволюційної Росії виконали, безсумнівно, великі самостійні розробки в області двигунів з запалюванням палива від стиску. Успішний розвиток дизелебудування в Росії обумовлено тим, що Росія мала значні поклади нафти, а двигуни Р. Дізеля найбільше відповідали потребам невеликих підприємств. Тому виробництво дизельних двигунів у Росії почалося практично одночасно з країнами Західної Європи.

Успішно розвивалося вітчизняне двигунобудування й у післяреволюційний період. Радянський уряд постійно приділяв увагу розвитку цієї галузі народного господарства. До 1928 р. у країні вже випускалося понад 45 типів двигунів сумарною потужністю близько 110 тис. кВт. У роки перших п'ятирічок було освоєно випуск автомобільних і тракторних двигунів, судових і стаціонарних двигунів потужністю до 1500 кВт, розроблено авіадизель, танковий дизель В-2.

Значний внесок у розвиток вітчизняного двигунобудування внесли видатні радянські вчені: Н.Р. Брілінг, Є.К. Мазінг, В.Т. Цветков, А.С. Орлін, В.А. Ваншейдт, М.М. Глаголев, М.Г. Круглов та ін. Велика заслуга у розвитку вітчизняного двигунобудування належить фахівцям двигунобудівних заводів, науково-дослідних і проектних організацій, кафедр вузів.

З розробок в галузі теплових двигунів останніх десятиліть слід виділити три найважливіші: створення німецьким інженером Феліксом Ванкелем працездатної конструкції роторно-поршневого двигуна, комбінованого двигуна з високим наддувом і конструкції двигуна із зовнішнім згорянням, конкурентноздатного зі швидкохідним дизелем.

Поява двигуна Ванкеля була зустрінута інженерами, підприємцями з захопленням. Однак технологічні труднощі, труднощі забезпечення достатньої надійності і довговічності газових ущільнень, необхідність організації зовсім нового виробництва і відповідної системи технічного обслуговування, більш низька в порівнянні з поршневими двигунами економічність і підвищені викиди токсичних речовин з відпрацьованими газами значно зменшили захоплення. З більш ніж 20 фірм, що придбали ліцензію на виробництво двигуна Ф. Ванкеля (в їхньому числі і такі відомі фірми, як

«Дженерал Моторс», «Форд»), тільки одна фірма успішно переборола ці труднощі і організувала масове виробництво роторно-поршневих двигунів – японська фірма «Тойо Когіо».

Перший комбінований двигун з високим газотурбінним наддувом (Д70) було створено на кафедрі двигунів внутрішнього згоряння НТУ «ХПІ» разом із заводом ім. В.А. Малишева (1956 – 1962 рр.). Безпосереднє керівництво науково-дослідними і дослідно-конструкторськими роботами над двигуном Д70 здійснював професор М.М. Глаголев. Економічність двигуна Д70 з вільним турбонагнітачем складала 200–205 г/(кВт·год.), із силовою турбіною – 192–196 г/(кВт·год.). Згодом такого ж рівня економічності вдалося досягти і на двигуні з вільним турбонагнітачем (12Д70).

Розробками двигуна із зовнішнім згорянням протягом багатьох років займалася голландська фірма «Філіпс», шведська фірма «Юнайтед Стірлінг». Однак і сьогодні ці розробки ще не вийшли за рамки пошукових дослідно-конструкторських розробок.

Безупинне удосконалювання двигунів внутрішнього згоряння забезпечило їм пануюче положення в енергетиці транспорту, сільському господарстві. Тільки в авіації двигун внутрішнього згоряння поступився газотурбінному двигуну. Для інших галузей народного господарства альтернативних енергетичних установок малої потужності, настільки ж універсальних і економічних, як двигун внутрішнього згоряння, ще не запропоновано. Тому і на віддалену перспективу двигун внутрішнього згоряння розглядається як основний тип енергетичної установки середньої і малої потужності для транспорту, сільського господарства й інших галузей господарства.

§6. Класифікація двигунів внутрішнього згоряння

Залежно від ознак, що визначають особливості конструкції, особливості здійснення робочих процесів, двигуни внутрішнього згоряння підрозділяють на ряд типів. Розглянемо тільки ті основні відмінні особливості двигунів, що у тій чи іншій мірі пов'язані зі здійсненням робочих процесів.

Вище ми вже розглянули класифікацію двигунів залежно від типу робочого органа і характеру його руху, що визначають особливості протікання робочих процесів. Класифікація двигунів за призначенням визнача-

ється областю їх використання: стаціонарні, тепловозні, суднові, автомобільні, тракторні, комбайнові, авіаційні і т.ін. Призначення двигуна впливає на вибір конструктивних параметрів, спосіб здійснення робочих процесів. Наприклад, в стаціонарних, тепловозних, судових двигунах застосовується, в основному, робочий цикл з запалюванням палива від стиску, а в двигунах легкових автомобілів та мототехніки – робочий цикл з запалюванням паливоповітряної суміші від іскри.

За родом палива двигуни підрозділяються на наступні типи:

- двигуни, що працюють на важкому паливі (мазуті, дизельному паливі тощо);
- двигуни, що працюють на легкому паливі (бензині, спирті тощо);
- газові двигуни, що працюють на природному газі, газогенераторному газі, водні тощо;
- багатопаливні двигуни, що працюють на декількох видах палива.

За числом тактів, необхідних для здійснення робочого циклу, двигуни внутрішнього згорання поділяють на *двотактні* і *чотиритактні*.

За способом сумішоутворення двигуни підрозділяють на двигуни з *зовнішнім* і *внутрішнім* сумішоутворенням, двигуни з *розшаруванням заряду*. У двигунах з *зовнішнім* сумішоутворенням паливоповітряна суміш утворюється поза циліндром (карбюраторні, а також двигуни з вприскуванням палива на впуску). У двигунах з *внутрішнім* сумішоутворенням паливоповітряна суміш утворюється *безпосередньо в циліндрі* двигуна (дизелі компресорні, з механічним вприскуванням палива, газові двигуни з подачею газу безпосередньо в циліндр, двигуни з подачею рідкого палива в циліндр і запалюванням паливоповітряної суміші від іскри). У двигунах з *розшаруванням заряду* розшарування заряду в камері згорання досягається *як при зовнішньому, так і при внутрішньому* сумішоутворенні.

За способом запалювання паливоповітряної суміші двигуни поділяють на наступні типи:

- двигуни з запалюванням палива від стиску (дизелі);
- двигуни з калорізаторним запалюванням (калорізаторні);
- двигуни з запалюванням паливоповітряної суміші від електричної іскри (карбюраторні, газові й ін.);

- двигуни з форкамерно-факельним запалюванням (двигуни з додатковою камерою згоряння, в яку подають багату суміш і в якій встановлена свічка запалювання);

- двигуни з газорідним процесом (газові двигуни з вприскуванням палива тільки для запалювання паливоповітряної суміші).

За способом наддуву двигуни поділяють на наступні типи:

- двигуни з газодинамічним наддувом;
- двигуни з хвильовим обмінником тиску;
- двигуни з механічним приводом нагнітача;
- двигуни з газотурбінним наддувом;
- двигуни з комбінованою схемою наддуву (з вільним турбокомпресором і нагнітачем з механічним приводом і т.п.).

За способом регулювання потужності двигуни поділяють на двигуни з кількісним (змінюється кількість паливоповітряної суміші при практично незмінному складі суміші), якісним (змінюється склад паливо-повітряної суміші) і комбінованим регулюванням потужності.

ДВЗ класифікуються також за числом і розташуванням циліндрів, за способом охолодження й іншими ознаками.

Контрольні запитання та завдання

1. Наведіть приклади розробок перших двигунів внутрішнього згоряння (XVIII століття).
2. Поясніть принцип роботи ДВЗ Саді Карно, А.Ю. Бо де Роша.
3. Яке значення в розвитку ДВЗ мають винаходи:
 - Ніколауса Августа Отто;
 - Рудольфа Дізеля;
 - Карла Бенца?
4. Які етапи розвитку ДВЗ у XX сторіччі слід відзначити?
5. За якими ознаками здійснюється класифікація ДВЗ?

Список литературы до розділу 1

1. Глаголев Н.М. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания. – К.–М.: Машгиз, 1950.–480 с.
2. Гюльднер Г. Двигатели внутреннего сгорания, их работа, конструкция и проектирование / Пер. с нем. Калиша Г.Г. и Алексеева С.И. – М.: МАКИЗ, 1928. – Т.2. – 864 с.
3. Шреффлер Р. Двухтактный двигатель S-2 компании Toyota. // Автомобильная промышленность США. – 1960. – № 6. – С. 10–11.
4. Патент РФ 2070974. МКИ F02B 23/10, 17/00. Двигатель внутреннего сгорания. / В.Г. Дьяченко, И.В. Антонов, А.Г. Веселов. – Заявл. 22.06.1994, № 94023689/06. – Оpubл. в Бюл. № 36, 1996.
5. Патент РФ 2038493. МКИ F02B 25/20. Двигатель внутреннего сгорания. / В.Г. Дьяченко, А.В. Мотлохов, С.В. Амосов, А.И. Владимирский и др. – Заявл. 04.06.1992, № 5046126/06. Оpubл. в Бюл. № 18, 1995.
6. Scott D. Pneumatic fuel injection spurs two-stroke revival. // Automotive Engineering, vol. 94, № 8. – P. 74–79.
7. Радциг А.А. История теплотехники. – М.–Л.: Изд-во АН СССР, 1936. – 425 с.
8. БСЭ – М.: Сов. энциклопедия, 1976.– Т. 24.– 608 с.
9. Шпанов Н. Рождение мотора. – М.–Л.: Госэнергоиздат, 1934. – 217 с.
10. Карно Сади. Размышление о движущей силе огня и о машинах, способных развивать эту силу. – М.–Петр.: Государственное издательство, 1923. – 76 с.
11. Roediger W. Hundert Jahre Automobil. – Leipzig–Berlin: Urania-Verlag, 1990. – 200 s.
12. Раскин Н.М. Забытая страница истории двигателя внутреннего сгорания // Вопр. истории естествознания и техники. – 1981. – № 3. – С. 76–84.
13. Гумилевский Л.И. Рудольф Дизель. – М.–Л.: ГОНТИ, 1938. – 296 с.
14. Двигатели внутреннего сгорания / А.С. Орлин, Д.Н. Вырубов, Г.Г. Калиш, М.Г. Круглов и др. – 2-е изд. – М.: Машгиз. – Т.1. – 396 с.

Розділ 2

ПАЛИВО ДЛЯ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

§1. Сировинні ресурси моторного палива

Паливо для двигунів внутрішнього згоряння одержують шляхом переробки органічних природних ресурсів, головним чином нафти. Виробництво синтетичного палива зі сланців, торфу, вугілля та інших видів твердого палива не має ще істотного значення. Тому перспективи розвитку двигунів внутрішнього згоряння нерозривно пов'язані з перспективами розвитку нафтовидобувної і нафтопереробної промисловості, що в свою чергу залежить від природних запасів нафти, удосконалювання методів її видобутку і переробки.

Світові запаси органічного палива на планеті складають, за прогнозними оцінками, 12800 млрд т умовного палива*, в тому числі вугілля – 11200 млрд т, нафти 740 млрд т, газу 630 млрд т умовного палива. Ресурси органічного палива, що видобуваються, від усіх запасів становлять, %: вугілля – 25, нафти – 50, газу – 80 [1]. Світовий видобуток органічного палива у 1900 р. становив 1 млрд т умовного палива, у 1975 р. – близько 9 млрд т умовного палива [2]. Якщо виходити з рівня видобутку палива приблизно в 15 – 20 млрд т умовного палива, то людству вистачить ресурсів органічного палива приблизно на 150–200 років. За оцінками різних фахівців [3, 4], дані щодо світових запасів палива, термінів його використання незначно відрізняються від наведених.

Найбільш цінним паливом є нафта і газ і не тільки як джерела моторного палива для двигунів внутрішнього згоряння. З нафти й газу одержують також різноманітні синтетичні матеріали, білки, білково-вітамінні концентрати, виробництво яких неухильно розширюється. За прогнозами Всесвітньої організації охорони здоров'я, в майбутньому значну частину харчування зростаючого світового населення можуть скласти продукти з різних синтетичних замінників [5].

* Умове паливо – паливо, нижча теплота згоряння якого $Q_n = 29300$ кДж/кг.

Питання про походження нафти ще не вирішено. Найбільш широке визнання одержала теорія, відповідно до якої нафта утворилася з залишків рослин і тварин у районах древніх мілководних морів в результаті біохімічних процесів, впливу тиску й температури в пластах [6].

Перша нафтова свердловина для промислового видобутку нафти була пробурена в Баку в 1848 р. На початку 1865 р. світовий видобуток нафти складав уже 300 тис. т, у 1900 – близько 20 млн т, у 1975 р. – приблизно 2,7 млрд т. У світовому паливному балансі на нафту і газ припадає приблизно 70 % [2].

У багатьох нафтовидобувних країнах запаси нафти вичерпані вже сьогодні. Багато країн задовольняють свої потреби в нафті і нафтопродуктах в основному за рахунок імпорту. Наприклад, у країнах Західної Європи щорічний імпорт хімічного палива, в основному нафти, складає понад 70 %, в Японії – близько 90 % від кількості палива, що використовується [2]. Імпорт у США тільки нафти перевищує 50 % від необхідної кількості. США вже сьогодні не в змозі збільшити власне виробництво нафти і стати незалежними від закордонних постачань. Для США проблема палив є однією з найважливіших, що в значній мірі визначає і внутрішню, і зовнішню політику цієї країни. Уряд США передбачає також величезні асигнування на створення стратегічних резервів нафти, розвиток нових джерел енергії, виробництво синтетичного рідкого палива, а також на розвиток суспільного транспорту.

За прогнозними оцінками фахівців, світові запаси нафти й газу можуть бути вичерпані протягом двадцяти років і тільки в окремих країнах – максимум протягом 50 років [3, 4, 7]. Світові розвідані запаси нафти і конденсату в 1980 р., за різними оцінками, склали приблизно 66 млрд т [3, 4, 5]. На СВД, за різними оцінками, припадає 9–30 % світових розвіданих запасів нафти і газового конденсату [4, 5]. Таким чином, якщо виходити з запасів нафти, що можуть бути видобутими (50 % розвіданих запасів нафти при існуючій технології видобутку) і рівня річного видобутку нафти в 3 млрд т, то розвідані до 1980 р. світові запаси нафти повинні були б вичерпані вже до 2000 р. Однак у 2000 р. розвідані запаси нафти і газового конденсату значно збільшилися у порівнянні з 1980 р.

З першими ознаками енергетичної кризи розвинуті країни познайомились у 1973 р. Криза змусила ряд країн переглянути політику щодо роз-

витку енергетики і транспорту. Наприклад, в США в законодавчому порядку передбачалося поетапне зниження норм витрат бензину (до 1985 р. легкові автомобілі повинні були витратити не більш 1 галона (3,785 л) бензину на 27,6 миль пробігу), розширення досліджень з використання як моторного палива водню і метанолу, удосконалювання технології виробництва синтетичного моторного палива і т.п.

Росія у відношенні природних запасів органічного палива знаходиться в більш вигідному положенні в порівнянні зі США й іншими країнами. На її частку припадає 53 % світових запасів органічного палива, в тому числі: вугілля – 55 %, газу – 34 %. Вона не тільки цілком задовольняє внутрішні потреби в органічному паливі за рахунок власних ресурсів, але й значну частину палива, що видобувається, експортує в інші країни. Для інших же країн СНД підвищення ефективності використання органічного палива є однією з найважливіших народногосподарських задач. В майбутньому й у країнах СНД неминуче розширення використання водню – одного з найбільш розповсюджених хімічних елементів у природі як сировини для виробництва синтетичного моторного палива або безпосередньо як моторного палива. Його масова частка складає близько 1 % маси земної кори. Собівартість водню при масовому його виробництві, за різними оцінками, не буде перевищувати собівартості бензину, приведеної до енергоємності водню.

З погляду організації робочих процесів двигуна внутрішнього згорання, при використанні водню як моторного палива також не виникає проблем. Ще в 20-х роках минулого сторіччя ДВЗ надійно працювали на водні. Основна проблема використання водню як палива для транспортних двигунів обумовлена труднощами його збереження і транспортування безпосередньо на транспортних засобах. При збереженні водню в газоподібному стані й енергоємності однієї заправки автомобіля воднем, еквівалентної 50 л бензину, необхідно 150 л водню при тиску близько 100 МПа, при збереженні в рідкому стані ($-253\text{ }^{\circ}\text{C}$) необхідно близько 190 л водню. Не знайдені ще досить ємні і відносно недорогі гідриди металів, застосування яких може виявитися економічно виправданим при співвідношенні об'єму гідриду металу і об'єму водню, що поглинається, $1/2000$ – $1/3000$. Тому проблема застосування водню як моторного палива для транспортних

енергетичних установок сьогодні відноситься до галузі хімії, фізики, але не техніки.

Технологічний процес одержання рідкого синтетичного палива з кам'яного вугілля й іншої сировини (бурого вугілля, торфу тощо) досить відпрацьований. Вугілля витримують протягом декількох годин в автоклавах з воднем при температурі 300–400 °С і тиску понад 20 МПа. До 85 % вугілля переходить у розчинну або рідку речовину (переважно вуглеводи).

У Німеччині в період другої світової війни для гідрування використовувалося буре вугілля. До 1945 р. загальна потужність заводів з виробництва синтетичного бензину складала 3–3,5 млн т на рік [8]. У даний час цей технологічний процес широко використовується в Південно-Африканській республіці, де до 40 % від кількості рідкого моторного палива, що використовується, одержують з вугілля.

Більш перспективними за технологією виробництва, моторними властивостями і ресурсам є спирти (метиловий і етиловий). Сировиною для метилового спирту можуть бути вугілля, газ, рослинні відходи, відходи промислового виробництва; для етилового – продукти сільськогосподарського виробництва, відходи харчової промисловості. Собівартість метилового спирту при великотоннажному виробництві близька до собівартості високооктанового неетилованого бензину. У країнах тропічного пояса з розвиненим сільським господарством уже сьогодні економічно виправдане широке використання етилового спирту як моторного палива. У Бразилії понад 40 % моторного палива, що використовується, припадає на спирт, який використовується й у чистому вигляді, і в суміші з бензином.

У ряді країн доведена до рівня практичного використання технологія виробництва дизельного палива з рослинної олії (з рапсу, соняшника і т.ін.).

В умовах України перспективним альтернативним паливом є метиловий спирт. Розширення виробництва метилового спирту в перспективі дозволить створити на базі двигуна з іскровим запалюванням транспортні силові установки з вторинним використанням теплоти відпрацьованих газів в каталітичних реакторах (для одержання синтезгазу), якісним регулюванням потужності, ККД яких буде на 30–50 % вище досягнутого рівня в сучасних двигунах з іскровим запалюванням.

§2. Склад нафти і нафтопродуктів

До складу нафти входять граничні (насичені) вуглеводні (парафіни), неграничні вуглеводні (олефіни), циклічні вуглеводні (нафтени), вуглеводні гібридної структури (парафіноциклічні й ін.), з'єднання сірки, азоту і кисню з вуглеводнями (нафтеніві кислоти, нафтові смоли, асфальтени і т.ін.). Граничним вуглеводням відповідає формула C_nH_{2n+2} ; неграничним – C_nH_{2n} ; C_nH_{2n-2} і т.д., циклічним – C_nH_{2n} ; C_nH_{2n-6} та ін.

Властивості вуглеводнів залежать не тільки від кількості атомів вуглецю і водню, що входять у молекулу, але і від їхнього просторового розташування. Вуглеводні (й інші речовини), що мають ту саму формулу, але відрізняються просторовим розташуванням атомів, що входять у молекулу, називаються *ізомерами*. Зі збільшенням числа атомів у молекулі кількість ізомерів зростає. Наприклад, бутан C_4H_{10} утворює 2 ізомери, а вуглеводень $C_{14}H_{30}$ – 1818. Вуглеводні з подібними хімічними властивостями і структурою, в яких кожен наступний член відрізняється від попереднього на групу атомів CH_2 , називаються гомологічними рядами, а окремі його члени – гомологами.

Гомологічний ряд граничних вуглеводнів містить у собі метан CH_4 , етан C_2H_6 , пропан C_3H_8 , бутан C_4H_{10} , пентан C_5H_{12} , гексан C_6H_{14} і т.д. Перші чотири гомологи (CH_4 , C_2H_6 , C_3H_8 , C_4H_{10}) – гази, температура кипіння яких зі збільшенням їхньої молекулярної маси зростає від $-162\text{ }^\circ\text{C}$ (CH_4) до $0\text{ }^\circ\text{C}$ (C_4H_{10}). Гомологи з числом атомів вуглецю в молекулі 5–16 при температурі до $20\text{ }^\circ\text{C}$ – рідкі, гомологи з більшим числом атомів вуглецю – тверді речовини з температурою плавлення від $22\text{ }^\circ\text{C}$ до $102\text{ }^\circ\text{C}$ ($C_{60}H_{122}$).

У молекулах граничних вуглеводнів усі зв'язки прості (рис. 2.1, а). Граничні вуглеводні з розгалуженим ланцюгом мають більш високі антидетонаційні властивості, з нерозгалуженим – більш високу займистість.

У молекулах неграничних вуглеводнів частина атомів вуглецю з'єднана подвійними і потрійними валентними зв'язками (рис. 2.1, б). Етилен C_2H_4 , пропилен C_3H_6 , бутилен C_4H_8 і т.д. утворюють гомологічний ряд етиленових вуглеводнів або олефінів.

Неграничні вуглеводні малостійкі і в сирій нафті їх практично немає. У продуктах переробки нафти утримується значна кількість неграничних

вуглеводнів, що погіршує стабільність нафтопродуктів при збереженні, обумовлює утворення смолистих речовин.

У молекулах циклічних вуглеводнів вуглецевий ланцюжок атомів замкнутий. Циклічні вуглеводні, в молекулах яких атоми з'єднані, як у молекулах парафінів, простими зв'язками, називаються нафтенами. До них відносяться такі циклічні вуглеводні, як циклопентан C_5H_{10} , метилциклопентан C_6H_{12} , циклогексан C_6H_{12} (рис. 2.1, в). Циклічні вуглеводні, що складаються із шести атомів вуглецю, з'єднаних поперемінно простими і подвійними зв'язками, називаються ароматичними (рис. 2.1, з). Ароматичні вуглеводні підвищують антидетонаційні якості моторних палив.

До складу нафти входять і нафтени (циклопентан C_5H_{10} , циклогексан C_6H_{12} і їхні гомологи) і ароматичні вуглеводні з різною молекулярною масою, кількість яких залежить від родовища нафти.

У продуктах переробки нафти знаходяться молекули різних вуглеводнів, масові частки яких залежать від складу вуглеводнів в сирій нафті, особливостей технологічних процесів її переробки (табл. 2.1).

Спочатку з нафти одержували тільки освітлювальний гас, вихід якого складав близько 30 %. Легкокиплячі фракції і мазут спалювали. У технологічному процесі поділу нафти на фракції використано значну зміну температури кипіння зі збільшенням молекулярної маси вуглеводнів.

Вихід легкокиплячих фракцій (ефір, бензин) при перегонці сирової нафти не перевищує 20–30 %; лігроїна, гасу і газойля – 30–45 %. Підвищення виходу легкокиплячих фракцій до 50–60 % досягається застосуванням рідкофазного або парофазного крекінгу – розщеплення важких вуглеводнів, яке здійснюють при високій температурі. Рідкофазний крекінг здійснюють при температурі 400–480 °С і тиску 4–5 МПа, парофазний – при нормальному тиску і температурі 600–650 °С.

Високооктанові автомобільні бензини одержують на базі бензинів каталітичного риформінга з додаванням бензину каталітичного крекінгу, продуктів алкилування. Риформінг – процес перетворення парафінових і нафтенових вуглеводнів в ароматичні, який здійснюють при високій температурі (500 °С) і тиску 2–4 МПа. Алкилування – процес синтезу ізооктану з насичених вуглеводнів з розгалуженим ланцюгом атомів вуглецю нафтозаводських газів. Собівартість високооктанових бензинів у зв'язку зі

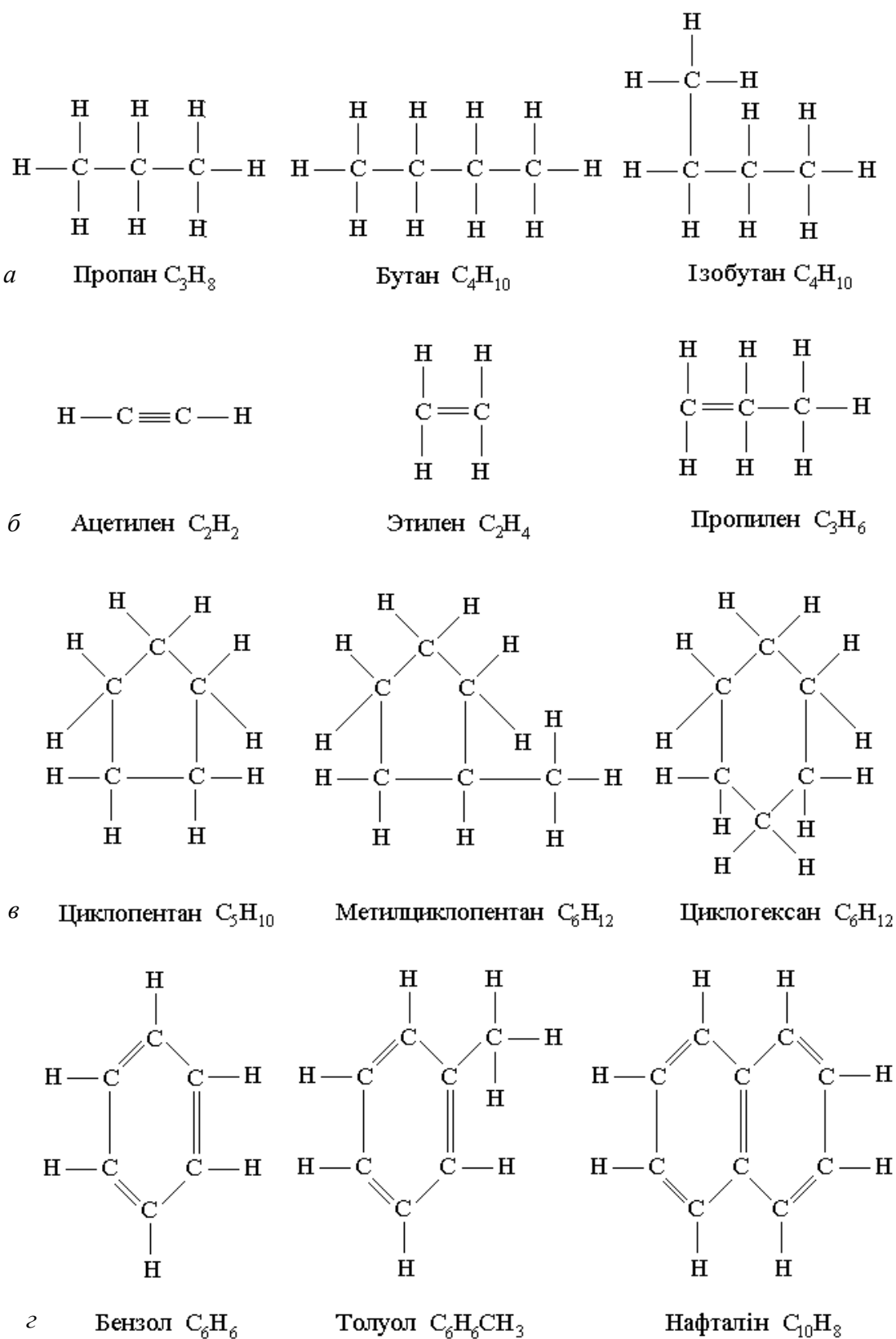


Рисунок 2.1 – Структура молекул вуглеводнів: *a* – граничних; *б* – неграничних; *в* – циклічних; *г* – ароматичних

Таблиця 2.1 – Вміст вуглеводнів в продуктах переробки нафти [9]

Вид палива	Масова частка вуглеводнів, %		
	Парафіни	Нафтени	Ароматичні вуглеводи
Бензин	46,4	39,6	14,0
Гас (на базі парафінів)	92,2	5,2	2,6
Дизельне паливо	26,4	55,3	18,3

складністю технологічних процесів вища, ніж собівартість продуктів прямої перегонки (наприклад, гасу або дизельного палива).

Технологічні процеси переробки нафти вимагають значних витрат енергії. Витрата теплоти й електроенергії на власне споживання нафтопереробних заводів перевищує кількість теплоти, яку можна одержати з 10 % нафти [2].

Сучасні технологічні процеси переробки нафти забезпечують досить високий відсоток виходу палив для двигунів внутрішнього згорання (табл. 2.2). На вітчизняних нафтопереробних заводах при перегонці нафти, наприклад в атмосферно-вакуумних установках, вихід дизельного палива за рахунок інших фракцій доведено до 25 %.

Таблиця 2.2 – Вихід нафтопродуктів з нафти

Продукти	Вихід, %		Продукти	Вихід, %	
	США	Країни Західної Європи		США	Країни Західної Європи
Нафтозаводський газ	5	5	Середні дистилати і мастила	20	25
Бензин	55	35	Мазут і асфальт	5	25
Дизельне паливо	15	10			

Значна частина загальної кількості продуктів, одержуваних з нафти, припадає на бензин (35–55 %), на дизельне паливо – 10–25 %. Співвідно-

шення між виходом бензину і дизельного палива (приблизно 3 до 1) визначає і співвідношення щодо потужності між випуском двигунів, які працюють на легкому паливі, і дизелів. Значний вплив на таке співвідношення буде мати згодом розширення використання природного газу, водню, легкого синтетичного палива як моторного палива в двигунах з іскровим запалюванням.

§3. Основні характеристики моторних палив

До основних характеристик палива, що визначають його якість, відносять елементарний склад, теоретично необхідну для згоряння 1 кг палива кількість повітря, теплоту згоряння, щільність, стисливість, в'язкість, випаровуваність, самозаймистість, детонаційну стійкість.

Елементарний склад палив. *Елементарний склад рідких палив характеризується вмістом у паливі окремих хімічних елементів в масових частках або у відсотках по масі.* Масові частки окремих елементів позначаються їх символами: вуглець – С, водень – Н, кисень – О, сірка – S, азот – N. Сума масових часток окремих елементів:

$$C + H + S + O + N = 1 \text{ (100 \%)}.$$
 (2.1)

Елементарний склад нафти і нафтопродуктів наведено у табл. 2.3 [2].

Елементарний склад газових палив характеризується вмістом окремих компонентів (газів) в об'ємних частках або у відсотках за об'ємом. Об'ємні частки окремих газів у паливі позначаються їх хімічними формулами: водень – H₂, метан – C₂H₄, етан – C₂H₆, пропан – C₃H₈, бутан – C₄H₁₀ і т.д. Сума об'ємних часток окремих компонентів:

$$CH_4 + C_2H_6 + C_3H_8 + C_4H_{10} + CO + H_2 + N_2 + O_2 = 1 \text{ (100 \%)}.$$
 (2.2)

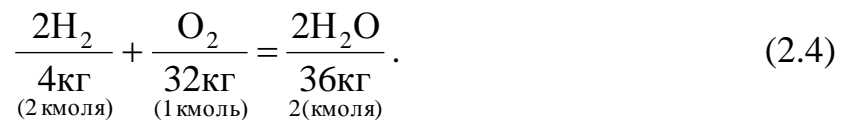
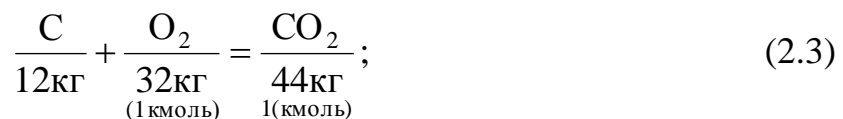
Елементарний склад й інші характеристики газів залежать від родовища або способу його одержання (табл. 2.4).

Таблиця 2.3 – Елементарний склад і деякі інші характеристики нафти і нафтопродуктів

Паливо	Масова частка, %					Густина, кг/м ³	Нижча теплота згоряння, кДж/кг
	H	C	S	O	N		
Нафта	10–12,5	79–77	0,1–5	0,1–1,5	1	800–950	41900
Бензин	14,5	85,5	(<0,1)	–	–	700–760	44000
Гас	13,5	86	(<0,2)	0,5	–	730–820	43100
Дизельне паливо	12–12,5	87	0,2–0,5	0,5	–	740–870	41900
Мазут	10–11	84–89	1 – 4	0,5	1	880–1015	40000–41500

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива. Кількість повітря, необхідного для згоряння 1 кг рідкого або 1 м³ газового палива, визначається за елементарним складом палива, співвідношенням хімічних елементів палива і кисню в реакціях окиснювання.

Реакції окиснювання горючих елементів, що входять до складу палива:



Необхідна маса кисню в кг для окиснювання вуглецю і водню, що містяться в 1 кг палива:

$$M_{O_2} = \frac{8}{3}C + 8H - O, \quad (2.5)$$

Таблиця 2.4 – Елементарний склад і деякі інші характеристики газів [2]

Родовище (спосіб одержання)	Склад газу в % по об'єму										Густина суміші, кг/м ³ ***	Нижча теплота згоряння, кДж/ м ³	
	H ₂	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	CO	CO ₂	N ₂	O ₂			
Дашавське	–	98	0,4	0,2	0,1	0,1	–	–	0,2	1,0	–	0,737	35600
Североставро-польське	–	99	0,3	0,1	0,1	0,1	–	–	0,1	0,3	–	0,731	35800
Шебелінське	–	93	4	1	0,5	0,5	–	–	0,1	0,9	–	0,739	38100
Оренбурзьке *	–	83	5	2	1	1	–	–	1	4	–	0,873	37500
Медвеже	–	99	0,1	–	–	–	–	–	0,1	0,8	–	0,725	35600
Уренгой	–	98	0,1	–	–	–	–	–	0,3	1,6	–	0,715	35200
Коксовий **	5,8	25	–	–	–	–	7	3	3	4	1	0,453	8750
Доменний	2,7	0,3	–	–	–	–	28	10,5	58,5	–	–	1,294	6150
Генераторний (з кускового торфа)	15	3	–	–	–	0,4	28	7	46,4	2	–	1,143	6400

* Газ до очищення містить до 5 % SO₂.

** Газ містить біля 2 % інших вуглеводнів.

*** Тут і далі м³ – кубічні метри при нормальних умовах (760 мм ртутного стовпа і 0 °С).

або в кіломолях:

$$M'_{O_2} = \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32}. \quad (2.6)$$

Цій масі кисню відповідає маса повітря (в кг сухого повітря), теоретично необхідного для згоряння 1 кг палива:

$$M_0 = \frac{1}{g_{O_2}} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right), \quad (2.7)$$

або в кіломолях:

$$M'_0 = \frac{1}{r_{O_2}} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \quad (2.8)$$

де $g_{O_2} = 0,232$ і $r_{O_2} = 0,209$ – відповідно масова й об'ємна частки кисню в сухому повітрі.

Для нафти і рідких палив:

$$M_0 \cong 14,7 \frac{\text{кг сух. повітря.}}{\text{кг палива}}, \quad M'_0 \cong 0,51 \frac{\text{кмоль сух. повітря.}}{\text{кг палива}}.$$

Якщо у повітрі міститься волога, то теоретично необхідна кількість повітря для повного згоряння 1 кг палива зростає. У цьому випадку масова g'_{O_2} й об'ємна r'_{O_2} частки кисню у вологому повітрі:

$$g'_{O_2} = g_{O_2} (1 - g'_{H_2O}); \quad (2.9)$$

$$r'_{O_2} = r_{O_2} (1 - r'_{H_2O}), \quad (2.10)$$

де g'_{H_2O} , r'_{H_2O} – відповідно масова й об'ємна частки пари води у вологому повітрі.

Об'ємна і масова частки пари води у вологому повітрі

$$r'_{H_2O} = \frac{\Phi p_{H_2O}^H}{p_0}; \quad (2.11)$$

$$g'_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{r'_{\text{H}_2\text{O}} \mu_{\text{H}_2\text{O}}}{r'_{\text{O}_2} \mu_{\text{O}_2} + r'_{\text{N}_2} \mu_{\text{N}_2} + r'_{\text{H}_2\text{O}} \mu_{\text{H}_2\text{O}}}, \quad (2.12)$$

де $p_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}}$ – парціальний тиск насичення повітря паром води;

p_0 – атмосферний тиск; $r'_{\text{N}_2} = r_{\text{N}_2} (1 - r'_{\text{H}_2\text{O}})$ – об'ємна частка азоту у вологому повітрі; r_{N_2} – об'ємна частка азоту в сухому повітрі;

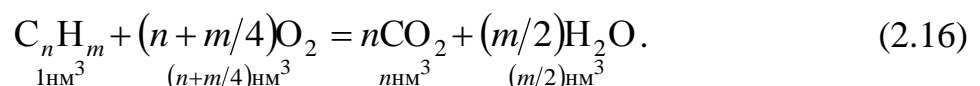
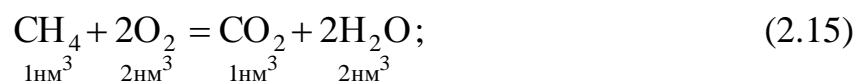
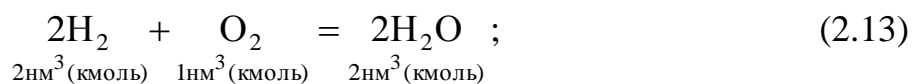
μ_{O_2} , μ_{N_2} , $\mu_{\text{H}_2\text{O}}$ – молярні маси відповідно кисню, азоту і води; ϕ – відносна вологість повітря.

Відносна вологість ϕ характеризує вміст пари води у повітрі для конкретних атмосферних умов у відсотках від максимально можливого (за умови насичення).

Значення парціального тиску насичення водяної пари залежить від температури й атмосферного тиску. Наприклад, при атмосферному тиску $p_0 = 100$ кПа залежність парціального тиску насичення повітря паром води від температури може бути подана наступними даними [10]:

$t_0, ^\circ\text{C}$	-40	-30	-20	-10	0	10	20	30
$P_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}}, \text{Па}$	12,4	37,3	102,9	259,4	610,7	1227,1	2337	4242

Реакції окиснювання складових газового палива:



Необхідний об'єм кисню для окиснювання паливних компонентів 1 H_2^3 газового палива:

$$V_{O_2} = \frac{1}{2} H_2 + \frac{1}{2} CO + 2CH_4 + \sum_{n=2}^{n=4} \left(n + \frac{m}{4} \right) C_n H_m - O_2 \left[\frac{нм^3 O_2}{нм^3 \text{ газа}} \right]. \quad (2.17)$$

Цьому об'єму кисню відповідає об'єм сухого повітря (*теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 нм³ газу*):

$$V_0 = \frac{1}{r_{O_2}} V_{O_2}. \quad (2.18)$$

Теплота згоряння палива. Однією з найважливіших характеристик палива є *теплота згоряння* – *кількість теплоти, що виділяється при згорянні 1 кг або 1 нм³ палива*. Теплота згоряння залежить від умов згоряння палива й охолодження продуктів згоряння. Залежно від цих умов розрізняють вищу і нижчу теплоту згоряння, теплоту згоряння при постійному тиску і постійному об'єму .

У продуктах згоряння палива міститься вода у вигляді пари. При охолодженні продуктів згоряння до температури конденсації, а конденсація – до 0 °С кожен кілограм пари виділяє близько 2500 кДж/кг теплоти. Маса пари води у продуктах згоряння, наприклад, рідкого палива складає, $\frac{\text{кг } H_2O}{\text{кг палива}}$:

$$M_{H_2O} = 9H + W, \quad (2.19)$$

де W – масова частка води у паливі.

Кількість теплоти, що виділяється при конденсації цієї маси пари й охолодженні конденсату до 0 °С, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг палива}}$:

$$Q_{H_2O} = 2500(9H + W). \quad (2.20)$$

Кількість теплоти, що виділяється при згорянні 1 кг або 1 нм³ палива, з урахуванням теплоти, яка виділяється при конденсації пари води в продуктах згоряння й охолодженні конденсату до 0 °С, називається вищою теплотою згоряння.

Температура відпрацьованих газів у різних теплосилових установках значно вища, ніж температура конденсації пари води. Тому в теплотехнічних розрахунках використовують нижчу теплоту згоряння. *Нижча теплота згоряння – це кількість теплоти, що виділяється при згорянні 1 кг рідкого або 1 нм³ газоподібного палива без урахування теплоти конденсації водяної пари, що міститься у продуктах згоряння.* Співвідношення між вищою і нижчою теплотою згоряння для рідких палив, кДж/кг:

$$Q_B = Q_H + 2500(9H + W); \quad (2.21)$$

для газоподібного палива, кДж/нм³:

$$Q_B = Q_H + 2010 \left(H_2 + 2CH_4 + \sum_{n=2}^{n=4} \frac{m}{2} C_n H_m \right), \quad (2.22)$$

де 2010 кДж – кількість теплоти, що виділяється при конденсації 1 нм³ пари води й охолодженні конденсату до 0 °С.

Співвідношення між вищою і нижчою теплотою згоряння палива наведені у табл. 2.5.

Таблиця 2.5 – Значення вищої і нижчої теплоти згоряння палива

Паливо	Масова частка вологи, %	Теплота згоряння, кДж/кг (кДж/нм ³)		Q_B/Q_H
		Q_B	Q_H	
Водень	–	12770*	10800*	1,18
Метан	–	39790*	35850*	1,11
Етан	–	69500*	63810*	1,09
Природний газ	–	39780*	35590*	1,12
Бензин	–	47310	43960	1,08
Гас	–	46270	43130	1,07
Мазут	3	43130	40610	1,06

* Одиниця теплоти згоряння газоподібного палива – 1 кДж/нм³

Розрізняють також теплоту згоряння при постійному тиску Q_p (кількість теплоти, що віддається продуктами згоряння при їхньому охолодженні при постійному тиску до початкової температури паливоповітряної суміші) і при постійному об'ємі Q_v (кількість теплоти, що віддається продуктами згоряння при їхньому охолодженні при незмінному об'ємі до початкової температури паливоповітряної суміші).

Співвідношення між теплотою згоряння при постійному тиску і постійному об'ємі, кДж/кг:

$$Q_p = Q_v + p(V_k - V_n)10^{-3}, \quad (2.23)$$

де p – тиск, при якому здійснювався процес згоряння, Н/м²;

V_k, V_n – відповідно кінцевий об'єм продуктів згоряння і початковий об'єм паливоповітряної суміші, м³.

Значення теплоти згоряння залежить також від початкової температури паливоповітряної суміші. Теплота згоряння рідкого палива звичайно визначається при 20 °С експериментально за допомогою, наприклад, калориметра Юнкера. Теплота згоряння газового палива може бути визначена за елементарним складом і теплотою згоряння окремих компонентів, кДж/м³:

$$Q_n = \sum_{i=1}^{i=n} Q_{ni} r_i, \quad (2.24)$$

де Q_{ni} – нижча теплота згоряння компонента газового палива; r_i – об'ємна частка компонента в газоподібному паливі.

Густина, стисливість, в'язкість і поверхневий натяг рідких палив. Густина і поверхневий натяг впливають на якість розпилу палива, протікання процесів сумішоутворення і згоряння.

Густина палива (маса палива в одиниці об'єму – кг/м³) залежить від виду і складу палива (табл. 2.3 і табл. 2.4). Вона пов'язана визначеними співвідношеннями з іншими його властивостями – нижчою теплотою згоряння, займистістю, випаровуваністю і т.ін. Наприклад, при значенні густини рідкого палива 922–855 кг/м³ зміні густини на 5 кг/м³ відповідає зміна нижчої теплоти згоряння приблизно на 60,4 кДж/кг; при густині рідкого

палива 855–784 кг/м³ зміні густини на 5 кг/м³ відповідає зміна нижчої теплоти згоряння приблизно на 55,8 кДж/кг. Зниження густини з 922 кг/м³ до 784 кг/м³ супроводжується збільшенням нижчої теплоти згоряння з 41900 до 43500 кДж/кг [2]. Густина палива залежить від температури і тиску [11]:

$$\rho_{п} = \rho_{п0} - a(t - t_0); \quad (2.25)$$

$$\rho_p = \rho_{п0} + b \cdot p, \quad (2.26)$$

де $\rho_{п0}$ – густина палива, кг/дм³, при $p_0 = 0,1013$ МПа, $t_0 = 20$ °С; a, b – постійні коефіцієнти: $a = (18 - 13\rho_{п0})10^{-4}$ [кг/(дм³·град)]; $b = 4 \cdot 10^{-4} / \rho_{п0}^3$ [кг/(дм³·МПа)]; p, t – поточне значення відповідно тиску і температури.

Стисливість палива оцінюється коефіцієнтом стисливості – відношенням відносної зміни об'єму при зміні тиску на 1 МПа:

$$\alpha_c = \frac{\Delta V}{V \Delta p}, \quad (2.27)$$

де $\Delta V, \Delta p$ – зміна відповідно об'єму і тиску.

Як і густина, коефіцієнт стисливості залежить від тиску. При збільшенні тиску, наприклад, від 0 до 50 МПа коефіцієнт стисливості дизельного палива ($\rho_{п0} = 0,85$ кг/дм³) зменшується від $93 \cdot 10^{-5}$ до $66 \cdot 10^{-5}$ МПа⁻¹.

В'язкість палива обумовлена силами молекулярної взаємодії. При переміщенні одного шару рідини відносно іншого виникає опір, значення якого пропорційне градієнтові швидкості і площі поверхні контакту (закон Ньютона):

$$P = \mu \frac{dW}{dx} S, \quad (2.28)$$

де P – сила тертя між шарами рідини; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості, Н·с/м²; $\frac{dW}{dx}$ – градієнт швидкості, м/(с·м); S – площа поверхні контакту шарів, м².

Відношення коефіцієнта динамічної в'язкості до густини середовища називається кінематичною в'язкістю, $\text{м}^2/\text{с}$:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (2.29)$$

Одиниця кінематичної в'язкості – $1 \text{ мм}^2/\text{с} = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. В'язкість палива залежить від густини і температури палива [11]:

$$\lg \nu_{\text{п}} = \frac{1,306\rho_{\text{п}} - C1}{1 - \rho_{\text{п}}}; \quad (2.30)$$

$$\nu_{\text{п}} = \nu_{\text{п}0} + (1,1\nu_{\text{п}0} - 0,3) \cdot (1,3 - \lg t), \quad (2.31)$$

де $\nu_{\text{п}0}$ – кінематична в'язкість палива при $20 \text{ }^\circ\text{C}$; t – температура палива.

В'язкість бензинів при нормальній температурі ($20 \text{ }^\circ\text{C}$) змінюється в межах $0,5\text{--}1,0 \text{ мм}^2/\text{с}$, дизельних палив – $1,5\text{--}6,0 \text{ мм}^2/\text{с}$.

При збільшенні в'язкості палива зростає неоднорідність розміру крапель у паливному факелі, погіршуються процеси сумішоутворення і згоряння. Особливо велике значення в'язкості палива має для двигунів з внутрішнім сумішоутворенням і запалюванням палива від стиску внаслідок обмеженого часу на процеси сумішоутворення, що протікають в основному протягом періоду затримки запалювання. Зниження в'язкості палива може бути досягнуто підвищенням температури палива, використанням спеціальних присадок.

Поверхневий натяг характеризується роботою, яку необхідно затратити при утворенні одиниці поверхні рідини для подолання сил притягання між частинками. Зі збільшенням поверхневого натягу, як і в'язкості, погіршується розпилювання палива.

Випаровуваність палива. Випаровуваність палива залежить від його фракційного складу і визначається шляхом нагрівання і послідовного видалення фракцій, які википають при постійних значеннях температури. Температура кипіння вуглеводів, що входять до складу рідкого палива, при постійному тиску постійна і залежить від кількості атомів вуглецю в моле-

кулі вуглеводу. Зі збільшенням числа атомів вуглецю в молекулах вуглеводів температура кипіння зростає. При нормальному тиску (760 мм рт.ст.) температура кипіння t_k метану CH_4 становить 164°C , етану C_2H_6 – 93°C , пропану C_3H_8 – $44,5^\circ\text{C}$, бутану C_4H_{10} – $+1^\circ\text{C}$ і т.д.

Випаровуваність палива характеризується:

- ◆ температурою початку перегонки палива $t_{п.п}$;
- ◆ температурою, при якій переганяється відповідно 10, 50 і 90 % палива: $t_{10\%}$, $t_{50\%}$, $t_{90\%}$;
- ◆ температурою кінця перегонки $t_{к.п}$ (для бензину) і температурою, при якій переганяється 98 % палива (для легроїну і гасу).

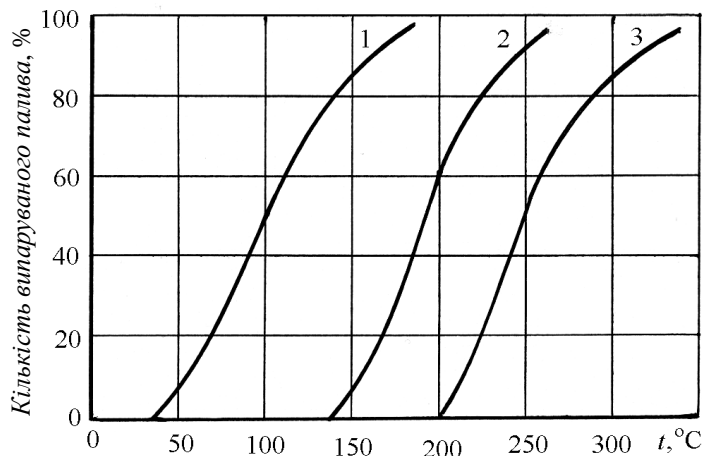


Рисунок 2.2 – Криві фракційної перегонки моторного палива:

- 1 – бензин А-76 (зимовий); 2 – гас;
- 3 – дизельне паливо

На рис. 2.2 дані криві перегонки різних палив. Зі збільшенням молярної маси палива температура початку і кінця перегонки зміщується в область більш високих температур. Температура википання бензину – $(40\text{--}180)^\circ\text{C}$, гасу – $(140\text{--}280)^\circ\text{C}$, дизельного палива – $(180\text{--}360)^\circ\text{C}$.

Характеристики випаровуваності палива мають велике значення для роботи

двигуна. Зі зменшенням температури, при якій випаровується 10 і 50 % палива, поліпшуються пускові якості двигуна з зовнішнім сумішоутворенням. З підвищенням температури, при якій википає 90 % палива, зростають спрацювання поверхонь гільзи, поршня (через розрідження масляної плівки), знижується економічність (через погіршення процесів сумішоутворення і згоряння).

Випаровуваність палива може характеризуватися також парціальним тиском насиченої пари палива. В табл. 2.6 і на рис. 2.3 наведені значення парціального тиску насиченої пари різних палив залежно від температури [12].

Таблиця 2.6 – Парціальний тиск насиченої пари палива, гПа

Паливо	Температура, °С						Умовна молярна маса, г/моль
	-20	0	20	40	60	80	
Авіаційний бензин	80	133	174	498	890	–	90 – 105
Автомобільний бензин	36	53	94	187	321	535	95 – 115
Гас	–	–	27	33	40	53	160 – 190
Спирт (етиловий)	3	16	59	179	472	1085	46

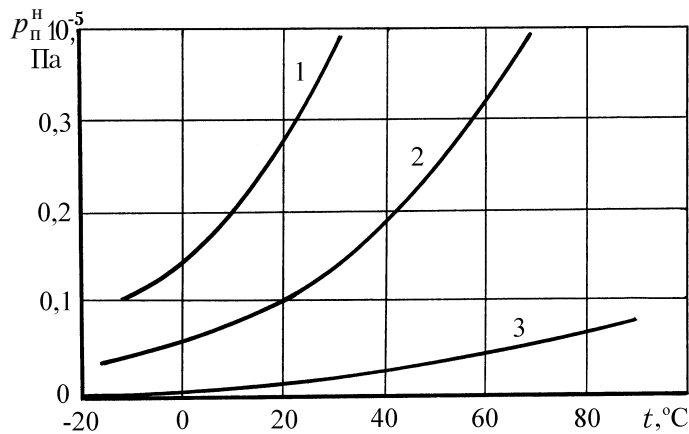


Рисунок 2.3 – Залежність парціального тиску насиченої пари палива від температури:

- 1 – авіаційний бензин;
- 2 – автомобільний бензин;
- 3 – гас

Зі зменшенням молярної маси зростає парціальний тиск насиченої пари при одній і тій же температурі. З підвищенням температури зростає парціальний тиск насиченої пари.

Теплота пароутворення палив залежить від молярної маси. Зі зменшенням молярної маси теплота пароутворення зростає. Наприклад, теплота пароутворення бензину – 310 кДж/кг, етилового спирту – 904 кДж/кг.

Самозаймистість палива. Самозаймистість палива значно впливає на процеси сумішоутворення і згоряння в двигунах з внутрішнім сумішоутворенням і запалюванням палива від стиску, а також на максимальні значення тиску циклу і швидкості наростання тиску. Самозаймистість (запалювання палива без стороннього джерела запалювання) оцінюється за температурою самозапалювання, періодом затримки самозаймання, цетановим числом.

Температура самозаймання – температура, при якій пари палива займаються без зовнішнього джерела запалювання. Ароматичні вуглеводи мають більш високу температуру самозаймання, ніж парафінові або нафтеніві. Тому температура самозаймання бензинів значно вища, ніж дизельних палив: бензинів – (330–470) °С, дизельного палива зимового – 240 °С, дизельного літнього – 310 °С.

Самозаймистість палива може бути оцінена і за періодом затримки самозаймання. Чим нижче температура самозаймання палива, тим менший період затримки самозаймання. Період затримки самозаймання змінюється в межах 0,0005 – 0,002 с і залежить від конструкції двигуна, ступеня стиску, різних якостей палива й інших факторів. Виключити ці фактори при оцінці самозаймистості можна при використанні еталонного палива.

Більш загальний показник самозаймистості – цетанове число палива (ЦЧ), що визначається за періодом затримки самозаймання або за критичним ступенем стиску (найменшого ступеня стиску, при якому можливо ще самозаймання). При визначенні цетанового числа використовують одноциліндровий двигун зі змінним ступенем стиску, а як еталонне паливо – суміш цетану $C_{16}H_{34}$ і α -метилнафталіну $C_{11}H_{10}$, що відрізняється від нафталіну метиловою групою CH_3 . Цетанове число цетану приймають рівним 100, а α -метилнафталіну – 0.

При роботі двигуна на випробуваному паливі знімають індикаторну діаграму з реєстрацією моменту вприскування палива. За індикаторною діаграмою визначають період затримки самозаймання. Потім двигун переводять працювати на суміш цетану і α -метилнафталіну і підбирають склад суміші таким чином, щоб період затримки самозаймання був тим же, що і при роботі на випробуваному паливі. *Об'ємна частка цетану у відсотках в суміші з α -метилнафталіном, яка забезпечує однакові значення періодів затримки самозаймання при роботі двигуна на випробуваному паливі і на суміші, називається цетановим числом.*

За ДСТУ 3122-67 цетанове число палива визначають на спеціальній одноциліндровій установці ИТ9-3М або ИДТ-69 за рівністю ступенів стиску, що відповідають моменту самозаймання палива у ВМТ при куті випередження вприскування палива 13 °ОКВ до ВМТ і при роботі двигуна на випробуваному паливі і на суміші цетану і α -метилнафталіну. Моменти вприскування і самозаймання реєструють за допомогою безінерційних

ламп-спалахів, з'єднаних з датчиками вприскування і самозаймання. Зміна ступеня стиску на установці здійснюється без зупинки двигуна.

Спосіб визначення цетанового числа палива за періодом затримки самозаймання – трудомісткий. Значно простіше визначення цетанового числа палива за критичним ступенем стиску. При роботі двигуна на випробуваному паливі визначають мінімальний ступінь стиску (критичний ступінь стиску), при якому ще відбувається самозаймання палива. Потім двигун переводять працювати на цетан, до якого поступово збільшують домішку α -метилнафталіну, до моменту припинення самозаймання палива. У цьому випадку цетанове число палива, як і раніше, являє собою процентний вміст за об'ємом цетану в суміші з α -метилнафталіном за умови рівності критичних ступенів стиску при роботі двигуна на випробуваному паливі і на суміші.

Розглянуті способи визначення цетанового числа палива за точністю практично рівноцінні.

Крім моторних способів оцінки самозаймистості палив, відомі лабораторні, з яких звичайно використовується оцінка самозаймистості палива за дизельним індексом (ДІ) [13]:

$$ДІ = 0,01(1,8A + 32)(141,5 - 131,5\rho_{15}), \quad (2.32)$$

де ρ_{15} – густина палива при 15 °С, кг/дм³;

A – анілінова точка (температура в °С, при якій відбувається помутніння суміші палива й аніліну в пропорції 1:1).

Температура, при якій відбувається помутніння суміші палива й аніліну, залежить від вмісту в паливі ароматичних вуглеводнів.

Співвідношення між аніліновим числом, дизельним індексом і цетановим числом палива приблизно наступне [14]:

Анілінове число	55,7	63,7	70,6	83,3
Дизельний індекс	36,1	43,8	52,1	61,4
Цетанове число	40,0	43,5	50,0	60,0

Цетанове число дизельних палив знаходиться в межах 40–55, бензинів – 10–30. Підвищення цетанового числа дизельних палив може бути досягнуто шляхом присадки високомолярних граничних вуглеводнів, але при

цьому через зниження термічної стійкості високомолярних вуглеводнів при згорянні утворюється вільний вуглець, погіршується повнота згорання.

Детонаційна стійкість палива. Детонація – процес згорання, що протікає з високою швидкістю поширення фронту полум'я (до 2500 м/с). Виникаюча при цьому ударна хвиля сприймається на слух як різкий металевий стукіт у циліндрі двигуна. Виникнення детонації у двигунах внутрішнього згорання з зовнішнім сумішоутворенням залежить від детонаційної стійкості палива, складу паливоповітряної суміші, ступеня стиску і ряду інших факторів.

Експериментальними дослідженнями встановлено, що детонація виникає при згорянні останніх часток паливоповітряного заряду. Причина виникнення детонації – підвищений вміст у паливоповітряній суміші пероксидів, що утворюються в результаті прямого приєднання молекули кисню до молекули вуглеводню. Детонаційне згорання має двостадійний характер. На першій стадії (виникнення холодного полум'я) відбувається утворення і збільшення вмісту в паливоповітряній суміші пероксидів. Після запалювання паливоповітряної суміші зростає швидкість утворення пероксидів в незгорілій частині робочої суміші. При досягненні критичної концентрації пероксидів відбувається їхній вибух.

Пероксиди утворюються за ланцюговою реакцією з утворенням нестійких проміжних сполук, котрі є зачатками нових реакцій окиснювання. При низькій детонаційній стійкості палива до кінця процесу згорання на периферії камери згорання накопичується велика кількість пероксидів при високому тиску і температурі, що й обумовлює виникнення детонації.

Детонаційна стійкість палива визначається порівнянням його з еталонним паливом, яке являє собою суміш *n*-гептану (C_7H_{16}) з ізооктаном (C_8H_{18}). Гептан належить до граничних вуглеводнів з нерозгалуженим ланцюгом атомів вуглецю в молекулі. Молярна маса його близька до молярної маси бензину ($\mu = 100$ г/моль). Детонаційну стійкість гептану прийнято за нуль. Ізооктан належить до граничних вуглеводнів, але з розгалуженим ланцюгом атомів вуглецю в молекулі; його молярна маса 114 г/моль. Ізооктан має високу детонаційну стійкість, яка приймається за 100 одиниць.

*Детонаційна стійкість палив визначається за критичним ступенем стиску, якому відповідає початок детонації. Для цих досліджень також використовують стандартні двигуни (ИТ9-2, УИТ-65, $S/D = 115/85$) зі змінним ступенем стиску. При роботі двигуна ($n = 900$ об/хв, температура паливоповітряної суміші $t_{\text{сум}} = 149$ °С – моторний метод) на випробуваному паливі визначають ступінь стиску, при якому прослуховується металевий стукіт, що свідчить про виникнення детонації. Потім двигун переводять працювати на ізооктан, до якого поступово збільшують домішку гептану до величини, коли знову з'являється металевий стукіт, що чітко прослуховується. Об'ємна частка у відсотках ізооктану в суміші з *n*-гептаном за умови, що детонація при роботі на випробуваному паливі і на суміші ізооктану і *n*-гептану починається при одному і тому ж ступені стиску, називається октановим числом палива (ОЧ). Октанове число за моторним методом визначається при складі суміші, що відповідає $\alpha = 0,95-1,05$.*

Якщо детонаційна стійкість палива вище 100 одиниць, то для визначення октанового числа палива використовують такий спосіб. При роботі двигуна на ізооктані знаходять ступінь стиску, при якому починається детонація. Потім переводять двигун працювати на випробуване паливо і додають до палива гептан. Домішку гептану збільшують до величини, коли знову прослуховується металевий стукіт. *Октанове число при цьому визначають як суму ОЧ ізооктану і відсотка домішки по об'єму гептану до випробуваного палива.*

Поряд з моторним методом визначення октанового числа палива в багатьох країнах використовується також дослідницький метод, що відрізняється від моторного зниженою частотою обертання колінчатого вала ($n = 600$ об/хв). Температура паливоповітряної суміші при цьому не контролюється. *Дослідницький метод визначення ОЧ палива краще характеризує детонаційну стійкість автомобільних бензинів на автомобілях, що працюють у міських умовах (менша теплова напруженість двигуна, нижче частота обертання колінчатого вала).*

Октанове число автомобільних бензинів залежно від марки змінюється в межах 76–98.

Для підвищення антидетонаційної стійкості палива застосовують різні антидетонатори, в основному тетраетилсвинець $Pb(C_2H_5)_4$. У чистому

вигляді тетраетилсвинець не застосовують внаслідок інтенсивного відкладення свинцю на днищі поршня, випускних клапанах, електродах свічки запалювання. Звичайно тетраетилсвинець використовується у вигляді етилової рідини (P-9, 1-ТС, П-2), до складу якої входять сполуки, що перешкоджають відкладенню свинцю на поверхнях стінок камери згоряння, клапанів (бромистий етил Br_2H_5 , хлорнафталін $\text{C}_{10}\text{H}_7\text{Cl}$ та ін.) Усі етилові рідини отруйні, вимагають дотримання певних запобіжних заходів.

Найбільший ефект досягається при малих домішках етилової рідини (до 3–4 мл/кг бензину). Наприклад, при додаванні 1 мл (1,5 г) етилової рідини в 1 кг бензину октанове число зростає на 10 одиниць, при додаванні 4 мл (6 г) – на 19 одиниць [15].

§4. Марки моторних палив

Якість палива, яке використовується у двигунах внутрішнього згоряння, регламентовано відповідними стандартами або технічними умовами (тимчасовими нормативними документами). У табл. 2.7–2.9 наведено як приклад основні показники різних моторних палив.

Етиловані бензини мають забарвлення і при їхньому збереженні, перевезенні необхідно дотримуватися певних правил.

При температурі повітря вище $-10\text{ }^\circ\text{C}$ застосовують літнє дизельне паливо, при температурі повітря вище $-25\text{ }^\circ\text{C}$ – зимове; при температурі навколишнього повітря до $-50\text{ }^\circ\text{C}$ – арктичне. При підвищеному вмісті сірки в паливі для зменшення зношення циліндра і поршневих кілець застосовують мастила зі спеціальними присадками.

У низькооберткових дизелях все ширше починає використовуватися мазут, що істотно (до 40 %) знижує експлуатаційні витрати на паливо. Застосування мазуту як палива для дизелів вимагає використання в системі живлення ряду додаткових пристроїв для сепарування, фільтрації і підігрівання палива.

Таблиця 2.7 – Основні показники автомобільних бензинів
(ТУ В 00149943.501-98)

Показник	А-80	А-92	А-95
Октанове число, визначене за методом:			
моторним	76	82,5	85
дослідницьким	80	92	95
Вміст свинцю у бензині, г/дм ³ :			
етилованому	–	–	0,05
неетилованому	0,013	0,013	0,013
Фракційний склад:			
температура початку перегонки, °С (не нижче)	30	30	30
10 % бензину переганяється при температурі, °С (не вище)	75	75	75
50 % бензину переганяється при температурі, °С (не вище)	120	120	120
90 % бензину переганяється при температурі, °С (не вище)	190	190	190
Температура кінця перегонки, °С (не нижче)	215	215	215
Залишок, % (не більше)	1,5	1,5	1,5
Залишок і втрати, % (не більше)	4	4	4

Таблиця 2.8 – Основні показники палив для швидкохідних дизелів

Показник	ДСТУ 3868-99	
	Л	З
Цетанове число (не менше)	45	45
Фракційний склад:		
50 % переганяється при температурі, °С (не вище)	280	280
96 % переганяється при температурі, °С (не вище)	370	370
Кінематична в'язкість при 20°С, мм ² /с	3–6	1,8–6
Температура застигання для кліматичної зони, °С (не вище)	–10	–25
Масова частка сірки в паливі, % (не більше):		
виду I	0,05	0,05
виду II	0,10	0,10
виду III	0,20	0,20
виду IV	0,50	0,50
Зольність, % (не більше)	0,01	0,01
Густина при 20 °С, кг/м ³ (не більше)	860	840

Таблиця 2.9 – Основні показники палив для середньообертових і низькообертових дизелів

Показник	ДСТ 1667-68	
	ДТ	ДМ
Густина при 20 °С, г/см ³ (не більше)	0,93	0,97
Фракційний склад:		
до 250 °С переганяється, % (не більше)	15	10
В'язкість кінематична при 50°С, мм ² /с (не більше)	36	150
Вміст сірки у паливі, % (не більш):		
малосірчистім	0,5	–
з підвищеною сірчистістю	1,5	3
Температура затвердіння, °С (не більше)	-5	+10
Зольність, % (не більше)	0,04	0,15

Контрольні запитання та завдання

1. Яка сучасна оцінка світових ресурсів органічного палива?
2. Яка сучасна оцінка сировинних ресурсів моторних палив?
3. Наведіть склад нафти і нафтопродуктів.
4. Наведіть основні методи одержання моторних палив.
5. Який елементарний склад рідких моторних палив?
6. Який елементарний склад газоподібних моторних палив?
7. Наведіть реакції окиснювання компонентів органічних палив.
8. Як визначаються теоретично необхідна кількість повітря для повного згоряння 1 кг палива?
9. Поясніть слідуєчи поняття:
 - коефіцієнт динамічної в'язкості палива;
 - коефіцієнт кінематичної в'язкості палива;
 - коефіцієнт стисливості палива;
 - теплота згоряння палива;
 - цетанове число палива;
 - дизельний індекс палива;
 - октанове число палива.

10. Як визначається самозаймистість моторних палив?
11. Як визначається детонаційна стійкість моторних палив?
12. Розв'язати наступні задачі:

Задача 1. Визначити теоретично необхідну кількість повітря в кг і м^3 , необхідного для згоряння 1 кг мазуту при барометричному тиску $p_0 = 750$ мм рт. ст., температурі навколишнього повітря $t_0 = 27$ °С и відносній вологості $\phi = 80$ %. Склад мазуту прийнятий за даними таблиці 2.3.

Задача 2. Визначити теоретично необхідну кількість повітря в м^3 і кг для згоряння 1 нм^3 газу Шебелинського родовища при барометричному тиску 750 мм рт. ст., температурі навколишнього повітря $t_0 = 27$ °С и відносній вологості $\phi = 90$ %. Склад газу прийнятий за даними таблиці 2.4.

Список літератури до розділу 2

1. Кириллин В.А. Энергетика – проблемы и перспективы // Коммунист. – М., 1975, №1, с. 43 – 51.
2. Раввич М.Б. Эффективность использования топлива. – М.: Наука, 1971. – 344 с.
3. Энергетика мира: Пер. докл. X Мировой энергетической конференции/ Под общ. ред. К.Л. Лавриненко. – М.: Энергия, 1979. – 208 с.
4. Мировая энергетика: Прогноз развития до 2020 г. / Пер. с англ. докл. комиссии МИРЭК. – Под ред. Ю.Н. Старшинова. – М.: Энергия, 1980. – 256 с.
5. Вассоевич Н.Б., Фердман Л.И. Сколько нефти осталось в недрах? – Химия и жизнь. – 1977. – № 12. – С. 59 – 61.
6. Губкин И.М. Учение о нефти. – М.: Недра, 1937. – 459 с.
7. Томашпольский Л.М. Нефть и газ в мировом энергетическом балансе (1900 – 2000 гг.). – М.: Недра, 1968. – 260 с.
8. Наметкин С.С. Химия нефти. – М.: Изд-во АН СССР, 1955.– 799 с.
9. Дубовкин Н.Ф. Справочник по углеводородным топливам и их продуктам сгорания. – М.: Госэнергоиздат, 1962. – 285 с.
10. Бэр Г.Д. Техническая термодинамика. – М.: Мир, 1977. – 518 с.

11. Колупаев В.Я. Взаимосвязь основных физических свойств авто-тракторных топлив и зависимость их от давления и температуры. – Труды ЦНИТА, Л., 1965. Вып.25. – С. 5 – 19.
12. Ленин И.М. и др. Системы топливоподачи автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Машиностроение, 1976. – 287 с.
13. Нефтепродукты. Свойства, качество, применение: Справочник / Под ред. Б.В. Лосикова. – М.: Химия, 1966. – 776 с.
14. Брилинг Н.Р., Вихерт М.М., Гутерман И.И. Быстроходные дизели. – М.: Машгиз, 1951. – 520 с.
15. Забрянский Е.И., Зарубин А.П. Детонационная стойкость и воспламеняемость моторных топлив. – М.: Гостоптехиздат, 1956. – 207 с.

Розділ 3

РОБОЧЕ ТІЛО В ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ І ЙОГО ВЛАСТИВОСТІ

§1. Основні визначення

У двигунах внутрішнього згоряння хімічна енергія палива перетворюється в теплову, а потім – у механічну в результаті здійснення ряду послідовних процесів робочого циклу. Робочим тілом при цьому є суміш газів, склад, кількість і властивості якої протягом циклу зазнають значних змін і залежать від типу двигуна, особливостей здійснення робочих процесів, виду палива, режиму роботи й інших факторів.

У двигунах внутрішнього згоряння з якісним регулюванням потужності на такті впуску в надпоршневій порожнині знаходиться суміш повітря і продуктів згоряння, що залишилися від попереднього циклу (залишкові газів). Кількість повітря у циліндрі в процесі такту впуску зростає, маса залишкових газів зберігається практично незмінною. *Відношення маси залишкових газів у циліндрі M_γ до маси повітря (свіжого заряду) $M_{\text{св.зар}}$, що надійшло в циліндр до кінця такту впуску, називається коефіцієнтом залишкових газів:*

$$\gamma = \frac{M_\gamma}{M_{\text{св.зар}}}. \quad (3.1)$$

На такті стиску маса і склад суміші газів у циліндрі двигуна практично постійні (в технічно справному двигуні втрати газу через поршневі кільця незначні). При зміні циклової подачі (навантаження), швидкісного режиму (частоти обертання колінчатого вала) склад суміші і маса суміші газів у циліндрі трохи змінюються внаслідок зміни умов масообміну на тактах випуску і впуску.

На ділянці процесу згоряння склад і кількість молекул робочого тіла внаслідок реакцій окиснювання вуглеводнів помітно змінюються. Склад робочого тіла після закінчення реакцій окиснювання (продуктів згоряння)

залежить від співвідношення кількості повітря, що надійшло у циліндр, кількості палива, поданого до циліндра, і повноти реакції окиснювання. Співвідношення між кількістю повітря, яке надійшло у циліндр, і кількістю поданого палива звичайно характеризується масою повітря, що припадає на 1 кг палива, або коефіцієнтом надлишку повітря. *Коефіцієнт надлишку повітря – відношення маси повітря, яке надійшло у циліндр до кінця такту впуску, до маси повітря, що теоретично необхідна для повного згоряння палива, поданого у циліндр:*

$$\alpha = \frac{M_{\text{св.зар}}}{M_0 B_{\text{ц}}}. \quad (3.2)$$

де $B_{\text{ц}}$ – циклова подача палива, кг/цикл.

Коефіцієнт надлишку повітря у двигунах з якісним регулюванням потужності залежно від навантаження змінюється в межах 1,2–6. Відповідно змінюються склад і об'єм продуктів згоряння. *Відмінність об'єму продуктів згоряння від об'єму свіжого заряду обумовлена хімічними реакціями окиснювання горючих компонентів палива (С, Н). Ця відмінність характеризується хімічним коефіцієнтом молекулярної зміни:*

$$\beta_0 = \frac{V_{\text{пр.зг}}}{V_{\text{св.зар}}}, \quad (3.3)$$

де $V_{\text{пр.зг}}$, $V_{\text{св.зар}}$ – об'єм відповідно продуктів згоряння і свіжого заряду, нм^3 (кмоль).

Тому що у циліндрі двигуна внутрішнього згоряння крім свіжого заряду знаходяться і залишкові газы, дійсний коефіцієнт молекулярної зміни, що характеризує зміну об'єму робочого тіла,

$$\beta = \frac{V_{\text{пр.зг}} + V_{\gamma}}{V_{\text{св.зар}} + V_{\gamma}} = \frac{\beta_0 + \gamma}{1 + \gamma}, \quad (3.4)$$

де V_{γ} – об'єм продуктів згоряння, нм^3 (кмоль).

На такті випуску склад робочого тіла практично не змінюється, кількість зменшується. Чим досконаліше організація процесу випуску, тим менше залишкових газів у циліндрі в кінці такту випуску.

У двигунах внутрішнього згорання із зовнішнім сумішоутворенням на такті впуску в циліндр надходять повітря, пара і краплі рідкого палива, що не випарувалися і випарування яких завершується в циліндрі. В кінці такту впуску робоче тіло у циліндрі являє собою суміш повітря, пари рідкого палива і залишкових газів. Кількість паливоповітряної суміші в кінці такту впуску залежить від навантаження двигуна. Чим більше навантаження двигуна, тим більша кількість паливоповітряної суміші повинна бути подана у циліндр. Співвідношення кількості палива і повітря в паливоповітряній суміші у циліндрі характеризується масою повітря, що припадає на 1 кг палива, або коефіцієнтом надлишку повітря, межі зміни якого визначаються межами запалювання паливоповітряної суміші від свічки запалювання (0,4–1,3). Звичайно в двигунах внутрішнього згорання із зовнішнім сумішоутворенням коефіцієнт надлишку повітря залежно від режиму роботи змінюється в межах 0,7–1,3.

На такті стиску при незмінному зовнішньому навантаженні маса суміші газів у циліндрі від циклу до циклу практично не змінюється, якщо не враховувати можливу поциклову нестабільність процесу впуску, обумовлену газодинамічними явищами у впускній системі. В кінці такту стиску внаслідок підвищення температури суміші газів у надпоршневій порожнині починаються процеси розпаду молекул вуглеводнів, утворення вільних радикалів, початкові стадії реакцій окиснювання. У процесі згорання палива відбувається зміна складу й об'єму робочого тіла, що обумовлено реакціями окиснювання. Ця зміна характеризується хімічним коефіцієнтом молекулярної зміни. На відміну від двигунів з внутрішнім сумішоутворенням і запалюванням від стиску, у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням коефіцієнт надлишку повітря на деяких робочих режимах менший одиниці, тому в продуктах згорання утворюються неповні продукти окиснювання, осколки молекул вуглеводнів палива.

На такті випуску склад робочого тіла практично не змінюється.

§2. Склад і основні характеристики свіжого заряду

У двигунах із зовнішнім сумішоутворенням зі зміною швидкісного і навантажувального режимів роботи склад робочого тіла змінюється незначно. Внаслідок випаровування палива температура суміші знижується, що збільшує величину свіжого заряду циліндра. Кількість паливоповітряної суміші, що надходить у циліндр, залежить від зовнішнього навантаження двигуна. Тому кількість суміші до кінця такту впуску і на такті стиску також залежатиме від режиму роботи двигуна.

Важливими характеристиками паливоповітряних сумішей є межі запалювання і теплота згорання. Межі запалювання паливоповітряних сумішей характеризуються об'ємною часткою у відсотках пари палива або горючого газу в суміші, або значеннями коефіцієнта надлишку повітря, при яких можливо забезпечити запалювання паливоповітряної суміші. Межі запалювання залежать від властивостей палива, температури й складу паливоповітряної суміші (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Концентраційні межі запалювання горючих сумішей

Паливо	Об'ємна частка горючого газу (пари) в % за об'ємом		Значення коефіцієнта надлишку повітря	
	Верхня межа	Нижня межа	Верхня межа	Нижня межа
Водень	65 – 75*	4,0 – 9,5*	3,5 – 10*	0,14 – 0,22*
Метан	11,9 – 15,4	4,9 – 6,3	1,5 – 2,0	0,6 – 0,8
Етан	12,5	3,1	1,9	0,4
Пропан	9,6	2,4	1,7	0,4
Бутан	8,4	1,9	1,65	0,35
Бензин при $t_{\text{сум}}, ^\circ\text{C}$:				
0	4,5	1,5	1,15	0,38
100	4,75	1,44	1,21	0,35
200	5,05	1,34	1,28	0,33
300	5,35	1,22	1,43	0,31
Етиловий спирт	13,7	4,0	1,4	0,4

* Концентраційні межі запалювання газоповітряних або пароповітряних сумішей при 20 °С і тиску 0,1 МПа

Співвідношення між значеннями коефіцієнта надлишку повітря й об'ємним вмістом горючого газу або пари рідкого палива в суміші:

$$\alpha = \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{п.п}} M_0} = \frac{\mu_{\text{п}} (1 - r_{\text{п.п}})}{\mu_{\text{п.п}} r_{\text{п.п}} M_0}, \quad (3.5)$$

де $M_{\text{п}}$, $M_{\text{п.п}}$, $\mu_{\text{п}}$, $\mu_{\text{п.п}}$ – відповідно маса повітря і пари палива в 1 кмолі суміші, молярна маса повітря і палива;

$r_{\text{п.п}}$ – об'ємна частка пари палива або газу в суміші.

Межі запалювання суміші водню і повітря найбільш широкі, що дозволяє використовувати якісне регулювання потужності двигуна і при зовнішньому сумішоутворенні. Межі запалювання інших газоповітряних сумішей значно вузчі. При концентрації газів у суміші з повітрям, близької до нижньої межі запалювання, утворюються суміші, процес згоряння яких відбувається з великими швидкостями поширення фронту полум'я і носить характер вибуху. Це також обмежує можливі межі зміни складу суміші при використанні як моторного палива різних газів.

На межі запалювання суміші пари бензину і повітря в двигуні впливають також залишкові гази. Зі збільшенням кількості залишкових газів (при зменшенні навантаження і прикритті дросельної заслінки) межі запалювання (по α) звужуються від 0,4–1,4 до 0,6–1,1.

Теплота згоряння паливоповітряної суміші залежить від складу суміші, а при стехіометричному складі ($\alpha = 1$) – від виду палива (табл. 3.2). Для рідкого палива при нормальних умовах

$$Q_{\text{сум}} = \frac{Q_{\text{н}}}{22,4(\alpha M'_0 + 1/\mu_{\text{п.п}})}, \quad (3.6)$$

для газоподібних палив

$$Q_{\text{сум}} = \frac{Q_{\text{н}}}{\alpha V_0 + 1}. \quad (3.7)$$

Теплота згоряння газових горючих сумішей нижча, ніж горючих сумішей рідких палив. Тому при використанні у двигуні газу як моторного палива його потужність буде зменшуватися.

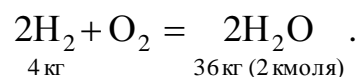
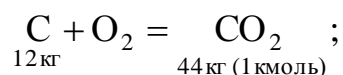
Таблиця 3.2 – Теплота згоряння горючих сумішей стехіометричного складу

Паливо	$Q_{\text{сум}}, \text{кДж/нм}^3$	Паливо	$Q_{\text{сум}}, \text{кДж/нм}^3$
Бензин	3790	Метилловий спирт	3760
Гас	3750	Водень	3190
Дизельне паливо	3755	Метан	3410
Етиловий спирт	3590		

§3. Склад продуктів згоряння при повному згорянні палива

Повне окиснювання горючих елементів палива можливо при значеннях коефіцієнта надлишку повітря $\alpha > 1$. При значеннях коефіцієнта надлишку повітря, близьких до 1, здійснити повне згоряння палива, особливо у двигунах з внутрішнім сумішоутворенням, складно. Тому для більшості експлуатаційних режимів у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням прагнуть забезпечити значення коефіцієнта надлишку повітря $\alpha > 1$.

Склад продуктів згоряння рідкого палива може бути визначено за кінцевими реакціями окиснювання горючих складових палива, якщо відомі елементарний склад палива і коефіцієнт надлишку повітря:



З наведених реакцій окиснювання вуглецю і водню об'єм двоокису вуглецю, що припадає на 1 кг вуглецю, становить 1/12 кмоль; об'єм пари води, що припадає на 1 кг водню, становить 1/2 кмоль. У продуктах згоряння на 1 кг палива двоокису вуглецю і пари води з урахуванням пари води, що надійшла у двигун з повітрям, припадає:

$$M'_{\text{CO}_2} = \frac{1}{12} \text{C} \left[\frac{\text{кмоль CO}_2}{\text{кг палива}} \right]; \quad (3.8)$$

$$M'_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{1}{2} \text{H} + \alpha M'_0 r_{\text{H}_2\text{O}} \left[\frac{\text{кмоль H}_2\text{O}}{\text{кг палива}} \right]. \quad (3.9)$$

У продуктах згоряння будуть знаходитися також залишок кисню ($\alpha > 1$) і азот:

$$M'_{\text{O}_2} = (\alpha - 1) M'_0 r_{\text{O}_2} \left[\frac{\text{кмоль O}_2}{\text{кг палива}} \right]; \quad (3.10)$$

$$M'_{\text{N}_2} = \alpha M'_0 r_{\text{N}_2} \left[\frac{\text{кмоль N}_2}{\text{кг палива}} \right]. \quad (3.11)$$

Склавши праві частини рівнянь (3.8)–(3.11), знайдемо кількість продуктів згоряння 1 кг рідкого палива при повному згорянні його горючих складових, $\left[\frac{\text{кмоль пр. зг}}{\text{кг палива}} \right]$:

$$M'_{\text{пр.зг}} = \frac{1}{12} \text{C} + \frac{1}{2} \text{H} + \alpha M'_0 - M'_0 r_{\text{O}_2} \quad (3.12)$$

або при нормальних умовах, $\left[\frac{\text{нм}^3 \text{ пр. зг}}{\text{кг палива}} \right]$:

$$V_{\text{пр.зг}} = 22,4 M'_{\text{пр.зг}}. \quad (3.13)$$

Тоді хімічний коефіцієнт молекулярної зміни для рідкого палива при повному згорянні горючих компонентів палива ($\alpha > 1$)

$$\beta_0 = \frac{M'_{\text{пр.зг}}}{M'_{\text{св.зар}}} \quad (3.14)$$

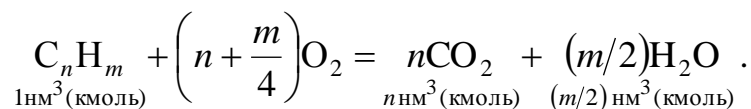
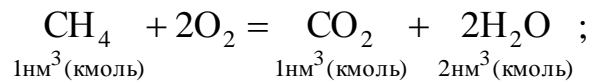
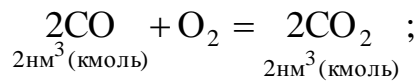
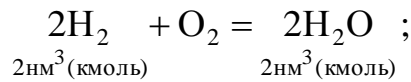
або з урахуванням залежності (2.8)

$$\beta_0 = 1 + \frac{H/4 + O/32 - 1/\mu_T}{\alpha M'_0 + 1/\mu_T}. \quad (3.15)$$

Для двигунів з внутрішнім сумішоутворенням, якщо визначати хімічний коефіцієнт молекулярної зміни відносно об'єму повітряного заряду до початку подачі в циліндр палива,

$$\beta_0 = 1 + \frac{H/4 + O/32}{\alpha M'_0}. \quad (3.16)$$

Склад продуктів згоряння газоподібного палива також визначається за кінцевими реакціями окиснювання горючих складових палива, коефіцієнтом надлишку повітря й елементарним складом палива:



Негорючі складові (CO_2 , H_2O , N_2) газоподібного палива, надлишок кисню, пара води й азот повітря переходять у продукти згоряння без зміни.

Об'єм двоокису вуглецю в продуктах згоряння, що припадає на 1нм^3 газу, $\left[\frac{\text{нм}^3\text{CO}_2}{\text{нм}^3\text{газа}}\right]$:

$$V_{\text{CO}_2} = \text{CO} + \text{CH}_4 + \sum_{n=2}^{n=4} n\text{C}_n\text{H}_m + \text{CO}_2. \quad (3.17)$$

Об'єм пари води в продуктах згоряння, що припадає на 1 нм³ газу, з урахуванням пари води, що надійшла у двигун з повітрям:

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = \text{H}_2 + 2\text{CH}_4 + \sum_{n=2}^{n=4} \frac{m}{2} \text{C}_n\text{H}_m + \text{H}_2\text{O} + \alpha V_0 r_{\text{H}_2\text{O}} \left[\frac{\text{нм}^3 \text{H}_2\text{O}}{\text{нм}^3 \text{газа}} \right]. \quad (3.18)$$

Об'єм надлишку кисню (якщо $\alpha > 1$) і об'єм азоту в продуктах згоряння, що припадає на 1 нм³ газу:

$$V_{\text{O}_2} = (\alpha - 1) V_0 r_{\text{O}_2} \left[\frac{\text{нм}^3 \text{O}_2}{\text{нм}^3 \text{газа}} \right]; \quad (3.19)$$

$$V_{\text{N}_2} = \alpha V_0 r_{\text{N}_2} \left[\frac{\text{нм}^3 \text{N}_2}{\text{нм}^3 \text{газа}} \right]. \quad (3.20)$$

Сумарний об'єм продуктів згоряння, що припадає на 1 нм³ газу при повному згорянні горючих складових:

$$V_{\text{пр.зг}} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{O}_2} \left[\frac{\text{нм}^3 \text{пр.зг}}{\text{нм}^3 \text{газа}} \right]. \quad (3.21)$$

Зміна об'єму продуктів згоряння в порівнянні з початковим об'ємом суміші газу, сухого повітря і пари води в повітрі:

$$\Delta V = V_{\text{пр.зг}} - (1 + \alpha \cdot V_0) \left[\frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3 \text{газа}} \right] \quad (3.22)$$

або з урахуванням залежностей (2.17), (2.18), (3.17)–(3.21)

$$\Delta V = \sum_{n=2}^{n=4} \left(\frac{m}{4} - 1 \right) \text{C}_n\text{H}_m - \frac{1}{2} (\text{H}_2 + \text{CO}). \quad (3.23)$$

Дійсно, з реакцій окиснювання водню, оксиду вуглецю випливає, що об'єм кінцевих продуктів їх окиснювання зменшується у порівнянні з по-

чатковим об'ємом суміші на 0,5 кмоль. При окиснюванні складних вуглеводів об'єм кінцевих продуктів згоряння в порівнянні з початковим об'ємом суміші зростає на $(m/4 - 1)C_nH_m$. При окиснюванні метану об'єм кінцевих продуктів окиснювання дорівнює початковому об'ємові суміші.

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{V_{\text{пр.зг}}}{V_{\text{св.зар}}} = \frac{V_{\text{св.зар}} + \Delta V}{V_{\text{св.зар}}} = 1 + \frac{\left(\frac{m}{4} - 1\right)C_nH_m - \frac{1}{2}(H_2 + CO)}{1 + \alpha V_0}. \quad (3.24)$$

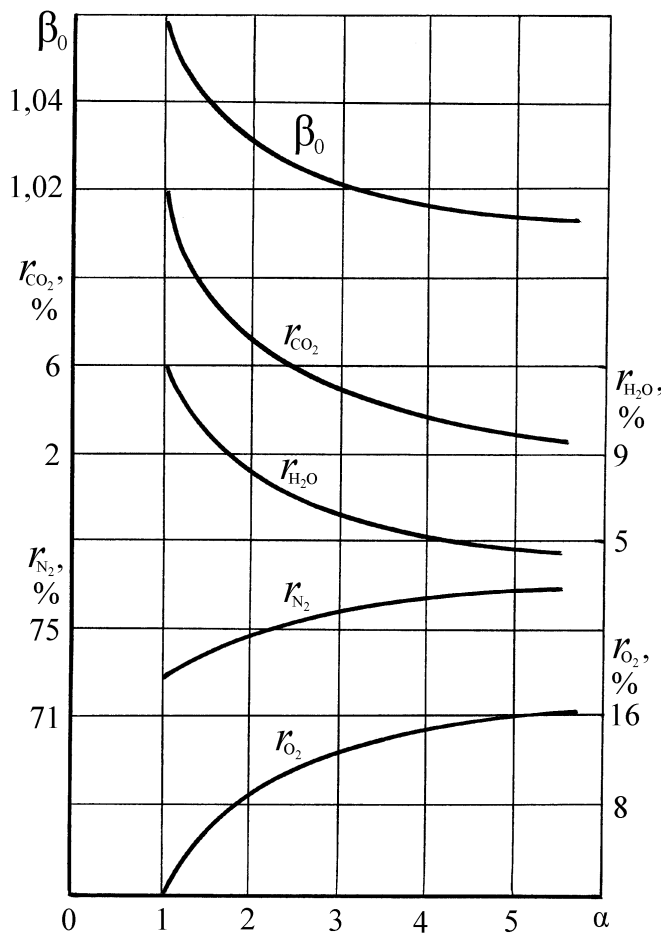


Рисунок 3.1 – Зміна складу продуктів згоряння рідкого палива залежно від коефіцієнта надлишку повітря: елементарний склад палива, %: C = 87; H = 13; відносна вологість повітря – 80 %; температура повітря – 20 °C; барометричний тиск – 750 мм рт.ст.

Залежно від елементарного складу газу хімічний коефіцієнт молекулярної зміни може бути більше і менше одиниці, тоді як у випадку рідкого палива хімічний коефіцієнт молекулярної зміни завжди більше одиниці.

У двигунах із зовнішнім сумішоутворенням при повному згорянні горючих компонентів палива ($\alpha = 1,0-1,2$; паливо – бензин) хімічний коефіцієнт молекулярної зміни знаходиться в межах 1,040–1,055. У двигунах з внутрішнім сумішоутворенням і якісним регулюванням потужності (дизелі) залежно від навантажувального режиму роботи ($\alpha = 1,2-6,0$) хімічний коефіцієнт молекулярної зміни змінюється в межах 1,010–1,055 (рис. 3.1).

Об'ємні частки компонентів продуктів згоряння зна-

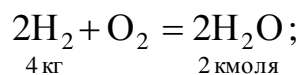
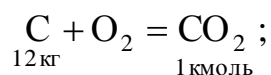
ходять як частки від ділення об'єму відповідного компонента на сумарний об'єм продуктів згоряння. Об'ємні частки позначають малою літерою r з відповідним індексом: наприклад, об'ємна частка оксиду та двооксиду вуглецю у продуктах згоряння – r_{CO} і r_{CO_2} , азоту – r_{N_2} .

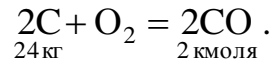
У двигунах із зовнішнім сумішоутворенням при повному згорянні палива об'ємні частки компонентів продуктів згоряння змінюються незначно внаслідок обмеження по верхній межі запалювання паливоповітряної суміші ($\alpha < 1,3$). У двигунах з внутрішнім сумішоутворенням і якісним регулюванням потужності коефіцієнт надлишку повітря зі зменшенням навантаження зростає до 6. При цьому склад продуктів згоряння також змінюється в широких межах (рис. 3.1).

§4. Склад продуктів згоряння при неповному згорянні палива

Неповне згоряння горючих компонентів палива може мати місце і при надлишку повітря ($\alpha > 1$) внаслідок недосконалості процесів сумішоутворення і згоряння. Неповнота згоряння особливо різко зростає при значеннях коефіцієнта надлишку повітря, менших одиниці, характерних для двигунів з зовнішнім сумішоутворенням. У цьому випадку в продуктах згоряння утворюється вільний водень, оксид вуглецю, вуглеводи. Кількість водню і вуглеводів у продуктах згоряння незначна і їхнім впливом на об'єм і склад продуктів згоряння можна зневажити. Вільний вуглець утворюється в продуктах згоряння дизелів при недосконалості процесів сумішоутворення і згоряння.

Склад продуктів згоряння рідкого палива у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням визначається за реакціями окиснювання горючих компонентів палива, якщо відомі елементарний склад палива, коефіцієнт надлишку повітря, частка вуглецю палива, що пішла на утворення оксиду вуглецю:





Об'єм складових продуктів згоряння:

$$M'_{\text{CO}_2} = \frac{1}{12} (1-x) \text{C} \left[\frac{\text{кмоль CO}_2}{\text{кг палива}} \right]; \quad (3.25)$$

$$M'_{\text{CO}} = \frac{1}{12} x \text{C} \left[\frac{\text{кмоль CO}}{\text{кг палива}} \right]; \quad (3.26)$$

$$M'_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{1}{2} \text{H} + \alpha M'_0 r_{\text{H}_2\text{O}} \left[\frac{\text{кмоль H}_2\text{O}}{\text{кг палива}} \right]; \quad (3.27)$$

$$M'_{\text{N}_2} = \alpha M'_0 r_{\text{N}_2} \left[\frac{\text{кмоль N}_2}{\text{кг палива}} \right], \quad (3.28)$$

де x – частка вуглецю, що пішла на утворення оксиду вуглецю.

Сумарний об'єм продуктів згоряння:

$$M'_{\text{пр.зг}} = \frac{1}{12} \text{C} + \frac{1}{2} \text{H} + \alpha M'_0 (r_{\text{N}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}) \left[\frac{\text{кмоль пр. зг}}{\text{кг палива}} \right] \quad (3.29)$$

або

$$V_{\text{пр.зг}} = 22,4 M'_{\text{пр.зг}} \left[\frac{\text{нм}^3 \text{ пр. зг}}{\text{кг палива}} \right]. \quad (3.30)$$

Перетворимо залежність (3.29) в такий спосіб. На підставі (2.8)

$$M'_0 r_{\text{O}_2} = \frac{\text{C}}{12} + \frac{\text{H}}{4} - \frac{\text{O}}{32},$$

звідки

$$\frac{\text{C}}{12} = M'_0 r_{\text{O}_2} - \frac{\text{H}}{4} + \frac{\text{O}}{32}. \quad (3.31)$$

Тоді об'єм продуктів згоряння з урахуванням (3.31) і співвідношення

$$\alpha M'_0 (r_{N_2} + r_{H_2O}) = \alpha M'_0 (1 - r_{O_2})$$

$$M'_{\text{пр.зг}} = \alpha M'_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} + (1 - \alpha) M'_0 r_{O_2}. \quad (3.32)$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M'_{\text{пр.зг}}}{\alpha M'_0 + 1/\mu_T} = \frac{\alpha M'_0 + H/4 + O/32 + (1 - \alpha) M'_0 r_{O_2}}{\alpha M'_0 + 1/\mu_T}. \quad (3.33)$$

Частка вуглецю, що пішла на утворення оксиду вуглецю, може бути визначена з рівняння балансу кисню в паливоповітряній суміші й у продуктах згоряння:

$$\frac{1}{12}(1 - x)C + \frac{1}{24}x C + \frac{H}{4} = \frac{O}{32} + \alpha M'_0 r_{O_2}. \quad (3.34)$$

З рівняння (3.34)

$$x = \frac{C/12 + H/4 - O/32 - \alpha M'_0 r_{O_2}}{C/24}$$

або з урахуванням залежності (3.31)

$$x = \frac{24(1 - \alpha) M'_0 r_{O_2}}{C}. \quad (3.35)$$

Граничному випадку ($x = 1$), коли в продуктах згоряння утворюється тільки оксид вуглецю CO, відповідає значення коефіцієнта надлишку повітря для бензину середнього елементарного складу ($C = 0,855$; $H = 0,145$), приблизно 0,7. У дійсності при значеннях коефіцієнта надлишку повітря, менших одиниці, в продуктах згоряння різко зростає вміст вуглеводів і

значення коефіцієнта надлишку повітря, що відповідає умові утворення в продуктах згоряння тільки CO, буде зменшуватися до 0,5–0,6.

§5. Токсичність відпрацьованих газів

Токсичність відпрацьованих газів двигунів внутрішнього згоряння обумовлена токсичними і канцерогенними речовинами, що містяться в них: оксидом вуглецю CO, вуглеводнями C_nH_m , оксидами азоту NO_x , сполуками свинцю, поліциклічними вуглеводнями, альдегідами, твердими частинками й ін. До складу твердих частинок відносять частинки сажі, продукти зносу деталей, оксиди металів, сульфати, краплини палива та мастила. Частинки сажі абсорбують на поверхні канцерогенні сполуки. На організм людини впливає також запах відпрацьованих газів і димність.

Джерелом забруднення атмосфери є не тільки відпрацьовані гази, але і пари палива, картерні гази. Основна частка викидів токсичних речовин в атмосферу промислових центрів від сумарних викидів припадає на відпрацьовані гази двигунів автомобілів.

Значна частина свинцю (до 70 %), що міститься в антидетонаційних присадках бензину, викидається в атмосферу з відпрацьованими газами у вигляді різних сполук, і до 40 % цієї кількості значний час залишається в атмосфері. З їжею і водою ці сполуки попадають в організм людини. На відміну від інших токсичних речовин сполуки свинцю цілком не виводяться з організму і, накопичуючись, можуть викликати його захворювання. Тому виробництво етилованих бензинів поступово скорочується. Ведуться інтенсивні розробки антидетонаційних присадок, що не містять свинцю.

Оксид вуглецю у відпрацьованих газах особливо небезпечний тим, що не має запаху, отруєння оксидом вуглецю може відбутися зовсім непомітно. Потрапляючи в організм людини, оксид вуглецю з'єднується з гемоглобіном червоних кров'яних кульок, утворюючи карбоксигемоглобін. Кров втрачає здатність переносити кисень, і при високій концентрації карбоксигемоглобіна в організмі настає кисневе голодування, насамперед кліток головного мозку. При легкому ступені отруєння карбоксигемоглобін поступово руйнується, оксид вуглецю виводиться з організму, гемоглобін відновлює свою здатність переносити кисень.

Оксиди азоту, що містяться в продуктах згоряння, викликають роздратування дихальних шляхів, а при великих концентраціях – отруєння. Поряд з іншими компонентами відпрацьованих газів вони обумовлюють також виникнення фотохімічного смогу у великих промислових центрах зі слабкою циркуляцією повітря.

Разом з токсичними речовинами при згорянні утворюються поліциклічні канцерогенні сполуки вуглеводнів, що виносяться потім з відпрацьованими газами в атмосферу. До таких сполук відносяться, насамперед, бензопирен, що має високу канцерогенну активність. При нанесенні на шкіру тварини розчину канцерогенних вуглеводів (пирена, бензопирена, антрацену) 2 рази на тиждень протягом декількох тижнів через значний проміжок часу (рік і більше) на місці нанесення розчину виникає злаякісна пухлина.

Збільшення захворювань верхніх дихальних шляхів і онкологічних захворювань в останні десятиліття обумовлено підвищенням забруднення повітряного басейну. У переважній більшості великих промислових центрів світу концентрація токсичних речовин у повітрі значно перевищує допустимі норми.

Гранично допустимі концентрації шкідливих речовин в атмосферному повітрі залежать від рівня їхньої токсичності (табл. 3.3).

Протягом останнього десятиліття зниження токсичності відпрацьованих газів перетворилося в одну з найважливіших проблем в галузі двигунів внутрішнього згоряння [1–4]. У багатьох країнах світу введені норми на викиди токсичних речовин з відпрацьованими газами, запроваджуються заходи для розробки двигунів внутрішнього згоряння зі знизеним рівнем токсичності відпрацьованих газів, різних пристроїв для зниження токсичності відпрацьованих газів (термічних реакторів, каталітичних конверторів, керамічних фільтрів). Норми на викиди токсичних речовин з відпрацьованими газами щорічно усе більш зменшуються, що в значній мірі означає напрямок розвитку двигунобудування (табл. 3.4).

Таблиця 3.3 – Гранично допустимі концентрації шкідливих речовин в атмосферному повітрі населених пунктів

Речовина	Гранично допустимі концентрації, мг/м ³	
	Максимальна разова	Середньодобова
Азот (диоксид)	0,085	0,085
Бензол	1,5	0,8
Бензин нафтовий	5	1,5
Бензин сланцевий	0,05	0,05
Бутан	200	–
Метанол	1	0,5
Сірчистий ангідрид	0,5	0,05
Окис вуглецю	3	1
Формальдегід	0,035	0,012
Свинець і його з'єднання (крім тетраетилсвинця)	–	0,0007
Бензпирен	–	0,00015*

* Гранично допустима концентрація в робочій зоні

Таблиця 3.4 – Норми викидів токсичних речовин з відпрацьованими газами двигунів легкових автомобілів

Країна	Рік введення	Випробувальний цикл	Норми викидів, г/км			
			CO	C _n H _m	NO _x	Тверді частинки
Західна Європа	1975	Правила №15 ЕЭК ООН	24,7–54,4	1,98–3,16	–	–
	1993	Правила ЕЭК ООН R83-02B (Євро-1)	2,72	0,97*	–	0,14**
	1996	Правила ЕЭК ООН R83-03B (Євро-2)	2,2	0,5*	–	0,08**
	2000	Правила ЕЭК ООН R83 (Євро-3)	2,3 0,64**	0,2 –	0,15 0,5**	– 0,05**
США	1972	Національний стандарт (CNS-CH)	24,3	2,1	1,8	–
	1976		2,1	0,25	0,62	–
	1994		2,1	0,15	0,25	0,05**
	2000		1,1	0,05	0,125	0,025**
Японія	1973	Національний стандарт (CNS-CH)	26,0	3,8	3	–
	1975		2,1	0,25	0,62	–
СССР	1980	Правила №15 ЕЭК ООН	24,7–54,4	1,98–3,16	–	–
	1990	ОСТ 37.001.054-86	13,3	4,94*	–	–

* Сумарні викиди C_nH_m і NO_x; ** Для дизелів

Токсичність відпрацьованих газів двигунів внутрішнього згорання оцінюється викидами токсичних речовин у грамах на одиницю шляху (км, милю), у грамах на одиницю роботи (г/(кВт·год.)), у відсотках від об'єму продуктів згорання або у частках за об'ємом на мільйон ($10^4 \text{ млн}^{-1} = 1 \%$).

Наближена оцінка показників токсичності відпрацьованих газів може бути виконана за допомогою очевидних залежностей

у г/км:

$$g_{\text{CO}} = r_{\text{COe}} g_{\text{п.е}} \alpha_e M'_0 \beta \mu_{\text{CO}} 10^3; \quad (3.36)$$

$$g_{\text{CH}} = r_{\text{CHe}} g_{\text{п.е}} \alpha_e M'_0 \beta \mu_{\text{CH}} 10^3; \quad (3.37)$$

$$g_{\text{NO}} = r_{\text{NOe}} g_{\text{п.е}} \alpha_e M'_0 \beta \mu_{\text{NO}} 10^3; \quad (3.38)$$

у $\frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{год.}}$:

$$g'_{\text{CO}} = \frac{3600 g_{\text{CO}}}{g_{\text{п.е}} Q_{\text{H}} \eta_{ee}}; \quad (3.39)$$

$$g'_{\text{CH}} = \frac{3600 g_{\text{CH}}}{g_{\text{п.е}} Q_{\text{H}} \eta_{ee}}; \quad (3.40)$$

$$g'_{\text{NO}} = \frac{3600 g_{\text{NO}}}{g_{\text{п.е}} Q_{\text{H}} \eta_{ee}}. \quad (3.41)$$

де $r_{\text{COe}}, r_{\text{CHe}}, r_{\text{NOe}}$ – об'ємні частки токсичних речовин у продуктах згорання на режимах, що відповідають середнеексплуатаційному навантаженню; $g_{\text{п.е}}$ – середнеексплуатаційна витрата палива, кг/км; α_e – середнеексплуатаційне значення коефіцієнта надлишку повітря; $\mu_{\text{CO}}, \mu_{\text{CH}}, \mu_{\text{NO}}$ – молярна маса (кг/моль) відповідно оксиду вуглецю, вуглеводнів ($\mu_{\text{CH}} \cong 0,5\mu_{\text{п}}$); оксиду азоту; η_{ee} – середнеексплуатаційний ефективний ККД двигуна.

Середнеексплуатаційні значення параметрів і показників можна визначити, якщо відомі їхні значення на експлуатаційних режимах роботи і тривалість роботи двигуна на цих режимах;

$$\alpha_e = \sum_{i=1}^{i=n} \alpha_i \tau_i / \sum_{i=1}^{i=n} \tau_i ; \quad (3.42)$$

$$\eta_{ee} = \sum_{i=1}^{i=n} \eta_{ei} \tau_i / \sum_{i=1}^{i=n} \tau_i , \quad (3.43)$$

де α_i, η_{ei} – відповідно коефіцієнт надлишку повітря й ефективний ККД двигуна на визначеному експлуатаційному режимі роботи; τ_i – тривалість роботи двигуна на визначеному експлуатаційному режимі.

Непряму оцінку вмісту твердих частинок у відпрацьованих газах здійснюють по димності (інтенсивності поглинання відпрацьованими газами потоку світла), пряму – уловлюванням твердих частинок спеціальним фільтром, через який пропускають частину потоку відпрацьованих газів.

Викиди токсичних речовин з відпрацьованими газами залежать від способу організації робочих процесів, режиму роботи двигуна (табл. 3.5).

Таблиця 3.5 – Концентрація токсичних речовин у відпрацьованих газах карбюраторного двигуна і дизеля на експлуатаційних режимах роботи без додаткових пристроїв нейтралізації токсичних речовин [5]

Об'ємна частка токсичних речовин у відпрацьованих газах	Тип двигуна	Режими роботи двигуна			
		Холостий хід	Розгін	Основні режими експлуатації	Уповільнення
CO, %	Карбюраторний	9,9	2,9	2,7	3,9
	дизель	Сліди	0,1	Сліди	Сліди
C _n H _m , %	Карбюраторний	0,53	0,16	0,1	1,0
	дизель	0,04	0,02	0,01	0,03
NO _x , млн ⁻¹	Карбюраторний	30	1020	650	20
	дизель	60	850	240	30
Альдегіди, млн ⁻¹	Карбюраторний	30	20	10	290
	дизель	10	20	10	30

Викиди оксиду вуглецю і вуглеводнів з відпрацьованими газами у дизеля значно нижчі ніж у карбюраторного двигуна на всіх режимах роботи. Вища також експлуатаційна економічність дизеля. Однак про повну заміну двигунів з іскровим запалюванням дизелями не доводиться говорити в силу ряду факторів. По-перше, вихід дизельного палива при перероб-

ці нафти в кілька разів менший виходу бензину. По-друге, наведений рівень токсичності відпрацьованих газів дизелів не нижчий за рівень токсичності відпрацьованих газів двигунів із зовнішнім сумішоутворенням. По-третє, собівартість виробництва дизелів набагато вища виробництва карбюраторних двигунів. По-четверте, у дизелях вищий рівень шуму, відпрацьовані гази мають неприємний запах, силова установка з дизелем важча силової установки з двигуном з іскровим запалюванням.

У цей час існують двигуни з іскровим запалюванням з високим рівнем організації робочих процесів, ефективними пристроями зниження токсичності відпрацьованих газів. До того ж до дизелів ставляться все більш високі вимоги відносно викидів з відпрацьованими газами оксидів азоту, твердих частинок, що містять канцерогенні речовини. Виконання цих норм – одна зі складних актуальних проблем.

При оцінці токсичності відпрацьованих газів в грамах на одиницю шляху використовують їздові цикли, що відповідають реальним умовам транспортного руху у великих містах різних країн. Автомобілі випробують за їздовими циклами на спеціальних стендах з гальмовими барабанами з реєстрацією як сумарного викиду токсичних речовин з відпрацьованими газами за цикл, так і викидів токсичних речовин з відпрацьованими газами на окремих режимах. Потім визначають середню концентрацію токсичних речовин у відпрацьованих газах на окремих режимах роботи за цикл і викиди токсичних речовин з відпрацьованими газами, що припадають на одиницю шляху.

Токсичність відпрацьованих газів двигунів інших типів (тракторних, стаціонарних і т.д.) оцінюється звичайно в г/(кВт·г) за сумарними викидами за випробувальний цикл. Випробувальні цикли відповідають реальним експлуатаційним режимам роботи двигуна.

З існуючих норм на викиди токсичних речовин з відпрацьованими газами найбільш вимогливими є норми США (див. табл. 3.4). Виконання цих норм у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням можливо тільки при високому рівні доведення робочих процесів, застосуванні електронної системи розподіленого впорскування і керування робочими процесами, рециркуляції відпрацьованих газів, термічних реакторів, каталітичних конверторів. Без додаткових пристроїв зниження токсичності виконати ці норми тільки за рахунок організації робочих процесів можливо при помітному

зниженні економічності (двигун з форкамерно-факельним запалюванням). Застосування безпосереднього вприскування, глибокого розшарування паливоповітряної суміші дозволяє наблизитися щодо викидів токсичних речовин з відпрацьованими газами без складних систем нейтралізації до перспективних норм. Дизель без додаткових пристроїв не укладається в норми Євро-2 щодо викидів оксидів азоту (табл. 3.6).

Таблиця 3.6 – Викиди токсичних речовин з відпрацьованими газами

Тип двигуна	Викиди токсичних речовин з відпрацьованими газами на 1 км шляху, г		
	CO	C _n H _m	NO _x
Поршневий форкамерний без засобів зниження токсичності [6]	1,22	0,113	0,497
Поршневий з електронною системою вприскування і керування, рециркуляцією відпрацьованих газів і каталітичним конвертором [6]	0,266	0,175	0,194
Двотактний з безпосереднім вприскуванням фірми “Орбітал Енджін” [7]	0,298	0,192	0,497
Дизель без додаткових пристроїв для зниження токсичності відпрацьованих газів [8]	1,67	0,28	1,20

Застосування каталітичних конверторів для зниження токсичності відпрацьованих газів вимагає значних матеріальних витрат. У США й у ряді інших країн автомобілі без каталітичних конверторів в даний час не випускаються. Устаткування всього автомобільного парку США каталітичними системами зниження токсичності відпрацьованих газів вимагає багатомільярдних щорічних витрат.

У найближчому майбутньому проблема зниження токсичності відпрацьованих газів настільки ж актуальною буде і для України. Це обумовлено зростаючим забрудненням повітряних басейнів наших міст, а також значним розширенням імпорту автомобілів, двигуни яких щодо викидів токсичних речовин з відпрацьованими газами не відповідають нормам країн Західної Європи й інших країн світу.

§6. Теплоємність робочого тіла

Розглянемо особливості визначення теплоємності робочого тіла в двигунах внутрішнього згоряння, ґрунтуючись на відомих з термодинаміки співвідношеннях. Робочим тілом у двигунах внутрішнього згоряння є газові суміші, склад яких залежить від особливостей організації робочих процесів і змінюється протягом циклу. Дійсна молярна теплоємність газової суміші при постійному об'ємі і постійному тиску, кДж/(кмоль·К):

$$\mu c_v = \sum_{i=1}^{i=n} r_i \mu c_{vi}; \quad (3.44)$$

$$\mu c_p = \mu c_v + R_0, \quad (3.45)$$

де r_i – об'ємні частки компонентів газової суміші; μc_{vi} – дійсні молярні теплоємності компонентів газової суміші; R_0 – універсальна (молярна) газова постійна, $R_0 = 8,314$ кДж/(кмоль·К). Теплоємність газів залежить від температури і ця залежність нелінійна (рис. 3.2). Тому при визначенні теплоємностей газів використовують довідкові таблиці теплоємностей [9] або інтерполяційні залежності для визначених інтервалів значень температури, кДж/(кмоль·К):

$$\mu c_{vi} = a_i + b_i t; \quad (3.46)$$

$$\mu c_v = \sum_{i=1}^{i=n} r_i a_i + \sum_{i=1}^{i=n} r_i b_i t, \quad (3.47)$$

де a_i, b_i – постійні коефіцієнти для визначених інтервалів значень температури.

Середні значення молярної теплоємності газової суміші при постійному об'ємі і постійному тиску, кДж/(кмоль·К):

$$\mu c_{vm} = a + \frac{b}{2} t; \quad (3.48)$$

$$\mu c_{pm} = \mu c_{vm} + R_0. \quad (3.49)$$

Інтерполяційні формули для середніх молярних теплоємностей окремих газів при постійному об'ємі для меж зміни температури робочого тіла в двигунах внутрішнього згоряння:

- при зміні температури в межах 0–1000 °С:

$$\mu c_{vmO_2} = 20,89 + 4,07 \cdot 10^{-3} t;$$

$$\mu c_{vmN_2} = 20,50 + 2,35 \cdot 10^{-3} t;$$

$$\mu c_{vmпов} = 20,58 + 2,70 \cdot 10^{-3} t;$$

$$\mu c_{vmCO} = 20,60 + 2,70 \cdot 10^{-3} t;$$

$$\mu c_{vmCO_2} = 29,50 + 12,10 \cdot 10^{-3} t;$$

$$\mu c_{vmH_2O} = 24,80 + 5,30 \cdot 10^{-3} t;$$

$$\mu c_{vmH_2} = 20,60 + 0,75 \cdot 10^{-3} t;$$

$$\mu c_{vmCH_4} = 26,00 + 25,10 \cdot 10^{-3} t;$$

$$\mu c_{vmC_2H_6} = 33,50 + 50,30 \cdot 10^{-3} t;$$

- при зміні температури в межах 1000–2700 °С:

$$\mu c_{vmO_2} = 23,26 + 1,76 \cdot 10^{-3} t;$$

$$\mu c_{vm_{N_2}} = 21,60 + 1,70 \cdot 10^{-3} t ;$$

$$\mu c_{vm_{\text{пов}}} = 21,93 + 1,71 \cdot 10^{-3} t ;$$

$$\mu c_{vm_{CO}} = 21,80 + 1,70 \cdot 10^{-3} t ;$$

$$\mu c_{vm_{CO_2}} = 36,70 + 4,60 \cdot 10^{-3} t ;$$

$$\mu c_{vm_{H_2O}} = 25,90 + 4,80 \cdot 10^{-3} t ,$$

де $\mu c_{vm_{\text{пов}}}$ – середня молярна теплоємність повітря.

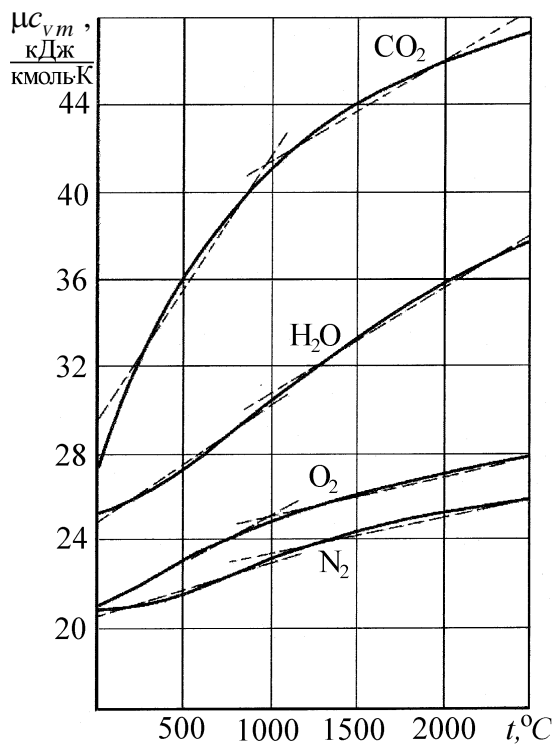


Рисунок 3.2 – Залежність середньої молярної теплоємності газів при постійному об'ємі від температури:

- – за спектроскопічними даними;
- – за інтерполяційними формулами

Погрішність визначення середньої молярної теплоємності газів при постійному об'ємі за цими інтерполяційними формулами в основній зоні температур робочого тіла дійсних циклів двигунів внутрішнього згоряння не перевищує 1,5 % (рис. 3.2). При виконанні розрахунків з більш високою точністю необхідно використовувати довідкові таблиці значень теплоємностей [9].

Склад продуктів згоряння рідких палив з нафти залежить в основному від коефіцієнта надлишку повітря, оскільки їх елементарний склад змінюється незначно. Тому при виконанні розрахунків можна скористатися наближеними залежностями для істинних молярних теплоємностей продуктів згоряння рідких палив при постійному об'ємі [10]:

◆ при $\alpha > 1$

$$\mu c_{V_{\text{пр.зг}}} = (21,03 + 2,14/\alpha) + (4,27 + 1,84/\alpha) \cdot 10^{-3} t; \quad (3.50)$$

◆ при $0,7 < \alpha < 1$

$$\mu c_{V_{\text{пр.зг}}} = (18,93 + 4,19 \alpha) + (3,60 + 2,51 \alpha) \cdot 10^{-3} t; \quad (3.51)$$

При використанні синтетичних рідких палив або газоподібного палива теплоємності продуктів згоряння визначаються за їхнім складом.

На тактах впуску і стиску в чотиритактному двигуні в робочій порожнині знаходиться суміш продуктів згоряння і свіжого заряду (повітря або паливоповітряної суміші). Приблизно середня молярна теплоємність робочого тіла на ділянці впуску і стиску може бути визначена за такою залежністю:

$$\mu c_{V_{m \text{ см}}} = (a_{\text{пов}} r_{\text{пов}} + a_{\text{п.п}} r_{\text{п.п}} + a_{\gamma} r_{\gamma}) + 0,5 (b_{\text{пов}} r_{\text{пов}} + b_{\text{п.п}} r_{\text{п.п}} + b_{\gamma} r_{\gamma}) t, \quad (3.52)$$

де $a_{\text{пов}}$, $a_{\text{п.п}}$, a_{γ} , $b_{\text{пов}}$, $b_{\text{п.п}}$, b_{γ} – постійні коефіцієнти для повітря, пари палива і продуктів згоряння в інтервалі температур 0–1000 °С; $r_{\text{пов}}$, $r_{\text{п.п}}$, r_{γ} – об'ємні частки в суміші відповідно повітря, пари палива і продуктів згоряння.

Середні молярні теплоємності пари рідких палив [9, 11]

$$\mu c_{V_{m \text{ п.п}}} = \mu c_{V_{m \text{ п.п}}}^0 (1 + at), \quad (3.53)$$

де $\mu c_{V_{m \text{ п.п}}}^0$ – теплоємність пари рідких палив при 0 °С; a – постійний коефіцієнт: для парафінових і олефинових вуглеводнів $a = 0,0012$; для нафтових $a = 0,0015$; для ароматичних $a = 0,0020$.

Теплоємність пари бензину середнього складу ($\mu_{\text{п.п}} = 114$ кг/кмоль) при 0 °С $\mu c_{V_{m \text{ п.п}}}^0 \cong 150$ кДж/(кмоль·К).

Контрольні запитання та завдання

1. Поясніть наступні поняття:

- коефіцієнт залишкових газів;
- коефіцієнт надлишку повітря;
- хімічний коефіцієнт молекулярної зміни;
- коефіцієнт молекулярної зміни;
- теплота згоряння паливоповітряної суміші.

2. Які межі запалювання паливоповітряних сумішей за коефіцієнтом надлишку повітря?

3. Від чого залежить склад продуктів згоряння палива?

4. Поясніть вплив коефіцієнта надлишку повітря на склад продуктів згоряння.

5. Які компоненти продуктів згоряння моторних палив відносять до токсичних речовин, а які до канцерогенних?

6. Як здійснюють нормування викидів токсичних речовин з відпрацьованими газами ДВЗ?

7. Поясніть вплив типу двигуна на викиди токсичних та канцерогенних речовин з відпрацьованими газами.

8. Як визначається теплоємність робочого тіла?

9. Розв'язати наступні задачі:

Задача 1. Визначити витрату повітря за годину, склад і об'єм продуктів згоряння, що викидаються в навколишнє середовище автомобільним двигуном з іскровим запалюванням при потужності 50 кВт. Паливо – бензин; нижча теплота згоряння палива $Q_n = 44000$ кДж/кг; ефективний ККД двигуна на цьому режимі – 0,20; коефіцієнт надлишку повітря – 0,85; температура відпрацьованих газів – 727 °С, барометричний тиск – 760 мм рт.ст.

Задача 2. За умови задачі 1 визначити витрату палива на 100 км, викиди оксиду вуглецю на 1 км шляху, якщо швидкість автомобіля дорівнює 100 км/година.

Задача 3. Визначити витрату повітря за годину, об'єм і склад продуктів згоряння, що викидаються в навколишнє середовище дизелем при

потужності 100 кВт. Ефективний ККД дизеля на цьому режимі – 0,35; коефіцієнт надлишку повітря – 2,0; температура відпрацьованих газів $t_T = 627$ °С; барометричний тиск – 760 мм рт.ст.; нижча теплота згорання палива $Q_H = 42000$ кДж/кг.

Список літератури до розділу 3

1. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1981. – 160 с.
2. Звонов В.А., Заиграев Л.С., Черных В.И., Козлов А.В. Экология автомобильных двигателей внутреннего сгорания: Учеб. пособие. – Луганск: Восточноукраинский национальный университет, 2004. – 265 с.
3. Якубовский Ю. Автомобильный транспорт и защита окружающей среды. – М.: Транспорт, 1979. – 200 с.
4. Филиппов А.З. Токсичность отработавших газов тепловых двигателей. – К.: Выща шк., 1980. – 160 с.
5. Liegel O. Technische massnahmen die Verunreinigung der Luft durch Kraftfahrzeugabgase // Schrifteur Bundesmin. Verkehr – 1966, № 30, – S. 112 – 124.
6. Вахошин Л.И., Маркова И.В., Химица Е.П. Двигатели внутреннего сгорания. – М.: ВИНТИ, 1975. – Т.1. – 202 с.
7. Илей Л. Малогабаритный двухтактный двигатель. // Автомобильная промышленность США. – 1986. – № 4. – С. 6.
8. Канило П.М., Бей И.С., Ровенский А.И. Автомобиль и окружающая среда. – Харьков: Прапор, 2000. – 301 с.
9. Вукалович М.И. и др. Термодинамические свойства газов. – М.: Машгиз, 1953. – 373 с.
10. Глаголев Н.М., Водолажченко В.В., Куриц А.А., Бартош Е.Т. Тепловозные двигатели и газовые турбины. – М.: Транспорт, 1965. – 403 с.
11. Дутовкин Н.Ф. Справочник по углеводородным топливам и их продуктам сгорания. – М.: Госэнергоиздат, 1962. – 285 с.

Розділ 4

ДИФЕРЕНЦІАЛЬНІ РІВНЯННЯ ПРОЦЕСІВ У РОБОЧІЙ ПОРОЖНИНІ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

§1. Рівняння об'ємного балансу М.М. Глаголева

У найбільш загальному випадку надпоршневу порожнину циліндра двигуна внутрішнього згоряння можна уявити як відкриту термодинамічну систему з несталими процесами тепло- і масообміну (рис. 4.1). Аналітично

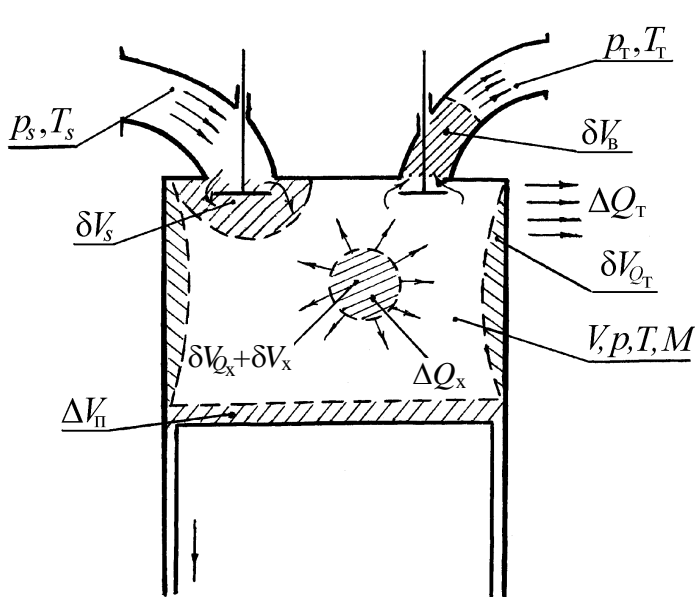


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема тепло- і масообміну у надпоршневій порожнині

подати взаємозв'язок термодинамічних параметрів робочого тіла такої системи можливо тільки при значній схематизації процесів, що відбуваються в надпоршневій порожнині, і ряді спрощуючих припущень. Відповідно до надпоршневої порожнини циліндра математична модель процесів при газообміні була запропонована і доведена до рівня інженерного розрахунку професором М.М. Глаголевим [1].

В основу математичної моделі покладено рівняння балансу елементарних змін об'єму робочого тіла в надпоршневій порожнині, обумовлених різними факторами (рис.4.1), і рівняння адиабати в диференціальній формі [1]:

$$\Delta V_{\Pi} = \delta V_s + \delta V_b + \delta V_{Q_t} + \delta V_{Q_x} + \delta V_x + \Delta V_{ад}, \quad (4.1)$$

$$dp = -\frac{\kappa p}{V} dV \quad (4.2)$$

або для результуючої зміни об'єму робочого тіла

$$\Delta p = -\frac{\kappa p}{V} \Delta V_{ад}, \quad (4.3)$$

де $\Delta V_{п}$ – зміна об'єму надпоршневої порожнини протягом проміжку часу Δt внаслідок переміщення поршня (переміщення поршня не залежить від протікання процесів у надпоршневій порожнині);

δV_s – об'єм свіжого заряду (повітря або паливоповітряної суміші), який надійшов у циліндр протягом проміжку часу Δt при тиску в надпоршневій порожнині p і температурі T_s , що відповідає температурі заряду перед впускним клапаном;

δV_b – об'єм суміші газів, що вийшли з циліндра протягом проміжку часу Δt при тиску і температурі суміші газів у циліндрі;

δV_{Q_t} – зміна об'єму суміші газів у циліндрі протягом проміжку часу Δt , що обумовлена теплообміном між сумішшю газів і стінками надпоршневої порожнини;

δV_{Q_x} – зміна об'єму суміші газів у циліндрі протягом проміжку часу Δt , що обумовлена підведенням теплоти до робочого тіла внаслідок хімічних реакцій окиснювання горючих компонентів суміші;

δV_x – зміна об'єму суміші газів у циліндрі протягом проміжку часу Δt , що обумовлена зміною кількості молей суміші внаслідок хімічних реакцій окиснювання горючих компонентів суміші;

$\Delta V_{ад}$ – адіабатична зміна об'єму робочого тіла протягом проміжку часу Δt ;

κ – показник адіабати для суміші газів у циліндрі.

Протягом розглянутого проміжку часу Δt передбачається, що тиск в надпоршневій порожнині зберігається незмінним. При цьому зміна об'єму надпоршневої порожнини внаслідок переміщення поршня протягом проміжку часу Δt ($\Delta V_{п}$) у загальному випадку відрізняється від зміни об'єму робочого тіла, обумовленого надходженням у надпоршневу порожнину

свіжого заряду δV_s , виходом суміші газів з неї δV_b , теплообміном між газовою сумішшю і стінками робочої порожнини δV_{Q_T} , хімічними реакціями окиснювання горючих компонентів суміші δV_{Q_x} , δV_x , тобто

$$\Delta V_{\Pi} \neq \delta V_s + \delta V_b + \delta V_{Q_T} + \delta V_{Q_x} + \delta V_x. \quad (4.4)$$

Різниця у зміні об'ємів надпоршневої порожнини і робочого тіла протягом проміжку часу $\Delta\tau$ компенсується адіабатичною зміною об'єму робочого тіла і відповідною зміною тиску:

$$\Delta V_{ад} = -\frac{V}{\kappa p} \Delta p \quad (4.5)$$

або

$$\Delta V_{\Pi} - (\delta V_s + \delta V_b + \delta V_{Q_T} + \delta V_{Q_x} + \delta V_x) = -\frac{V}{\kappa p} \Delta p. \quad (4.6)$$

З останнього рівняння зміна тиску в надпоршневій порожнині в кінці розглянутого проміжку часу $\Delta\tau_i$

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_i p_i}{V_i} \left[(\delta V_{s_i} + \delta V_{b_i} + \delta V_{Q_{T_i}} + \delta V_{Q_{x_i}} + \delta V_{x_i}) - \Delta V_{\Pi i} \right] \quad (4.7)$$

або

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_i p_i}{V_i} \left[\sum_{i=1}^{i=5} \delta V_i - \Delta V_{\Pi i} \right], \quad (4.8)$$

де κ_i , p_i , V_i – показник адіабати для суміші газів, тиск і об'єм суміші на початку розрахункового проміжку часу $\Delta\tau_i$; $\sum_{i=1}^{i=5} \delta V_i$ – зміна об'єму робочого тіла протягом проміжку часу $\Delta\tau_i$; $\Delta V_{\Pi i}$ – зміна об'єму надпоршневої порожнини протягом проміжку часу $\Delta\tau_i$.

Графічно послідовність визначення зміни тиску суміші газів у циліндрі протягом розглянутого проміжку часу $\Delta\tau_i$ визначається у такий спосіб (рис. 4.2). З рівняння об'ємного балансу (4.1) визначається зміна

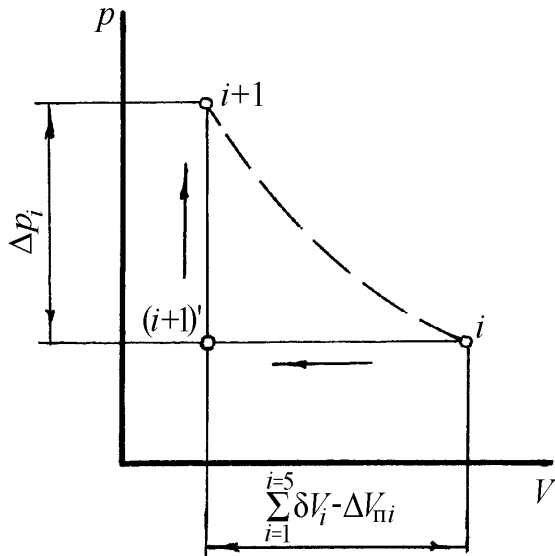


Рисунок 4.2 – Схема розрахунку зміни тиску в надпоршневій порожнині

об'єму робочого тіла $\Delta V_{адi}$ у припущенні, що тиск суміші газів протягом проміжку часу $\Delta \tau_i$ не змінюється. На рис. 4.2 це лінія $i - (i+1)'$, тобто $V_i - V_{(i+1)'} = \Delta V_{адi}$. Потім в точці $(i+1)'$ тиск суміші газів зростає на величину Δp_i – точка $(i+1)$. У дійсності ж зміна тиску суміші газів в циліндрі відбувається так, як показано пунктирною лінією $i - (i+1)$, що відповідає адіабаті з показником адіабати $\kappa = \kappa_i$.

Таким чином, в кінці розрахункового проміжку часу в точці $(i+1)$ тиск суміші газів в циліндрі

$$p_{i+1} = p_i + \Delta p_i,$$

а об'єм надпоршневої порожнини

$$V_{i+1} = V_i - \Delta V_i.$$

Зміна об'єму надпоршневої порожнини обумовлена кутом оберту кривошипа від точки i до точки $(i+1)$.

Температура суміші газів у надпоршневій порожнині в кінці розрахункового проміжку часу може бути визначена з рівняння стану в припущенні, що в точці $(i+1)$ відбулося «миттєве» перемішування свіжого заряду, що надійшов, і суміші газів в циліндрі, тобто суміш газів у циліндрі в точці $(i+1)$ знаходиться в рівноважному стані:

$$T_{i+1} = \frac{p_{i+1} V_{i+1}}{M_{i+1} R_{i+1}}, \quad (4.9)$$

де $M_{i+1} = M_i + \Delta M_{si} - \Delta M_{bi}$ – маса суміші газів у надпоршневій порожнині в точці $(i+1)$; ΔM_{si} , ΔM_{bi} – маса газу, що надійшла в надпоршневу порож-

нину й вийшла з надпоршневої порожнини протягом проміжку часу $\Delta\tau_i$; R_{i+1} – газова стала для 1 кг газової суміші в точці $(i + 1)$.

Ми розглядаємо загальний випадок, коли на кожному розрахунковому проміжку часу $\Delta\tau_i$ відбувається зміна складу робочого тіла, а відповідно і газової постійної для 1 кг суміші газів. У випадку, коли можна не враховувати теплообмін між сумішшю газів і стінками надпоршневої порожнини, окиснювання горючих компонентів газової суміші, і прийняти, що в надпоршневую порожнину не надходить свіжий заряд, а тільки суміш газів виходить з надпоршневої порожнини, температура суміші газів у надпоршневій порожнині в точці $(i + 1)$ може бути визначена за рівнянням адіабати:

$$T_{i+1} = T_i \left(\frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{\frac{\kappa_{i-1}}{\kappa_i}}. \quad (4.10)$$

Складові об’ємного балансу (4.1) можуть бути визначені в такий спосіб. Зміна об’єму робочого тіла, що обумовлена надходженням свіжого заряду і виходом газу з надпоршневої порожнини,

$$\delta V_s = \frac{\Delta M_s}{\rho_s''} = \frac{\Delta M_s T_s}{\rho T}; \quad (4.11)$$

$$\delta V_B = \frac{\Delta M_B}{\rho}, \quad (4.12)$$

де ρ_s'' – густина свіжого заряду, що надійшов у надпоршневую порожнину ($\rho_s'' \cong \frac{p T}{R T_s T} = \frac{\rho T}{T_s}$); ρ – густина робочого тіла в надпоршневій порожнині.

Зміна об’єму робочого тіла, що обумовлена хімічними реакціями, залежить від складу суміші, особливостей хімічних реакцій. Наприклад, для реакції окиснювання паливоповітряних сумішей

$$\delta V_x = V(\beta - 1)\Delta x, \quad (4.13)$$

де β – коефіцієнт молекулярної зміни; Δx – частка палива, що прореагувала протягом розрахункового проміжку часу $\Delta\tau$.

Зміну об'єму робочого тіла, що обумовлена теплообміном робочого тіла зі стінками ΔQ_T і підведенням теплоти ΔQ_x внаслідок хімічних реакцій окиснювання горючих компонентів суміші газів протягом проміжку часу $\Delta\tau$, визначимо з рівняння для ізобарного процесу (протягом проміжку часу $\Delta\tau$ тиск не змінюється):

$$\frac{\delta V_Q}{V} = \frac{\delta T_Q}{T} = \frac{\delta T_{Q_x} \pm \delta T_{Q_T}}{T} \quad (4.14)$$

або

$$\delta V_Q = \frac{V}{T} \frac{\Delta Q_x \pm \Delta Q_T}{c_p M} = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{\Delta Q_x \pm \Delta Q_T}{p}, \quad (4.15)$$

де c_p – істинна питома масова теплоємність суміші газів у надпоршневій порожнині при постійному тиску ($c_p = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R$).

Після нескладних перетворень рівняння (4.8) з урахуванням рівнянь (4.11) – (4.15) може бути приведене до вигляду:

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_i p_i}{V_i} \left[\frac{1}{\rho_i} \left(\Delta M_{si} \frac{T_s}{T_i} - \Delta M_{vi} \right) + V_i (\beta - 1) \Delta x_i + \frac{\kappa_i - 1}{\kappa_i} \frac{\Delta Q_{xi} \pm \Delta Q_{Ti}}{p_i} - \Delta V_{pi} \right]. \quad (4.16)$$

На основі останнього рівняння розроблені інженерні методи розрахунку процесів газообміну в надпоршневій порожнині, зміни тиску в газоповітряних трактах при відносно коротких трубопроводах у різних типах двигунів, коли газодинамічні явища не впливають на зміну тиску газів біля клапанів.

§2. Диференціальні рівняння процесів масообміну і теплообміну в надпоршневій порожнині

Рівняння (4.16) для розрахунку зміни тиску в надпоршневій порожнині двигуна, в якій відбуваються несталі процеси тепло- і масообміну (рис. 4.1), може бути виведене більш коректно при використанні рівнянь масового й енергетичного балансів і рівняння стану в диференціальній формі в припущенні, що протягом елементарного проміжку часу процеси в робочій порожнині – сталі (квазістаціонарні), а робоче тіло протягом нескінченно малого проміжку часу $d\tau$ знаходиться в рівноважному стані [2]:

$$dM = dM_s - dM_b; \quad (4.17)$$

$$dQ = dI - Vdp; \quad (4.18)$$

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV_{\pi} - dV_x}{V} - \frac{dT}{T} = \frac{dM}{M}, \quad (4.19)$$

де dM – зміна маси робочого тіла, що обумовлена надходженням свіжого заряду dM_s і виходом робочого тіла з надпоршневої порожнини dM_b протягом проміжку часу $d\tau$; dQ – теплота, що підведена до робочого тіла за цей же проміжок часу; dI – зміна ентальпії робочого тіла протягом проміжку часу $d\tau$; dV_{π} – зміна об'єму надпоршневої порожнини, що обумовлена переміщенням поршня протягом проміжку часу $d\tau$; dV_x – зміна об'єму робочого тіла, що обумовлена зміною кількості молей робочого тіла внаслідок хімічних реакцій окиснювання горючих компонентів газової суміші протягом проміжку часу $d\tau$.

Зміну об'єму робочого тіла dV_x , що обумовлена хімічними реакціями окиснювання, у рівнянні (4.19) взято зі знаком “–”, тому що збільшення кількості молей робочого тіла компенсує зміну об'єму надпоршневої порожнини, що обумовлена переміщенням поршня (рис. 4.1). Якщо відомі закон згоряння x і коефіцієнт молекулярної зміни β , то

$$dV_x = V(\beta - 1) dx. \quad (4.20)$$

Маса свіжого заряду, що надійшла у надпоршневу порожнину протягом проміжку часу $\Delta\tau$, в припущенні сталого процесу втікання повітря або паливоповітряної суміші через впускний клапан без теплообміну між потоком і стінками каналу:

$$dM_s = \rho'_s (\mu_s f_s) W_s d\tau, \quad (4.21)$$

де $\rho'_s = \rho_s \left(\frac{p}{p_s} \right)^{\frac{1}{\kappa_s}}$ – густина свіжого заряду в розрахунковому прохідному перерізі клапана;

ρ_s – густина свіжого заряду при умовах перед впускним клапаном

($\rho_s = p_s / R_s T_s$);

R_s – газова стала для свіжого заряду;

κ_s – показник адіабати для свіжого заряду;

$\mu_s f_s$ – ефективна площа прохідного перерізу впускного клапана;

μ_s – коефіцієнт витрати для впускного клапана;

f_s – площа прохідного перерізу впускного клапана;

W_s – швидкість потоку свіжого заряду в прохідному перерізі впускного клапана.

Швидкість потоку визначається з рівняння збереження енергії для потоку свіжого заряду через впускний клапан:

$$W_s = \sqrt{2 \frac{\kappa_s}{\kappa_s - 1} R_s T_s \left[1 - \left(\frac{p}{p_s} \right)^{\frac{\kappa_s - 1}{\kappa_s}} \right]}. \quad (4.22)$$

Кількість суміші газів, що вийшли з надпоршневої порожнини протягом цього ж проміжку часу

$$dM_b = \rho' (\mu_b f_b) W_b d\tau, \quad (4.23)$$

де ρ' – густина суміші газів у розрахунковому прохідному перерізі випускного клапана;

$\mu_b f_b$ – ефективна площа прохідного перерізу випускного клапана;

W_B – швидкість потоку суміші газів у прохідному перерізі випускного клапана.

З рівняння збереження енергії для потоку суміші газів через випускний клапан

$$W_B = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} RT \left[1 - \left(\frac{p_T}{p} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]}. \quad (4.24)$$

де κ , R – показник адіабати і газова стала для суміші газів.

Кількість теплоти, підведеної до суміші газів у надпоршневій порожнині,

$$dQ = dQ_x \pm dQ_T + dM_s i_s - dM_B i, \quad (4.25)$$

де i_s – питома ентальпія свіжого заряду: $i_s = c_{pms} (T_s - 273)$; i – питома ентальпія робочого тіла в циліндрі: $i = c_{pm} (T - 273)$; c_{pms} , c_{pm} – середня питома масова ізобарна теплоємність відповідно свіжого заряду і робочого тіла в циліндрі.

Зміна ентальпії всієї маси робочого тіла в надпоршневій порожнині

$$dI = d(Mi) = M di + i dM, \quad (4.26)$$

де di – зміна питомої ентальпії робочого тіла ($di = c_p dT$).

З рівняння (4.18) з урахуванням рівнянь (4.17), (4.25) і (4.26) знаходимо зміну температури робочого тіла:

$$dT = \frac{1}{Mc_p} [dM_s (i_s - i) + dQ_x \pm dQ_T + V dp]. \quad (4.27)$$

Розв'яжемо рівняння (4.19) щодо зміни тиску, підставивши замість dT залежність (4.27) і виразивши питомі масові ентальпії свіжого заряду і робочого тіла через середні питомі масові ізобарні теплоємності і температуру свіжого заряду і робочого тіла в робочій порожнині, масу робочого тіла в надпоршневій порожнині – через параметри стану $\left(M = \frac{pV}{RT} \right)$, а іс-

тинну питому масову теплоємність робочого тіла при постійному тиску – через газову сталу і показник адіабати $\left(c_p = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R\right)$:

$$\frac{dp}{p} - \frac{V dp}{M T c_p} = \frac{dM_s}{M} - \frac{dM_B}{M} + \frac{dM_s (i_s - i)}{M T c_p} - \frac{dV_{\Pi} - dV_x}{V} - \frac{dQ_x \pm dQ_T}{M T c_p};$$

$$\frac{dp}{p} = \frac{\kappa}{V} \left\{ \frac{dM_s}{\rho} \left[1 + \frac{c_{pms} (T_s - 273)}{c_p T} - \frac{c_{pm} (T - 273)}{c_p T} \right] - \right.$$

$$\left. - \frac{dM_B}{\rho} + dV_x + \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{dQ_x \pm dQ_T}{p} - dV_{\Pi} \right\}$$

$$dp = \frac{\kappa p}{V} \left\{ \frac{1}{\rho} (dM_s a_s - dM_B) + V (\beta - 1) dx + \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{dQ_x \pm dQ_T}{p} - dV_{\Pi} \right\}. \quad (4.28)$$

де a_s – коефіцієнт, що враховує вплив змішування газів (свіжого заряду з робочим тілом у циліндрі) на зміну тиску:

$$a_s = 1 + \frac{c_{pms} (T_s - 273)}{c_p T} - \frac{c_{pm} (T - 273)}{c_p T}. \quad (4.29)$$

Рівняння (4.28) відрізняється від рівняння (4.16) коефіцієнтом a_s при складовій dM_s . Якщо в рівнянні (4.29) зневажити відмінністю теплоємностей c_{pms} , c_{pm} і c_p , то $a_s \cong \frac{T_s}{T}$. Вплив змішування свіжого заряду з сумішшю газів у надпоршневій порожнині помітно позначається на початку такту впуску, коли має місце значна відмінність температури свіжого заряду і суміші газів у надпоршневій порожнині.

У кінці кожного розрахункового проміжку часу $\Delta\tau_i$ необхідно визначати тиск $p_{(i+1)}$; кількість свіжого заряду, що надійшов у робочу порожнину $M_{s(i+1)}$; кількість газів, що вийшли з циліндра $M_{B(i+1)}$; кількість суміші газів у циліндрі $M_{(i+1)}$; температуру суміші газів $T_{(i+1)}$. Оскільки передбачається, що в кінці кожного розрахункового проміжку часу відбувається

змішування заряду, який надійшов за розрахунковий проміжок з газами, що знаходяться в надпоршневій порожнині, то при *продувці* надпоршневої порожнини ($p_s > p_i > p_T$) необхідно визначати склад суміші газів у надпоршневій порожнині, що характеризується *масовими* частками свіжого заряду g_{si} і *продуктів* згоряння $(1 - g_{si})$ у суміші, втрати свіжого заряду з сумішшю газів, яка вийшла з надпоршневої порожнини:

$$M_{свТ(i+1)} = \sum_{i=1}^{i=n} g_{si} \Delta M_{Bi}; \quad (4.30)$$

кількість продуктів згоряння $\bar{M}_{B(i+1)}$, що вийшли з надпоршневої порожнини на ділянці продувки:

$$\bar{M}_{B(i+1)} = \sum_{i=1}^{i=n} (1 - g_{si}) \Delta M_{Bi} = M_{B(i+1)} - M_{свТ(i+1)}. \quad (4.31)$$

Масова частка свіжого заряду в суміші з продуктами згоряння до кінця розрахункового проміжку часу $\Delta\tau_i$:

$$g_{s(i+1)} = \frac{M_{s(i+1)} - M_{свТ(i+1)}}{M_{(i+1)}}. \quad (4.32)$$

Подібна схема газообміну може мати місце *тільки* у *двигунах з наддувом* ($p_s > p_T$). У чотиритактних двигунах без наддуву тиск повітря перед впускними клапанами p_s при перекритті клапанів завжди менший тиску газів за випускними клапанами p_T . У даному випадку, як і в попередньому, передбачається, що суміш газів у циліндрі на початку розрахункового проміжку часу знаходиться у рівноважному стані, тобто тиск, температура, склад суміші однакові у всьому об'ємі надпоршневої порожнини. Це припущення, з погляду протікання процесів у надпоршневій порожнині, прийнятно *для двигунів з інтенсивною турбулізацією* суміші газів у надпоршневій порожнині. Наприклад, у чотиритактних двигунах, коли обидва клапани відкриті, а об'єм надпоршневої порожнини – незначний (поршень знаходиться у ВМТ), має місце інтенсивне перемішування свіжого заряду, що надходить у циліндр, з сумішшю газів у надпоршневій порожнині.

У двотактних двигунах процеси газообміну здійснюються при положенні поршня в НМТ, коли об'єм надпоршневої порожнини близький до максимального. При цьому неминуче утворення в надпоршневій порожнині зони свіжого заряду біля впускних вікон і зони продуктів згоряння біля випускних вікон (клапанів), і чим менше буде змішування свіжого заряду з продуктами згоряння, тим ефективніше буде очищення надпоршневої порожнини від продуктів згоряння і її заповнення свіжим зарядом. Температура і склад суміші газів в кожній із зон будуть істотно відрізнятися.

Найбільш ефективно очищення надпоршневої порожнини від продуктів згоряння в двотактних ДВЗ досягається при прямоструминних схемах продувки з досить чітким розмежуванням зон свіжого заряду і продуктів згоряння. Тому в двотактних двигунах ближчою до реальних процесів газообміну буде двозонна схема розрахунку (для прямоструминних схем продувки) або частина розрахунку виконується по двозонній моделі, а частина – в припущенні «миттєвого» перемішування свіжого заряду з сумішшю газів у надпоршневій порожнині (для непрямоструминних схем продувки).

У випадку двозонної схеми розрахунку процесів газообміну в надпоршневій порожнині, наприклад, у двотактному двигуні зі зворотно-

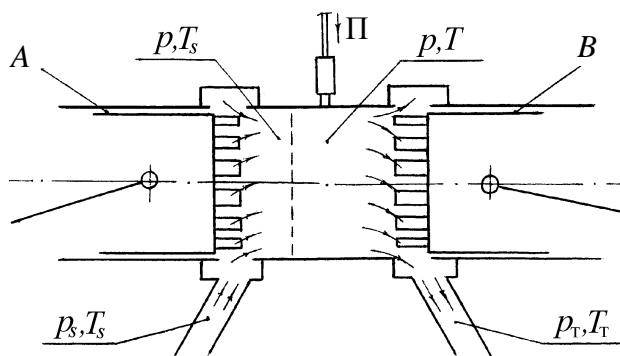


Рисунок 4.3 – Розрахункова схема газообміну в двотактному ДВЗ зі зворотно-поступальним рухом поршнів:
A – впускний поршень;
B – випускний поршень

поступальним рухом поршнів (рис. 4.3) кожна із зон розглядається окремо. Передбачається при цьому, що тиск газів у кожній із зон однаковий й умовно зони розділені рухливою перегородкою. Тому зміну тиску газів в одній із зон може бути визначено, як і в попередньому випадку, у припущенні рівноважного стану газів у розглянутій зоні, сталих процесів теплообміну та перетікання газів через органи газорозподілу. На-

приклад, відповідно до двозонної схеми розрахунку (рис. 4.3) без урахування впливу реакцій окиснювання горючих компонентів у продуктах зго-

рвання при газообміні ($dx = 0$, $dQ_x = 0$) рівняння (4.16) або (4.28) для зони, зайнятої продуктами згоряння, може бути подано в такому вигляді:

$$dp = \frac{\kappa p}{V'} \left[\frac{1}{\rho_s''} dM_s - \frac{1}{\rho} dM_B \pm \frac{\kappa-1}{\kappa} \frac{dQ_T}{p} - dV_{\Pi} \right]. \quad (4.33)$$

де $V' = V - V_s$ – об'єм продуктів згоряння у надпоршневій порожнині між поршнями А і В; V – об'єм надпоршневої порожнини між поршнями А і В; $V_s = \frac{M_s}{\rho_s''}$ – об'єм свіжого заряду M_s , що надійшов у надпоршневую порожнину до розглянутого моменту за часом або кутом оберту кривошипа; $\rho_s'' = \frac{p}{R_s T_s}$ – густина свіжого заряду, що надійшов у надпоршневую порожнину (при тиску p) протягом часу $d\tau$; ρ – густина продуктів згоряння у надпоршневій порожнині; dV_{Π} – зміна об'єму надпоршневої порожнини внаслідок переміщення поршнів А і В протягом часу $d\tau$. Об'єм зони, зайнятий свіжим зарядом протягом часу $d\tau$, при цьому приймається незмінним, а температура свіжого заряду – рівною температурі повітря перед впускними вікнами.

Для прийнятої схеми розрахунку об'єм свіжого заряду, що надійшов у робочу порожнину до розглянутого моменту часу, і температура продуктів згоряння у надпоршневій порожнині визначаються за рівнянням стану для кожної із зон:

$$V_{si} = \frac{M_{si} R_s T_s}{p_i}; \quad (4.34)$$

$$T_i = \frac{p_i (V_i - V_{si})}{M_i R}. \quad (4.35)$$

Зі зменшенням об'єму зони, для якої визначається зміна тиску до 0,3–0,4 від об'єму надпоршневої порожнини між поршнями А і В для зменшення помилки визначення зміни тиску на розрахунковому кроці доцільно перейти до зони з більшим об'ємом.

§3. Теплообмін між робочим тілом і стінками надпоршневої порожнини

Складність явищ нестационарного теплообміну між робочим тілом і поверхнею стінок надпоршневої порожнини двигуна не дозволяє установити досить прості кількісні співвідношення між параметрами робочого циклу і параметрами, що визначають тепловий потік від робочого тіла в стінки або від стінок до робочого тіла. Інтенсивність теплового потоку в стінки або від стінок надпоршневої порожнини до робочого тіла залежить від інтенсивності конвективного теплообміну в умовах перемінного тиску і температури робочого тіла, швидкості робочого тіла відносно поверхні стінок, температури, величини площі і фізичних властивостей окремих ділянок поверхні стінок надпоршневої порожнини, інтенсивності випромінювання полум'я при згорянні палива. Повністю врахувати всі ці фактори в теплопередавальних функціях неможливо. Для більшості досліджень в області двигунів, за винятком деяких спеціальних розробок, досить мати залежності, що з допустимою для конкретного випадку точністю відображають якісну та кількісну сторони процесів теплообміну в надпоршневій порожнині двигуна.

Кількість теплоти, переданої робочим тілом в стінки надпоршневої порожнини або від стінок надпоршневої порожнини до робочого тіла протягом проміжку часу $d\tau$,

$$dQ_T = \sum_{j=1}^j \alpha_{Tj} (T - T_{ст.j}) F_j d\tau, \quad (4.36)$$

де α_{Tj} – коефіцієнт тепловіддачі від газів до елемента поверхні стінок робочої порожнини « j » з визначеними фізичними властивостями, що враховує конвективний теплообмін і випромінювання полум'я; T – поточне значення температури газів у надпоршневій порожнині; $T_{ст.j}$ – середнє за цикл значення температури « j » елемента поверхні; F_j – площа « j » елемента поверхні стінок надпоршневої порожнини.

У практиці вітчизняних і закордонних досліджень теплообміну в надпоршневій порожнині для визначення коефіцієнта тепловіддачі використовуються залежності, запропоновані В. Нуссельтом, Н.Р. Брілінгом,

Г. Ейхельбергом, Г.Б. Розенблітом та ін. [3, 4]. Ці залежності не відображають повною мірою і якісну сторону явищ теплообміну між робочим тілом і поверхнею стінок надпоршневої порожнини, і кількісні співвідношення параметрів процесів теплообміну [5, 6]. Вони можуть бути використані для окремих випадків теплообміну в надпоршневій порожнині, і в кожному конкретному випадку необхідно уточнювати не тільки коефіцієнти в теплопередавальних функціях, але найчастіше і самі теплопередавальні функції.

Структура рівняння для визначення коефіцієнта тепловіддачі від робочого тіла до поверхні стінок надпоршневої порожнини може бути встановлена виходячи з критеріального рівняння конвективного теплообміну між рідиною і стінками циліндричної труби [5]:

$$Nu = f(Re, Pr, d/l), \quad (4.37)$$

де Nu , Re , Pr – критерій відповідно Нуссельта, Рейнольдса і Прандтля; d/l – діаметр і довжина труби. Для турбулентного потоку повітря в трубі

$$Nu = 0,0362(d/l)^{0,054} Re^{0,786} Pr^{0,786}. \quad (4.38)$$

Нехтуючи зміною протягом циклу критерію Прандтля, що близько до дійсності, і приймаючи за визначальний розмір діаметр циліндра, а за визначальну швидкість газу – середню швидкість поршня C_m , Г. Вошні приходить до залежності [6], ккал/(м²·град·год.):

$$\alpha_T = 110D^{-0,214} (C_1 C_m)^{0,786} p^{0,786} T^{-0,525}, \quad (4.39)$$

де C_1 – константа.

У формулі Г. Вошні коефіцієнт тепловіддачі зменшується з підвищенням температури газів, що близько до реальних процесів теплообміну. У формулах же В. Нуссельта і Г. Ейхельберга коефіцієнт тепловіддачі підвищується зі збільшенням абсолютної температури газу.

Експериментальна перевірка залежності (4.39), яка виконана Г. Вошні, показала достатню збіжність розрахункових і експериментальних значень сумарних втрат теплоти від газів у стінки на окремих ділянках циклу, що відповідають процесам газообміну, стиску і розширення в умовах про-

кручування двигуна (без подачі палива) в широкому діапазоні зміни тиску і температури повітря на впуску при незмінному значенні константи C_1 , підбраному для процесів газообміну, стиску і розширення.

При роботі двигуна втрати теплоти в стінки при згорянні-розширенні помітно зростають внаслідок електромагнітного випромінювання полум'я. Вплив випромінювання полум'я в першому наближенні може бути врахований залежністю

$$Q_{\text{випр}} = \xi_{\text{ф}} \xi_{\text{ст}} C_0 F \left[\left(\frac{T_{\text{пол}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \right], \quad (4.40)$$

де $\xi_{\text{ф}}$ – ступінь чорноти факелу палива; $\xi_{\text{ст}}$ – середнє значення ступеня чорноти поверхонь стінок робочої порожнини циліндра; C_0 – константа випромінювання чорного тіла; $T_{\text{пол}}$ – температура полум'я.

Втрати теплоти внаслідок випромінювання полум'я за даними різних дослідників змінюються від декількох відсотків до 50 % від кількості теплоти, що втрачається в стінки внаслідок теплообміну. В експериментах Л.М. Белінкія [7] ці втрати склали (16–27) %, Г. Вошні [6] – (20–25) %. За формулою Нуссельта цей вид втрат складає всього (1–3) % сумарних втрат теплоти. Збіг значень частки втрат теплоти за рахунок випромінювання від усієї кількості теплоти, що втрачається в стінки внаслідок теплообміну, в експериментах Л.М. Белінкія і Г. Вошні посередньо підтверджують як правомірність використовуваних ними методів дослідження, так і можливий рівень цього виду втрат теплоти в двигунах. Однак застосування залежності (4.36) у розрахунках вимагає знання ряду коефіцієнтів і температури полум'я. На думку Г. Вошні, збільшення коефіцієнта тепловіддачі в період згорання відбувається не стільки внаслідок випромінювання полум'я, скільки внаслідок збільшення турбулентності заряду при згорянні і відповідній інтенсифікації конвективного теплообміну. Тому для ділянки згорання збільшення втрат теплоти в стінки Г. Вошні [6] пропонує враховувати поправочним коефіцієнтом:

$$W_c = C'_2 (p - p_{\text{п}}) \frac{V_h}{M} = C_2 \frac{T}{pV} V_h (p - p_{\text{п}}), \quad (4.41)$$

де p – тиск газів в циліндрі на працюючому двигуні; $p_{\text{п}}$ – відповідний за часом циклу тиск у надпоршневій порожнині при прокручуванні двигуна без подачі палива; M – маса робочого тіла в надпоршневій порожнині; C_1 і C_2 – константи.

Добуток $(p - p_{\text{п}})V_h$, віднесений до маси заряду M , враховує вплив подачі палива та його згоряння на інтенсивність теплообміну в надпоршневій порожнині. Константа C_2 , за даними Г. Вошні [6], для двигунів з нерозділеними камерами згоряння становить $3,24 \cdot 10^{-3} \text{ [K}^{-1}\text{]}$, з розділеними камерами згоряння $6,22 \cdot 10^{-3} \text{ [K}^{-1}\text{]}$.

Остаточне рівняння для коефіцієнта тепловіддачі в ккал/(м²·град·год.) з урахуванням залежності (4.41) запропоновано Г. Вошні в наступному вигляді:

$$\alpha = 110 D^{0,2} p^{0,8} T^{-0,53} \left[C_1 C_m + C_2 \frac{T}{pV} V_h (p - p_{\text{п}}) \right]^{0,8}. \quad (4.42)$$

Якщо перейти до розмірності коефіцієнта тепловіддачі в системі СІ, [Вт/(м²·К)], то

$$\alpha = 128 D^{0,2} (10p)^{0,8} T^{-0,53} \left[C_1 C_m + C_2 \frac{T}{pV} V_h (p - p_{\text{п}}) \right]^{0,8}. \quad (4.43)$$

Тут D – в м; p і $p_{\text{п}}$ – в МПа; V і V_h – в м³; T – в Кельвінах. Для ділянки газообміну

$$C_1 = 6,18 + 0,417 \frac{C_{\text{т}}}{C_m}, \quad (4.44)$$

для ділянки стиску і розширення

$$C_1 = 2,28 + 0,308 \frac{C_{\text{т}}}{C_m}, \quad (4.45)$$

де $C_{\text{т}}$ – тангенціальна складова швидкості робочого тіла в надпоршневій порожнині відносно поверхні стінок надпоршневої порожнини. В чотиритактних двигунах без закручення повітря на впуску вплив тангенціальної складової незначний ($C_{\text{т}} = 0$).

Дослідження, виконані Г. Вошні та іншими дослідниками, показали достатню збіжність розрахункових і експериментальних значень втрат теплоти в стінки внаслідок теплообміну як для окремих ділянок циклу (ділянка газообміну, стиску, згоряння-розширення), так і для циклу в цілому, у широкому діапазоні режимів роботи двигунів різних типів. Слід також зазначити, що Г. Вошні першим запропонував методику експериментального визначення втрат теплоти в стінки або підведення теплоти до робочого тіла від стінок на окремих ділянках робочого циклу і прямими вимірами визначив ці втрати для різних типів двигунів [8]. Тому, незважаючи на деяку умовність в схематизації процесів теплообміну, що відбуваються в надпоршневій порожнині двигуна, запропонована Г. Вошні залежність для середнього значення коефіцієнта тепловіддачі є більш коректною для використання при розрахунку робочих процесів двигуна.

Значні труднощі при підрахунку теплових втрат у стінки надпоршневої порожнини становить визначення температури поверхонь стінок, що утворюють надпоршневую порожнину, тому що температура на окремих ділянках поверхні стінок надпоршневої порожнини залежить від положення ділянки на поверхні і змінюється протягом циклу. Коливання температури в окремих точках поверхні стінок надпоршневої порожнини циліндра протягом циклу залежно від режиму роботи складають 6–30 К [3, 9, 10, 11], що більш ніж на порядок менше різниці температур газу і поверхні стінок на такті розширення, й у розрахунках може не враховуватися.

Необхідність визначення середньої температури кожного елемента поверхні виникає при розв'язанні задачі з урахуванням значень коефіцієнтів тепловіддачі для кожного елемента поверхні стінок надпоршневої порожнини, що значно ускладнює розрахунок. У прийнятих методах розрахунку теплообміну введено поняття середнього коефіцієнта тепловіддачі, однакового для всіх елементів поверхні стінок надпоршневої порожнини, і поняття середньої температури за часом і по поверхні стінок деталей, що утворюють надпоршневую порожнину (головка циліндра, поршень, гільза циліндра).

Середня температура поверхні стінок кожної з деталей, що утворюють надпоршневую порожнину, може бути прийнята за експериментальними значеннями температури в різних точках поверхні стінок деталі конкрет-

ного двигуна або за даними експериментальних досліджень подібних двигунів:

$$T_{стj} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} F_i T_{стi}}{F_j}, \quad (4.46)$$

де F_i , $T_{стi}$ – відповідно площа і температура елемента поверхні стінок деталей; $F_j = \sum_{i=1}^{i=n} F_i$ – площа поверхні стінок деталей, що утворюють надпоршневу порожнину.

Зміна середньої за часом температури в окремих точках поверхні стінок деталей надпоршневої порожнини, а також зміна середньої за часом і по поверхні температури деталей $T_{стj}$ залежать від особливостей конструкції і режиму роботи двигуна.

Контрольні запитання та завдання

1. Яка ціль математичного моделювання процесів у надпоршневій порожнині двигуна?
2. Які вихідні посилки використані при складанні рівняння об'ємного балансу?
3. Визначте складові рівняння об'ємного балансу.
4. Наведіть схему розрахунку зміни тиску в надпоршневій порожнині двигуна протягом розрахункового проміжку часу.
5. Які використані вихідні посилки до системи диференціальних рівнянь масообміну і теплообміну для надпоршневої порожнини двигуна?
6. Поясніть вплив теплообміну між робочим тілом і поверхнями стінок на процеси в надпоршневій порожнині двигуна.
7. Як визначається коефіцієнт тепловіддачі при математичному моделюванні робочих процесів?

Список літератури до розділу 4

1. Глаголев Н.М. Рабочие процессы в двигателях внутреннего сгорания. – М.–К.: Машгиз, 1951. – 480 с.
2. Дьяченко В.Г. Дифференциальные уравнения процессов газообмена в двигателях внутреннего сгорания // Двигатели внутреннего сгорания. – 1968. – Вып. 2. – С. 17 – 24.
3. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.
4. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 591 с.
5. Woschni G. Beitrag zum Problem des Wärmeüberganges im Verbrennungsmotor. – MTZ. – 1965. – № 4. – S. 128 – 133.
6. Woschni G. Die Berechnung der Wanderluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren. – MTZ. – 1970. – №12 – S. 491 – 499.
7. Белинский Л.М. Теплоизлучение в камере сгорания быстроходного двигателя с воспламенением от сжатия // Тр. науч.-исслед. лаборатории двигателей. – М.: Машгиз, 1955. – Вып.1. – С. 83 – 113.
8. Woschni G. A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. – SAE Preprints. – 1967, № 670931. – 13 p.
9. Шеховцов А.Ф. Математическое моделирование теплопередачи в быстроходных дизелях. – Харків: Вища шк., 1978. – 153 с.
10. John B. Heywood. Internal combustion engine fundamentals. – New York: McGraw – Hill Book Company, 1988. – 929 p.
11. Heat and mass transfer in gasoline and diesel engines. – XIX International Symposium. Dubrovnik, Yugoslavia, 1987. – Edited by D. Brian Spalding. – New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1988. – 628 p.

Розділ 5

ПЕРЕТІКАННЯ РОБОЧОГО ТІЛА ЧЕРЕЗ ОРГАНИ ГАЗОРОЗПОДІЛУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

§1. Площа прохідних перерізів клапанів

У чотиритактних поршневих двигунах зміна робочого тіла в надпоршневій порожнині здійснюється через впускні і випускні клапани. Кількість клапанів в одному циліндрі може бути 2, 3, 4 і 5. Чим більше клапанів в одному циліндрі, тим більша сумарна площа прохідних перерізів, але складніша конструкція головки циліндрів, механізму приводу клапанів.

Для приводу клапанів звичайно використовуються кулачкові механізми різних схем (рис. 1.7, рис. 1.8, рис. 5.1). Профіль кулачка 2 підбирається таким чином, щоб напруга в зоні контакту поверхні кулачка 2 і коромисла 3 (рис. 5.1) не перевищувала допустимих значень. У відомих схемах механізму приводу клапанів швидкохідних двигунів ($n > 3000$ об/хв) розподільний кулачковий вал розташовують в головці циліндрів і кулачок діє на клапан через коромисло (рис. 1.7, рис. 5.1) або через стакан (штовхач), що рухається в гніздах головки циліндрів і розвантажує стрижні клапанів від бічних зусиль. У двигунах з частотою обертання колінчатого вала менше 3000 об/хв кулачковий вал розташовують звичайно в блоці циліндрів і переміщення штовхача, на який впливає кулачок, передається на коромисло за допомогою штанги (рис. 1.8). Оскільки механізм приводу клапанів працює в різних температурних умовах, то для компенсації температурного розширення деталей приводу клапанів і клапана між торцем клапана 7 і наконечником 6 регулювального гвинта 5 (рис. 5.1) передбачається зазор. Початкова величина зазору, що встановлюється на холодному двигуні, залежить від схеми приводу, лінійних розмірів деталей механізму приводу і складає 0,1–0,5 мм.

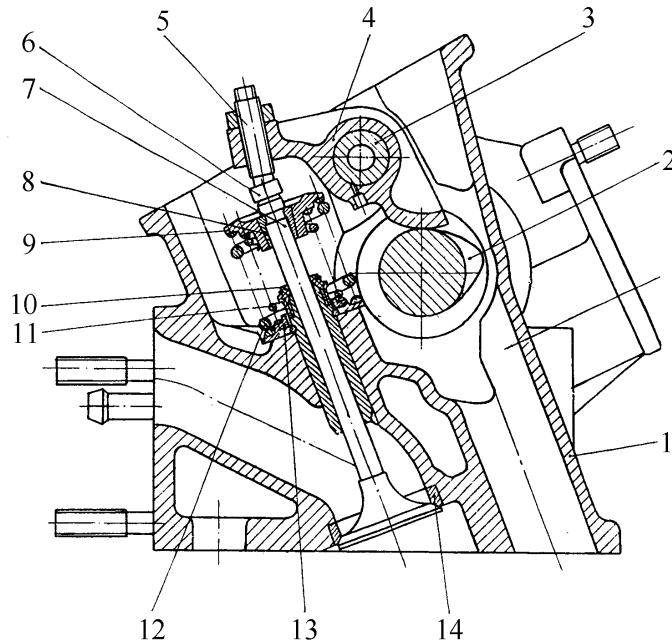


Рисунок 5.1 – Механізм приводу клапанів двигуна з іскровим запалюванням:

1 – головка циліндрів; 2 – кулачок розподільного вала; 3 – вісь коромисел; 4 – коромисло; 5 – регулювальний гвинт; 6 – наконечник регулювального гвинта; 7 – клапан; 8 – сухарики тарілки клапана; 9 – тарілка пружини клапана; 10 – масловідбивальний ковпачок клапана; 11 – внутрішня пружина; 12 – зовнішня пружина; 13 – опорна шайба; 14 – сідло клапана

Зміна площі прохідного перерізу клапана може бути визначена, якщо відомі закон підйому клапана за кутом оберту кривошипа (рис. 5.2), що залежить від профілю кулачка, зазору в механізмі приводу клапана (для компенсації температурного розширення деталей при роботі двигуна), геометричних розмірів клапана (рис. 5.3) [1, 2]. Для визначення площі прохідного перерізу клапана залежно від підйому клапана підйом клапана поділяють на три ділянки (рис. 5.3) [1].

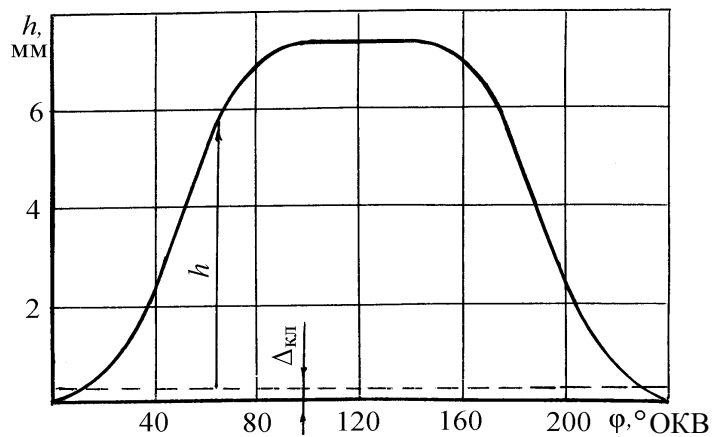


Рисунок 5.2 – Зміна висоти підйому клапана за кутом оберту колінчатого вала:

$\Delta_{\text{кл}}$ – зазор між клапаном і штовхачем (регулювальним гвинтом)

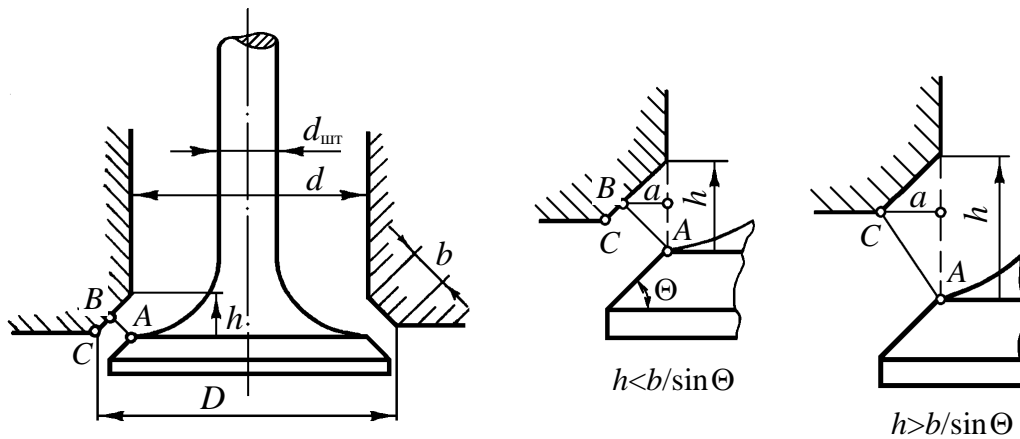


Рисунок 5.3 – Схеми до розрахунку площі прохідного перерізу клапанів

На першій ділянці підйому ($h \leq b/\sin\Theta$) перпендикуляр із точки A до твірної лінії поверхні сідла клапана є твірна лінія AB бокової поверхні зрізаного конуса, бічна площа поверхні якого приймається за площу прохідного перерізу клапана:

$$f_1 = AB \frac{\pi}{2} [d + (d + 2a)] = \pi h \cos\Theta \left(d + \frac{h \sin 2\Theta}{2} \right). \quad (5.1)$$

На другій ділянці підйому ($h > b/\sin\Theta$) площа прохідного перерізу клапана дорівнює площі бічної поверхні зрізаного конуса з твірною лінією AC :

$$f_2 = AC \pi \frac{D+d}{2} = \pi \frac{D+d}{2} \sqrt{\left(\frac{D-d}{2} \right)^2 + \left(h - \frac{D-d}{2} \operatorname{tg}\Theta \right)^2}. \quad (5.2)$$

На третій ділянці підйому клапана площа прохідного перерізу клапана зростає до значення, рівного площі поперечного перерізу каналу перед клапаном:

$$f_3 = \frac{\pi}{4} (d^2 - d_{\text{шт}}^2). \quad (5.3)$$

У двоклапанних головках циліндрів дизелів відношення площі прохідного перерізу впускного клапана до площі поршня не перевищує

0,14–0,16 (табл. 5.1), у двигунах з іскровим запалюванням – 0,16–0,20. У чотириклапанних головках циліндрів дизелів відношення площі прохідного перерізу впускних клапанів до площі поршня зростає до 0,20, у двигунах з іскровим запалюванням до 0,25. Площа прохідних перерізів впускних клапанів звичайно приймається трохи меншою площі прохідних перерізів впускних клапанів (табл. 5.1).

Таблиця 5.1 – Співвідношення прохідних перерізів клапанів у чотиритактних дизелях

Марка двигуна	Параметр					
	n , об/хв	C_m , м/с	d_s , мм	d_b , мм	if_b/if_s	if_s/F_{π}
4Ч 8,5/11	1500	5,5	35	31	0,77	0,158
4Ч 10,5/12 (Д-37В)	1600	6,4	40	34	0,68	0,138
4Ч 10,5/13	1500	6,5	41	38	0,85	0,145
6Ч 10,5/12,5 (JT-230, Каммінс)	2500	10,4	31,8	31,8	1,0	0,087
4Ч 12/14 (СМД-14)	1700	7,9	47	40	0,72	0,145
1Ч 12,5/14 (Д-20)	1600	7,5	47	41	0,75	0,133
6Ч 13/11,5 (СМД-60)	2100	8,05	53	44	0,67	0,158
8Ч 13/14 (ЯМЗ-238)	2100	9,8	53	44	0,67	0,158
6Ч 14/15,2 (NH-250, Каммінс)	2100	10,7	47,8	47,8	1,0	0,109
4Ч 14,5/20,5 (Д-130)	1050	7,2	54	54	1,0	0,130
12ЧН 16,5/21*	1500	10,5	50	50	1,0	0,171
6ЧН 23/30*	1000	10,0	70	70	1,0	0,170
16ЧН 24/27 (Д-70)*	1000	9,0	76	68	0,79	0,188
6ЧН 31,8/33 (Д-50)*	740	8,1	92	92	1,0	0,160
8ЧН 26/26 (Д-49)*	1000	8,7	72	62	0,74	0,154

Примітки: i – кількість клапанів на циліндр;
* чотириклапанні головки циліндрів

Приблизно співвідношення площ прохідних перерізів впускних і впускних клапанів може бути оцінено, якщо виходити з умов однакових значень об'ємних витрат робочого тіла через клапани та гідравлічних витрат на клапанах (однакових значень відношення $p_{\text{вп.сер}}/p_s$ і $p_{\text{т}}/p_{\text{вип.сер}}$) [3]:

$$\begin{aligned}
& (\mu_s f_s)_{\text{сеп}} \sqrt{2 \frac{\kappa_s}{\kappa_s - 1} R_s T_s \left[1 - \left(\frac{p_{\text{вп.сеп}}}{p_s} \right)^{\frac{\kappa_s - 1}{\kappa_s}} \right]} \Delta\tau_{\text{вп}} = \\
& = (\mu_v f_v)_{\text{сеп}} \sqrt{2 \frac{\kappa_T}{\kappa_T - 1} R_T T_{\text{вип.сеп}} \left[1 - \left(\frac{p_T}{p_{\text{вип.сеп}}} \right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}} \right]} \Delta\tau_{\text{вип}}, \quad (5.4)
\end{aligned}$$

де μ_s, μ_v – коефіцієнти витрати впускних і випускних клапанів ($\mu_s \approx \mu_v$); f_v, f_s – площі прохідних перерізів впускних і випускних клапанів; $T_{\text{вип.сеп}}$ – середня температура продуктів згорання на такті випуску (800–1100 К); $\Delta\tau_{\text{вп}}, \Delta\tau_{\text{вип}}$ – тривалість тактів впуску і випуску ($\Delta\tau_{\text{вп}} \approx \Delta\tau_{\text{вип}} \approx 180/(6n)$). Якщо прийняти $T_s = 300$ К, $R_T \approx R_s$ і значення показників адіабати для повітря і продуктів згорання $\kappa_s = 1,4$ і $\kappa_T = 1,32$, то із залежності (5.4) випливає, що при максимальному підйомі клапанів

$$\frac{f_v}{f_s} = \sqrt{\frac{\kappa_s(\kappa_T - 1)}{\kappa_T(\kappa_s - 1)} \frac{T_s}{T_{\text{вип.сеп}}}} \approx 0,5-0,6. \quad (5.5)$$

У сучасних двигунах відношення f_v/f_s приймається трохи більшим ($f_v/f_s = 0,7-0,8$). Збільшення відношення f_v/f_s понад 0,8 нераціонально через збільшення гідравлічних втрат на впускному клапані, зниження коефіцієнта наповнення.

Для характеристики площі прохідного перерізу клапана, динаміки її зміни використовують також такий показник, як “час-переріз” клапана

$$\int_{\tau=\tau_{\text{п}}}^{\tau=\tau_{\text{к}}} f d\tau = \frac{1}{6n} \int_{\varphi=\varphi_{\text{п}}}^{\varphi=\varphi_{\text{к}}} f d\varphi, \quad (5.6)$$

де $\tau_{\text{п}}, \tau_{\text{к}}, \varphi_{\text{п}}, \varphi_{\text{к}}$ – час і кути оберту колінчатого вала, що відповідають початку підйому і посадки клапана на сідло.

Час-переріз клапана дозволяє орієнтовно оцінити вибір діаметра клапанів і параметрів механізму їхнього приводу.

§2. Площа прохідних перерізів вікон у стінці циліндра

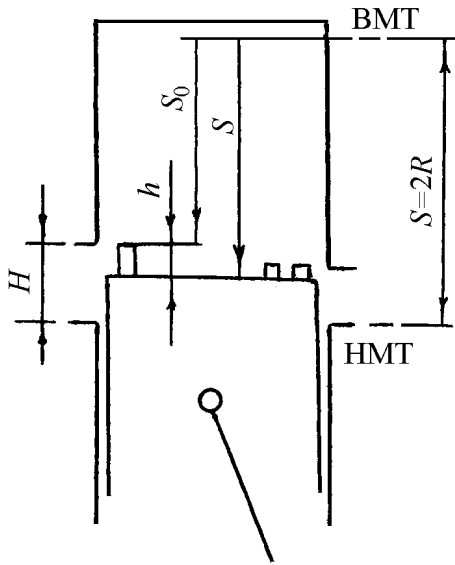


Рисунок 5.4 – Схема до розрахунку висоти відкритої частини вікна

У двотактних двигунах для здійснення газообміну використовують і клапани в головці циліндра, і вікна в стінці циліндра, що відкриваються і закриваються поршнем або золотником з приводом від колінчатого вала. Наприклад, у двотактних двигунах внутрішнього згоряння з прямотруминною клапанно-щілинною схемою продувки використовуються клапани, встановлені в головці циліндрів, і вікна в стінці циліндрів. Закон відкриття вікон за кутом обертю кривошипа визначається переміщенням поршня (рис. 5.4):

$$h = S - S_0 = R \left[1 - \cos\varphi + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi) \right] - S_0, \quad (5.7)$$

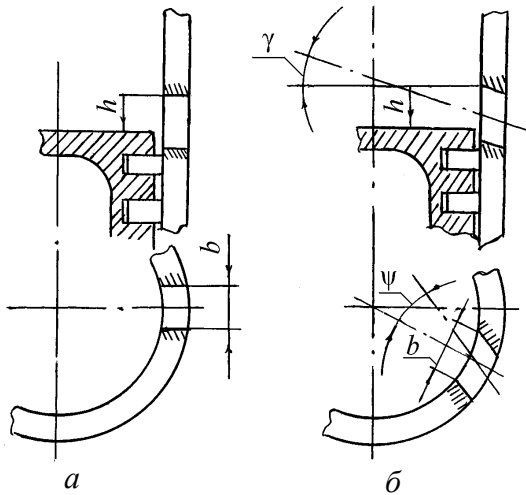


Рисунок 5.5 – Схеми радіального вікна (а) і вікна з тангенціальним і радіальним нахилом (б)

де S, S_0 – переміщення поршня від ВМТ, що відповідають кутові обертю кривошипа φ і початку відкриття вікон; $R = S/2$ – радіус кривошипа; S – хід поршня; $\lambda = R/L$ – відношення радіуса кривошипа R до довжини шатуна L .

Якщо ширина вікна по висоті не змінюється (рис. 5.5, а) і вісь вікна збігається з радіусом циліндра, то площа вікна, що відкривається поршнем,

$$f = b \cdot h. \quad (5.8)$$

При нахилі вісі вікна до твірної циліндра і до радіуса циліндра (тангенціальні вікна, рис. 5.5, б) площа вікна, відкрита поршнем,

$$f = b \cos \psi h \cos \gamma. \quad (5.9)$$

Для трапецієподібного перерізу вікна (рис. 5.6, а) ширина вікна біля кромки поршня

$$b = b_1 + h \frac{b_2 - b_1}{H}, \quad (5.10)$$

а величина площі повністю відкритого вікна

$$f = \frac{1}{2} (b_1 + b_2) H. \quad (5.11)$$

Величина площі відкритого перерізу круглого вікна (рис. 5.6, б)

$$f = \frac{d^2}{4} \arccos \left(1 - \frac{2h}{d} \right) - \left(\frac{d}{2} - h \right) \sqrt{h(d-h)}. \quad (5.12)$$

У реальних конструкціях двотактних двигунів використовуються й інші форми вікон – трикутні, еліптичні, ромбічні (рис. 5.6, в) та ін.

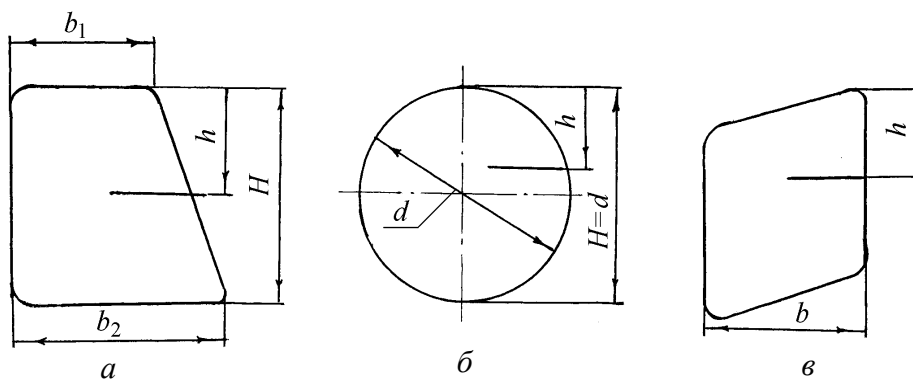


Рисунок 5.6 – Форми поперечного перерізу вікон

Розміри органів газорозподілу двотактних двигунів характеризуються кількістю вікон, відносною висотою вікон ($\psi = H/S$), загальною віднос-

ною шириною вікон (відносно довжини кола з діаметром, що дорівнює діаметру циліндра – $b' = \frac{ib}{\pi D}$), відносно площею поперечних перерізів вікон (if/F_{π}). При проектуванні двотактного двигуна відносні розміри органів газорозподілу (b' , $\psi = H/S$) попередньо вибирають за даними для подібних схем продувки двигунів-прототипів (табл. 5.2). Потім уточнюють їх шляхом числового моделювання процесів газообміну на ЕОМ і фізичного моделювання процесів газообміну на експериментальних зразках двигуна.

Таблиця 5.2 – Відносні розміри вікон двотактних двигунів [4]

Схема продувки	Відносна висота		Загальна відносна ширина	
	випускні вікна, $\psi_{\text{в}}$	впускні вікна, $\psi_{\text{п}}$	випускні вікна, $b'_{\text{в}}$	впускні вікна, $b'_{\text{п}}$
Прямоструминно-щільна	0,20–0,25	0,15–0,20	0,55–0,75	0,55–0,75
Прямоструминна клапанно-щільна	–	0,08–0,15	–	0,55–0,75
Поперечна	0,16–0,25	0,08–0,15	0,2–0,35	0,25–0,40
Петлева	0,18–0,30	0,08–0,15	0,2–0,35	0,25–0,40

Кінцевою метою розрахункових і експериментальних досліджень процесів газообміну двотактних двигунів є досягнення, за рахунок вибору параметрів органів газорозподілу, рівня показників газообміну в перспективних двигунах-прототипах.

§3. Перетікання газів через органи газорозподілу

Перетікання газів через клапани або вікна в стінці циліндра являє собою складний нестационарний газодинамічний процес, що супроводжується зміною термодинамічних параметрів газу, швидкості потоку, площі поперечного перерізу потоку, тертям потоку об стінки і внутрішнім тертям,

теплообміном між потоком і поверхнями клапана, сідла клапана і каналу в головці циліндра. Аналітична оцінка впливу цих факторів на процеси перетікання газів через органи газорозподілу являють одну із найбільш складних задач в області газової динаміки двигунів. Звичайно вплив цих факторів при розрахунковому визначенні витрати газів через органи газорозподілу враховується коефіцієнтом витрати, значення якого визначається в функції підйому клапана або висоти відкриття вікна, кута оберту кривошипа або відношення висоти підйому клапана до діаметра горловини h/d .

Коефіцієнт витрати являє собою відношення дійсної витрати повітря G_d до теоретичної G_T і визначається методом статичної продувки клапанів або за експериментальними діаграмами насосних ходів:

$$\mu = \frac{G_d}{G_T}. \quad (5.13)$$

Дійсна витрата повітря через клапан визначається витратоміром, теоретична – за відомими значеннями густини і температури повітря перед клапаном, площі прохідного перерізу клапанів і перепаду тисків на клапані. Схема установки для продувки клапанів показана на рис. 5.7, а; вікон у стінці циліндра – на рис. 5.7, б. При продувці впускного клапана 9 вакуумнасос підключається до каналу 5 на виході з циліндра 4 (рис. 5.7, а), при продувці випускного клапана 8 – до випускного каналу 7 за випускним клапаном 8, а ресивер 2 з витратоміром 1 підключають до каналу 5. У такий же спосіб визначають дійсну витрату повітря при продувці вікон 11 у стінці циліндра 4 (рис. 5.7, б). Величина відкриття вікон 11 при цьому встановлюється переміщенням поршня 10 в циліндрі 4.

У технічній літературі наведена велика кількість експериментальних даних щодо коефіцієнтів витрати клапанів. Однак значення коефіцієнтів витрати для різних клапанів, а частіше і для тих самих, але визначених різними авторами, значно відрізняються. Це можна пояснити декількома причинами: по-перше, значення коефіцієнтів витрати залежать від методу визначення; по-друге, від конструктивних особливостей клапанів і каналів; по-третє, від способу подання експериментальних даних.

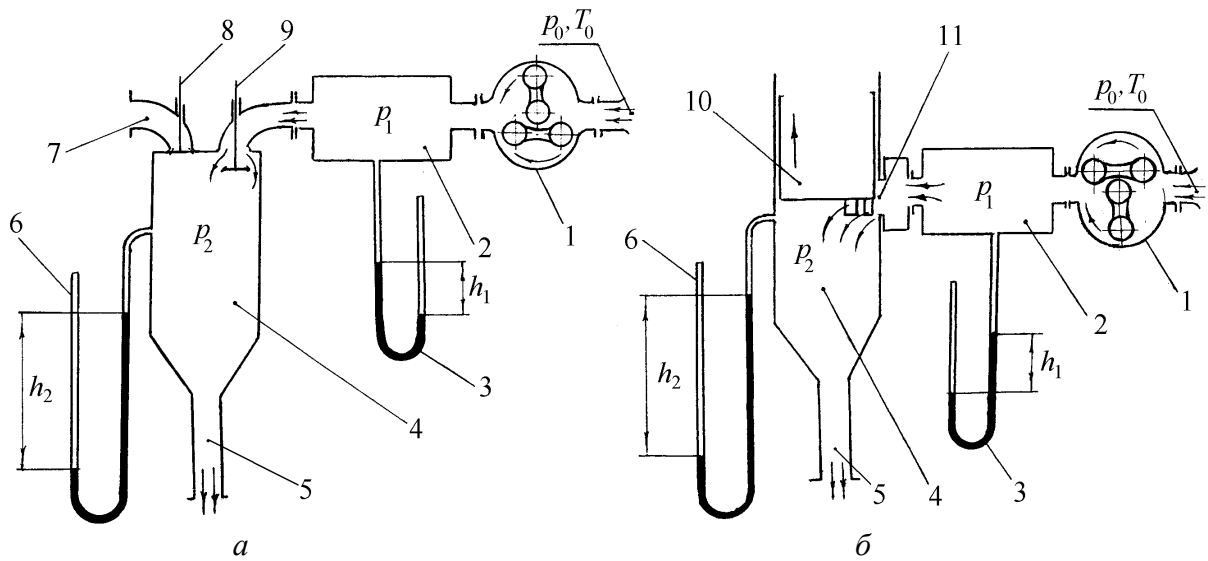


Рисунок 5.7 – Схеми установок для продувки клапанів (а) і вікон у стінці циліндра (б):

1 – витратомір; 2 – ресивер; 3,6 – рідинні манометри; 4 – циліндр; 5 – підведення повітря до вакуум-насоса; 7 – випускний канал; 8, 9 – випускний і впускний клапани; 10 – поршень; 11 – впускні вікна

Значення коефіцієнтів витрати, визначених статичною продувкою і за експериментальними діаграмами насосних ходів, при імітації несталих процесів у впускних каналах збігаються, тобто несталий характер перетікання газів має незначний вплив на коефіцієнти витрат. Це твердження справедливе тільки у випадку коротких каналів, що підводять повітря до клапана (час відкриття клапана більш ніж на порядок більше часу проходження звуком відстані від клапана до кінця каналу) і значеннях швидкості повітря в перерізі на вході в канал не більш 0,1 місцевої швидкості поширення звуку. У цьому випадку вплив газодинамічних явищ на коефіцієнти витрат незначний.

На рис. 5.8 подана зміна коефіцієнтів витрати впускних клапанів залежно від підйому клапана для клапанів з діаметром від 12,7 до 94 мм [3]. З аналізу цих даних можна встановити чотири характерні зони: I – початок підйому клапана, коли коефіцієнти витрати змінюються від нуля до значень, більших одиниці; II – ділянка підйому клапана, коли коефіцієнти витрати зменшуються до значень, рівних 0,9–1 (до моменту суміщення точки В з точкою G, що відповідає початку твірної лінії CG сідла клапана

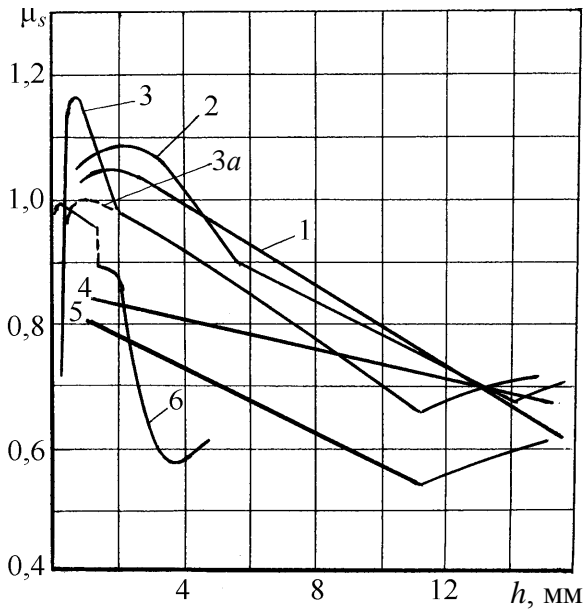


Рисунок 5.8 – Залежність коефіцієнтів витрат впускних клапанів від висоти підйому:

- 1 – $d = 94$ мм, $\Theta = 45^\circ$, $\gamma = 20^\circ$;
- 2 – $d = 54$ мм, $\Theta = 45^\circ$, $\gamma = 20^\circ$;
- 3 – $d = 48$ мм, $\Theta = 45^\circ$, $\gamma = 15^\circ$ (рис. 5.9, а);
- 4 – $d = 48$ мм, $\Theta = 90^\circ$, $\gamma = 0^\circ$ (рис. 5.9, б);
- 5 – $d = 48$ мм, $\Theta = 90^\circ$, $\gamma = 45^\circ$ (рис. 5.9, в);
- 6 – $d = 12,7$ мм, $\Theta = 45^\circ$, $\gamma = 15^\circ$

(рис. 5.9, б) значення коефіцієнтів витрати різко зменшуються (рис. 5.8, крива 5). Наявність конічної поверхні переходу від стрижня до тарілки (рис. 5.9, в) поліпшує умови витікання, коефіцієнт витрати збільшується (рис. 5.8, крива 4). Однак мінімальний прохідний переріз клапана не повинен визначатися поверхнею переходу від стрижня до тарілки, тому що при цьому ефективний прохідний переріз клапана (добуток коефіцієнта витрати на площу прохідного перерізу клапана) буде меншим.

Вплив перепадів тисків на коефіцієнти витрати має місце тільки при невеликих перепадах на першій ділянці підйо-

(рис. 5.9, а); III – основна ділянка підйому, на якій спостерігається практично лінійна залежність коефіцієнтів витрати від висоти підйому клапана; IV – ділянка підйому, коли площа прохідного перерізу клапана визначається тільки діаметром горловини каналу, і коефіцієнти витрати починають зростати з подальшим збільшенням підйому клапана. Тривалість цих ділянок залежить від розмірів і конструктивних особливостей клапанів. Наприклад, для впускного клапана діаметром 48 мм і кутом між твердою лінією фаски і тарілкою клапана $\Theta = 45^\circ$, $\gamma = 15^\circ$ (рис. 5.9, а) ці зони відповідають значенням $h = 0-1$ мм, 1-2 мм, 2-11 мм і $h > 11$ мм (рис. 5.8, крива 3).

У випадку клапана без фаски

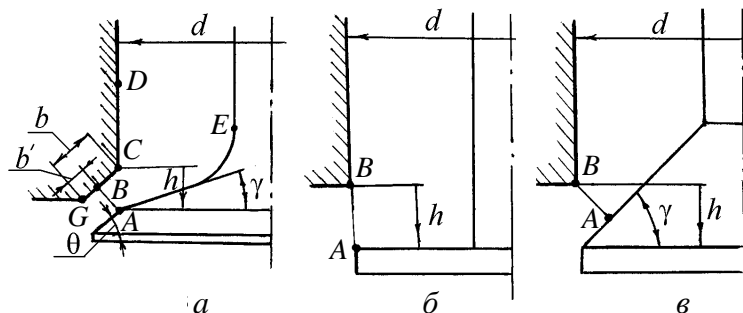


Рисунок 5.9 – Варіанти експериментальних клапанів

му клапана (рис. 5.10). Зі збільшенням перепаду тисків і підйому клапана вплив перепаду тисків як для впускних, так і для випускних клапанів зменшується. Це явище обумовлене зміною співвідношення сил в'язкого тертя і сил інерції (зміною числа Рейнольдса).

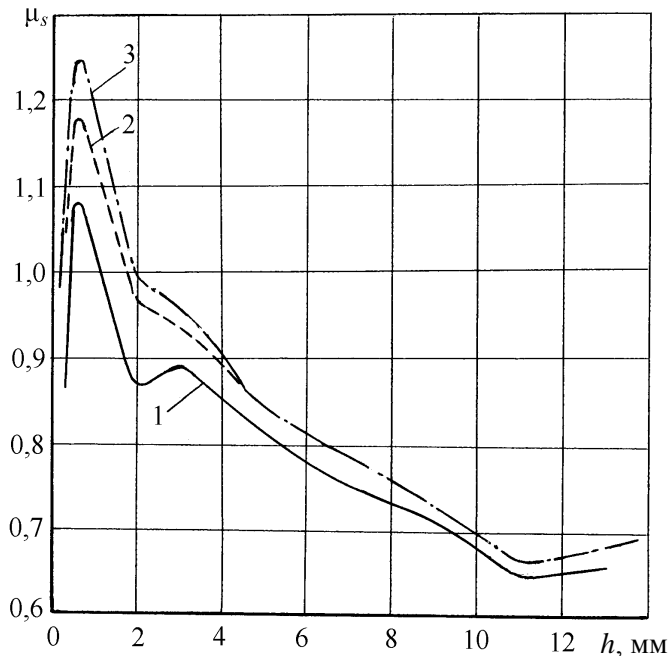


Рисунок 5.10 – Вплив перепаду тисків на значення коефіцієнта витрати випускного клапана ($d = 48$ мм, $\Theta = 45^\circ$, $\gamma = 15^\circ$):

- 1 – $\Delta p = 200$ мм вод. ст.;
- 2 – $\Delta p = 800$ мм вод. ст.;
- 3 – $\Delta p = 1500$ мм вод. ст.

встановити фактори, що визначають зміну коефіцієнта витрати залежно від висоти підйому клапана.

Розглянемо для прикладу витікання газу через клапан з розмірами: $d = 48$ мм, $b = 4$ мм, $\Theta = 45^\circ$, $\gamma = 15^\circ$ (рис. 5.9, а). Як при розрахунку процесу газообміну, так і при статичній продувці клапанів за розрахунковий до значень $h < b/\sin \Theta$ приймають мінімальний прохідний переріз клапана, рівний бічній поверхні зрізаного конуса з твірною лінією AB , рівною довжині перпендикуляра, опущеного з точки A на твірну лінію CG сідла клапана (рис. 5.9, а),

$$f = \pi h \cos \Theta \left(d + h \frac{\sin 2\Theta}{2} \right). \quad (5.14)$$

У зоні малих значень числа Рейнольдса потік – ламінарний і значення коефіцієнта витрати залежать від перепаду тисків на клапані і висоти його підйому. При цьому сили в'язкого тертя впливають на потік, а відповідно і на витрату. При збільшенні підйому клапана і швидкості повітря зростає число Рейнольдса, потік переходить у турбулентний. Коефіцієнт витрати прагне до граничного значення, що залежить від висоти підйому клапана. Абсолютні значення тисків також практично не впливають на коефіцієнт витрат. Виходячи з відзначених особливостей процесів перетікання, спробуємо

Теоретична витрата повітря (рис. 5.7)

$$G_T = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} f \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}, \quad (5.15)$$

де p_1 , T_1 , ρ_1 – тиск, температура і густина газів перед клапаном; p_2 – тиск газів за клапаном.

Дійсні процеси перетікання супроводжуються тертям потоку об стінки, внутрішнім тертям, стиском потоку, обумовленим інерційними силами. Зменшення витрати газу при цьому враховується коефіцієнтом витрати

$$\mu = \alpha \varphi, \quad (5.16)$$

де α – коефіцієнт стиску потоку; φ – швидкісний коефіцієнт.

Стиск потоку має місце при вільному витіканні через отвори, канали перемінного перерізу і т.ін., тобто в тих випадках, коли змінюються напрямки ліній течії вільного потоку газу. У випадку ж витікання через клапан поверхні з твірною лінією BCD і AE утворять канал, що звужується (рис. 5.9, *a*). За мінімальним перерізом відбувається розширення каналу. Площа прохідного перерізу каналу на виході (до значень $h \leq b/\sin \Theta$)

$$f_B = \pi h \cos \Theta \left(d + 2b \cos \Theta - h \frac{\sin 2\Theta}{2} \right). \quad (5.17)$$

Відстань між прохідним перерізом з мінімальною площею каналу і перерізом каналу на виході

$$b' = b - h \sin \Theta. \quad (5.18)$$

При скругленні гострих кромки у точках C і A радіусом 1–2 мм в зоні малих значень числа Рейнольдса (потік ламінарний) практично цілком усувається відрив потоку від стінок, як у прохідному перерізі з мінімальною площею, так і по довжині каналу. Коефіцієнт витрати визначається

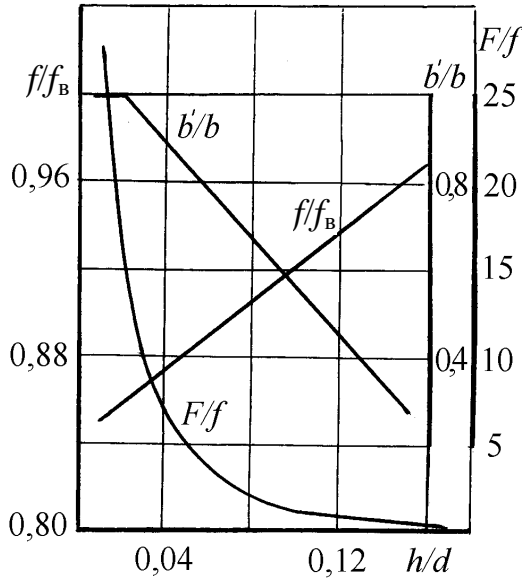


Рисунок 5.11 – Залежність основних співвідношень параметрів каналу від h/d при $b > 0$

же, умови перетікання газів через клапан навіть при незмінних перепадах тисків істотно залежать від висоти підйому клапана і визначаються відношенням

$$b'/d = (b - h \sin \Theta) / d. \quad (5.19)$$

Скориставшись основними співвідношеннями для адіабатного потоку газів через канали з перемінною площею перерізу, визначимо зміну тиску за довжиною каналу при $h/d = 0,03$ (рис. 5.12). З умови нерозривності потоку

$$\rho_1 \psi^\kappa f \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} RT_1 \left(1 - \psi^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right)} = \rho_1 \psi_\Pi^\kappa f_B \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} RT_1 \left(1 - \psi_\Pi^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right)}, \quad (5.20)$$

де $\psi = p/p_1$ – відношення тиску в розглянутому перерізі каналу до тиску перед клапаном; $\psi_\Pi = p_2/p_1$ – відношення тиску за клапаном до тиску перед клапаном, f, f_B – площа розглянутого перерізу каналу та перерізу на виході з каналу;

при цьому тільки швидкісним коефіцієнтом ϕ' , що залежить від значення шорсткості і значення площі поверхні стінок каналу.

Зі збільшенням підйому клапана відношення площі мінімального прохідного перерізу клапана до площі перерізу на виході з каналу f/f_B зростає і при $h = b/\sin \Theta$ стає рівним одиниці (рис. 5.11). Відношення площі F поверхні стінок каналу, утвореного поверхнями сідла клапана CG і фаски клапана до мінімальної площі перерізу каналу f при цьому змінюється від ∞ до 0 залежно від висоти підйому клапана. Отже,

$$(f_B/f)^2 = \frac{\psi^{\frac{2}{\kappa}} - \psi_{\Pi}^{\frac{2}{\kappa}}}{\psi_{\Pi}^{\frac{2}{\kappa}} - \psi_{\Pi}^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}}. \quad (5.21)$$

З останнього співвідношення за відомими значеннями площі розглянутого перерізу каналу і вихідного, відношення тисків за клапаном і перед клапаном ψ_{Π} визначаємо відношення тисків у розглянутому перерізі каналу та перед клапаном ψ . До перерізу каналу з мінімальним значенням площі,

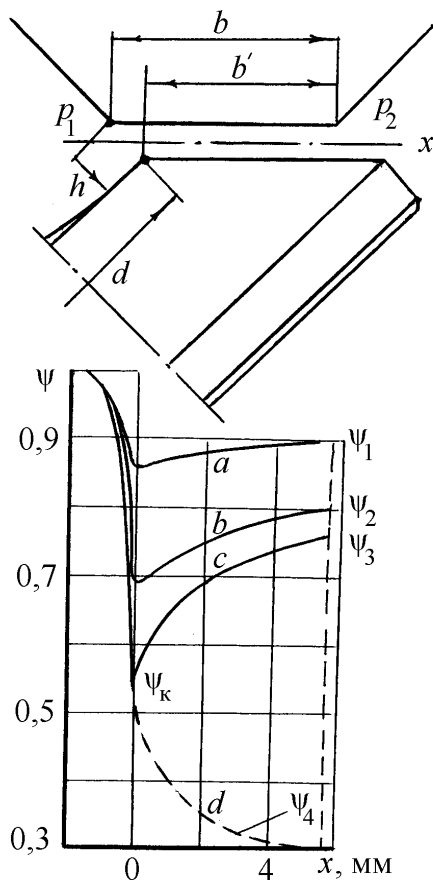


Рисунок 5.12 – Залежність відношення тисків по довжині каналу при $h/d = 0,03$ ($d = 48$ мм, $\Theta = 45^\circ$, $\gamma = 15$)

внаслідок зменшення площі перерізу, відбувається розширення газів і збільшення швидкості їх руху. За мінімальним значенням площі перерізу канал працює як дифузор. Відбувається зменшення швидкості руху потоку і підвищення тиску. Тиск у перерізі з мінімальним значенням площі нижчий, ніж тиск за клапаном, $p < p_2$. Критичному відношенню тисків у перерізі каналу з мінімальною площею перерізу каналу $\psi_k \cong (0,53-0,55)$ відповідає відношення тисків $\psi_{\Pi} = \psi_3$ (рис. 5.12).

При зменшенні відношення тиску за клапаном до тиску перед клапаном до $\psi_{\Pi} = \psi_4$ для розглянутих співвідношень прохідних перерізів каналу відбувається подальше розширення газу і підвищення його швидкості. Швидкість газу на виході буде більшою місцевої швидкості звуку. Оскільки дійсні співвідношення тиску на клапанах двигунів загального призначення

значно вищі, подібний режим витікання газів через клапани нереальний.

Оскільки при статичній продувці клапанів за розрахунковий прохідний переріз приймають переріз з мінімальною площею, а відношення тис-

ків приймають рівним відношенню тисків за клапаном до тиску перед клапаном; теоретична витрата повітря, підрахована за залежністю (5.15), виявляється меншою дійсної витрати. При цьому коефіцієнт витрати $\mu > 1$, що підтверджується і експериментальними даними (рис. 5.8).

Перерахування швидкості витікання газу по відношенню тиску в перерізі з мінімальною геометричною площею і перед клапаном збільшує теоретичну витрату повітря, і коефіцієнт витрати буде меншим 1 (рис. 5.8, крива 3а).

Якщо клапан не має фаски (рис. 5.9, б; рис. 5.9, в), коефіцієнт витрати буде значно меншим одиниці (рис. 5.8, криві 4, 5).

Швидкісний коефіцієнт φ , що враховує зменшення швидкості витікання внаслідок тертя потоку газів об стінки, внутрішнього тертя, може бути знайдений з рівняння Бернуллі для стисливої рідини:

$$\frac{p_1}{\rho_1} + \frac{W_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{W_2^2}{2} + \xi \frac{W_2^2}{2} + l, \quad (5.22)$$

де W_1, ρ_1 – швидкість і густина газів на вході у впускний канал; W_2, ρ_2 – швидкість і густина газів в перерізі каналу з мінімальним значенням площі потоку; ξ – коефіцієнт місцевих опорів; $l = \frac{p_2 v_2 - p_1 v_1}{\kappa - 1}$ – питома робота адіабатного розширення газів від тиску p_1 до p_2 ; v_1, v_2 – питомий об'єм повітря до клапана і за клапаном; κ – показник адіабати.

Нехтуючи швидкістю газу на вході, після перетворень знаходимо:

$$W_2 = \frac{1}{\sqrt{1+\xi}} \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} RT \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}, \quad (5.23)$$

тобто швидкісний коефіцієнт

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1+\xi}}.$$

Коефіцієнт місцевих опорів звичайно відноситься до швидкості в останньому перерізі каналу (у даному випадку в перерізі з мінімальною площею) і являє собою частку втрат швидкісного напору на розглянутій ділянці каналу,

$$\xi = \frac{2\Delta p}{\rho_2 W_2^2}, \quad (5.24)$$

де Δp – втрата напору на розглянутій ділянці каналу.

Оскільки втрати напору Δp пропорційні квадратів швидкості, то коефіцієнт місцевих опорів залежить винятково від форми, співвідношення розмірів і стану поверхні стінок каналів і практично не залежить від швидкості газів, а отже, і від перепадів тисків на клапані (при досить високих значеннях чисел Рейнольдса). Тому і коефіцієнт витрати також практично не залежить від перепадів тисків і визначається, в основному, швидкісним коефіцієнтом.

Аналітичне визначення коефіцієнта стиску α вільного потоку газів являє складну проблему, що вирішена тільки для окремих випадків, більш простих, ніж перетікання газів через клапан. Виходячи з природи явища, стиск вільного потоку газів повинен залежати від перепаду тисків. Той же факт, що зі зміною перепаду тиску коефіцієнт витрати не змінюється, свідчить про те, що коефіцієнт стиску вільного потоку близький до одиниці або, як і швидкісний коефіцієнт, не залежить від перепаду тиску і визначається тільки формою каналу і співвідношенням основних розмірів. При $h > b/\sin \Theta$ характерним співвідношенням розмірів, що визначає умови перетікання газів через клапан, може бути відношення

$$\sigma = (h - b/\sin \Theta)/d. \quad (5.25)$$

На рис. 5.13 подана зміна коефіцієнтів витрати впускних клапанів, наведених на рис. 5.8, залежно від σ .

Незважаючи на істотну відмінність клапанів за розмірами ($d = 12,7-94$ мм), залежності коефіцієнтів витрати впускних клапанів від σ досить близькі і при $h > b/\sin \Theta$ можуть бути подані рівнянням

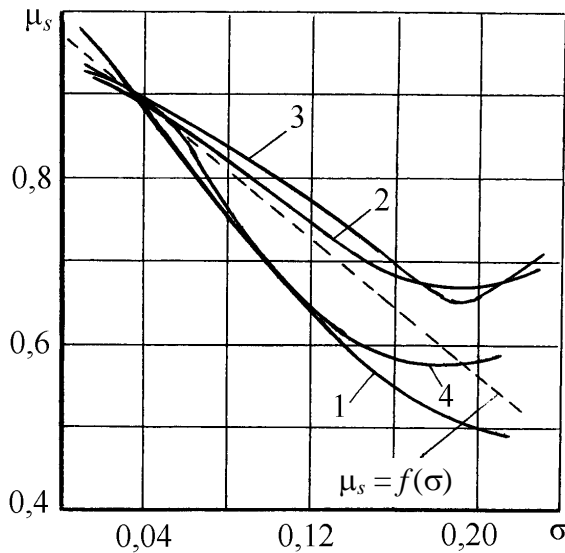


Рисунок 5.13 – Залежність коефіцієнтів витрат впускних клапанів від σ (позначення ті ж, що й на рис. 5.8)

трохи вищі. Наявність фасок на кромках сідла клапана і фаски клапана, плавного переходу від тарілки клапана до стрижня зменшує гідравлічні опори і при $h < b/\sin \Theta$ коефіцієнт витрати впускного клапана може перевищувати одиницю (рис. 5.14). Залежно від конструктивних розмірів клапана, горловини впускного каналу, форми каналу, утвореного поверхнями стінок каналу і клапана, коефіцієнти витрати впускних клапанів змінюються при однаковій висоті підйому в широкому інтервалі. Однак, як і для впускних клапанів, визначним параметром є співвідношення між висотою підйому клапана, вели-

$$\mu_s = 0,96 - 2\sigma, \quad (5.26)$$

тобто одним з основних факторів, що визначають значення коефіцієнта витрати впускних клапанів, є співвідношення між висотою підйому клапана, розміром твірної лінії сідла клапана і діаметром горловини.

Умови перетікання газів через впускні клапани відрізняються від умов перетікання газів через впускні клапани. Гідравлічні опори в каналі впускного клапана

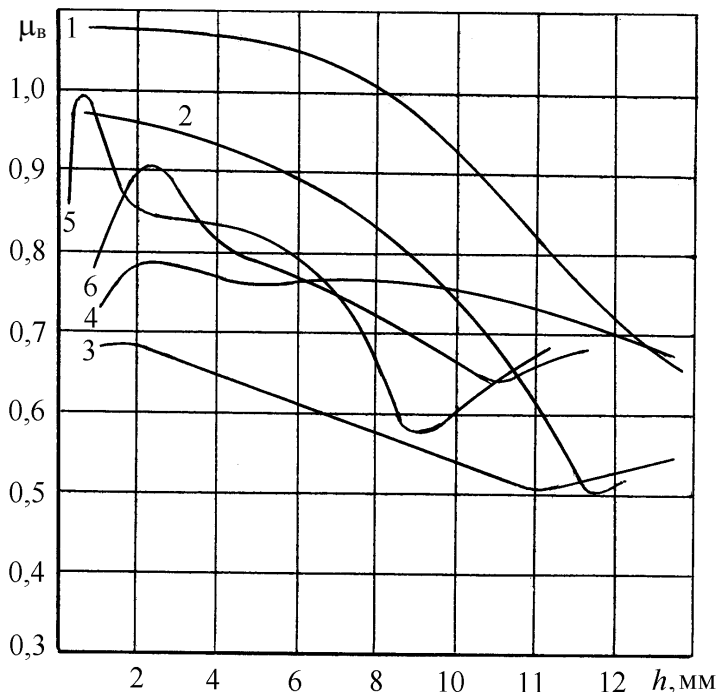


Рисунок 5.14 – Залежність коефіцієнтів витрати впускних клапанів від висоти підйому:

- 1 – $d = 68,7$ мм, $\Theta = 45^\circ$, $\gamma = 30^\circ$; 2 – $d = 44$ мм, $\Theta = 45^\circ$, $\gamma = 20^\circ$; 3 – $d = 48$ мм, $\Theta = 90^\circ$, $\gamma = 0^\circ$ (рис. 5.9, б); 4 – $d = 48$ мм, $\Theta = 90^\circ$, $\gamma = 45^\circ$ (рис. 5.9, в); 5 – $d = 41,5$ мм, $\Theta = 45^\circ$, $\gamma = 15^\circ$; 6 – $d = 40$ мм, $\Theta = 45^\circ$, $\gamma = 15^\circ$

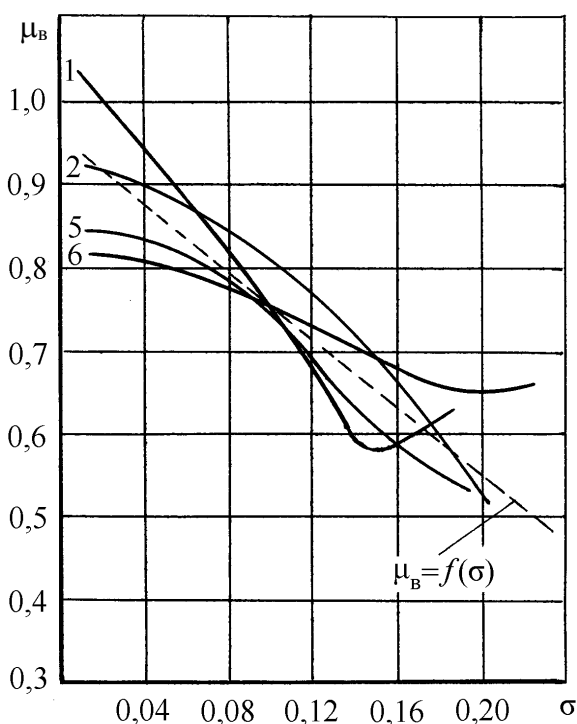


Рисунок 5.15 – Залежність коефіцієнтів витрати випускних клапанів від σ (позначення ті ж, що і на рис. 5.14)

чиною твірної лінії сідла клапана і діаметром горловини (рис. 5.15). Залежності коефіцієнтів витрати випускних клапанів різних двигунів від визначального параметра σ близькі і з достатньою для розрахунків процесів газообміну точністю при $h > b/\sin \Theta$ можуть бути подані тією же залежністю (5.26), що і для впускних клапанів.

До значень висоти підйому клапана $h \leq b/\sin \Theta$ коефіцієнти витрати впускних і випускних клапанів можуть бути прийняті рівними 0,9–1.

Запропоновані залежності для коефіцієнтів витрати клапанів

відображають взаємозв'язок таких параметрів, як висота підйому, величина твірної лінії сідла клапана, діаметр горловини, і дозволяють уже на стадії проектування моделювати процеси газообміну двигуна. Однак ці залежності не враховують істотного впливу на коефіцієнти витрати клапанів форми каналу до клапана, утвореного поверхнями стінок стрижня клапана і стінок каналу. Підбір профілю каналу дозволяє помітно підвищити рівень значень коефіцієнтів витрати у всьому діапазоні підйому клапана, а тим самим понизити рівень гідравлічних втрат у клапанах за інших рівних умов.

Коефіцієнти витрати впускних і випускних вікон у двотактних двигунах залежать від форми, розмірів, напрямку осі вікон у стінці циліндра, температури газів і практично не залежать від перепадів тиску. Визначальними факторами при цьому є звуження потоку газів, поперечний переріз якого менший прохідного перерізу каналу, і тертя потоку об стінки (рис. 5.16). Тертя потоку об стінки каналів до прохідного перерізу каналу з твірною лінією AB впливає на коефіцієнти витрати на початку відкриття вікон і при повністю відкритих вікнах, звуження потоку – при проміжному

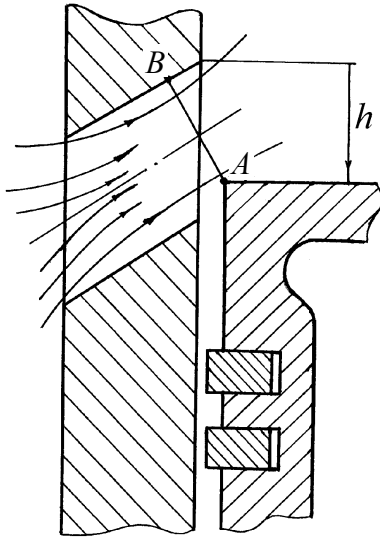


Рисунок 5.16 – Втікання повітря через впускні вікна (AB – розрахунковий прохідний переріз вікна)

стінок циліндра, поршня, каналу підводу повітря менше впливає на звуження потоку, і коефіцієнт витрати трохи вищий ($\mu = 0,9$), ніж при середньому положенні поршня по висоті вікна ($\mu \approx 0,8$). Напрямок потоку A , B через вікна при продувці чинить відносно невеликий вплив на значення коефіцієнта витрати (рис. 5.17). При наявності гострих кромek, підвищеної шорсткості поверхні каналів, відкладення нагару на поверхнях каналів коефіцієнти витрати вікон знижуються до 0,65–0,70.

положенні поршня по висоті вікна. Значний вплив на потік газів через вікна може проявити також взаємодія потоків газів через поруч розташовані вікна. При розробці конструкції газоповітряних трактів двотактного двигуна і його вдосконаленні варто приділити увагу профілюванню, насамперед, впускних вікон і каналів, що визначають інтенсивність надходження свіжого заряду в надпоршневу порожнину.

Залежно від положення поршня по висоті вікна коефіцієнти витрати вікон змінюються приблизно в межах 0,8–0,9 (рис. 5.17). На початковій ділянці відкриття вікон і при цілком відкритих вікнах (впускних, випускних) профіль каналів, утворених поверхнями

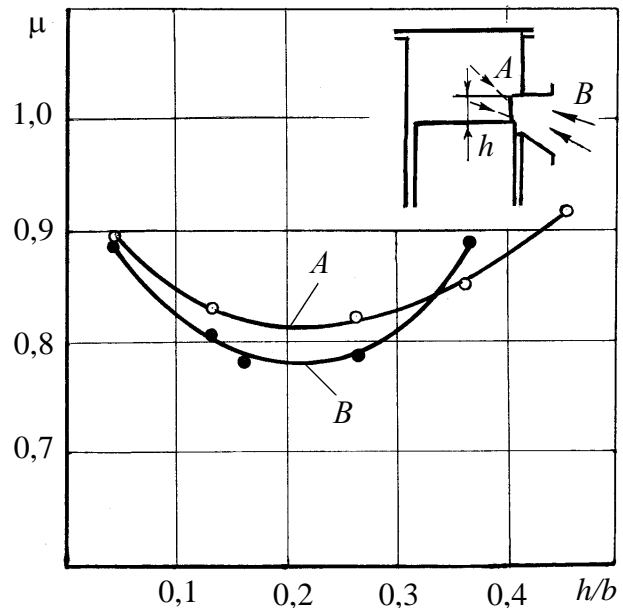


Рисунок 5.17 – Зміна коефіцієнта витрати вікна в стінці циліндра двотактного двигуна ($S/D = 87/82$; $b = 44$ мм) залежно від висоти вікна, відкритого поршнем, і напрямку потоку

§4. Ефективна площа прохідних перерізів органів газорозподілу

Витрата газу через прохідний переріз залежить не тільки від величини його площі, перепаду тиску на перерізі, температури газів, але й від коефіцієнта витрати. Добуток площі прохідного перерізу клапана (вікна) на коефіцієнт витрати (μf) прийнято називати ефективною площею прохідного перерізу. При моделюванні процесів газообміну на ЕОМ значення ефективною площі прохідних перерізів органів газорозподілу звичайно задають у табличній формі, що відзначається значною трудомісткістю і помітно ускладнює програму розрахунку процесів газообміну. Уникнути цих труднощів можливо при аналітичному представленні зміни ефективною площі прохідних перерізів органів газорозподілу залежно від кута оберту кривошипа φ . Розглянемо вимоги до функції зміни ефективною площі прохідних перерізів органів газорозподілу залежно від кута оберту кривошипа

$$\mu f = (\mu f)_{\max} \omega(\varphi), \quad (5.27)$$

де $(\mu f)_{\max}$ – максимальне значення ефективною площі прохідного перерізу впускного або випускного клапана.

- При значеннях кутів оберту кривошипа, що відповідають моментам початку відкриття і закриття органів газорозподілу, функція $\omega(\varphi)$ повинна бути рівною 0.
- При значеннях кутів оберту кривошипа, що відповідають максимальній ефективною площі прохідних перерізів органів газорозподілу, значення функції $\omega(\varphi)$ повинно бути рівним 1.
- Функція повинна бути безперервною.
- Максимальне відхилення розрахункових значень μf від дійсних не повинно перевищувати 5 %.

Цим вимогам на ділянках підйому і закриття клапана відповідають, наприклад, тригонометричні функції:

$$\omega_1 = 0,5 \left[1 - \cos \left(\frac{\varphi - \varphi_{п.в}}{\varphi_{т.в} + \Delta\varphi} \pi \right) \right]; \quad (5.28)$$

$$\omega'_1 = 0,5 \left[1 + \cos \left(\frac{\varphi - \varphi_{\text{п.з}}}{\varphi_{\text{т.з}} + \Delta\varphi} \pi \right) \right] \quad (5.29)$$

або функції

$$\omega_2 = 1 - e^{a \left(\frac{\varphi - \varphi_{\text{п.в}}}{\varphi_{\text{т.в}} + \Delta\varphi} \right)^b}; \quad (5.30)$$

$$\omega'_2 = e^{a \left(\frac{\varphi - \varphi_{\text{п.з}}}{\varphi_{\text{т.з}} + \Delta\varphi} \right)^b}, \quad (5.31)$$

де φ – поточне значення кута оберту кривошипа; $\varphi_{\text{п.в}}$, $\varphi_{\text{п.з}}$ – кути оберту кривошипа, що відповідають моментам початку відкриття і закриття органів газорозподілу; $\varphi_{\text{т.в}}$, $\varphi_{\text{т.з}}$ – тривалість відкриття і закриття органів газорозподілу в градусах оберту кривошипа по профілю кулачка розподільного вала з урахуванням величини зазору; $\Delta\varphi$ – поправка в градусах ОКВ тривалості відкриття і закриття клапана; a , b – постійні коефіцієнти, що підбираються для кожного конкретного двигуна за значеннями $\varphi_{\text{т.в}}$ і $\varphi_{\text{т.з}}$.

Перші дві функції (5.28) і (5.29) у прикладі, поданому на рис. 5.18, при $\varphi_{\text{т.в}} = \varphi_{\text{т.з}} = 108^\circ$ і $\Delta\varphi = 0^\circ \text{ОКВ}$ мають трохи завищені відхилення

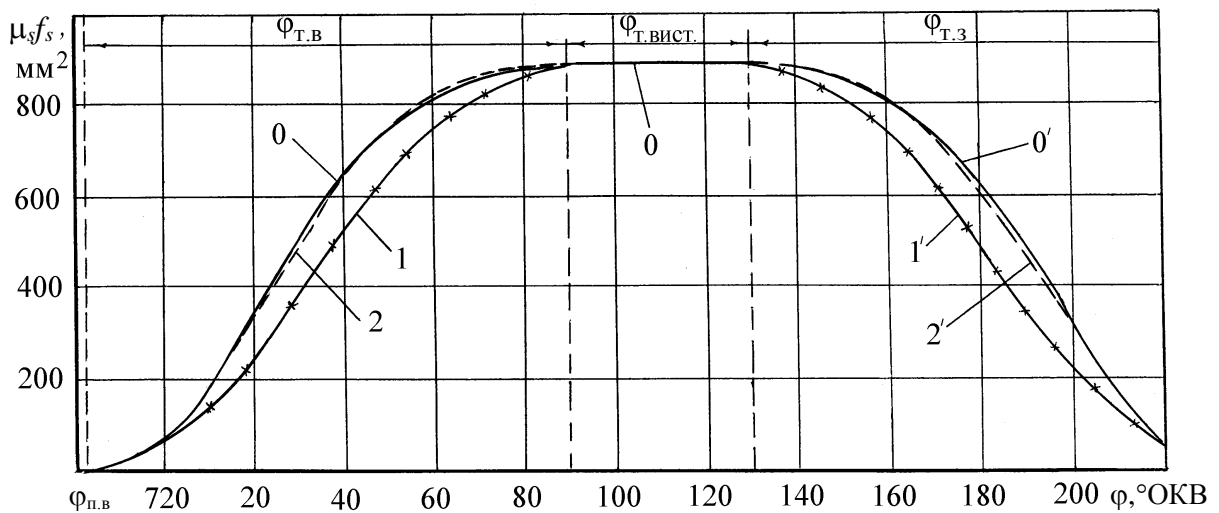


Рисунок 5.18 – Зміна ефективної площі прохідного перерізу впускного клапана μ_{fs} залежно від кута оберту кривошипа дизеля 4ЧН12/14 (СМД-14):

0 – дійсні значення; 1, 2 – значення μ_{fs} при використанні тригонометричних функцій ω_1 і ω_1' ($1 - \varphi_{\text{т.в}} = \varphi_{\text{т.з}} = 108^\circ$ і $\Delta\varphi = 0^\circ \text{ОКВ}$; 2 – $\varphi_{\text{т.в}} = \varphi_{\text{т.з}} = 108^\circ$ і $\Delta\varphi = -15^\circ \text{ОКВ}$)

значень μ_f від дійсних. Якщо ввести поправку на тривалість відкриття і закриття впускного клапана $\Delta\varphi = -15^\circ\text{OKB}$ (збільшити тривалість вистою клапана на 30°OKB), максимальні відхилення значень функцій (5.28) і (5.29) від дійсних значень ефективної площі прохідних перерізів не перевищують 5 %. Приблизно з тією ж точністю зміна μ_f залежно від кута оберту кривошипа може бути подана за допомогою функцій (5.30) і (5.31) при значеннях $\Delta\varphi = -5^\circ\text{OKB}$, $a = -6,9$ і $b \approx 4$.

У випадку вікон у стінці циліндра площа прохідних перерізів вікон визначається залежно від кута оберту кривошипа залежностями (5.7) – (5.12). Значення ж коефіцієнтів витрати можуть бути прийняті незмінними як для випускних, так і для впускних вікон, оскільки їхня зміна залежно від висоти вікна h , відкритого поршнем, відносно невелика (рис. 5.17; $\mu_v = \mu_n \approx 0,85$).

Контрольні запитання та завдання

1. Які вимоги висуваються до механізмів приводу клапанів?
2. Які використовуються типи механізмів приводу клапанів?
3. Як визначається площа прохідного перерізу клапана?
4. Пояснити особливості зміни площі прохідного перерізу клапана залежно від висоти його підйому.
5. Як визначається площа прохідних перерізів вікон у стінці циліндра?
6. Поясніть терміни:
 - коефіцієнт звуження потоку;
 - швидкісний коефіцієнт;
 - коефіцієнти витрати клапанів і вікон.
7. Як визначаються коефіцієнти витрати органів газорозподілу?
8. Наведіть фактори, що впливають на зміну коефіцієнта витрати залежно від висоти підйому клапана.
9. Як змінюється коефіцієнт витрати вікон у стінці циліндра залежно від висоти вікна, відкритого поршнем?
10. Як визначається ефективна площа прохідних перерізів клапанів та вікон при математичному моделюванні процесів газообміну?

Список літератури до розділу 5

1. Глаголев Н.М. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания. – К.–М.: Машгиз, 1950. – 476 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д. Н. Вырубов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др. / Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – 4-е изд. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
3. Дьяченко В.Г. Газообмен в двигателях внутреннего сгорания. – К.: УМК ВО, 1989. – 202 с.
4. Дизели: Справочник. – 3-е. изд. – Л.: Машиностроение, 1977. – 480 с.

Розділ 6

ПРОЦЕСИ ГАЗООБМІНУ В ЧОТИРИТАКТНОМУ ДВИГУНІ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Газообмін у двигунах внутрішнього згоряння відрізняється складністю процесів масообміну та теплообміну в надпоршневій порожнині, газодинамічних процесів у впускній і випускній системах. Математичний опис цих процесів з урахуванням усіх складних взаємозв'язків параметрів конструкції, режиму роботи з параметрами робочого тіла в газоповітряних системах і в циліндрі двигуна і сьогодні становить ще значні труднощі. Тому в практиці створення двигунів перевага віддається експериментальним методам оптимізації параметрів газоповітряних систем.

Експериментальні методи оптимізації параметрів конструкції і робочих процесів двигуна не позбавлені і ряду недоліків, до яких варто віднести, насамперед, велику їхню трудомісткість, значні витрати часу і матеріальних засобів. Не виключається при цьому можливість повторення помилок у виборі параметрів конструкції і робочих процесів, інших недоліків прототипу, за яким приймалися значення вихідних параметрів двигуна, що проектується. Оптимізація параметрів конструкції і робочих процесів базової моделі двигуна, не говорячи вже про її модифікації, при цьому продовжується, як правило, протягом усього періоду його виробництва.

Застосування розрахунково-експериментальних методів на базі сучасної обчислювальної техніки дозволяє більшість практичних задач оптимізації параметрів газоповітряних трактів двигуна вирішувати на стадії проектування, істотно скорочувати терміни і витрати матеріальних засобів на доведення базової моделі двигуна і її модифікацій [1, 2, 3]. Експериментальні дані дають змогу спростити математичні моделі процесів газообміну, виключити з моделі деякі параметри конструкції, процеси, що істотно не впливають на зміну параметрів робочого тіла і показники газообміну.

Розрахунково-експериментальні методи також мають недоліки. Методи не універсальні, дозволяють вирішувати з достатньою точністю задачі оптимізації параметрів конструкції газоповітряних систем тільки певного типу, вимагають висококваліфікованого наукового і математичного забезпечення. Однак ці недоліки неперіодичні з їх перевагами. Трудомісткість

розробки розрахунково-експериментальних методів, алгоритмів і програм розрахунку робочих процесів на ЕОМ набагато менша трудомісткості експериментальних методів. Вони дозволяють досліджувати окремі процеси і їхній вплив на показники двигуна, розглянути сотні можливих варіантів співвідношення значень параметрів конструкції базової моделі двигуна і її модифікацій.

§1. Особливості організації процесів газообміну в чотиритактних двигунах

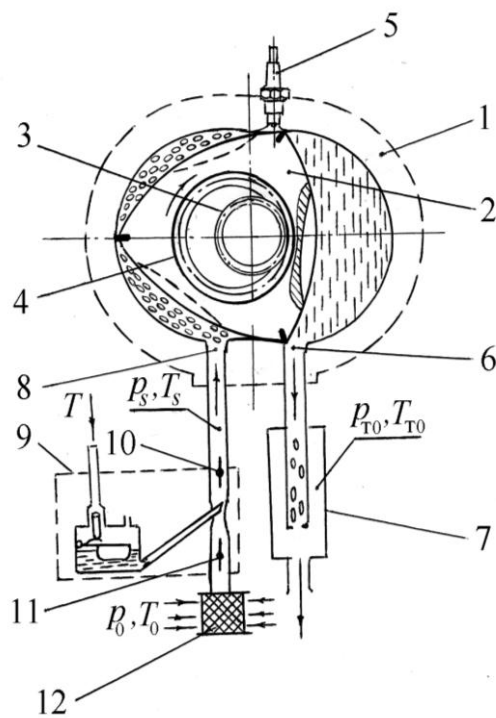


Рисунок 6.1 – Принципова схема чотиритактного роторно-поршневого двигуна:

1 – статор; 2 – ротор; 3 – нерухоме зубчасте колесо; 4 – зубчасте колесо ротора; 5 – свіча запалювання; 6 – випускний канал; 7 – глушник; 8 – впускний канал; 9 – карбюратор; 10 – дросельна заслінка; 11 – повітряна заслінка; 12 – повітроочисник;
 $p_0, T_0, p_s, T_s, p_{T0}, T_{T0}$ – тиск і температура повітря, суміші у впускному каналі, відпрацьованих газів на випуску

У чотиритактних двигунах процеси газообміну здійснюються в основному протягом тактів випуску і впуску. Протягом такту випуску продукти згоряння видаляються з робочої порожнини, а протягом такту впуску робоча порожнина заповнюється свіжим зарядом – повітрям або паливоповітряною сумішшю. Тривалість процесів випуску і впуску більша тривалісті тактів випуску і впуску і визначається фазами газорозподілу. *Фази газорозподілу – значення кутів оберту колінчатого вала (у випадку поршневого двигуна – рис. 1.7, 1.8) або ексцентрикового вала (у випадку роторно-поршневого двигуна – рис. 6.1) у градусах оберту колінчатого або ексцентрикового вала відносно ВМТ або НМТ, що відповідають моментам початку відкриття та закриття органів газорозпо-*

ділу (клапанів, вікон) (рис. 1.9). Значення фаз газорозподілу залежать від конструктивних особливостей двигуна і його газоповітряних систем. Фаза випередження відкриття впускного клапана 1 відносно НМТ становить 40–60 °ОКВ, фаза випередження відкриття впускного клапана 2 відносно ВМТ – 10–30 °ОКВ, фаза запізнення закриття впускного клапана 3 відносно ВМТ – 10–30 °ОКВ, фаза запізнювання закриття впускного клапана 4 відносно НМТ – 40–60 °ОКВ.

Процеси газообміну супроводжуються змінами параметрів стану, складу й кількості робочого тіла в робочій порожнині, параметрами стану і швидкості потоку в газоповітряних трактах. Протікання процесів газообміну залежить від особливостей конструкції двигуна, впускної і випускної систем, режиму роботи двигуна, атмосферних умов.

У карбюраторних поршневих або роторно-поршневих двигунах впускна система включає впускний канал 8, карбюратор 9 з дросельною 10 і повітряною 11 заслінками, повітряний фільтр 12; випускна система – впускний канал 6 і глушник 7 (рис. 6.1). У багаточиліндрових двигунах впускні канали приєднані до загального для всіх циліндрів впускного колектора (ресивера), випускні канали – до загального для всіх циліндрів випускного колектора.

У чотиритактних дизелях без наддуву на впуску встановлений тільки повітряний фільтр (рис. 1.1, б). Випускна система чотиритактного дизеля не відрізняється від випускної системи карбюраторного двигуна.

У чотиритактних дизелях з газотурбінним наддувом конструкція газоповітряних систем значно складніша (рис. 6.2). На впуску двигуна додатково встановлено компресор 10, повітроохолоджувач 9, на випуску – газову турбіну 11.

Зміна тиску робочого тіла у впускній і випускній системах як у двигуні без наддуву, так і в двигуні з газотурбінним наддувом взаємопов'язана зі зміною тиску робочого тіла в робочій порожнині (рис. 6.3, рис. 6.4). Зі збільшенням довжини і зменшенням діаметра впускних і випускних каналів до визначених значень зміна тиску перед впускними і за випускними клапанами зростає. Коливання тиску робочого тіла у впускних і випускних системах обумовлено газодинамічними явищами. Зі збільшенням діаметра впускних і випускних каналів, зменшенням їхньої довжини, збільшенням об'єму впускного і випускного ресиверів, до яких приєднані впускні і ви-

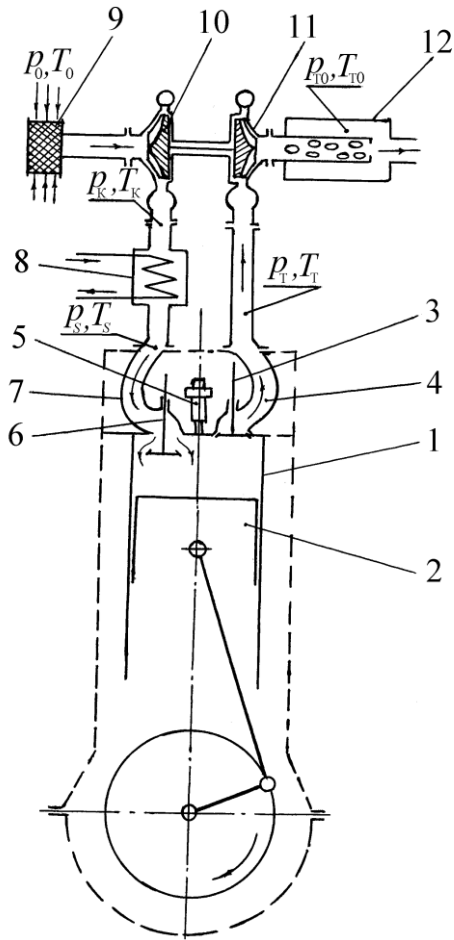


Рисунок 6.2 – Принципова схема чотиритактного дизеля з газотурбінним наддувом і проміжним охолодженням повітря:

1 – циліндр; 2 – поршень; 3 – випускний клапан; 4 – випускний канал; 5 – форсунка; 6 – впускний клапан; 7 – впускний канал; 8 – повітроохолоджувач; 9 – повітроочисник; 10 – компресор; 11 – турбіна; 12 – глушник;

p_0, T_0 – тиск і температура повітря перед повітроочисником; p_k, T_k – тиск і температура повітря за компресором; p_s, T_s – тиск і температура повітря за повітроохолоджувачем; $p_t, T_t; p_{T0}, T_{T0}$ – тиск і температура відпрацьованих газів до турбіни і за турбіною

на рис. 6.3, тривалість вільного випуску зростає внаслідок впливу інерційного відсмоктування, обумовленого рухом газу у випускному каналі з

пускні канали, знижується вплив газодинамічних явищ у системах, зменшується амплітуда коливань тиску робочого тіла перед впускними і за випускними клапанами.

Процеси газообміну залежно від співвідношення значень параметрів робочого тіла в робочій порожнині і суміжних системах можна умовно підрозділити на кілька періодів: вільний випуск, випуск (рис. 6.3, рис. 6.4), надходження продуктів згоряння у впускний канал (рис. 6.3), продувка (рис. 6.4), наповнення (впуск), дозарядка (рис. 6.3 і рис. 6.4) або вихід свіжого заряду з циліндра. Вільний випуск обумовлений значним перепадом тисків у робочій порожнині й у випускній системі. Починається вільний випуск в момент відкриття випускних клапанів і продовжується до моменту, коли продукти згоряння починають виходити з циліндра під дією поршня. На значній частині вільного випуску витікання продуктів згоряння з циліндра через випускні клапани відбувається зі швидкістю, рівною місцевій швидкості звуку. Цей період випуску називається надкритичним, а період випуску при швидкості витікання, меншій швидкості звуку, – підкритичним. У випадку, поданому

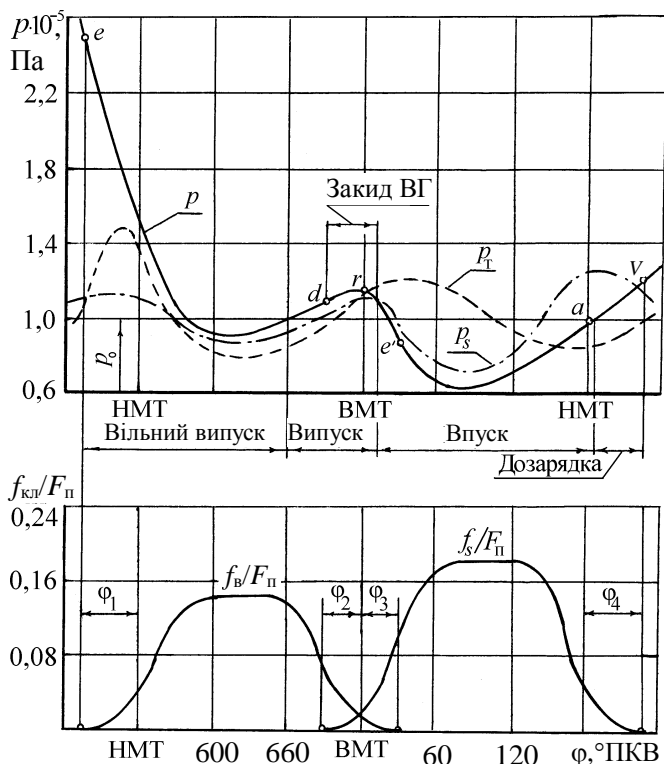


Рисунок 6.3 – Зміна тиску в циліндрі p , у випускному каналі p_t , у впускному каналі p_s та відношення площі прохідних перерізів впускних і випускних клапанів до площі поршня чотиритактного двигуна без наддуву

тім з випускного каналу – в циліндр до закриття випускних клапанів (рис. 6.3).

У двигунах з наддувом і $p_s > p_{тсер}$ процес випуску звичайно продовжується до моменту відкриття впускних клапанів (рис. 6.4). З відкриттям впускних клапанів починається продувка камери згоряння повітрям, яка продовжується до закриття випускних клапанів. Продувка камери згоряння поліпшує наповнення циліндра, знижує температуру випускних клапанів, поршня. Процес наповнення як у двигунах без наддуву, так і в двигунах з наддувом обумовлений збільшенням обсягу робочої порожнини і зменшенням тиску при переміщенні поршня до НМТ.

Дозарядка надпоршневої порожнини за НМТ до закриття впускних клапанів має місце, якщо тиск повітря або паливоповітряної суміші перед впускними клапанами вище, ніж тиск у циліндрі (рис. 6.3). У протилежному випадку відбувається викид з циліндра частини свіжого заряду. Підвищення тиску повітря перед впускними клапанами наприкінці такту впуску

високими швидкостями. При невеликій довжині випускного каналу, великому об'ємі випускного ресивера, до якого приєднуються випускні канали, вплив газодинамічних явищ на випуск незначний.

На ділянці випуску витікання продуктів згоряння обумовлено дією поршня, що переміщується до ВМТ. У двигунах без наддуву процес випуску продовжується звичайно за ВМТ до моменту, коли тиск у циліндрі зменшиться до тиску за випускним клапаном. На ділянці перекриття клапанів може відбуватися і надходження продуктів згоряння у впускний канал, а по-

може бути досягнуто відповідним вибором діаметра і довжини впускного каналу.

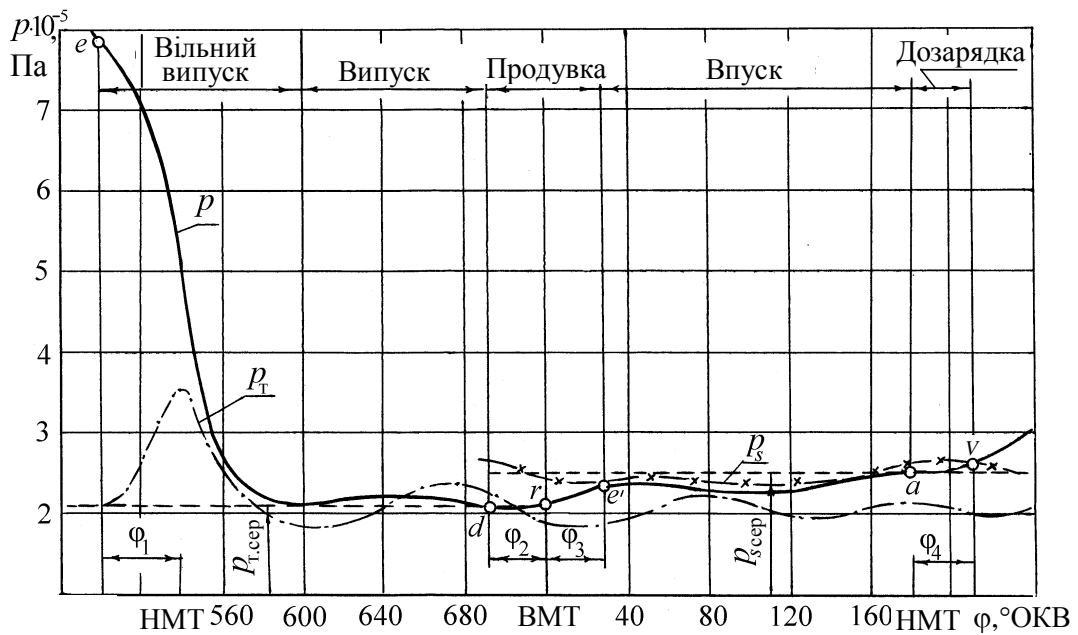


Рисунок 6.4 – Зміна тиску в циліндрі p , у впускному p_t і у впускному p_s каналах чотиритактного дизеля з газотурбінним наддувом

У роторно-поршневих двигунах процеси газообміну (рис. 6.1) незначно відрізняються від процесів газообміну в чотиритактних поршневих двигунах. Ці відмінності обумовлені особливостями конструкції органів газорозподілу, кінематикою механізму приводу ротора. Випускні і впускні вікна відкриваються вершиною ротора, що обертається, і тривалість їхнього відкриття значно більша тривалості відкриття клапанів. Площа прохідних перерізів впускних і випускних вікон більша, ніж площа прохідних перерізів впускних і випускних клапанів і не лімітована, як у поршневих двигунах, діаметром циліндра. Значно більша і тривалість процесів газообміну, тому що тривалість тактів у роторно-поршневому двигуні становить 270 градусів оберту ексцентрикового вала проти 180 $^\circ\text{ОКВ}$ у поршневого двигуна.

§2. Показники процесів газообміну

Техніко-економічні показники двигуна (середній ефективний тиск, літрова потужність, питома маса, ККД) значною мірою залежать від якості процесів очищення робочої порожнини від продуктів згоряння і її заповнення свіжим зарядом.

Ступінь досконалості процесів газообміну в двигунах внутрішнього згоряння характеризується показниками очищення робочої порожнини від продуктів згоряння і її заповнення свіжим зарядом, витратами енергії на здійснення процесів газообміну.

Ступінь очищення робочої порожнини від відпрацьованих газів характеризується коефіцієнтом залишкових газів, що являє собою відношення маси залишкових газів M_γ до маси свіжого заряду $M_{\text{св.зар}}$:

$$\gamma = \frac{M_\gamma}{M_{\text{св.зар}}}. \quad (6.1)$$

Ступінь заповнення циліндра свіжим зарядом у двигунах з наддувом характеризується коефіцієнтом наповнення при умовах на впуску, який являє собою відношення маси свіжого заряду в циліндрі до потенційного заряду робочої порожнини при умовах на впуску:

$$\eta_{\text{vs}} = \frac{M_{\text{св.зар}}}{M_{hs}} = \frac{M_a / (1 + \gamma)}{M_{hs}} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_{s\text{сеп}}} \frac{T_{s\text{сеп}}}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma}, \quad (6.2)$$

де M_{hs} – потенційний заряд робочої порожнини, кг;

$$M_a = \frac{p_a V_a}{R_s T_a} = M_{\text{св.зар}} + M_\gamma - \text{маса робочого тіла в надпоршневій порож-$$

нині в НМТ, кг;

$p_{s\text{сеп}}, T_{s\text{сеп}}$ – середнє за цикл значення тиску і температури повітря або паливоповітряної суміші перед впускними клапанами (рис. 6.4).

Потенційний заряд робочої порожнини – маса повітря або паливоповітряної суміші, що могла б заповнити робочу порожнину при тиску і температурі перед впускними органами:

$$M_{hs} = \frac{p_{s\text{ сеп}} V_h}{R_s T_{s\text{ сеп}}}, \quad (6.3)$$

де R_s – газова постійна для 1 кг повітря або 1 кг паливоповітряної суміші.

У двигунах без наддуву коефіцієнт наповнення визначають звичайно відносно атмосферних умов, тобто потенційний заряд робочої порожнини

$$M_h = \frac{p_0 V_h}{R T_0}, \quad (6.4)$$

де p_0, T_0 – тиск і температура атмосферного повітря.

Коефіцієнт наповнення в даному випадку залежить і від ступеня досконалості впускних каналів і повітроочисника.

У карбюраторних двигунах коефіцієнти наповнення й остаточних газів залежать від навантаження (кількісне регулювання потужності) і змінюються в межах: $\eta_{vs} = 0,1-0,9$; $\gamma = 0,10-0,80$. У дизелях $\eta_{vs} = 0,8-0,9$; $\gamma < 0,04$ і слабо залежать від навантаження.

У двигунах з наддувом і продувкою камери згоряння ступінь досконалості процесів газообміну характеризується також коефіцієнтами надлишку продувочного повітря і витоків продувочного повітря:

$$\varphi = \frac{M_s}{M_{hs}}; \quad (6.5)$$

$$\nu = \frac{M_{\text{цвс}}}{M_s} = \frac{M_s - M_{\text{св.зар}}}{M_s} = 1 - \frac{\eta_{vs}}{\varphi}, \quad (6.6)$$

де M_s – маса повітря, що надійшло в робочу порожнину за період впуску і продувки, кг;

$M_{\text{цвс}}$ – вихід повітря з робочої порожнини при продувці камери згоряння, кг.

У чотиритактних двигунах без наддуву $\varphi = \eta_{vs}$; $\nu = 0$. У двигунах з наддувом і значним перекриттям клапанів $\varphi < 1,1$; $\nu < 0,1$.

Витрати енергії на здійснення процесів газообміну в чотиритактному двигуні оцінюються питомою роботою насосних витрат або середнім

тиском насосних втрат.

Витрати енергії на здійснення процесу випуску можуть бути оцінені питомою роботою випуску, що являє собою відношення роботи L_B , витраченої на очищення робочої порожнини від продуктів згоряння, до робочого об'єму V_h , Дж/см³ (рис. 6.5, а):

$$l_B = \frac{L_B}{V_h 10^6} = \frac{1}{V_h 10^6} \left(\int_{\varphi=540^\circ}^{\varphi=720^\circ} p dV - p_0 V_h \right). \quad (6.7)$$

Тут і нижче V_h в м³.

Питома робота випуску чисельно дорівнює середньому тискові гідравлічних втрат на випуску в МПа:

$$l_B = |\Delta p_B|. \quad (6.8)$$

Витрати енергії на здійснення процесу впуску можуть бути оцінені питомою роботою впуску, що являє собою відношення роботи, витраченої на заповнення циліндра свіжим зарядом, до робочого об'єму, Дж/см³ (рис. 6.5, а):

$$l_{ВП} = \frac{L_{ВП}}{V_h 10^6} = \frac{1}{V_h 10^6} \left(p_0 V_h - \int_{\varphi=0^\circ}^{\varphi=180^\circ} p dV \right) \quad (6.9)$$

або середнім тиском гідравлічних втрат на впуску в МПа:

$$\Delta p_{ВП} = |l_{ВП}|. \quad (6.10)$$

Сумарні питомі витрати енергії на здійснення процесів газообміну

$$l_{н.в} = l_B + l_{ВП} \quad (6.11)$$

або середній тиск насосних втрат

$$p_{н.в} = \Delta p_B + \Delta p_{ВП}. \quad (6.12)$$

Важливими характеристиками органів газорозподілу є середній тиск гідравлічних втрат на випускних і впускних клапанах, що залежить від гідравлічних опорів клапанів, Па:

$$\Delta p_{\text{в.кл}} = \frac{1}{V_h} \left(\int_{\varphi=540^\circ}^{\varphi=720^\circ} p dV - p_{\text{т.сер}} V_h \right) = p_{\text{в.сер}} - p_{\text{т.сер}}; \quad (6.13)$$

$$\Delta p_{\text{вп.кл}} = \frac{1}{V_h} \left(p_{\text{с.сер}} V_h - \int_{\varphi=0^\circ}^{\varphi=180^\circ} p dV \right) = p_{\text{с.сер}} - p_{\text{вп.сер}}. \quad (6.14)$$

Середній тиск насосних втрат може бути визначено і через середній тиск гідравлічних втрат на впускних і випускних клапанах,

$$p_{\text{н.в}} = p_{\text{в.сер}} - p_{\text{вп.сер}} = p_{\text{т.сер}} - p_{\text{с.сер}} + (\Delta p_{\text{в.кл}} + \Delta p_{\text{вп.кл}}). \quad (6.15)$$

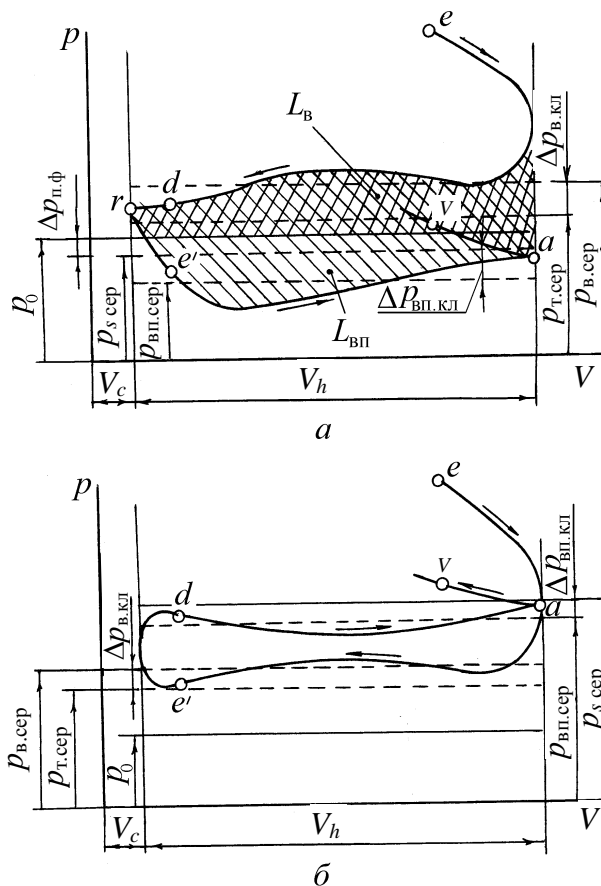


Рисунок 6.5 – Індикаторні діаграми процесів газообміну чотиритактного двигуна без наддуву (а) і з газотурбінним наддувом (б)

У двигунах з газотурбінним наддувом або з механічним приводом нагнітача і значеннями $p_{\text{с.сер}} > p_{\text{т.сер}}$, середній тиск насосних втрат може бути і зі знаком "-", тобто за період газообміну буде виконана газами позитивна робота, що знижує механічні втрати. У цьому випадку енергія стиснутого в компресорі повітря не тільки компенсує втрати енергії на здійснення газообміну, але й забезпечує деякий надлишок енергії, що буде тим вищим, чим більшою буде відмінність $p_{\text{с.сер}}$ від $p_{\text{т}}$.

Середній тиск гідравлічних втрат у впускних і випускних клапанах при відношенні площі

прохідного перерізу випускних клапанів до площі прохідного перерізу випускних клапанів $f_e/f_s = 0,7-0,8$ приблизно однакові і залежать, головним чином, від відношення площі прохідних перерізів клапанів (f_b, f_s) до площі поршня $F_{\text{п}}$ і середньої швидкості поршня (табл. 6.1). Температура повітря або паливоповітряної суміші на впуску, температура газів у циліндрі на ділянці випуску значно менше впливають на середній тиск гідравлічних втрат у випускних і випускних клапанах.

Таблиця 6.1 – Залежність середнього тиску втрат у випускних клапанах від середньої швидкості поршня і відношення $f_{\text{вп}} / F_{\text{п}}$

Середня швидкість поршня	$f_s / F_{\text{п}}$ ($f_b / f_s = 0,7-0,8$)	
	0,13–0,16	0,16–0,22
7–11 м/с	$(0,15-0,30) \cdot 10^5$ Па	$(0,10-0,20) \cdot 10^5$ Па
11–15 м/с	$(0,30-0,50) \cdot 10^5$ Па	$(0,20-0,40) \cdot 10^5$ Па

При значеннях середнього ефективного тиску $p_e < 0,5p_{\text{ен}}$ середній тиск втрат у випускних клапанах починає залежати і від p_e внаслідок значного зниження температури газів у циліндрі на ділянці випуску.

§3. Наближена оцінка показників газообміну чотиритактного двигуна

Необхідність у наближеній оцінці показників газообміну (середнього тиску насосних втрат, коефіцієнтів залишкових газів і наповнення, параметрів робочого тіла в кінці такту впуску) звичайно виникає на початковій стадії проектних розробок нового двигуна, модернізації двигунів, що випускаються, різних розрахункових досліджень і т. ін. Найбільш проста наближена оцінка показників газообміну на окремих режимах роботи двигуна за даними досліджень подібних двигунів. Менш достовірна оцінка показників газообміну за значенням параметрів свіжого заряду на впуску і відпрацьованих газів на випуску, середньої швидкості поршня, відношення площі прохідних перерізів клапанів до площі поршня. Послідовність на-

ближеної оцінки показників чотиритактного двигуна може бути наступною.

1. Визначається середнє значення тисків у циліндрі на ділянці випуску і впуску, середній тиск насосних втрат (рис. 6.5):

$$p_{в.сер} = p_{т.сер} + \Delta p_{в.кл}; \quad (6.16)$$

$$p_{вп.сер} = p_{sсер} - \Delta p_{вп.кл}; \quad (6.17)$$

$$p_{н.в} = p_{в.сер} - p_{вп.сер}. \quad (6.18)$$

У двигунах без наддуву середнє значення тисків повітря (паливоповітряної суміші) у впускному колекторі і відпрацьованих газів на випуску

$$p_{sсер} = p_0 - \Delta p_{п.ф}; \quad (6.19)$$

$$p_{т.сер} = p_0 + \Delta p_{г.ш}, \quad (6.20)$$

де $\Delta p_{п.ф}$, $\Delta p_{г.ш}$ – середній тиск гідравлічних опорів повітряного фільтра і глушника шуму на випуску ($\Delta p_{п.ф} \approx 1000\text{--}3000$ Па; $\Delta p_{г.ш} \approx 2000\text{--}5000$ Па).

Значення середнього тиску втрат на клапанах приймається за експериментальними даними (табл. 6.1).

У двигунах з газотурбінним наддувом середнє значення тиску повітря (паливоповітряної суміші) на впуску $p_{sсер}$ визначається з рівняння балансу витрати повітря,

$$\alpha M_0 N_e g_e = \eta_{vs} \frac{P_{sсер}}{R_s T_{sсер}} V_h \frac{n}{2} 60 z, \quad (6.21)$$

де α – коефіцієнт надлишку повітря;

M_0 – теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива;

N_e – потужність двигуна;

g_e – питома ефективна витрата палива;

n – частота обертання колінчатого вала;

z – число циліндрів;

R_s – газова постійна для повітря;

$T_{s\text{сер}}$ – температура повітря на впуску:

$$T_{s\text{сер}} = T_0 \pi_{\kappa}^{\frac{\kappa_s-1}{\kappa_s}} - \Delta T_{\text{охол}}. \quad (6.22)$$

Тут π_{κ} – ступінь підвищення тиску повітря в компресорі;

$T_{\text{охол}}$ – зниження температури повітря в повітроохолоджувачі (при $\pi_{\kappa} > 2$ $\Delta T_{\text{охол}} = 50\text{--}100$ К).

Ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\pi_{\kappa} = \frac{p_{s\text{сер}} + \Delta p_{\text{охол}}}{p_0 - \Delta p_{\text{п.ф}}}, \quad (6.23)$$

де $\Delta p_{\text{охол}}$ – гідравлічний опір повітроохолоджувача ($\Delta p_{\text{охол}} = 2000\text{--}3000$ Па).

Коефіцієнт наповнення приймається за даними для подібних двигунів ($\eta_{vs} = 0,8\text{--}0,9$).

Середній тиск газів у випускному колекторі перед турбіною визначається з рівняння балансу потужності турбіни і компресора ($N_T = N_{\kappa}$):

$$\frac{G_{\text{п}} + B_{\text{г}}}{3600} l_{\text{ад.т}} \eta_T = \psi \frac{G_{\text{п}}}{3600} l_{\text{ад.к}} \frac{1}{\eta_{\kappa}}$$

або

$$\left(\frac{G_{\text{п}} + B_{\text{г}}}{3600} \right) \frac{\kappa_T}{\kappa_T - 1} R_T T_{\text{тсер}} \left[1 - \left(\frac{p_0 + \Delta p_{\text{г.ш}}}{p_{\text{тсер}}} \right)^{\frac{\kappa_T-1}{\kappa_T}} \right] \eta_T =$$

$$= \psi \frac{G_{\text{п}}}{3600} \frac{\kappa_s}{\kappa_s - 1} R_s T_0 \left(\pi_{\kappa}^{\frac{\kappa_s-1}{\kappa_s}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{\kappa}}.$$

Після перетворень, прийнявши $G_{\text{п}} = \alpha M_0 B_{\text{г}}$ и $R_s = R_T$, одержимо:

$$p_{\text{т.сер}} \cong (p_0 + \Delta p_{\text{г.ш}}) \left[1 - \frac{\psi T_0 \kappa_s (\kappa_T - 1)}{\left(1 + \frac{1}{\alpha M_0}\right) T_{\text{т.сер}} \kappa_T (\kappa_s - 1) \eta_T \eta_K} \left(\pi_K^{\frac{\kappa_s - 1}{\kappa_s}} - 1 \right) \right]^{\frac{\kappa_T}{\kappa_T - 1}}, \quad (6.24)$$

де $G_{\text{п}}, B_{\text{г}}$ – витрата повітря і палива через двигун, кг/год;

$l_{\text{ад.т}}, l_{\text{ад.к}}$ – питома робота розширення газу в турбіні і стиску повітря в компресорі, кДж/кг;

R_s, R_T – газова постійна для повітря і продуктів згорання;

κ_T, κ_s – показники адіабати для продуктів згорання і повітря;

$T_{\text{т.сер}}$ – середнє значення температури продуктів згорання перед турбіною;

η_T, η_K – ККД турбіни і компресора ($\eta_T \approx \eta_K \approx 0,7-0,8$);

ψ – коефіцієнт, що враховує витрати повітря на охолодження турбіни ($\psi = 1,01-1,03$).

Значення показника адіабати при стиску повітря в компресорі приблизно дорівнює 1,4; показника адіабати при розширенні газів у турбіні – 1,32–1,34 (для дизеля) і 1,28–1,30 (для бензинового двигуна). Середнє значення температури газів перед турбіною $T_{\text{т.сер}} = 900-950$ К (для дизеля), $T_{\text{т.сер}} = 950-1100$ К (для бензинового двигуна).

2. Коефіцієнт залишкових газів можна визначити, задавши в першому наближенні коефіцієнт наповнення η_{vs} і температуру залишкових газів у циліндрі T_r :

$$\gamma = \frac{M_{\gamma}}{M_{\text{св.зар}}} \cong \frac{V_c \rho_{\gamma}}{\eta_{\text{vs}} \rho_s V_h} = \frac{V_c p_{\text{т.сер}} / (R_T T_{\text{т.сер}})}{\eta_{\text{vs}} V_h p_{\text{с.сер}} / (R_s T_{\text{с.сер}})}, \quad (6.25)$$

де V_c – об'єм камери, стиску;

ρ_{γ}, ρ_s – густина продуктів згорання в кінці такту випуску і повітря на випуску;

T_r – температура газів у циліндрі наприкінці такту випуску ($T_r = 950-1000$ К для дизеля і $T_r = 1100-1300$ К для бензинового двигуна).

3. Тиск суміші газів у циліндрі в кінці такту впуску (НМТ, точка a):

$$p_a = p_{s\text{сep}} - (0,1-0,3) \Delta p_{\text{вп.кл.}} \quad (6.26)$$

4. Температура суміші газів у циліндрі в кінці такту впуску визначається з рівняння теплового балансу для такту впуску:

$$Q_a = Q_s + Q_r + Q_T + L_{\text{вп}} - Q_B; \quad (6.27)$$

$$M_a c_{pma}(T_a - 273) = M_{\text{св.зар}} c_{pms}(T_s - 273) + M_\gamma c_{p\gamma}(T_r - 273) + Q_T + L_{\text{вп}} - Q_B;$$

$$T_a \cong \frac{(T_{s\text{сep}} - 273) + \gamma(T_r - 273) + \Delta T_T + \Delta T_{\text{г.в}} - \Delta T_B}{1 + \gamma} + 273, \quad (6.28)$$

якщо знехтувати відмінністю середніх питомих теплоємностей при постійному тиску свіжого заряду і продуктів згоряння.

Тут: Q_a – теплота суміші газів у циліндрі в кінці такту впуску (НМТ);

Q_s – теплота свіжого заряду, що надійшов у циліндр;

Q_r – теплота залишкових газів у циліндрі;

Q_T – теплота підігріву свіжого заряду від стінок циліндра внаслідок теплообміну;

$L_{\text{вп}}$ – витрати енергії на здійснення процесу впуску;

Q_B – теплота випарування палива (у випадку карбюраторного двигуна);

c_{pma} , c_{pms} , $c_{p\gamma}$ – відповідно середні питомі масові теплоємності при постійному тиску суміші газів у циліндрі, свіжого заряду і залишкових газів;

$\Delta T_T = Q_T / (M_{\text{св.зар}} c_{pms})$ – підвищення температури свіжого заряду внаслідок підігріву від стінок циліндра;

$\Delta T_{\text{г.в}} \cong L_{\text{вп}} / (M_{\text{св.зар}} c_{pms})$ – підвищення температури свіжого заряду, що обумовлене витратами енергії на процес впуску;

$\Delta T_B = 320 / (\alpha M_0 c_{pms})$ – зниження температури свіжого заряду, обумовлене випаруванням палива (320 кДж/кг – теплота пароутворення бензину).

Підвищення температури свіжого заряду внаслідок підігріву від стінок циліндра T_T залежить від робочого об'єму циліндра, частоти обертання

колінчатого вала, навантаження і становить 5–30 К. Підвищення температури свіжого заряду внаслідок витрат енергії на впуск $T_{гв}$ може досягати 20–40 К, залежно від конструктивних особливостей двигуна і режиму роботи.

5. Маса свіжого заряду і коефіцієнт наповнення:

$$M_{\text{св.зар}} = \frac{M_a}{1 + \gamma} = \frac{p_a V_a / (R T_a)}{1 + \gamma}; \quad (6.29)$$

$$\eta_{vs} = \frac{M_{\text{св.зар}}}{M_{hs}}. \quad (6.30)$$

Якщо значення η_{vs} відрізняється від прийнятого раніше більш ніж на 5 %, розрахунок варто повторити, прийнявши за початкове отримане значення η_{vs} .

Більш точно показники газообміну визначаються при розрахунку процесів газообміну в надпоршневій порожнині від моменту початку відкриття випускних клапанів до моменту закриття впускних клапанів.

§4. Розрахунок процесу випуску

Математична модель процесів у надпоршневій порожнині на ділянці випуску від точки e до точки d (рис. 6.3; 6.4) у загальному випадку включає в себе систему диференціальних рівнянь нестационарних процесів масообміну і теплообміну в надпоршневій порожнині, систему диференціальних рівнянь нестационарних процесів у випускному каналі, систему рівнянь граничних умов (перетікання газу через клапани і параметри газу на виході з випускного каналу). На практиці дані системи рівнянь звичайно розв'язуються при ряді допущень, що дозволяють істотно спростити рішення при прийнятній для конкретних цілей досліджень точності. Залежно від цілей досліджень, початкових умов уточнюються допущення, а відповідно й вихідна система рівнянь.

Кінцевою метою розрахунку процесу випуску є визначення втрати енергії на видалення продуктів згоряння із циліндра з урахуванням втрати

індикаторної роботи розширення газів, обумовленої випередженням відкриття випускних клапанів, ступенем очищення надпоршневої порожнини від продуктів згоряння до моменту початку відкриття випускних клапанів. За цими показниками оцінюється вибір геометричних розмірів випускних клапанів і каналів відведення відпрацьованих газів за випускними клапанами, фази відкриття і закриття випускних клапанів. Збільшення, наприклад, кута випередження відкриття випускних клапанів знижує втрати енергії на виштовхування поршнем продуктів згоряння з надпоршневої порожнини, але при цьому зростають втрати індикаторної роботи розширення газів. Оптимальному куту випередження відкриття випускних клапанів відповідає мінімальне значення суми цих втрат. Запізнення закриття випускних клапанів впливає при інших рівних умовах (однакових значеннях прохідних перерізів клапанів, частоти обертання колінчатого вала і т.д.) в основному на ступінь очищення надпоршневої порожнини від продуктів згоряння.

Газодинамічні явища в каналах відведення продуктів згоряння за випускними клапанами в чотиритактних двигунах мають відносно невеликий вплив на втрати енергії на ділянці випуску, ступінь очищення надпоршневої порожнини від продуктів згоряння. Тільки при відповідній довжині і відповідному діаметрі каналів відводу продуктів згоряння, кута випередження відкриття випускних клапанів в невеликому діапазоні зміни навантаження і частоти обертання колінчатого вала можливе незначне зменшення тиску газів і кількості газів в надпоршневій порожнині на ділянці випуску. Тому в чотиритактних двигунах при визначенні зміни параметрів і кількості газів в надпоршневій порожнині на ділянці випуску залежно від кута оберту колінчатого вала тиск газів за випускними клапанами можна прийняти постійним і рівним середньому значенню p_T . Тоді для ділянки випуску в припущенні, що реакції окиснювання палива завершилися до моменту початку відкриття випускних клапанів ($dx = 0$; $dQ_x = 0$) диференціальне рівняння (4.28) набуває вигляду:

$$dp = \frac{\kappa_T p}{V} \left[\frac{1}{\rho} (-dM_s) - \frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T} \frac{dQ_T}{p} - dV_{II} \right], \quad (6.31)$$

де κ_T – показник адиабати для продуктів згоряння.

Рівняння (6.31) є диференціальним рівнянням з перемінними коефіцієнтами, яке можна розв'язати тільки чисельними методами, наприклад, методом Ейлера. Для кінцевого проміжку часу, що відповідає куту оберту кривошипа $\Delta\varphi_i$, зміна тиску газів у циліндрі

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_{Ti} p_i}{V} \left[\frac{1}{\rho_i} (-\Delta M_{цвi}) - \frac{\kappa_{Ti} - 1}{\kappa_{Ti}} \frac{\Delta Q_{Ti}}{p_i} - \Delta V_{pi} \right]. \quad (6.32)$$

Тут індекс i відповідає значенням параметрів і коефіцієнтів, що входять у рівняння на початку розрахункового кроку.

Кількість продуктів згоряння, що вийшли з циліндра через випускний клапан протягом розрахункового проміжку часу, що відповідає куту оберту кривошипа $\Delta\varphi_i$,

$$\Delta M_{цвi} = \rho'_i (\mu_{vi} f_{vi})_{сер} W_{цвi} \Delta\varphi_i / 6n, \quad (6.33)$$

де $\rho'_i = \rho_i \left(\frac{p_T}{p_i} \right)^{\frac{1}{\kappa_{Ti}}}$ – густина газів у розрахунковому перерізі випускного клапана;

$\rho_i = \frac{p_i}{R_T T_i}$ – густина продуктів згоряння в надпоршневій порожнині;

$(\mu_{vi} f_{vi})_{сер}$ – середнє значення ефективної площі прохідного перерізу випускного клапана на розрахунковому проміжку часу;

$W_{цвi}$ – швидкість газів у розрахунковому перерізі випускного клапана;

$\kappa_{Ti} = c_{pi} / c_{vi}$ – показник адіабати для продуктів згоряння.

Якщо розрахунковий крок складає 1–5 °ОКВ, замість середніх значень ефективної площі прохідних перерізів клапанів на розрахунковому кроці будемо приймати значення ефективної площі прохідних перерізів клапанів на початку розрахункового кроку.

Залежно від співвідношення тисків у надпоршневому об'ємі p_i і за випускним клапаном у випускному каналі p_T , можливі два режими витікання, що відповідають відношенню p_T / p_i – меншому критичного і більшому критичного. Критичне відношення тиску

$$\left(\frac{p_T}{p_i}\right)_{\text{кр}} = \beta_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{\kappa_{Ti} + 1}\right)^{\frac{\kappa_{Ti}}{\kappa_{Ti} - 1}} \approx 0,53-0,55. \quad (6.34)$$

При критичному режимі витікання ($\frac{p_T}{p_i} \leq \beta_{\text{кр}}$) швидкість газу в розрахунковому перерізі клапана дорівнює місцевій швидкості звуку ($W_{\text{цві}} = a_i$) і залежить тільки від температури газу в надпоршневій порожнині:

$$W_{\text{цві}} = \sqrt{\kappa_{Ti} R_T T_{mi}} = \sqrt{\kappa_{Ti} R_T T_i \beta_{\text{кр}}^{\frac{\kappa_{Ti}}{\kappa_{Ti} - 1}}} = \sqrt{2 R_T \frac{\kappa_{Ti}}{\kappa_{Ti} + 1} T_i}, \quad (6.35)$$

де T_{mi} – значення температури газів у розрахунковому перерізі клапана.

Ділянку процесу випуску, на якій $\frac{p_T}{p_i} \leq \beta_{\text{кр}}$, умовно названо надкритичним випуском (до точки k на рис. 6.6).

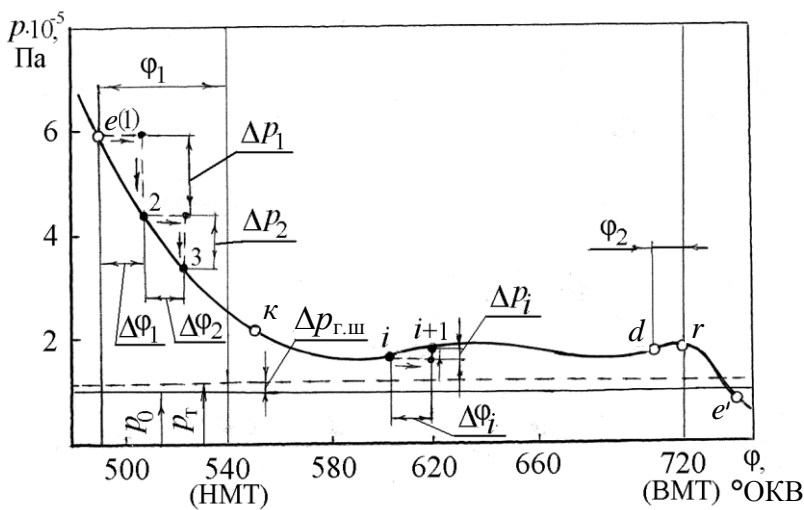


Рисунок 6.6 – Схема розрахунку зміни тиску в надпоршневій порожнині на ділянці випуску

Зі збільшенням відношення $\frac{p_T}{p_i}$ до значень більших $\beta_{\text{кр}}$ швидкість потоку газу в розрахунковому перерізі клапана стає меншою місцевої швидкості звуку і залежить не тільки від температури газів у циліндрі, але і від відношення тисків $\frac{p_T}{p_i}$,

$$W_{\text{цві}} = \sqrt{2 \frac{\kappa_{Ti}}{\kappa_{Ti} - 1} R_T T_i \left[1 - \left(\frac{p_T}{p_i}\right)^{\frac{\kappa_{Ti}}{\kappa_{Ti} - 1}} \right]}, \quad (6.36)$$

Відповідно ця ділянка процесу випуску умовно названа підкритичним випуском (ділянка $k-d$ на рис. 6.6).

Значення параметрів робочого тіла у надпоршневій порожнині у момент відкриття випускних клапанів (точка e) приймається по експериментальним даним для подібних двигунів і відповідних режимів роботи (частоти обертання колінчатого вала, середнього ефективного тиску). Приблизно параметри робочого тіла у точці e можна визначити, вирішуючи спільно рівняння теплового балансу для ділянки індикаторної діаграми від точки a до точки e і рівняння стану [4]. На режимі максимальної потужності у двигунах з іскровим запаленням при ступені стиску 8,5–9,5 тиск газів у момент відкриття випускних клапанів $p_e \cong 0,5-0,6$ МПа, температура – 1600–1800 К; у дизелях без наддуву – $p_e \cong 0,3-0,5$ МПа, $T_e = 1200-1300$ К; в дизелях з наддувом $p_e \cong 0,5-0,8$ МПа, $T_e = 1000-1200$ К. Крок розрахунку на ділянці випуску при розрахунках у табличній формі приймається рівним 5–10 °ОКВ. Послідовність виконання розрахунків зміни тиску у надпоршневій порожнині подана на рис. 6.6, а приклад розрахунку зміни параметрів продуктів згоряння у надпоршневій порожнині без урахування теплообміну на ділянці випуску автомобільного двигуна з іскровим запалюванням (ВАЗ-2103) – у табличній формі наведений у методичних вказівках до курсової роботи [4].

На ділянці випуску від точки e до точки d в інтервалі зміни температури продуктів згоряння $T_e - T_d$ зміна показника адіабати відносно невелика. Тому у розрахунках значення κ_T приймають звичайно постійним і рівним середньому значенню, що відповідає температурі $T_{e-d} = 0,5(T_e + T_d)$.

На першому розрахунковому кроці (від точки e до точки 2), прийнявши значення розрахункового кроку $\Delta\varphi_1$ (рис. 6.6), визначаємо по залежності (6.33) кількість продуктів згоряння, що виходять з циліндра, припускаючи, що процес витікання газів протягом розрахункового проміжку часу через прохідний переріз випускного клапана – сталий, а параметри газу у циліндрі – незмінні. Якщо при розрахунку газообміну враховується вплив теплообміну, то втрати теплоти від газів у стінки днища поршня, головки циліндра, циліндра на першій розрахунковій ділянці

$$\Delta Q_{T1} = \alpha_{T1} \left[F_{\Pi} (T_e - T_{\Pi}) + F_{\Gamma} (T_e - T_{\Gamma}) + F_{\text{ц}} (T_e - T_{\text{ц}}) \right] \frac{\Delta\varphi_1}{6n}.$$

Зміна об'єму надпоршневої порожнини на першій розрахунковій ділянці

$$\Delta V_{п1} = V_2 - V_e .$$

Тут $\alpha_{т1}$ – середнє значення коефіцієнта тепловіддачі від газів у стінки по поверхні надпоршневої порожнини, який визначається за параметрами газу на початку розрахункового кроку (точка e на рис. 6.6);

$T_{п}, T_{г}, T_{ц}$ – середні значення температури поверхонь стінок днища поршня, головки циліндра і ділянки циліндра між днищем поршня і головкою циліндра;

V_e, V_2 – об'єм надпоршневої порожнини в точці e і точці 2.

Далі по залежності (6.32) обчислюємо зміну тиску на першому розрахунковому кроці при прийнятих умовах і знаходимо значення параметрів робочого тіла у точці 2:

$$p_2 = p_e - \Delta p_1; \quad V_2 = V_e + \Delta V_{п1};$$

$$M_2 = M_e - \Delta M_{цв1}; \quad T_2 = p_2 V_2 / (M_2 R_T).$$

Потім переходимо до наступного розрахункового кроку (від точки 2 до точки 3) і т.д. У точці k (рис. 6.6) закінчується надкритичний випуск ($p_{т.сер} / p_i = \beta_{кр}$) і починається підкритичний випуск ($p_{т.сер} / p_i > \beta_{кр}$). На ділянці підкритичного випуску швидкість газів у розрахунковому перерізі випускного клапана визначається по залежності (6.36). Розрахунок підкритичного випуску продовжується до моменту початку відкриття випускного клапана (точка d – рис. 6.6).

У двигунах з частотою обертання колінчатого вала понад 1000 хв^{-1} вплив втрати теплоти від газів у стінки надпоршневої порожнини на ділянці випуску слабо впливає на зміну тиску і при розрахунку процесу випуску звичайно не враховується – у залежності (6.32) $\Delta Q_{Ti} = 0$. Однак і в цьому випадку таблична форма розрахунку випуску достатньо трудомістка і використовується тільки у навчальних цілях для того, щоб можна було освоїти не тільки послідовність виконання розрахункових операцій, але й в деталях уявити сутність фізичних явищ, що відбуваються у надпоршневій порожнині двигуна. Для дослідницьких цілей, наприклад, для попередньої

оцінки на стадії проектування двигуна, вибору прохідних перерізів клапанів, фаз газорозподілу, коли необхідно визначати показники процесів газообміну для десятків варіантів співвідношень конструктивних і режимних параметрів, використовуються програми розрахунку на ЕОМ з розрахунковим кроком 1–5 °ПКВ або тільки процесів газообміну у надпоршневій порожнині, або процесів газообміну у надпоршневій порожнині і процесів у газоповітряних трактах.

Розглянемо як приклад послідовність розробки програми розрахунку процесів у надпоршневій порожнині на ділянці газообміну з урахуванням теплообміну між робочим тілом і стінками надпоршневої порожнини, але без урахування газодинамічних процесів у випускному і впускному каналах.

На першому етапі розробки програми розрахунку уточнюються мета і задачі розрахункових досліджень, умови і розрахункові залежності, що відповідають їм. Для полегшення розробки програми варто також трохи видозмінити умовні позначення відповідно до використовуваної мови програмування, дотримуючись і фізичного змісту умовних позначень, що вводяться (табл. 6.2). Незважаючи на деяку громіздкість ряду умовних позначень, їхнє використання дозволяє помітно спростити складання програми розрахунку.

Трудомісткість складання програми розрахунку газообміну у надпоршневій порожнині багато у чому визначається алгоритмом розрахунку процесів, поділом його на окремі характерні блоки обчислення. Наприклад, алгоритм розрахунку процесу випуску включає 7 відносно самостійних блоків (рис. 6.7). Перший блок алгоритму розрахунку процесу випуску містить вихідні дані (параметри конструкції і робочих процесів, постійні коефіцієнти), що не змінюються протягом розрахункового циклу. У другий блок включено розрахунки величин, що також не змінюються протягом розрахункового циклу. У наступні чотири блоки (III–VI) включені обчислення величин, що входять у залежності (6.2)–(6.8), які змінюються на кожному розрахунковому кроці. Завершується розрахунковий цикл блоком VII, в якому визначаються значення кута оберту кривошипа, що відповідає початку наступного розрахункового кроку, тиск і температура газів у надпоршневій порожнині, маса газів у надпоршневій порожнині і маса газів, що вийшли з надпоршневої порожнини у випускний канал, втрати

Таблиця 6.2 – Умовні позначення

№ п/п	Параметри і розрахункові залежності	Прийняті позначення на рис. 6.7
1	2	3
1	Діаметр циліндра D , м	D
2	Площа поршня $F_{\text{п}}$ і головки циліндра $F_{\text{г}}$, м ²	FП; FГ
3	Хід поршня S , м	S
4	Площа стінки циліндра над поршнем $F_{\text{ц}}$, м ²	FC
5	Довжина шатуна L , м	L
6	Ступінь стиску ε	E
7	Робочий об'єм циліндра V_h , м ³	VH
8	Об'єм камери стиску V_c , м ³	VC
9	Частота обертання колінчатого вала n , хв ⁻¹	N0
10	Середня швидкість поршня C_m , м/с	CM
11	Тиск і температура газів у випускному каналі $p_{\text{т}}$, Па; $T_{\text{т}}$, К	PT; TT
12	Середнє значення показника адіабати для робочого тіла на ділянці випуску $\kappa_{\text{т}}$ (від точки e до точки d)	KT
13	$1/\kappa_{\text{т}}$	KT1
14	Критичне відношення тисків $\beta_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{\kappa_{\text{т}} + 1} \right)^{\frac{\kappa_{\text{т}}}{\kappa_{\text{т}} - 1}}$	BK
15	$\frac{1}{\beta_{\text{кр}}^{\kappa_{\text{т}}}}$	A1
16	Газова стала для продуктів згоряння $R_{\text{т}}$, Дж/(кг·К)	RT
17	$\sqrt{2 \frac{\kappa_{\text{т}}}{\kappa_{\text{т}} + 1} R_{\text{т}}}$	A2
18	$\sqrt{2 \frac{\kappa_{\text{т}}}{\kappa_{\text{т}} - 1} R_{\text{т}}}$	A3
19	$\sqrt{2 \frac{\kappa_{\text{тс}}}{\kappa_{\text{тс}} - 1} R_{\text{тс}}}$	A4

Таблиця 6.2 – Продовження

1	2	3
20	$\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}$	KT2
21	Фази газорозподілу в °ОКВ по кресленню кулачкового вала: <ul style="list-style-type: none"> • відкриття випускного клапана φ_1 • відкриття впускного клапана φ_2 • закриття випускного клапана φ_3 • закриття впускного клапана φ_4 	FB1 FS1 FB2 FS2
22	Характеристики прохідного перерізу випускних клапанів: <ul style="list-style-type: none"> • максимальне значення $(\mu_{\text{в.в.}})_M, \text{ м}^2$ • тривалість підйому випускного клапана $\varphi_{\text{в.п.}}, \text{ °ОКВ}$ • тривалість вистою $\varphi_{\text{в.в.}}, \text{ °ОКВ}$ • тривалість закриття $\varphi_{\text{в.з.}}, \text{ °ОКВ}$ 	FBM FBП FBB FBD
23	Кути оберту колінчатого вала, що відповідають: <ul style="list-style-type: none"> • кінцю підйому випускних клапанів $\varphi_{\text{в.п.к.}}, \text{ °ОКВ}$ • кінцю вистою випускних клапанів $\varphi_{\text{в.в.к.}}, \text{ °ОКВ}$ 	FBПК FBBК
24	Поправка на тривалість підйому і посадки випускних клапанів в апроксимуючих залежностях $\Delta\varphi_{\text{в.п.}}, \text{ °ОКВ}$	DFBП
25	Поточне значення ефективного прохідного перерізу випускних клапанів $\mu_{\text{в.и.}} f_{\text{в.и.}}, \text{ м}^2$	FBI
26	Параметри робочого тіла у надпоршневій порожнині в момент відкриття випускних клапанів: <p style="text-align: center;">$p_e, \text{ Па}$ $T_e, \text{ К}$ $M_e, \text{ кг}$</p>	PE TE ME
27	Поточне значення параметрів робочого тіла у надпоршневій порожнині: <p style="text-align: center;">$p_i, \text{ Па}$ $V_i, \text{ м}^3$ $T_i, \text{ К}$ $M_i, \text{ кг}$</p>	PI VI TI MI

Таблиця 6.2 – Продовження

1	2	3
28	Шаг розрахунку $\Delta\varphi$, °ОКВ $\Delta\varphi/6n = \Delta\tau$, с	DF DT
29	Зміна об'єму надпоршневої порожнини $\Delta V_{\text{пi}}$, що обумовлена переміщенням поршня, м ³	DVI
30	Маса газу $\Delta M_{\text{цвi}}$, що пішла з надпоршневої порожнини за розрахунковий проміжок часу $\Delta\tau$, кг	DMCBI
31	Маса газу $M_{\text{цвi}}$, що пішла з циліндра до поточного значення кута обертання кривошипа, кг	MCBI
32	Коефіцієнт тепловіддачі α_{Ti} , Дж/(м ² ·с)	LTI
33	Втрати теплоти от газів в стінки за розрахунковий проміжок часу ΔQ_{Ti} , Дж	DQTI
34	Зміна тиску у надпоршневій порожнині за розрахунковий проміжок часу Δp_i , Па	DPI
35	Середнє значення температури поверхонь поршня, головки циліндра, циліндра, К	ТП; ТГ; ТС
36	Характеристики прохідного перерізу впускних клапанів: <ul style="list-style-type: none"> • максимальне значення $(\mu_{\text{sf}})_{\text{м}}$, м² • тривалість підйому впускного клапана $\varphi_{\text{сп}}$, °ОКВ • тривалість вистою $\varphi_{\text{св}}$, °ОКВ • тривалість закриття $\varphi_{\text{сз}}$, °ОКВ 	FSM FSП FSB FSD
37	Кути оберту колінчатого вала, що відповідають: <ul style="list-style-type: none"> • кінцю підйому впускних клапанів $\varphi_{\text{сп.к}}$, °ОКВ • кінцю вистою впускних клапанів $\varphi_{\text{св.к}}$, °ОКВ 	FСПК FSBK
38	Поправка на тривалість підйому і посадки випускних клапанів в апроксимуючих залежностях $\Delta\varphi_{\text{сп}}$, °ОКВ	DFPIS
39	Поточне значення ефективної площі прохідного перерізу впускних клапанів $\mu_{\text{si}}f_{\text{si}}$, м ²	FSI
40	Середнє значення показника адиабати κ_s для робочого тіла на ділянці впуску (від точки e' до точки v)	KS

Таблиця 6.2 – Продовження

1	2	3
41	$1/\kappa_s$ $(\kappa_s - 1)/\kappa_s$ $\kappa_{TS} = 0,5 \cdot (\kappa_T + \kappa_s)$ $1/\kappa_{TS}$ $(\kappa_{TS} - 1)/\kappa_{TS}$	KS1 KS2 KTS KTS1 KTS2
42	Газова стала для свіжого заряду (повітря) R_s , Дж/(кг·К)	RS
43	$\sqrt{2 \frac{\kappa_s}{\kappa_s - 1} R_s T_s}$	AS
44	Параметри свіжого заряду у впускному каналі: <ul style="list-style-type: none"> • тиск, Па • температура, К 	PS TS
45	Маса і температура продуктів згоряння, що надійшла у впускний канал з надпоршневої порожнини: <ul style="list-style-type: none"> • за розрахунковий проміжок часу $\Delta M_{цстi}$, кг • до поточного кута оберту кривошипа $M_{цстi}$, кг • середнє значення температури продуктів згоряння у впускному каналі $T_{цст}$, К 	DMCSTI MCSTI TCST
46	Маса продуктів згоряння, що повернулася з впускного каналу у надпоршневу порожнину: <ul style="list-style-type: none"> • за розрахунковий проміжок часу $\Delta M_{сцтi}$, кг • до поточного кута оберту кривошипа $M_{сцтi}$, кг 	DMSCTI MSCTI
47	Маса остаточних газів у надпоршневій порожнині $M_{\gamma i}$, кг	MGI
48	Маса свіжого заряду, що надійшла з впускного каналу у надпоршневу порожнину: <ul style="list-style-type: none"> • за розрахунковий проміжок часу $\Delta M_{сцi}$, кг • до поточного кута оберту кривошипа $M_{сцi}$, кг 	DMSCI MSCI
49	Маса свіжого заряду, що пішла з циліндру у впускний канал на початку такту стиску: <ul style="list-style-type: none"> • за розрахунковий проміжок часу $\Delta M_{цсi}$, кг • до поточного кута оберту кривошипа $M_{цсi}$, кг 	DMCSI MCSI

Таблиця 6.2 – Закінчення

1	2	3
50	Маса свіжого заряду, що пішла з надпоршневої порожнини у випускний канал: <ul style="list-style-type: none"> • за розрахунковий проміжок часу $\Delta M_{цвsi}$, кг • до поточного кута обертв кривошипа $M_{цвsi}$, кг 	DMCBSI MCBSI
51	Маса газів у надпоршневій порожнині до поточного кута обертв кривошипа M_i , кг	MI
52	Робота газів: <ul style="list-style-type: none"> • на ділянці випуску L_{vi}, кг • на ділянці впуску L_{si}, кг 	LBI LSI
53	Маса газів у надпоршневій порожнині у момент закриття впускних клапанів: <ul style="list-style-type: none"> • суміші газів M_v, кг • свіжого заряду $M_{св.зар}$, кг • продуктів згоряння M_γ, кг 	MV MSZ MG
54	Маса свіжого заряду, що пішла з надпоршневої порожнини у випускний канал $M_{цвс}$, кг	MCBS
55	Потенціальний заряд надпоршневої порожнини при умовах на впуску M_{hs} , кг	MHS
56	Показники газообміну: <ul style="list-style-type: none"> • коефіцієнт надлишку наддувочного повітря ϕ_s • коефіцієнт наповнення, віднесений до умов на впуску, η_{vs} • коефіцієнт залишкових газів γ • коефіцієнт втрат продувочного повітря υ 	KHVS KVS G KVTS
57	Середнє значення тиску газів: <ul style="list-style-type: none"> • на ділянці випуску $p_{в.сер}$, Па • на ділянці впуску $p_{вп.сер}$, Па 	PBC PSC
58	Середнє значення гідравлічних втрат: <ul style="list-style-type: none"> • на випускних клапанах $\Delta p_{в.кл}$, Па • на впускних клапанах $\Delta p_{вп.кл}$, Па 	DPBK DPSK
59	Середній тиск насосних втрат, Па	PNB

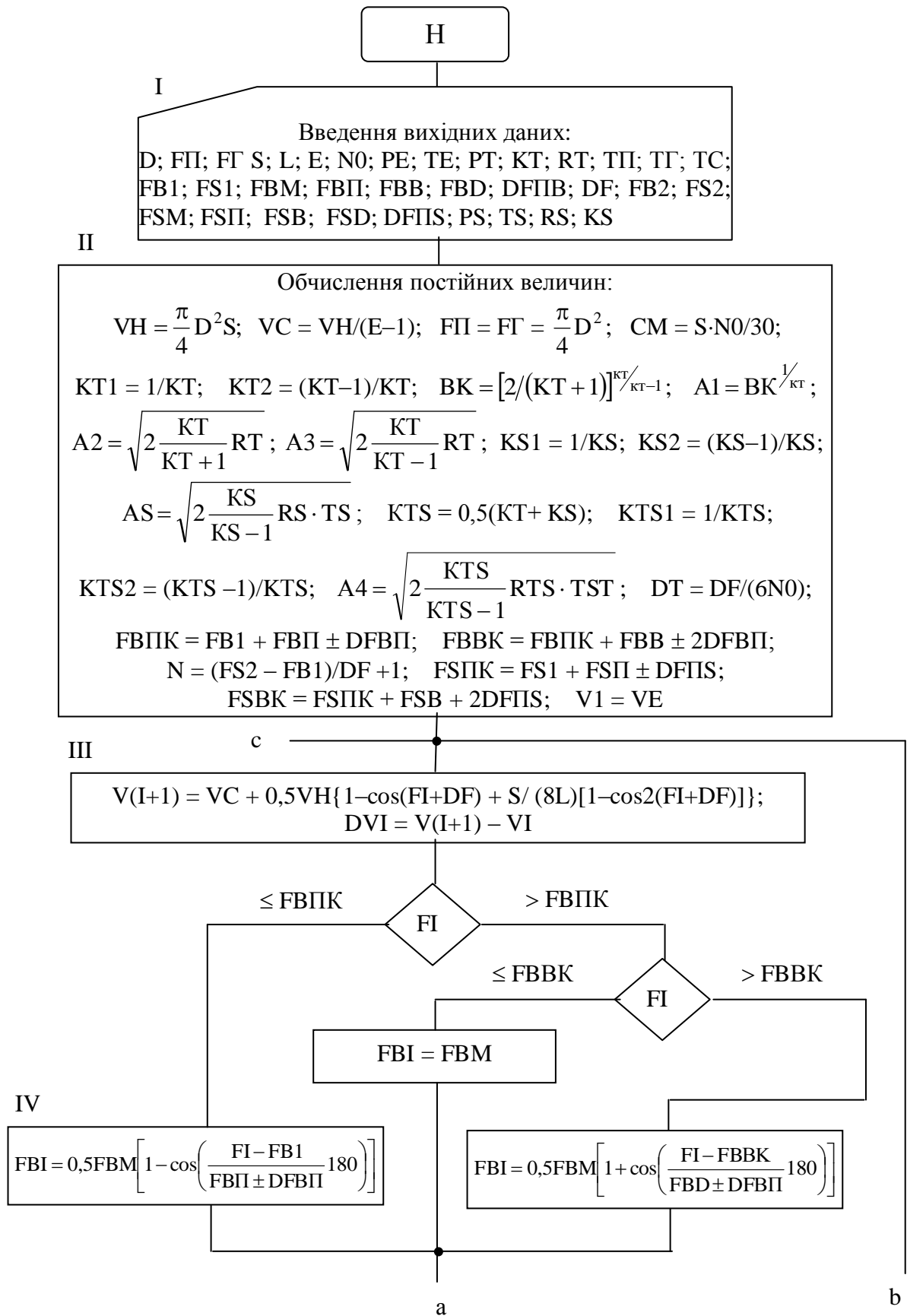


Рисунок 6.7 – Блок-схема алгоритму розрахунку процесу випуску

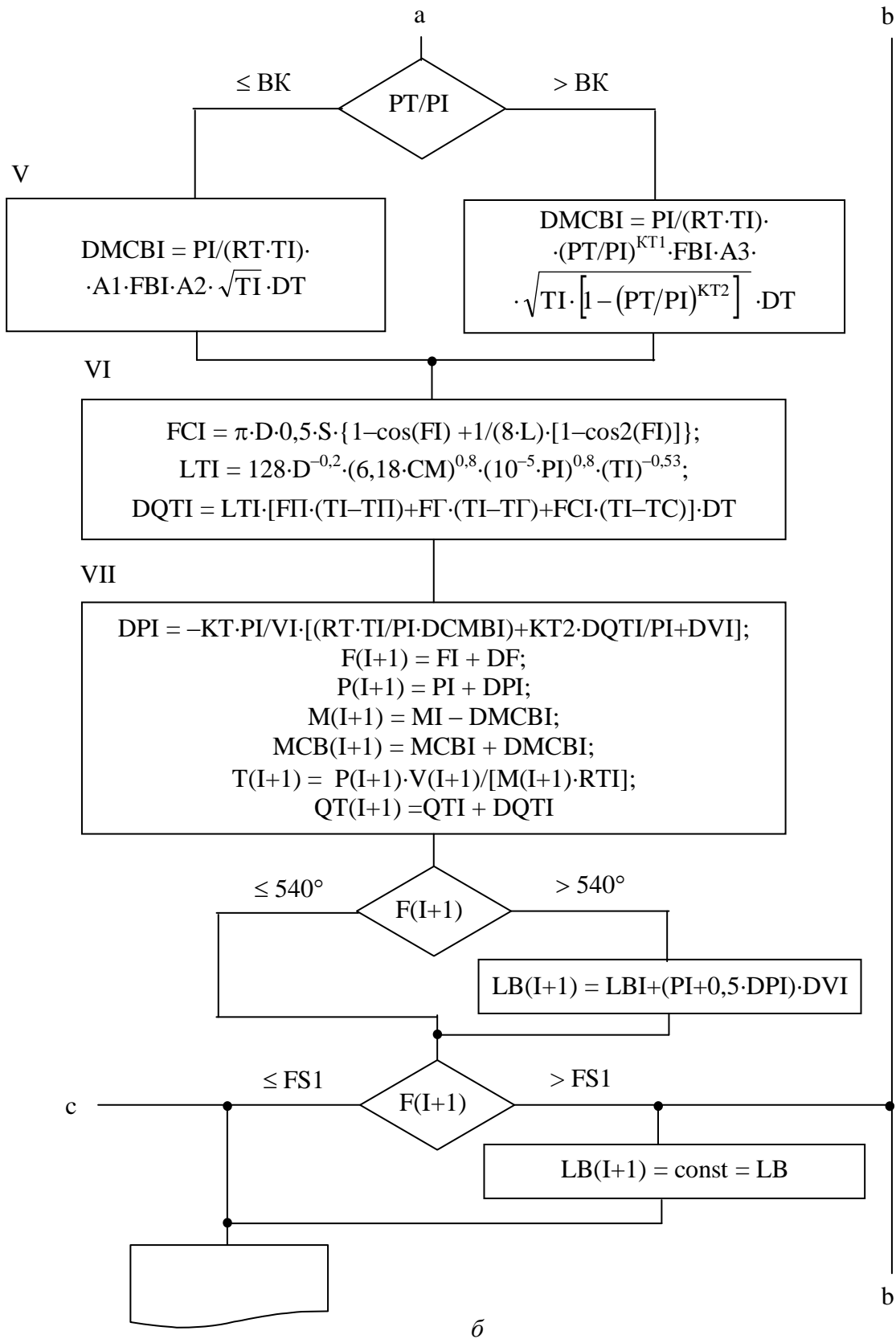


Рисунок 6.7 – Продолження

теплоти від газів у стінки надпоршневої порожнини до кінця розрахункової ділянки (початку наступної розрахункової ділянки). Дані розрахунків виводяться на друк. Потім розрахунковий цикл повторюється для наступної розрахункової ділянки, починаючи з блоку III.

Завершується розрахунок процесу випуску при значенні кута оберту кривошипа, що відповідає моменту початку відкриття впускного клапана ($F(I+1) \geq FS1$ – рис. 6.7; $\varphi_{i+1} \geq \varphi_d$ – рис. 6.6).

У програмі розрахунку процесів газообміну у надпоршневій порожнині на ділянці випуску варто передбачити виведення на роздрукування вихідних даних (блок I), постійних величин (блок II) і величин, що входять у блок VII (для кожного розрахункового кроку) для того, щоб у кінці розрахунку процесів газообміну обчислити показники газообміну.

§5. Розрахунок процесів у надпоршневій порожнині на ділянці перекриття клапанів

Математична модель процесів у надпоршневій порожнині чотиритактного двигуна на ділянці перекриття клапанів складніше моделі процесів випуску. При перекритті клапанів понад 60 °ОКВ і значних перепадах тиску газів у випускному каналі і свіжого заряду у впускному каналі має місце інтенсивна продувка свіжим зарядом надпоршневої порожнини. У випадку невеликих перекриттів клапанів (< 60 °ОКВ), невеликих перепадів тиску ($p_s/p_T < 1,2$) можливо, як і на ділянці випуску, виходити з припущення рівноважного стану робочого тіла протягом розрахункового проміжку часу, сталого режиму перетікання газів через клапани. Кінцевий вираз диференціального рівняння (4.28) для розрахунку зміни тиску у надпоршневій порожнині на розрахунковому кроці залежить від співвідношення тиску газів у надпоршневій порожнині, у випускному і впускному каналах.

У швидкохідних чотиритактних двигунах без наддуву у момент початку відкриття впускних клапанів ($\varphi_i > \varphi_d$, $FI > FS1$) тиск газів у надпоршневій порожнині звичайно більший, ніж тиск відпрацьованих газів у випускному каналі і свіжого заряду у впускному каналі ($p_T < p_i > p_s$), тобто з надпоршневої порожнини продукти згоряння будуть перетікати у випускний канал і почнуть надходити у впускний канал, відтискуючи від впускного клапана свіжий заряд (рис. 6.8, а; 6.9, а).

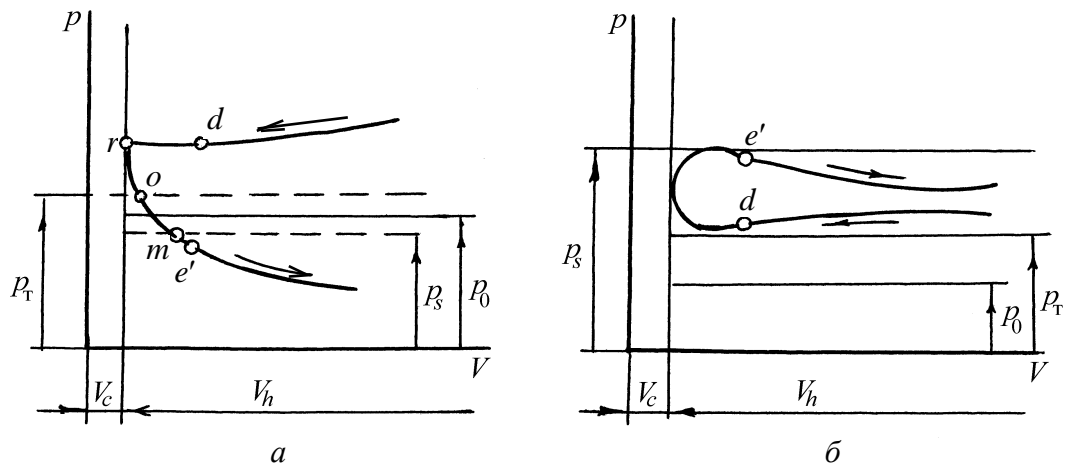


Рисунок 6.8 – Зміна тиску газів у надпоршневій порожнині двигуна без наддува (а) і з наддувом (б) на ділянці перекриття клапанів

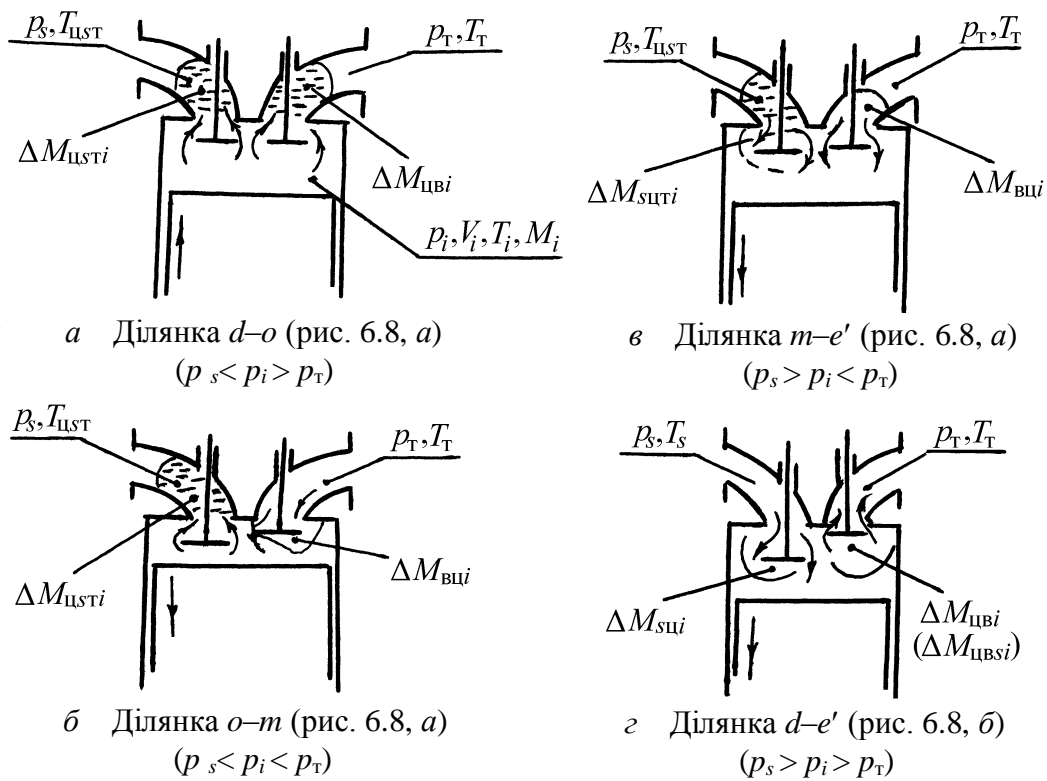


Рисунок 6.9 – Можливі схеми напрямків потоків через клапани на ділянці перекриття клапанів

При цьому зміна тиску газів у надпоршневій порожнині за розрахунковий проміжок часу

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_T p_i}{V_i} \left[\frac{R_T T_i}{p_i} (-\Delta M_{цстi} - \Delta M_{цвi}) - \frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T} \frac{\Delta Q_{Ti}}{p_i} - \Delta V_{пi} \right], \quad (6.37)$$

де $\Delta M_{цстi} = \rho_i \left(\frac{p_s}{p_i} \right)^{\kappa_T} (\mu_{si} f_{si})_{сеп} W_{цстi} \frac{\Delta \varphi_i}{6n}$ – маса продуктів згоряння, що надійшли з надпоршневої порожнини у впускний канал протягом розрахункового проміжку часу;

$(\mu_{si} f_{si})_{сеп}$ – середнє значення ефективної площі прохідного перерізу впускного клапана на розрахунковому кроці;

$W_{цстi}$ – швидкість газу в розрахунковому перерізі впускного клапана:

$$W_{цстi} = \sqrt{2 \frac{\kappa_T}{\kappa_T - 1} R_T T_i \left[1 - \left(\frac{p_s}{p_i} \right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}} \right]}.$$

На кожному розрахунковому кроці обчислюють:

- кількість газів $\Delta M_{цвi}$, що вийшла з циліндра у впускний канал протягом розрахункового проміжку часу з моменту відкриття впускного клапана до початку наступного розрахункового кроку $M_{цв(i+1)}$;
- кількість газів $\Delta M_{цстi}$, що вийшли з циліндра у впускний канал протягом розрахункового проміжку часу з моменту відкриття впускного клапана і до початку наступного розрахункового кроку $M_{цст(i+1)}$;
- втрати теплоти від газів у стінки ΔQ_{Ti} протягом розрахункового проміжку часу з моменту відкриття впускного клапана до початку наступного розрахункового кроку $Q_{T(i+1)}$;
- середнє значення температури продуктів згоряння $T_{цст(i+1)}$ у впускному каналі до початку наступного розрахункового кроку, припускаючи, що не відбувається їхнє змішування зі свіжим зарядом у впускному каналі;
- параметри продуктів згоряння у надпоршневій порожнині до початку наступного розрахункового кроку $(p_{(i+1)}, M_{(i+1)}, T_{(i+1)})$.

Послідовність виконання обчислень для співвідношення тисків $p_T < p_i > p_s$ подана на блок-схемі алгоритму розрахунку на ЕОМ (рис. 6.10, *a*). Цикл обчислень по даному алгоритму (рис. 6.10, *a*) продовжується доти, поки зберігається дане співвідношення тисків, тобто після обчислень величин блоку XII і їхнього роздрукування повертаємося по команді $p_{i+1} > p_T$ до блоку VIII. Якщо в кінці чергового розрахункового кроку при контролі співвідношення тисків газів (p_T, p_{i+1}, p_s) співвідношення тисків зміниться, наприклад p_{i+1} буде, як і раніше, більше p_T , але менше p_s ($p_T < p_{i+1} < p_s$ (рис. 6.8, *б*; 6.9, *з*)), необхідно перейти до блок-схеми алгоритму розрахунку, характерного для двигунів з газотурбінним наддувом. У цьому випадку при відкритті впускного клапана з впускного каналу у надпоршневу порожнину почне надходити свіжий заряд, відтискуючи продукти згоряння у надпоршневій порожнині до випускного клапана, тобто почнеться продувка надпоршневої порожнини свіжим зарядом.

У двигунах без наддуву при зміні співвідношення тисків (p_{i+1}, p_s, p_T) таким чином, що тиск p_T у випускному каналі буде більшим, ніж тиск p_{i+1} у надпоршневій порожнині, а $p_{i+1} > p_s$, у надпоршневу порожнину почнуть надходити продукти згоряння (ділянка індикаторної діаграми *o-m* – рис. 6.8, *a*; 6.9, *б*). Через впускний клапан при цьому будуть продовжувати виходити у впускний канал продукти згоряння. Зміна тиску продуктів згоряння у надпоршневій порожнині за розрахунковий проміжок часу при $p_T > p_{i+1} \geq p_s$ (рис. 6.9, *б*)

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_T p_i}{V_i} \left[\frac{R_T T_i}{p_i} (-\Delta M_{цстi} + \Delta M_{вци}) - \frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T} \frac{\Delta Q_{Ti}}{p_i} - \Delta V_{pi} \right], \quad (6.38)$$

де $\Delta M_{вци} = \rho_T (p_i/p_T)^{1/\kappa_T} (\mu_{vi} f_{vi})_{cp} W_{вци} \Delta \varphi / \delta n$ – маса відпрацьованих газів, що надійшли у надпоршневу порожнину з випускного каналу протягом розрахункового проміжку часу; $\rho_T = \frac{p_T}{R_T T_T}$ – густина відпрацьованих газів у

випускному каналі; $W_{вци} = \sqrt{2 \frac{\kappa_T}{\kappa_T - 1} R_T T_i \left[1 - \left(\frac{p_i}{p_T} \right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}} \right]}$ – швидкість газу в

розрахунковому перерізі випускного клапана.

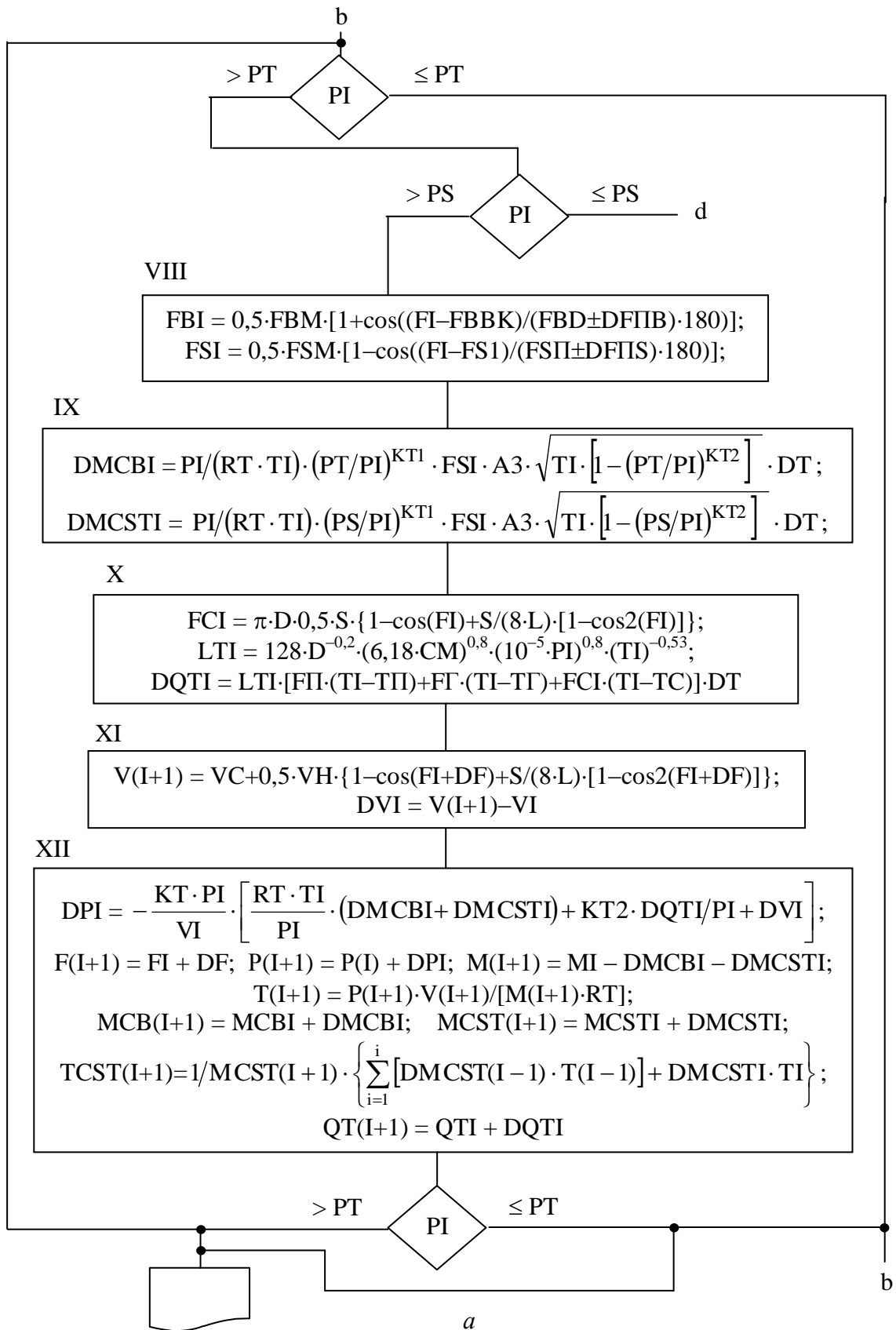


Рисунок 6.10 – Блок-схема алгоритму розрахунку процесів газообміну у надпоршневій порожнині чотиритактного двигуна (ділянка *d-o* – рис. 6.8, *a* і 6.9, *a*)

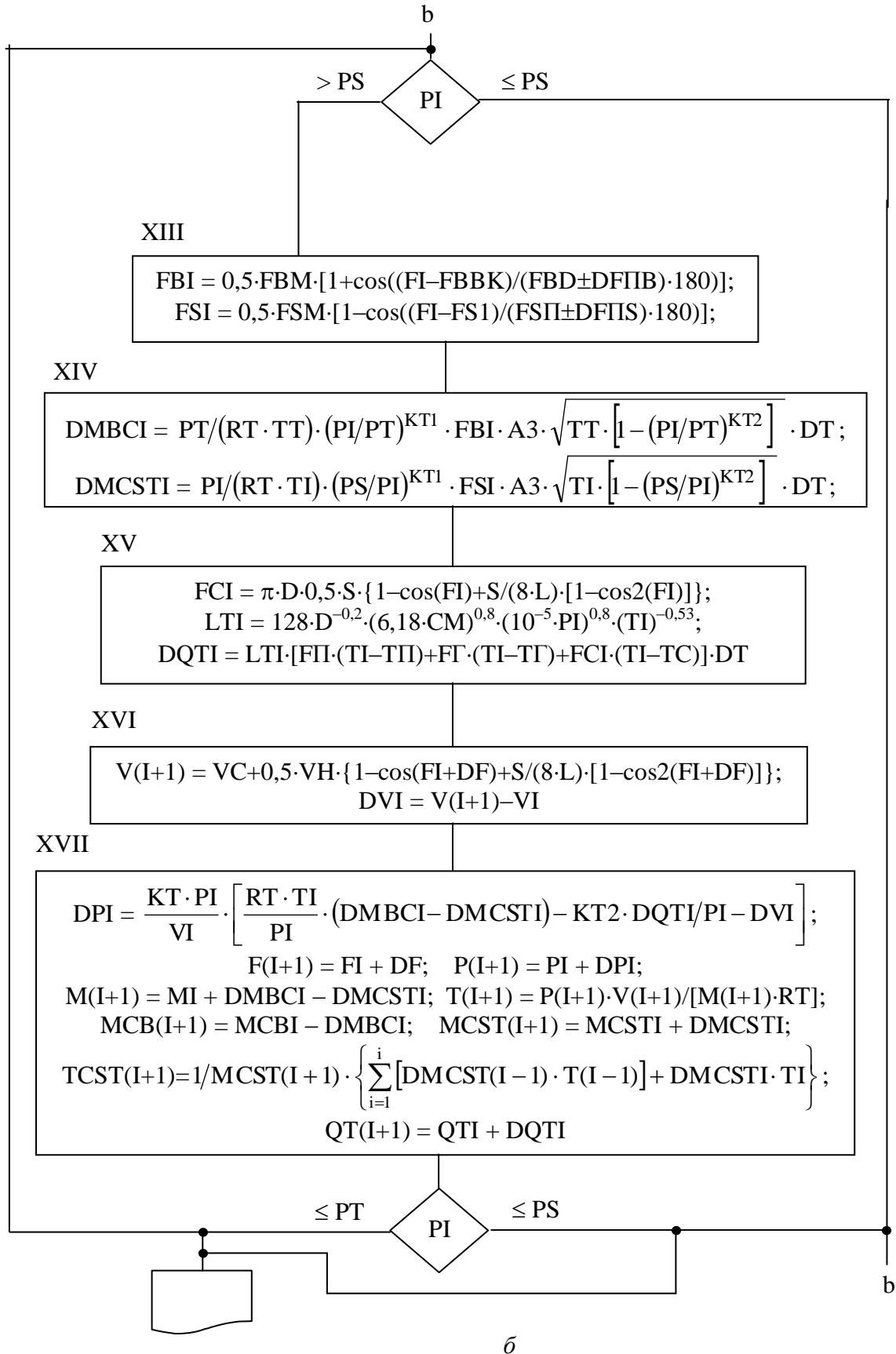


Рисунок 6.10 – Продовження (ділянка о-т – рис. 6.8, а і 6.9, б)

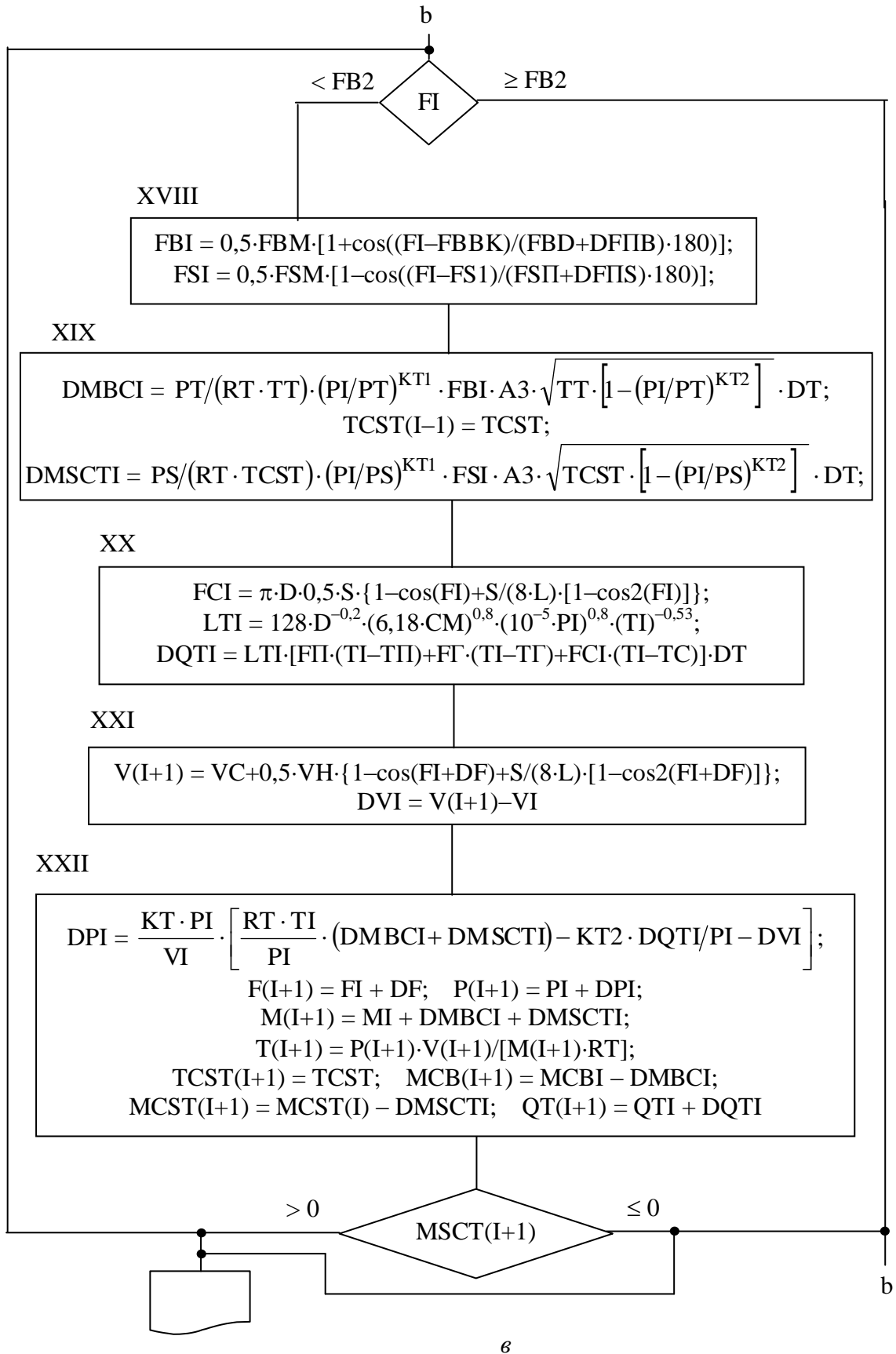
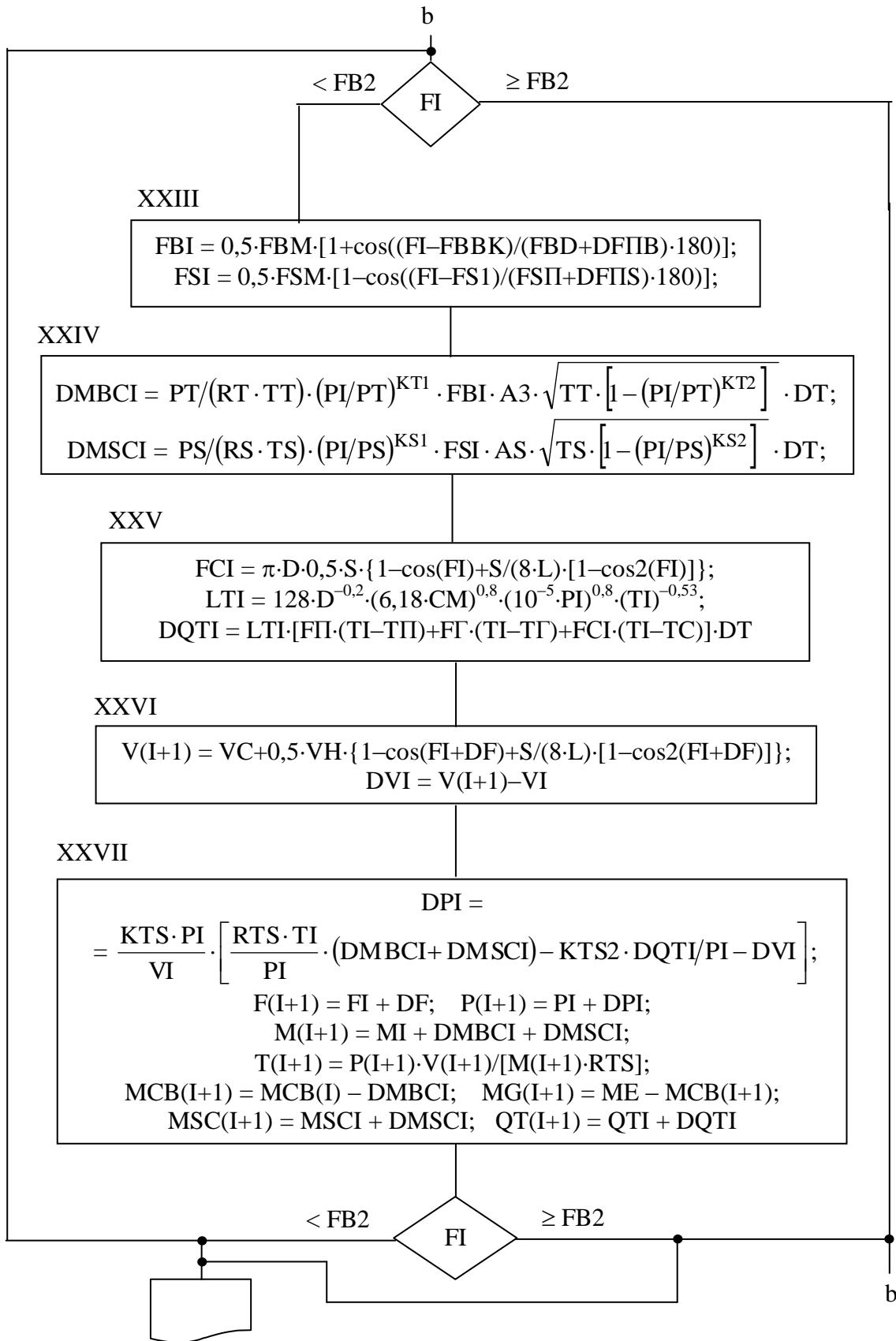


Рисунок 6.10 – Продовження (ділянка $m-e'$ – рис. 6.8, а і 6.9, в)



z

Рисунок 6.10 – Продовження (ділянка $m-e'$ – рис. 6.8, a і 6.9, $в$)

На кожному розрахунковому кроці визначають кількість газів, що надійшли у надпоршневу порожнину з випускного каналу протягом розрахункового проміжку часу i з моменту початку їхнього повернення у надпоршневу порожнину до початку наступного розрахункового кроку. Значення інших величин і параметрів продуктів згоряння у надпоршневій порожнині до початку наступного розрахункового кроку обчислюються також, як і при співвідношенні тисків $p_T < p_{i+1} > p_s$. Послідовність виконання обчислень для співвідношення тисків $p_T > p_{i+1} \geq p_s$ подана на блок-схемі алгоритму розрахунку (рис. 6.10, б) та методичних вказівках до розрахунку робочих процесів [4].

Цикл обчислень при цьому співвідношенні тисків продовжується до моменту, коли в кінці чергового розрахункового проміжку часу тиск газів у надпоршневій порожнині p_{i+1} буде рівним або меншим тиску p_s у випускному каналі, тобто $p_T > p_{i+1} \leq p_s$ (точка m на рис. 6.8, а). При цьому співвідношенні тисків, якщо випускний клапан буде відкритий, з випускного каналу у надпоршневу порожнину будуть продовжувати надходити відпрацьовані гази, а з випускного каналу почнуть повертатися у надпоршневу порожнину продукти згоряння, які раніше надійшли у випускний канал (рис. 6.9, в). Зміна тиску продуктів згоряння у надпоршневій порожнині на розрахунковому проміжку часу при $p_T > p_{i+1} \leq p_s$ (рис. 6.10, в):

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_T p_i}{V_i} \left[\frac{R_T T_i}{p_i} (\Delta M_{\text{сцті}} + \Delta M_{\text{вці}}) - \frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T} \frac{\Delta Q_{\text{ті}}}{p_i} - \Delta V_{\text{пі}} \right], \quad (6.39)$$

де $\Delta M_{\text{сцті}} = \rho_{\text{ст}} \left(\frac{p_i}{p_s} \right)^{\frac{1}{\kappa_T}} (\mu_{\text{ві}} f_{\text{ві}})_{\text{сеп}} W_{\text{сцті}} \frac{\Delta \varphi}{6n}$ – маса продуктів згоряння, що надійшла у надпоршневу порожнину з випускного каналу протягом розрахункового проміжку часу;

$\rho_{\text{ст}} = \frac{p_s}{R_T T_{\text{цст}(i-1)}}$ – густина продуктів згоряння у випускному каналі;

$$W_{\text{сцті}} = \sqrt{2 \frac{\kappa_T}{\kappa_T - 1} R_T T_{\text{цст}(i-1)} \left[1 - \left(\frac{p_i}{p_s} \right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}} \right]}$$

– швидкість газів у розрахунковому перерізі випускного клапана.

При цьому співвідношенні тисків газів ($p_T > p_{i+1} \leq p_s$) на розрахунковому кроці визначають кількість продуктів згоряння $\Delta M_{\text{цст}i}$, що повернулися з впускного каналу у надпоршневу порожнину протягом розрахункового проміжку часу з моменту початку їхнього повернення у надпоршневу порожнину до початку наступного розрахункового кроку $M_{\text{цст}(i+1)}$. З цього моменту після першого розрахункового кроку передбачається, що температура продуктів згоряння у впускному каналі не змінюється ($T_{\text{цст}(i+1)} = T_{\text{цст}i} = \text{const}$), а відповідно і їхня густина постійна ($\rho_{\text{цст}} = p_s / (R_T T_{\text{цст}}) = \text{const}$). Значення інших величин до початку наступного розрахункового кроку обчислюються так само, як і при співвідношенні тисків ($p_T > p_{i+1} \geq p_s$) (рис. 6.10, б). Послідовність виконання обчислень для співвідношення тисків ($p_T > p_{i+1} \leq p_s$) подана на блок-схемі алгоритму розрахунку (рис. 6.10, в). У кінці кожного розрахункового проміжку часу, при заданому співвідношенні тисків, перевіряється співвідношення між кількістю продуктів згоряння, що надійшли у впускний канал, і кількістю продуктів згоряння, що повернулися з нього у надпоршневу порожнину, або перевіряється наявність продуктів згоряння у впускному каналі ($0 < M_{\text{цст}(i+1)} \leq 0$).

Цикл обчислень при даному співвідношенні тисків продовжується до моменту, коли всі продукти згоряння, що надійшли у впускний канал, повернуться у надпоршневу порожнину ($M_{\text{цст}(i+1)} \leq 0$). З цього моменту у надпоршневу порожнину з впускного каналу почне надходити свіжий заряд. Оскільки у чотиритактних двигунах без наддуву перекриття клапанів ($\varphi_2 + \varphi_3 < 60^\circ \text{OKB}$ і відношення тиску газів у впускному каналі до тиску газів у випускному каналі $p_T / p_s < 1,2$, то, як і раніше, будемо виходити з припущення, що до початку наступного розрахункового кроку суміш газів у надпоршневій порожнині буде знаходитися в рівноважному стані (заряд, що надійшов до початку наступного розрахункового кроку, цілком перемішується з газами в циліндрі), показник адіабати для суміші газів $\kappa = \kappa_{T_s} = 0,5(\kappa_T + \kappa_s)$, газова постійна $R = R_{T_s} = 0,5(R_T + R_s)$. Тоді зміна тиску суміші газів у надпоршневій порожнині протягом розрахункового проміжку часу

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_{TS} p_i}{V_i} \left[\frac{R_{TS} T_i}{p_i} \left(\Delta M_{\text{сшi}} \frac{T_s}{T_i} + \Delta M_{\text{вшi}} \right) - \frac{\kappa_{TS} - 1}{\kappa_{TS}} \frac{\Delta Q_{Ti}}{p_i} - \Delta V_{\text{шi}} \right], \quad (6.40)$$

де $\Delta M_{\text{сшi}} = \rho_s (p_i/p_s)^{\frac{1}{\kappa_s}} (\mu_{si} f_{si})_{\text{сеп}} W_{\text{сшi}} \frac{\Delta \varphi}{6n}$ – маса свіжого заряду, що надійшла у надпоршневу порожнину з впускного каналу протягом розрахункового проміжку часу;

$\rho_s = \frac{p_s}{R_s T_s}$ – густина свіжого заряду у впускному каналі;

$$W_{\text{сшi}} = \sqrt{2 \frac{\kappa_s}{\kappa_s - 1} R T_s} \left[1 - \left(\frac{p_i}{p_s} \right)^{\frac{\kappa_s - 1}{\kappa_s}} \right] - \text{швидкість газу в розрахунковому}$$

перерізі впускного клапана.

На розрахунковому кроці визначають кількість свіжого заряду $\Delta M_{\text{сшi}}$, що надійшла з впускного каналу у надпоршневу порожнину протягом розрахункового проміжку часу і з моменту початку їхнього надходження у надпоршневу порожнину $M_{\text{сш}(i+1)}$. Значення інших величин блоку XXVII (рис. 6.10, з) до початку наступного розрахункового кроку обчислюються так саме, як і в блоці XXII (рис. 6.10, в). Послідовність виконання обчислень при співвідношенні тисків $p_T > p_{i+1} \leq p_s$ після початку надходження у надпоршневу порожнину свіжого заряду подана на блок-схемі алгоритму розрахунку газообміну при даному співвідношенні тисків (рис 6.10, з). Цикл обчислень при даному співвідношенні тисків ($p_T > p_{i+1} \leq p_s$) продовжується до моменту закриття випускних клапанів (точка e' на рис. 6.8, а; $\varphi_i = \varphi_3$).

У двигунах з газотурбінним або механічним наддувом (рис. 6.8, б; 6.9, з) при значних перепадах тиску газів у випускному і впускному каналах ($p_s/p_T > 1,1$) і перекриттях клапанів, більших 60 °ОКВ, продукти згоряння з надпоршневої порожнини можуть бути повністю видалені. При цьому можлива втрата свіжого заряду при продувці. Але й у цьому випадку внаслідок відносно невеликих значень об'єму надпоршневої порожнини і маси газів у ній раціонально, з погляду об'єму обчислень при прийнятній величині погрішності обчислень p_{i+1}, T_{i+1} , виходити з припущення, що до кінця розрахункового проміжку часу суміш газів у надпоршневій порож-

нині буде знаходитися в рівноважному стані, показник адіабати та газова стала для суміші газів $\kappa = \kappa_{TS}$, $R = R_{TS}$. При співвідношенні тисків $p_s > p_{i+1} > p_T$ (рис. 6.8, б; 6.9, з) зміна тиску суміші газів протягом розрахункового проміжку часу

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_{TS} p_i}{V_i} \left[\frac{R_{TS} T_i}{p_i} \left(\Delta M_{sци} \frac{T_s}{T_i} - \Delta M_{цвi} \right) - \frac{\kappa_{TS} - 1}{\kappa_{TS}} \frac{\Delta Q_{Ti}}{p_i} - \Delta V_{pi} \right]. \quad (6.41)$$

У кінці кожного розрахункового кроку обчислюються: значення кута оберту кривошипа, відповідного початку наступного розрахункового кроку $\varphi_{(i+1)}$; параметри суміші газів у циліндрі $p_{(i+1)}$, $T_{(i+1)}$ і $M_{(i+1)}$; маса газу $M_{цв(i+1)}$, що вийшла з надпоршневої порожнини через випускний клапан; маса свіжого заряду $M_{sци(i+1)}$, що надійшла в надпоршневую порожнину; втрати тепла від газів у стінки надпоршневої порожнини $Q_{T(i+1)}$ або від стінок до газу. Зі зниженням температури суміші газів у надпоршневій порожнині $T_{(i+1)}$ до значень, менших, ніж температура днища поршня, температура головки циліндра T_T і температура стінок циліндра $T_{ц}$, напрямок потоків теплоти змінюється на протилежний: теплота буде передаватися суміші газів у надпоршневій порожнині. У кінці кожного розрахункового кроку перевіряється наявність залишкових газів у надпоршневій порожнині ($0 < MG(I+1) \leq 0$). Якщо $MG(I+1) > 0$, цикл обчислень повторюється на наступному розрахунковому кроці (рис. 6.11, а). При значенні $MG(I+1) \leq 0$ через випускний клапан буде виходити з надпоршневої порожнини свіжий заряд.

Зміна тиску свіжого заряду в надпоршневій порожнині після повного видалення з неї продуктів згоряння ($MG(I+1)=0$, $p_s > p_i > p_T$) протягом розрахункового проміжку часу (рис. 6.8, б; 6.9, з; 6.11, б)

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_s p_i}{V_i} \left[\frac{R_s T_i}{p_i} (\Delta M_{sци} - \Delta M_{цвsi}) - \frac{\kappa_s - 1}{\kappa_s} \frac{\Delta Q_{Ti}}{p_i} - \Delta V_i \right], \quad (6.42)$$

де $\Delta M_{цвsi} = \rho_{is} (p_T / p_i)^{1/\kappa_s} (\mu_{vi} f_{vi})_{ср} W_{цвsi} \frac{\Delta \varphi}{6n}$ – маса свіжого заряду, що на-

дійшла з надпоршневої порожнини через випускний клапан у випускний канал протягом розрахункового проміжку часу;

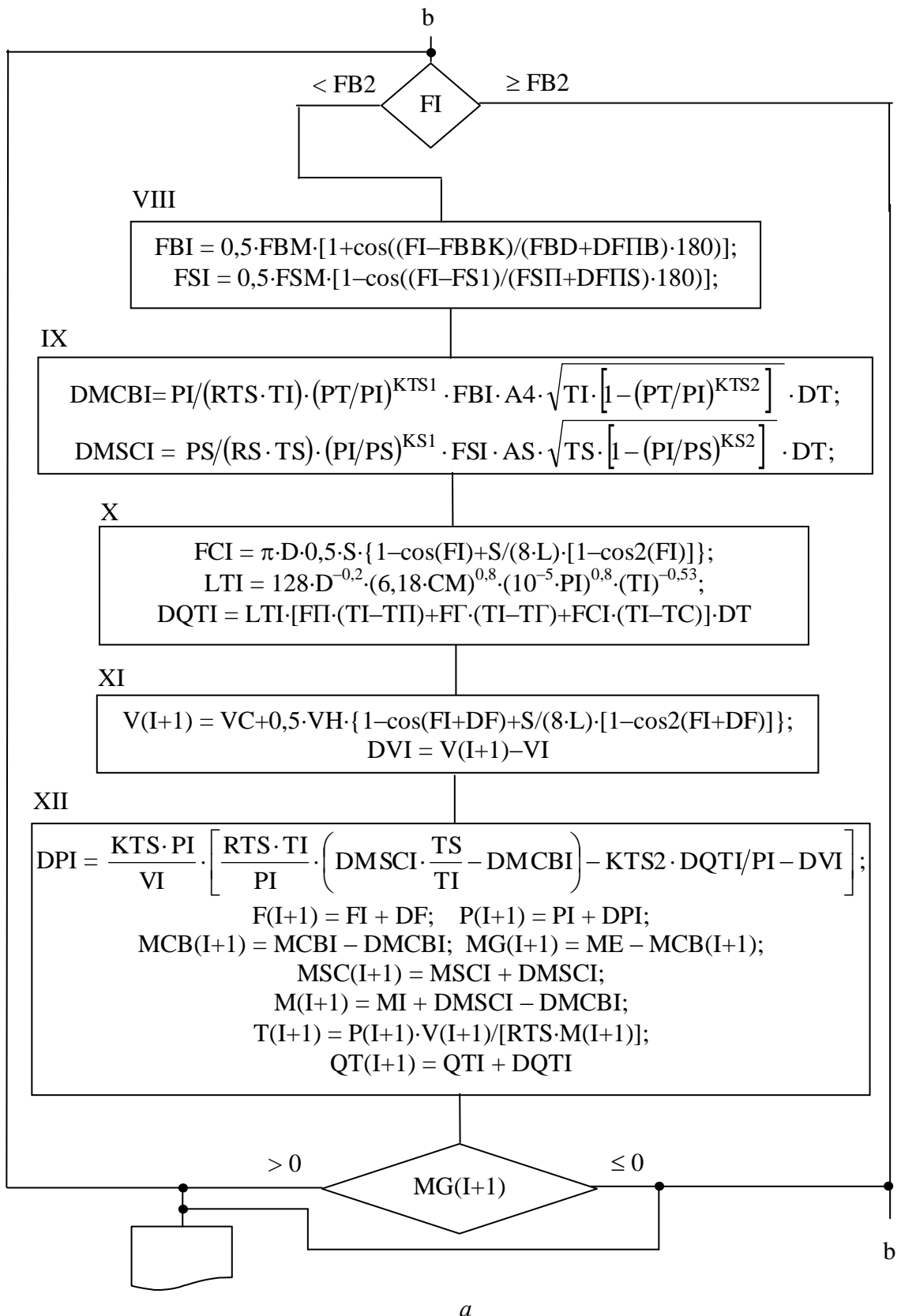
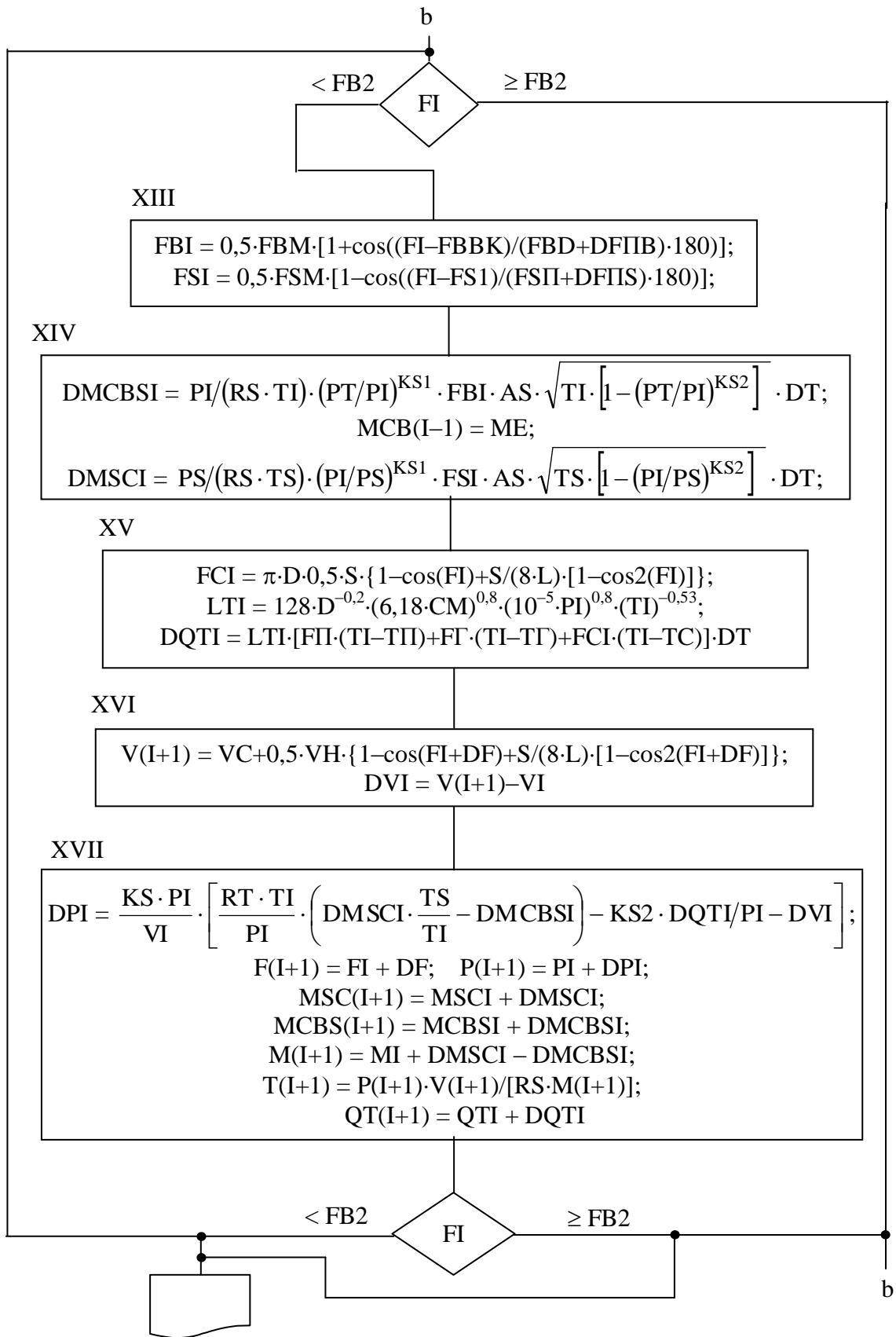


Рисунок 6.11 – Блок-схема алгоритму розрахунку процесів газообміну у надпоршневій порожнині чотиритактного двигуна з наддувом (ділянка $d-e'$ – рис. 6.8, б і 6.9, з)



б

Рисунок 6.11 – Продовження (ділянка d-e' – рис. 6.8, б і 6.9, з)

$\rho_{is} = \frac{p_i}{R_s T_i}$ – густина свіжого заряду у надпоршневій порожнині;

$$W_{цвsi} = \sqrt{2 \frac{\kappa_s}{\kappa_s - 1} R T_i \left[1 - \left(\frac{p_T}{p_i} \right)^{\frac{\kappa_s - 1}{\kappa_s}} \right]}$$
 – швидкість газу в розрахунковому перерізі випускного клапана.

перерізі випускного клапана.

У кінці кожного розрахункового кроку обчислюють усі ті ж величини, що й у попередньому випадку (рис. 6.11, а, блок XII), за винятком маси продуктів згоряння у надпоршневій порожнині ($M_{G(I+1)} = 0$) і маси продуктів згоряння, що вийшли з надпоршневої порожнини через випускний клапан $M_{цв(i+1)}$, тому що через випускний клапан з надпоршневої порожнини виходить свіжий заряд $M_{цвs(i+1)}$. До початку даного циклу обчислюють останнє значення $M_{цв(i+1)}$, що відповідає масі продуктів згоряння, яка вийшла з надпоршневої порожнини через випускний клапан, починаючи від моменту відкриття випускного клапана, і далі її значення приймається незмінним ($M_{цв(i-1)} = M_e \cong \text{const}$). При цьому на розрахунковому кроці обчислюють масу свіжого заряду $\Delta M_{цвsi}$, що виходить з надпоршневої порожнини через випускний клапан протягом розрахункового проміжку часу, і з моменту початку виходу свіжого заряду з циліндра до початку наступного розрахункового кроку $M_{цвs(i+1)}$.

Послідовність виконання обчислень величин у даному розрахунковому циклі подана на рис. 6.11, б. Цикл обчислень продовжується до моменту закриття випускного клапана ($\varphi_i = \varphi_3$, точка e' на рис. 6.8, б).

§6. Розрахунок процесу впуску

Математична модель процесів у надпоршневій порожнині на ділянці впуску свіжого заряду (від точки e' до точки v , рис. 6.12) містить у собі систему диференціальних рівнянь нестационарних процесів масообміну і теплообміну; систему диференціальних рівнянь несталих процесів у впускному каналі, систему рівнянь граничних умов (перетікання свіжого заряду через клапани і на вході у впускний канал). У переважній більшості ви-

падків, коли не враховуються газодинамічні явища на впуску, досить обмежитися моделюванням процесів тільки у надпоршневій порожнині, прийнявши тиск і температуру свіжого заряду у впускному каналі постійними, перетікання газу через впускний канал – квазістаціонарним.

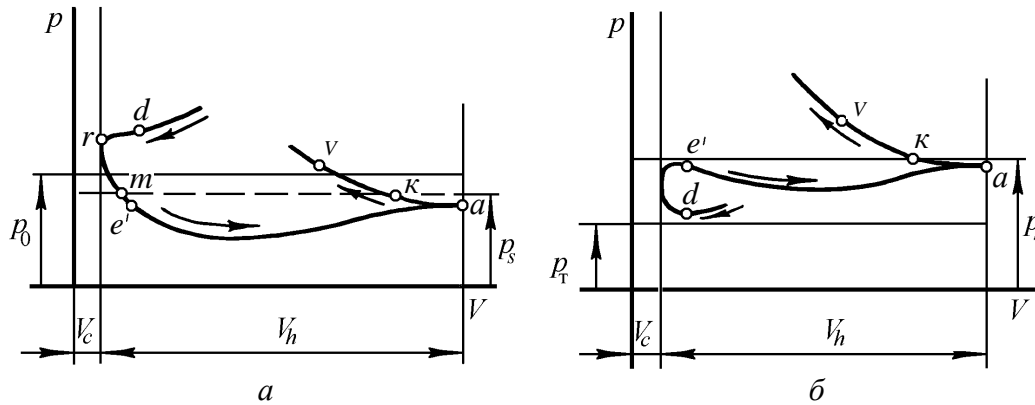


Рисунок 6.12 – Зміна тиску газів у надпоршневій порожнині двигуна без наддуву (а) та з наддувом (б) на ділянці впуску

Кінцевою метою розрахунку процесу впуску є визначення ступеня заповнення надпоршневої порожнини свіжим зарядом і втрати енергії на процес впуску. По значенню ступеня заповнення надпоршневої порожнини свіжим зарядом, що характеризується коефіцієнтом наповнення, оцінюють вибір діаметрів впускних клапанів і впускних каналів, момент відкриття впускних клапанів і моменти закриття випускних і впускних клапанів (фази газорозподілу $\varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$). Максимальному значенню коефіцієнта наповнення при конкретному значенні діаметра впускного клапана і частоті обертання колінчатого вала відповідають оптимальні значення фаз газорозподілу.

У двигуні без наддуву (рис. 6.9, в; рис. 6.12, а) до моменту закриття випускного клапана у впускному каналі ще можуть залишатися продукти згоряння. Тому і після закриття випускного клапана у надпоршневую порожнину будуть продовжувати надходити з впускного каналу продукти згоряння. Зміна тиску продуктів згоряння у надпоршневій порожнині за розрахунковий проміжок часу при $\varphi_i > \varphi_3$ і $p_s > p_i$ (рис. 6.13, а)

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_T p_i}{V_i} \left[\frac{R_T T_i}{p_i} \Delta M_{цстi} - \frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T} \frac{\Delta Q_{Ti}}{p_i} - \Delta V_{pi} \right]. \quad (6.43)$$

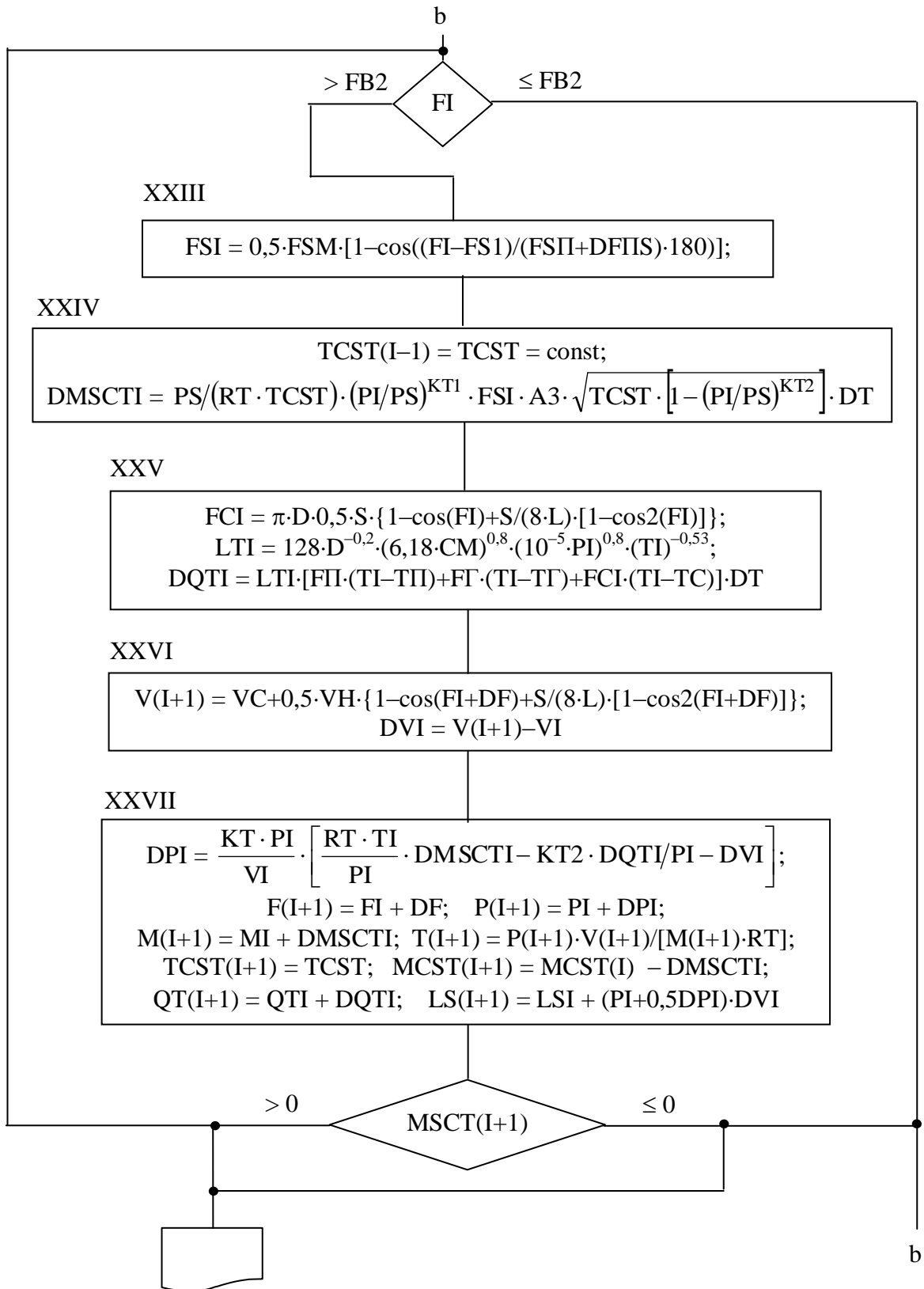
До початку наступного розрахункового кроку обчислюють усі величини, що входять у блок XXVII (рис. 6.13, а), за винятком значення МСВ(I+1), оскільки випускний клапан закритий. У кінці кожного розрахункового кроку перевіряється співвідношення між кількістю продуктів згоряння, що надійшли у впускний канал, і кількістю продуктів згоряння, що повернулися з впускного каналу у надпоршневу порожнину ($0 < M_{сцт(i+1)} \leq 0$), як і в циклі розрахунків, поданому на рис. 6.10, в.

Цикл обчислень при $M_{сцт(i+1)} > 0$ продовжується до моменту, коли всі продукти згоряння з впускного каналу повернуться у надпоршневу порожнину ($M_{сцт(i+1)} \leq 0$). З цього моменту у надпоршневу порожнину з впускного каналу починає надходити свіжий заряд.

Зміна тиску суміші газів у надпоршневій порожнині за розрахунковий проміжок часу при надходженні до неї свіжого заряду (повітря – у випадку дизеля або паливоповітряної суміші – у випадку двигуна з зовнішнім сумішоутворенням)

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_s p_i}{V_i} \left[\frac{R_s T_i}{p_i} \Delta M_{сцi} \frac{T_s}{T_i} - \frac{\kappa_s - 1}{\kappa_s} \frac{\Delta Q_{Ti}}{p_i} - \Delta V_{pi} \right]. \quad (6.44)$$

Після початку надходження в надпоршневу порожнину свіжого заряду кількість продуктів згоряння в ній буде залишатися (до закриття впускного клапана) практично незмінною ($M_\gamma = \text{const}$). Склад же газової суміші на ділянці впуску (рис. 6.12, а) внаслідок надходження свіжого заряду буде змінюватися, а відповідно будуть змінюватися показник адіабати і газова постійна для суміші. Враховуючи, що зміни показника адіабати і газової постійної для суміші відносно невеликі, без помітної погрішності обчислень параметрів робочого тіла на ділянці впуску можна прийняти $\kappa = \kappa_s$ і $R = R_s$. Послідовність обчислень подана на блок-схемі алгоритму розрахунку (рис. 6.13, б) та в методичних вказівках до розрахунку робочих процесів [4].



a

Рисунок 6.13 – Блок-схема алгоритму розрахунку процесу впуску при $M_{surr(i+1)} > 0$

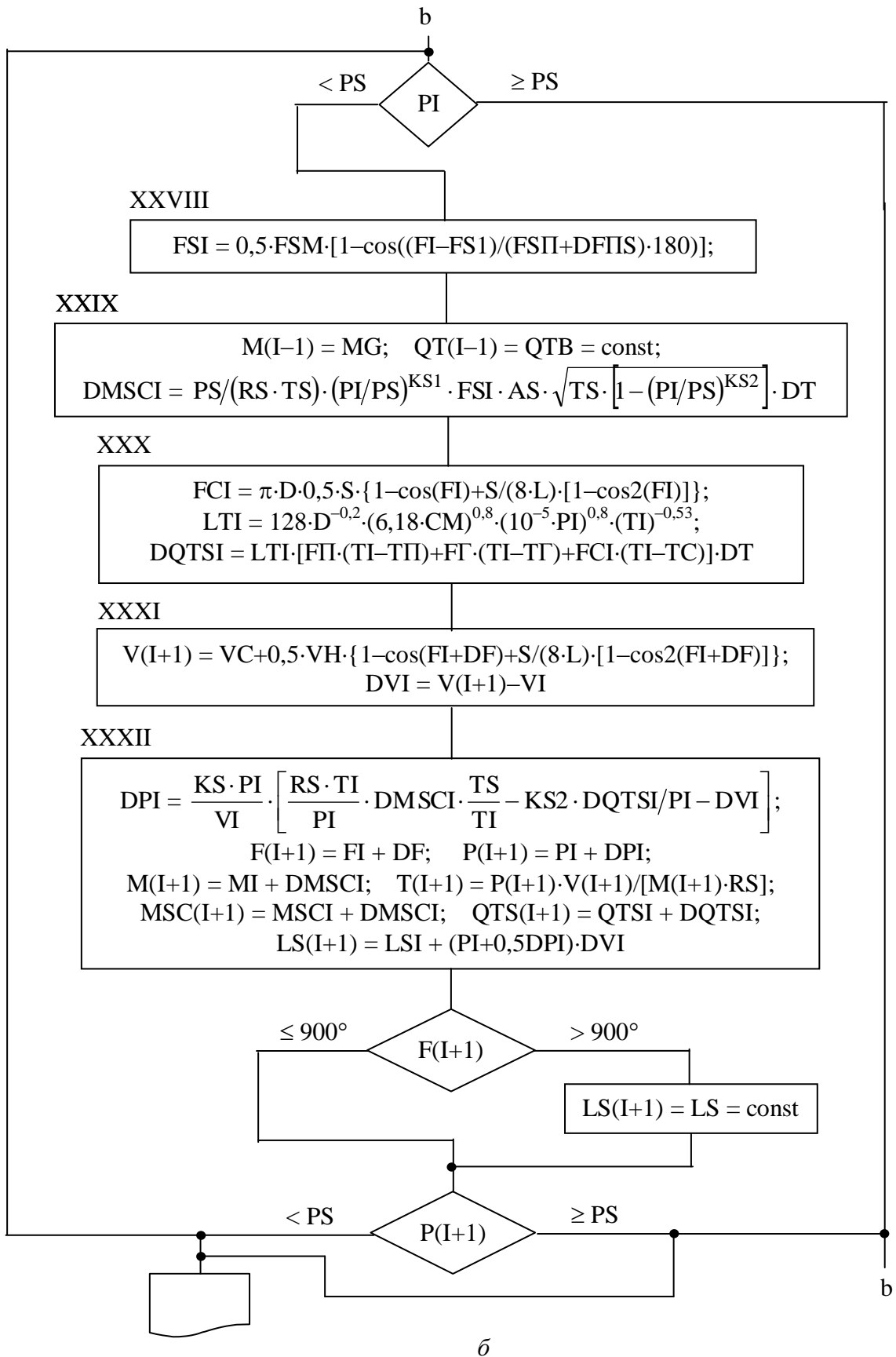


Рисунок 6.13 – Продолження

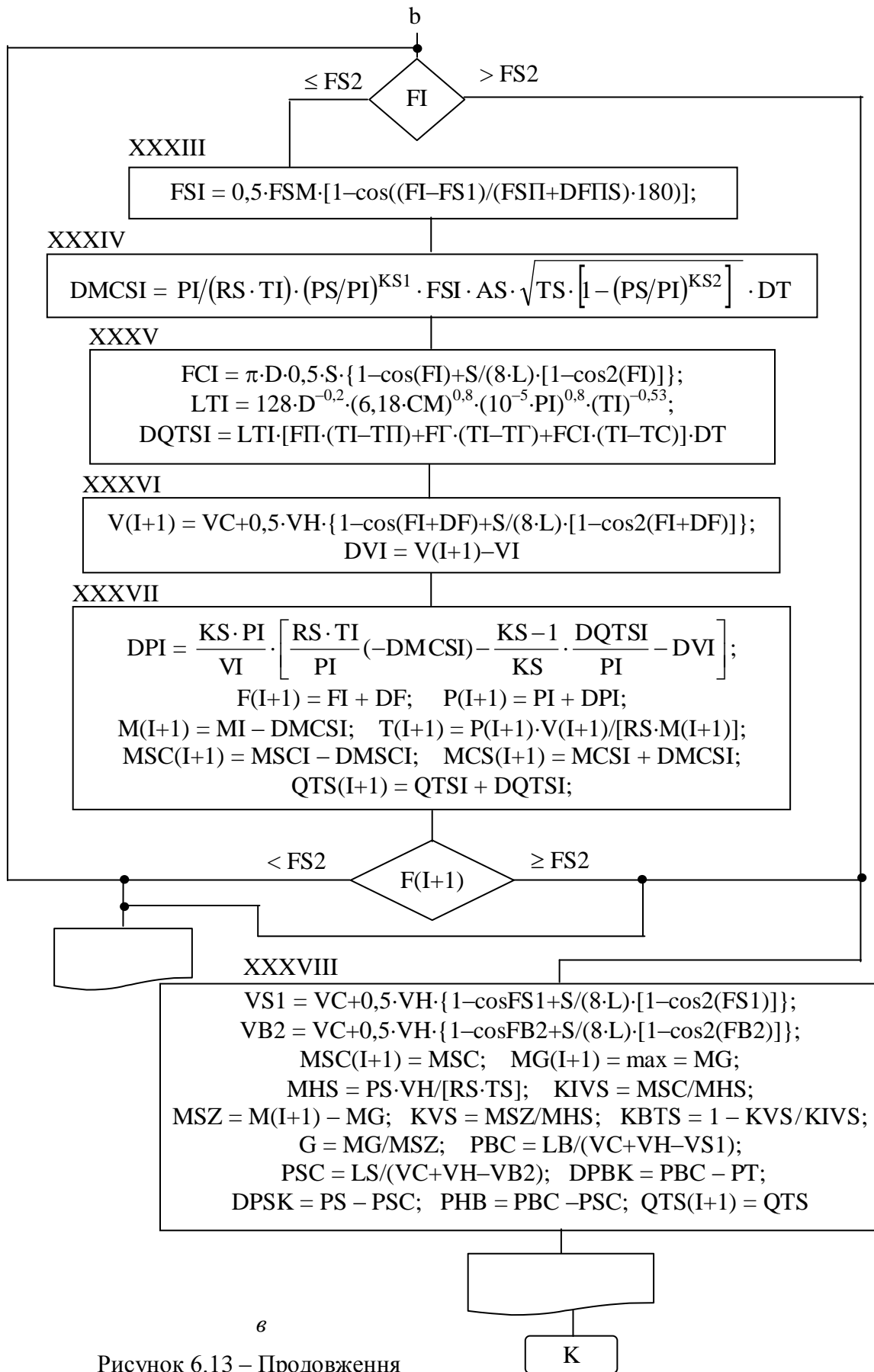


Рисунок 6.13 – Продолження

У кінці кожного розрахункового кроку обчислюють:

- значення параметрів робочого тіла у надпоршневій порожнині на початку наступного розрахункового кроку (p_{i+1} , T_{i+1} , M_{i+1});
- кількість свіжого заряду $M_{\text{сц}(i+1)}$, що надійшов у надпоршневу порожнину;
- кількість теплоти $Q_{\text{тс}(i+1)}$, що передана суміші газів у надпоршневій порожнині з моменту початку надходження свіжого заряду у надпоршневу порожнину.

Потім перевіряють співвідношення тиску газів у надпоршневій порожнині і свіжого заряду у впускному каналі ($p_s < p_{i+1} \leq p_s$). При $p_{i+1} \leq p_s$ розрахунки повторюють (рис. 6.13, б), а при $p_s < p_{i+1}$ (рис. 6.12) переходять до наступного циклу обчислень (рис. 6.13, в), що відповідає ділянці діаграми κ - v (рис. 6.12), коли з надпоршневої порожнини у впускний канал починає виходити суміш газів, що складається з повітря і продуктів згоряння.

Зміна тиску суміші газів у надпоршневій порожнині двигуна (без наддуву і з наддувом) за розрахунковий проміжок часу на ділянці від точки κ до точки v (рис. 6.12; $p_i < p_s$)

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_s p_i}{V_i} \left[\frac{R_s T_i}{p_i} (-\Delta M_{\text{цс}i}) - \frac{\kappa_s - 1}{\kappa_s} \frac{\Delta Q_{\text{т}i}}{p_i} - \Delta V_{\text{п}i} \right], \quad (6.45)$$

де $\Delta M_{\text{цс}i} = \rho_i \left(\frac{p_s}{p_i} \right)^{\frac{1}{\kappa_s}} (\mu_{\text{с}i} f_{\text{с}i})_{\text{сеп}} W_{\text{цс}i} \frac{\Delta \Phi_i}{6n}$ – маса суміші, що виходить з надпоршневій порожнини у впускний канал протягом розрахункового проміжку часу;

$\rho_i = \frac{p_i}{R_s T_i}$ – густина суміші газів у надпоршневій порожнині на початку

розрахункового проміжку часу;

$$W_{\text{цс}i} = \sqrt{2 \frac{\kappa_s}{\kappa_s - 1} R_s T_i \left[1 - \left(\frac{p_s}{p_i} \right)^{\frac{\kappa_s - 1}{\kappa_s}} \right]} \quad \text{– швидкість суміші газів у розрахунковому перерізі впускного клапана.}$$

Зі зміною напрямку потоку суміші газів через впускний клапан з циліндра починає перетікати у впускний канал газоповітряна суміш, склад якої до закриття впускного клапана змінюватися не буде. Враховуючи те, що кількість продуктів згоряння в суміші складає кілька відсотків, а втрата суміші з надпоршневої порожнини на ділянці $\kappa-v$ (рис. 6.12) незначна, прийmemo, що втрата свіжого заряду з надпоршневої порожнини на ділянці $\kappa-v$ дорівнює втраті суміші.

Послідовність обчислень на даній ділянці газообміну ($\kappa-v$, рис. 6.12) подана на блок-схемі алгоритму розрахунку процесу впуску (рис. 6.13, в). У кінці кожного розрахункового проміжку часу обчислюють:

- ◆ значення параметрів робочого тіла у надпоршневій порожнині на початку наступного розрахункового кроку (p_{i+1} , T_{i+1} , M_{i+1});
- ◆ кількість суміші $\Delta M_{\text{цс}i}$ (свіжого заряду), що втрачається на розрахунковій ділянці і до початку наступного розрахункового кроку з моменту початку витікання ($M_{\text{цс}(i+1)}$);
- ◆ кількість теплоти $Q_{\text{тс}(i+1)}$ від поверхонь стінок надпоршневої порожнини до робочого тіла.

Потім перевіряють співвідношення значень кутів оберту кривошипа, що відповідають початку наступного розрахункового кроку і моменту закриття впускного клапана ($\varphi_4 > \varphi_{i+1} \geq \varphi_4$) і при $\varphi_{i+1} < \varphi_4$ (рис. 6.13, в) розрахунки повторюють на наступному розрахунковому кроці. Якщо в кінці розрахункової ділянки виявиться, що $\varphi_{i+1} \geq \varphi_4$, розрахунки газообміну при прийнятих вихідних даних закінчують і переходять до блоку обчислень показників газообміну (рис. 6.13, в). На роздрукування бажано вивести не тільки показники газообміну, але й інші параметри останніх блоків алгоритмів розрахунків процесів у надпоршневій порожнині від моменту відкриття впускних клапанів і до моменту закриття впускних клапанів (рис. 6.13, в, блок XXXVIII).

Приклад програми розрахунку газообміну чотиритактного двигуна на ЕОМ наведено в роботі [3]. Програма розрахунку газообміну на ЕОМ може бути використана при виконанні дипломних проектів бакалавра і спеціаліста. При виконанні курсової роботи з дисципліни «Теорія ДВЗ» для розрахунків процесів газообміну рекомендується використовувати табличну форму розрахунків [4].

§7. Можливості використання математичного моделювання процесів газообміну чотиритактних двигунів для рішення практичних інженерних задач

Вибір фаз газорозподілу. Одними з основних факторів, що визначають показники процесів газообміну, є фази газорозподілу – моменти відкриття і закриття клапанів, прохідні перерізи клапанів (діаметри клапанів і їхня кількість). У двигунах, що працюють в умовах експлуатації в широкому діапазоні зміни навантажень і частот обертання колінчатого вала, вибір оптимальних фаз газорозподілу визначається досягненням найкращих техніко-економічних показників не тільки на номінальному, але й на часткових режимах.

На стадії проектування і виготовлення експериментальних зразків двигуна фази газорозподілу, діаметри клапанів (площі прохідних перерізів клапанів), звичайно встановлюються за даними прототипу з наступною експериментальною перевіркою та уточненнями. Однак виконання експериментальних робіт з уточнення фаз газорозподілу, площі прохідних перерізів клапанів вимагає значних витрат часу і матеріальних витрат. Використання математичного моделювання процесів газообміну на ЕОМ дозволяє вирішувати задачі оптимізації фаз газорозподілу, вибору діаметра клапанів при значно менших витратах часу і матеріальних витратах [1, 2, 3].

Зміна окремих фаз газорозподілу неоднаково впливає на протікання процесів газообміну. Це дозволяє виконати послідовний підбір фаз газорозподілу або одночасно двох фаз газорозподілу. Наприклад, можливо змінювати одночасне випередження відкриття впускних клапанів і запізнювання закриття впускних клапанів при значеннях $\alpha > 2$ (для зменшення залежності індикаторного ККД від коефіцієнта наповнення), випередження відкриття впускних клапанів і запізнювання закриття впускних клапанів.

Коефіцієнти наповнення і залишкових газів практично не залежать від випередження відкриття впускних клапанів. Випередження відкриття впускного клапана впливає головним чином на роботу розширення і роботу видалення з циліндра продуктів згоряння. Через те що частина газу виходить з циліндра на такті розширення, корисна робота розширення при наявності випередження відкриття впускного клапана зменшується (рис. 6.14). Втрати роботи розширення L_p від початку відкриття впускного

клапана до кінця такту розширення (рис. 6.15)

$$L_p = \sum_{i=1}^i \frac{1}{2} [(p_{iп} - p_i) + (p_{(i+1)п} - p_{i+1})] (V_{i+1} - V_i), \quad (6.46)$$

де p_i, p_{i+1} – тиск на початку і в кінці розрахункового інтервалу при дійсному процесі випуску;

$p_{iп}, p_{(i+1)п}$ – тиск на початку і в кінці розрахункового інтервалу при політропічному процесі розширення (випускний клапан відкривається в НМТ).

Середній тиск витрат роботи розширення на такті розширення

$$p_p = \frac{L_p}{V_h}. \quad (6.47)$$

Зі збільшенням випередження відкриття випускних клапанів чим більша частина газів буде виходити з циліндра на ділянці розширення, тим нижче буде тиск у циліндрі і тим вище буде середній тиск втрат роботи розширення на такті розширення (рис. 6.14; 6.15; 6.16).

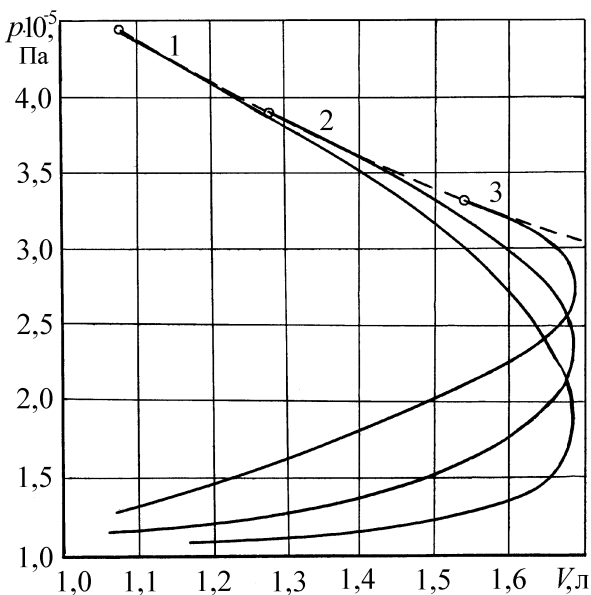


Рисунок 6.14 – Зміна тиску в циліндрі дизеля 4Ч12/14 (СМД-14) залежно від випередження відкриття випускного клапана при $n = 1700 \text{ хв}^{-1}$:

1 – $\varphi_1=68^\circ \text{ ОКВ}$; 2 – $\varphi_1=56^\circ \text{ ОКВ}$; 3 – $\varphi_1 = 31^\circ \text{ ОКВ}$; – – – випускний клапан відкривається в НМТ)

Опір виштовхуванню продуктів згоряння з циліндра на початку такту випуску при цьому буде зменшуватися, відповідно буде зменшуватися і середній тиск насосних втрат (рис. 6.16). Середній тиск сумарних втрат внаслідок протилежного характеру зміни насосних втрат і втрат роботи розширення ($p_{\text{сум}} = p_p + p_{\text{нв}}$) має для кожної з частот обертання колінчатого вала мінімальне значення, що відповідає оптимальному значенню кута випередження відкриття випускних клапанів (рис. 6.17). Однак значення сумарних витрат у зоні оп-

тимальних кутів випередження відкриття випускних клапанів змінюються обмежено, тобто допуск на вибір оптимального значення кута випередження відкриття випускних клапанів може бути досить значним (до 10–15 °ОКВ). Це припущення підтверджується й експериментальними даними (рис. 6.18). Ефективний ККД двигуна плавно змінюється у широкому інтервалі зміни φ_1 , який збільшується зі зменшенням середнього ефективного тиску. Зі збільшенням навантаження більш чітко визначається значення оптимального випередження відкриття випускних клапанів.

Значний вплив на оптимальне випередження відкриття випускних клапанів мають площа прохідних перерізів випускних клапанів і середня

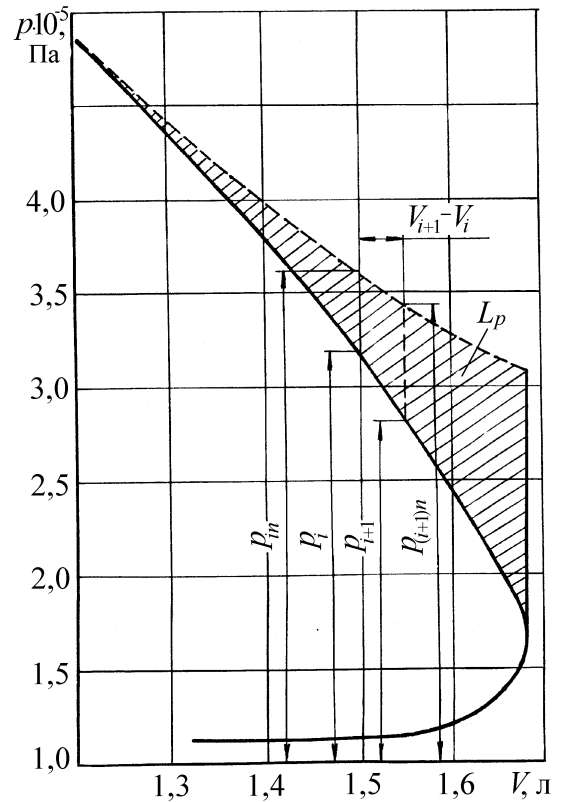


Рисунок 6.15 – Схема до розрахунку втрат роботи на такті розширення:
 — дійсний процес розширення;
 - - - випускний клапан відкривається в НМТ

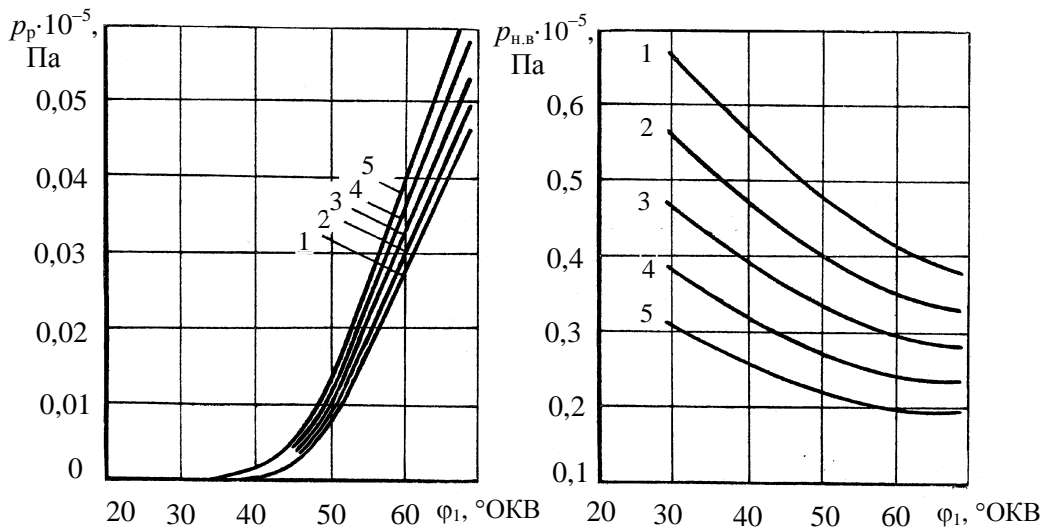


Рисунок 6.16 – Зміна середнього тиску втрат роботи розширення і середнього тиску насосних втрат залежно від випередження відкриття випускних клапанів: дизель 4Ч12/14; 1 – $n = 2100$; 2 – $n = 1900$; 3 – $n = 1700$; 4 – $n = 1500$; 5 – $n = 1300$ об/хв

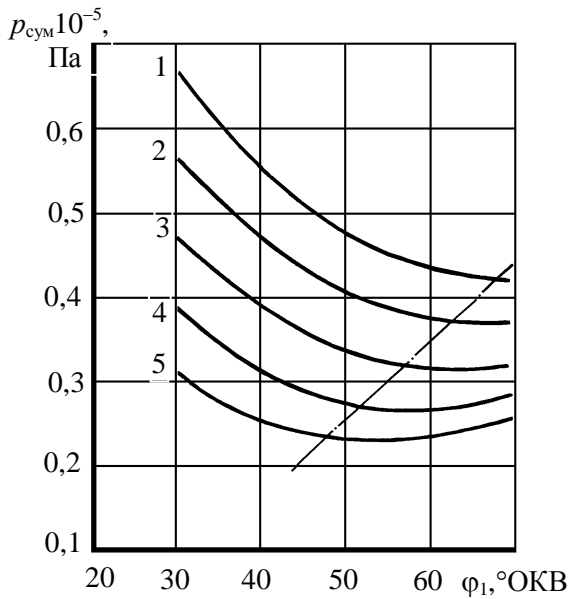


Рисунок 6.17 – Зміна сумарних витрат залежно від кута випередження відкриття випускних клапанів: дизель 4Ч12/14; 1 – $n = 2100$; 2 – $n = 1900$; 3 – $n = 1700$; 4 – $n = 1500$; 5 – $n = 1300$ об/хв

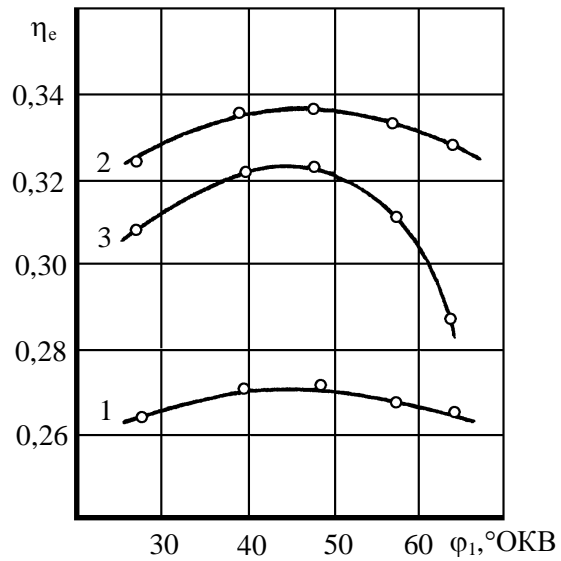


Рисунок 6.18 – Вплив кута випередження відкриття випускних клапанів на ефективний ККД дизеля 4Ч12/14 при $n = 1700$ об/хв: 1 – $p_e = 2,1 \cdot 10^5$ Па; 2 – $p_e = 4,2 \cdot 10^5$ Па; 3 – $p_e = 6,2 \cdot 10^5$ Па

швидкість поршня. Зі зменшенням площі прохідних перерізів випускних клапанів (відношення площі прохідного перерізу випускного клапана f_v до площі поршня F_{π}), збільшенням середньої швидкості поршня C_m оптимальні значення випередження відкриття випускних клапанів зростають (рис. 6.19). Збільшення площі прохідних перерізів випускних клапанів понад певне значення впливає значно менше на зміну оптимального випередження відкриття випускних клапанів ϕ_1 залежно від середньої швидкості поршня, ніж зменшення площі прохідних перерізів випускних клапанів до $f_v/F_{\pi} = 0,071$.

Розрахункові значення оптимальних значень кутів випередження відкриття випускних клапанів, визначені за мінімальними значеннями сумарних витрат, близькі до експериментальних значень ϕ_1 , що відповідають максимальному коефіцієнту корисної дії. Це підтверджує правомірність прийнятої методики розрахункового визначення оптимального значення ϕ_1 за мінімальними сумарними витратами (рис. 6.20).

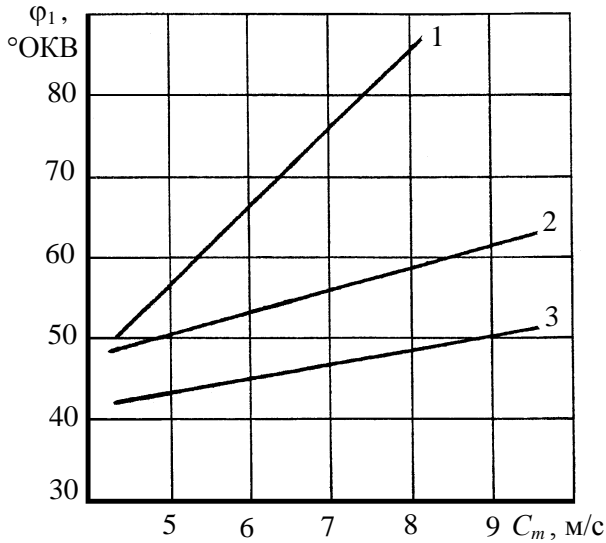


Рисунок 6.19 – Вплив площі прохідних перерізів випускних клапанів на оптимальний кут випередження їх відкриття:
 дизель 6ЧН13/11,5; 1 – $f_b/F_{II} = 0,071$;
 2 – $f_b/F_{II} = 0,106$; 3 – $f_b/F_{II} = 0,159$

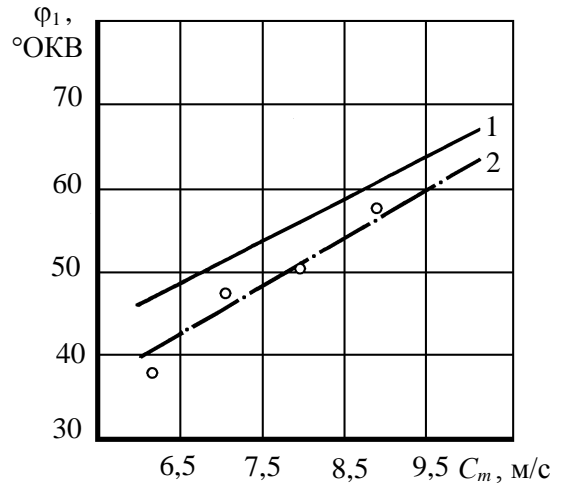


Рисунок 6.20 – Зіставлення розрахункових і експериментальних значень оптимальних кутів випередження відкриття випускних клапанів:
 дизель 4Ч12/14; $f_b/F_{II} = 0,104$;
 1 – розрахунок; 2 – експеримент

Перекриття клапанів впливає, в основному, на коефіцієнт залишкових газів та коефіцієнт наповнення. Зі зменшенням перекриття клапанів зменшується «час-переріз» клапанів; вплив зміни надпоршневого об'єму стає більшим, ніж вплив виходу газу через клапани; тиск у циліндрі зростає (рис. 6.21).

На початку процесу наповнення внаслідок малих прохідних перерізів випускних клапанів тиск у циліндрі різко падає, що викликає підвищення насосних втрат. Зі збільшенням перекриття клапанів або площі прохідних перерізів клапанів при незмінному перекритті клапанів зростає надходження відпрацьованих газів у впускний канал, перетік газів з випускного каналу в циліндр на початку такту наповнення. У результаті зменшується коефіцієнт наповнення, зростає коефіцієнт залишкових газів (рис. 6.22). Оптимальному значенню перекриття клапанів відповідає максимальне значення коефіцієнта наповнення (мінімальне значення коефіцієнта залишкових газів), тому що вплив коефіцієнта наповнення на показники двигуна більш істотний, ніж вплив середнього тиску насосних втрат, який слабо залежить від величини перекриття клапанів.

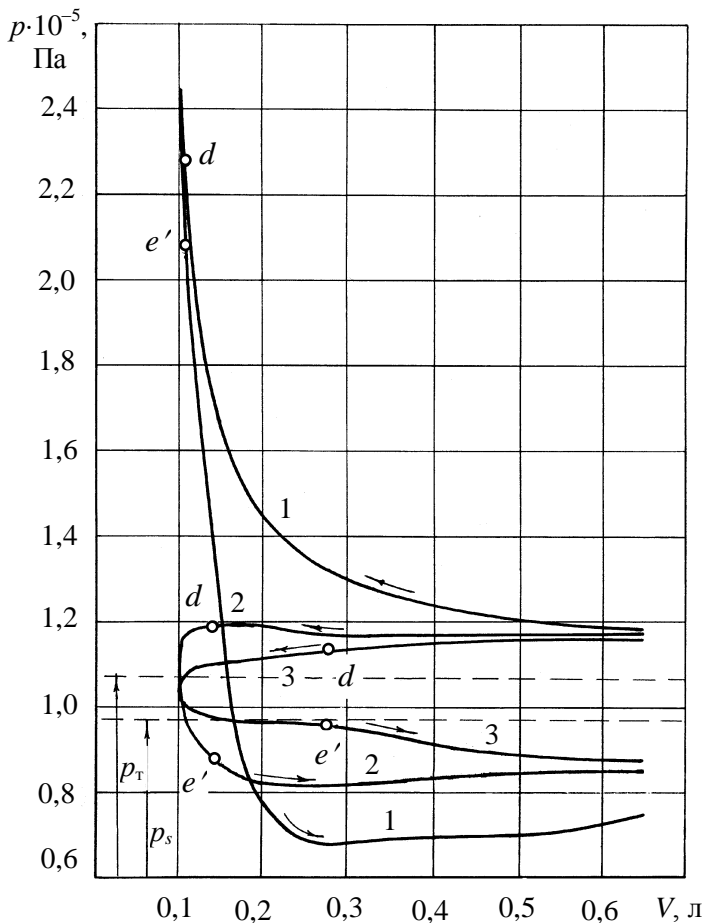


Рисунок 6.21 – Зміна тиску у циліндрі дизеля 4Ч12/14 на ділянці перекриття клапанів при $n = 1700$ об/хв:
 1 – $\Delta\varphi = 12^\circ$; 2 – $\Delta\varphi = 34^\circ$; 3 – $\Delta\varphi = 80^\circ$

Розрахункові й експериментальні значення перекриття клапанів, що відповідають максимальному коефіцієнтові наповнення, практично збігаються (рис. 6.23).

У двигунах з газотурбінним наддувом і досить високим ККД турбокомпресора тиск у впускному колекторі може бути вищим, ніж у випускному у широкому діапазоні робочих режимів. При значеннях кута перекриття клапанів менше 20° ОКВ характер зміни тиску у циліндрі двигуна з наддувом той же, що й у випадку двигуна без наддуву. Зі збільшенням перекриття клапанів має місце продувка камери згоряння. Тиск у циліндрі у ВМТ внаслідок збільшених значень площі прохідних перерізів клапанів змінюється у межах значень p_s і p_r .

Вибір перекриття клапанів двигуна з наддувом залежить від ступеня удосконалення турбокомпресора, співвідношення тисків перед турбіною і

Вплив перекриття клапанів на коефіцієнт наповнення позначається тільки через кількість залишкових газів. Чим більше залишкових газів знаходиться в циліндрі у кінці наповнення, тим вище температура заряду, тим менша кількість повітря надходить у циліндр.

У діапазоні частоти обертів 1300–2100 об/хв оптимальне значення перекриття клапанів, наприклад, дизеля 4Ч120/140 змінюється не більше ніж на $8\text{--}10^\circ$ ОКВ незалежно від прохідних перерізів клапанів. Абсолютні значення оптимальних перекриттів клапанів зменшуються зі збільшенням прохідних перерізів (рис. 6.23).

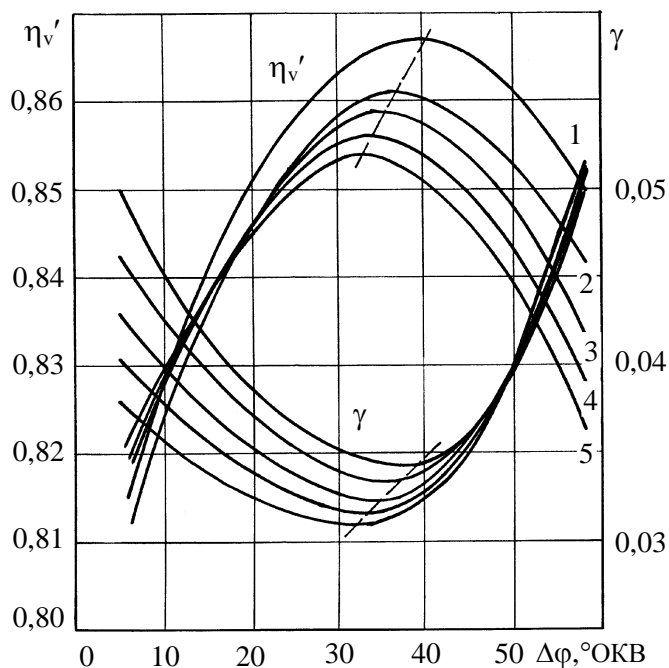


Рисунок 6.22 – Вплив перекриття клапанів на коефіцієнти наповнення і залишкових газів дизеля 4Ч12/14: 1 – $n = 2100$; 2 – $n = 1900$; 3 – $n = 1700$; 4 – $n = 1500$; 5 – $n = 1300$ об/хв

гальному випадку верхня межа значення перекриття клапанів визначається значенням, що відповідає повному видаленню з циліндра продуктів згоряння (у розглянутому прикладі – $60\text{--}70$ °OKB). Однак збільшення перекриття клапанів вимагає більш глибокої посадки клапанів у гніздах головки циліндрів або застосування спеціальних заглиблень у днищі поршня. Найчастіше, особливо у швидкохідних дизелях без наддуву, це викликає погіршення ефективності використання повітря при згорянні, зниження індикаторного ККД двигуна.

за компресором. Якщо при роботі, наприклад, транспортного двигуна на коректорній ділянці швидкісної характеристики тиск повітря за компресором вище тиску газів перед турбіною на $(0,1\text{--}0,2) \cdot 10^5$ Па у діапазоні частот обертання колінчатого вала від номінального значення до значення, що відповідає максимальному крутному моменту, перекриття клапанів з метою продувки варто збільшувати. При цьому зменшується кількість залишкових газів у циліндрі, зростає коефіцієнт наповнення, знижується температура клапанів, поршня. У за-

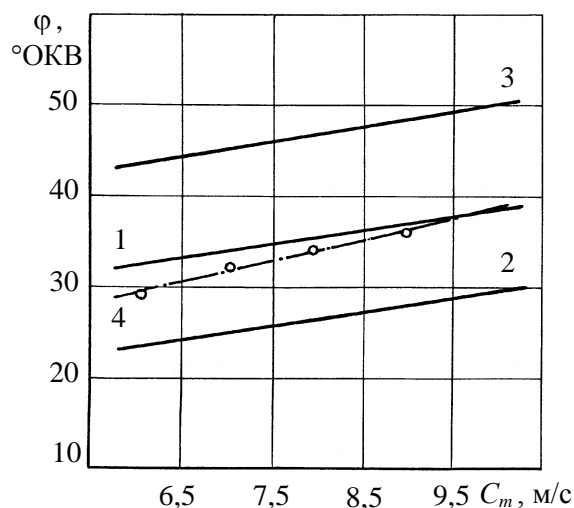


Рисунок 6.23 – Зміна оптимальних значень перекриття клапанів залежно від середньої швидкості поршня дизеля 4Ч12/14: 1 – $f_s/F_{\pi} = 0,145$; 2 – $f_s/F_{\pi} = 0,22$; 3 – $f_s/F_{\pi} = 0,10$; 4 – експеримент при $f_s/F_{\pi} = 0,145$

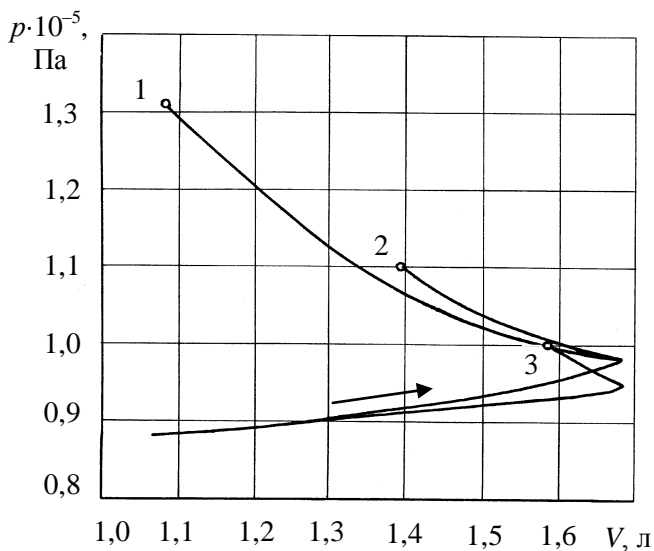


Рисунок 6.24 – Зміна тиску у циліндрі у кінці наповнення:
дизель 4Ч12/14; $n = 1700$ об/хв;
1 – $\varphi_4 = 68^\circ$; 2 – $\varphi_4 = 45^\circ$; 3 – $\varphi_4 = 34^\circ$

Збільшення запізнювання закриття впускного клапана не впливає на кількість повітря, що надійшло у циліндр двигуна на ділянці наповнення, але при цьому зростають втрати свіжого заряду внаслідок перетікання газу з циліндра у впускний канал. Цим фактом і обумовлена наявність оптимального значення запізнювання закриття впускних клапанів для кожної частоти обертання колінчатого вала (рис. 6.25).

Середній тиск насосних втрат практично не залежить від фази запізнювання закриття впускних клапанів і визначається, в основному, середньою швидкістю поршня (частотою обертання колінчатого вала) і співвідношенням прохідних перерізів клапанів і площі поршня. При збільшенні частоти обертання колінчатого вала пропорційно зростає швид-

Запізнювання закриття впускних клапанів впливає на показники двигуна практично тільки через коефіцієнт наповнення. Збільшення запізнювання закриття впускних клапанів збільшує час-переріз за період наповнення, при цьому зменшується опір перетіканню повітря із впускного каналу у циліндр (рис. 6.24). При значенні запізнювання закриття впускного клапана $\varphi_4 \geq 40^\circ$ ОКВ тиск у циліндрі дорівнює тиску у впускному каналі. Подальше збіль-

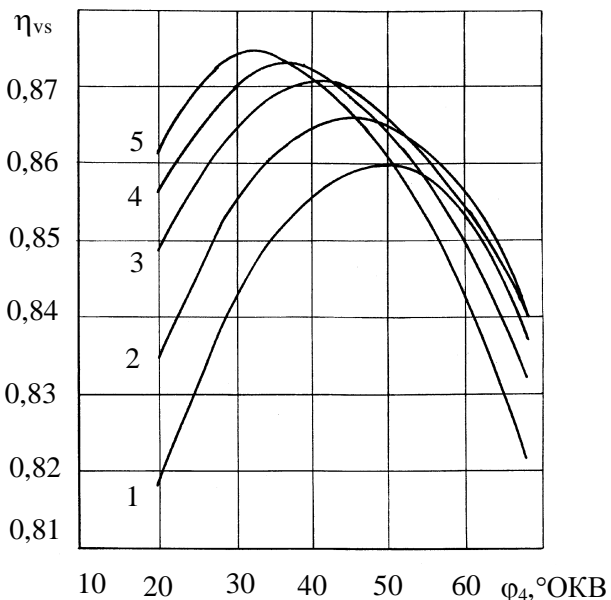


Рисунок 6.25 – Вплив запізнення закриття впускних клапанів на коефіцієнт наповнення: дизель 4Ч12/14;
1 – $n = 2100$; 2 – $n = 1900$; 3 – $n = 1700$;
4 – $n = 1500$; 5 – $n = 1300$ об/хв

кість поршня, швидкість зміни об'єму циліндра, швидкість газів у прохідному перерізі клапанів, перепад тиску між впускним каналом і циліндром, а відповідно і середній тиск втрат на клапанах.

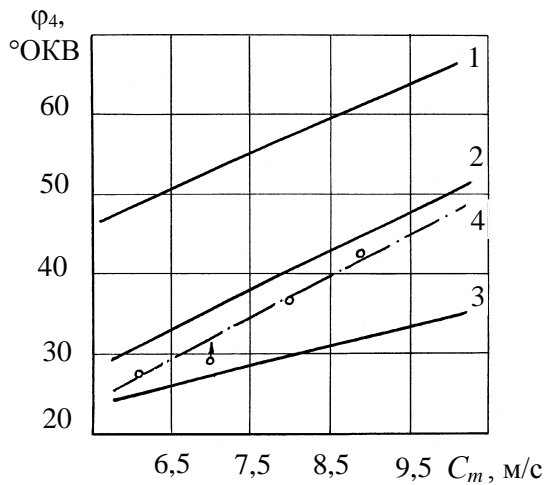


Рисунок 6.26 – Вплив площі прохідних перерізів впускних клапанів і середньої швидкості поршня на оптимальне значення запізнення закриття впускних клапанів:
 дизель 4Ч12/14; 1 – $f_s/F_{\Pi} = 0,097$; 2 – $f_s/F_{\Pi} = 0,145$; 3 – $f_s/F_{\Pi} = 0,218$;
 4 – експеримент при $f_s/F_{\Pi} = 0,145$

Розрахункові і експериментальні значення запізнювання закриття впускних клапанів практично збігаються (рис. 6.26). Зі збільшенням площі прохідних перерізів клапанів оптимальні значення запізнювання закриття впускних клапанів зменшуються, зі зменшенням – зростають. Підвищення параметрів повітря на впуску впливає на оптимальне запізнювання закриття впускних клапанів тільки через температуру повітря на впуску. З підвищенням температури повітря на впуску оптимальне значення запізнювання закриття впускних клапанів трохи зменшується.

Вибір площі прохідних перерізів клапанів.

Площа прохідних перерізів клапанів визначає рівень гідравлічних втрат на клапанах, а відповідно і величину повітряного заряду циліндра, середній тиск насосних втрат. У технічній літературі вибір площі прохідних перерізів клапанів при проектуванні двигунів рекомендується здійснювати за умовною середньою швидкістю газу у клапанах або за середнім значенням співвідношень площі прохідних перерізів клапанів і площі поршня (f_v/F_{Π} ; f_s/F_{Π}). Як у першому, так і у другому випадку, оцінка вибору площі прохідних перерізів клапанів може бути дана тільки після дослідження експериментальних зразків двигуна. Застосування ж методів математичного моделювання процесів газообміну дозволяє вирішити задачу вибору раціональних значень площі прохідних перерізів клапанів двигуна уже на стадії проектування двигуна. Постановка такої задачі необхідна для вирішення протиріччя між прагненням конструктора до забезпечення зручності розташування газоповітряних каналів, клапанів, високої надійності конструкції і необхідністю досягнен-

ня високих показників процесів газообміну. З погляду забезпечення зручності розташування газоповітряних каналів, клапанів і надійності конструкції, чим меншими будуть діаметри каналів і клапанів, тим краще. З точки зору досягнення високих показників процесів газообміну, чим більшою буде площа прохідних перерізів клапанів, тим краще.

Вибір значень площі прохідних перерізів впускних клапанів може бути визначений з умови досягнення максимального значення коефіцієнта наповнення на розрахунковому режимі роботи двигуна (режим номінальної потужності або режим, що відповідає максимальному крутному моменту). Зміна середнього тиску насосних втрат залежно від f_s/F_{Π} не може розглядатися як фактор, що визначає вибір оптимального значення площі прохідних перерізів впускних клапанів, тому що середній тиск насосних втрат не перевищує 4–10 % від середнього індикаторного тиску. Величина ж середнього індикаторного тиску пропорційна величині повітряного заряду циліндра. З наведених на рис. 6.27 і рис. 6.28 даних випливає, що при зменшенні відношення f_s/F_{Π} ($f_v/f_s \approx 0,7$) з 0,15–0,16 до 0,1 середній тиск насосних втрат зростає приблизно у 2 рази, але і при $C_m = 9,5$ м/с збільшення середнього тиску насосних втрат не перевищує 4 % від середнього індикаторного тиску для дизеля 4Ч12/14 (СМД-14) і 6 % – для дизеля 6ЧН13/11,5 (СМД-60). Коефіцієнт наповнення ж при цьому зменшується, відповідно, на 12 і 7 %, тобто зменшення площі прохідних перерізів впускних клапанів впливає більш істотно на коефіцієнт наповнення, ефективні показники дизеля (потужність, економічність). Збільшення ж відношення f_s/F_{Π} більш як на 0,15 значно менше впливає на показники процесів газообміну.

Незважаючи на значну відмінність двигунів за конструкцією вплив площі прохідних перерізів клапанів на показники процесу наповнення ідентичний, тобто для чотиритактних швидкохідних дизелів при $C_m < 10$ м/с відношення площі прохідних перерізів впускних клапанів до площі поршня може бути прийняте у межах 0,15–0,16. Ці відношення площі прохідних перерізів впускних клапанів до площі поршня можуть бути досягнуті при двоклапанній конструкції головки циліндрів (два клапани на циліндр). У випадку чотириклапанної конструкції головки циліндрів відношення $i \cdot f_s/F_{\Pi}$ може бути збільшене до 0,20, відповідно середній тиск насосних втрат може бути знижений до 3 % від середнього індикаторного тиску.

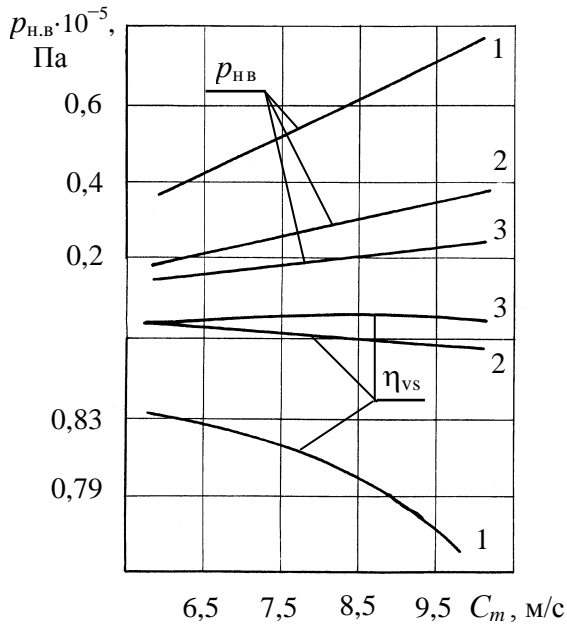


Рисунок 6.27 – Вплив площі прохідних перерізів клапанів на показники процесів газообміну дизеля 4Ч12/14:

1 – $f_s/F_{\Pi} = 0,1$; 2 – $f_s/F_{\Pi} = 0,145$;
3 – $f_s/F_{\Pi} = 0,22$; $f_b/f_s = 0,72$

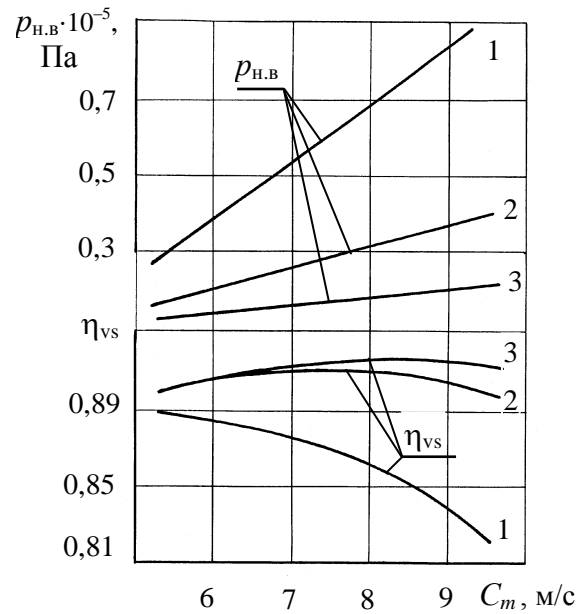


Рисунок 6.28 – Вплив площі прохідних перерізів клапанів на показники процесів газообміну дизеля 6ЧН13/11,5:

1 – $f_s/F_{\Pi} = 0,105$; 2 – $f_s/F_{\Pi} = 0,16$;
3 – $f_s/F_{\Pi} = 0,24$; $f_b/f_s = 0,67$

При газотурбінному наддуві і досить високих значеннях ККД турбокомпресора ($\eta_{\text{тк}} > 0,6$) тиск у циліндрі на такті випуску може бути меншим, ніж на такті наповнення, тобто замість насосних втрат може бути отримана позитивна робота газів. Зі збільшенням тиску наддуву перепад тиску між впускним і випускним каналами зростає, позитивна робота газів при газообміні також збільшується. Значення останньої залежить не тільки від співвідношення тисків перед турбіною і за компресором, але і від відношення площі прохідних перерізів впускних і випускних клапанів до площі поршня, температури повітря у впускному каналі. Вибір же оптимальних значень площі прохідних перерізів впускних клапанів і в цьому випадку визначається також з умови досягнення максимального значення коефіцієнта наповнення (частка позитивної роботи при газообміні не перевищує 1–2 % від індикаторної роботи газів).

Контрольні запитання та завдання

1. Поясніть особливості процесів газообміну в чотиритактних двигунах без наддуву та з наддувом.
2. Представте індикаторні діаграми процесів газообміну в чотиритактних двигунах без наддуву та з наддувом.
3. Як наближено оцінюються показники газообміну в чотиритактних ДВЗ?
4. Як визначаються гідравлічні втрати на випуску і впуску?
5. Наведіть фактори, що визначають значення коефіцієнтів наповнення і залишкових газів.
6. Поясніть послідовність визначення зміни параметрів та складу газів у надпоршневій порожнині при газообміні у чотиритактному ДВЗ.
7. Як впливає теплообмін на показники газообміну?
8. Наведіть діаграму фаз газорозподілу чотиритактного ДВЗ.
9. Обґрунтуйте критерії вибору фаз газорозподілу та площі прохідних перерізів клапанів чотиритактного ДВЗ.

Список літератури до розділу 6

1. Дьяченко В.Г. Исследование и выбор основных параметров четырёхтактных быстроходных дизелей. – Автореф. докт. дисс. – Харьков: ХИИТ, 1974. – 40 с.
2. Савран Г.Д. Исследование и выбор оптимальных фаз газораспределения четырёхтактных дизелей. – Автореф. канд. дисс. – Харьков: ХИМЭСХ, 1971. – 29 с.
3. Дьяченко В.Г. Газообмен в двигателях внутреннего сгорания. – Киев; УМК ВО, 1985. – 203 с.
4. Методические указания к курсовой работе «Расчет рабочих процессов в двигателе внутреннего сгорания» по дисциплине «Теория двигателей внутреннего сгорания» // Дьяченко В.Г. – Харьков: ХНАДУ, 2001. – 36 с.

Розділ 7

ПРОЦЕСИ ГАЗООБМІНУ В ДВОТАКТНИХ ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

§1. Особливості організації процесів газообміну в двотактних двигунах

Процеси газообміну в двотактних двигунах відрізняються від процесів газообміну в чотиритактних двигунах тривалістю, способом очищення циліндра від продуктів згоряння, конструкцією органів газорозподілу й іншими особливостями. Через те, що у двотактному двигуні відсутні такт очищення надпоршневої порожнини від продуктів згоряння і такт на її заповнення свіжим зарядом, тривалість процесів газообміну зменшується до 130–150 °ОКВ (у чотиритактних двигунах – 400–450 °ОКВ). Видалення із циліндрів продуктів згоряння після закінчення вільного випуску здійснюється повітрям або паливоповітряною сумішшю, що подається в циліндр нагнітачем. Відрізняються двотактні двигуни схемами здійснення процесів газообміну, їхнім конструктивним виконанням.

У двотактних двигунах із золотниковим газорозподілом газообмін здійснюється через випускні і впускні (продувочні) вікна. Зміна площі прохідних перерізів вікон, моменти їхнього відкриття і закриття визначаються переміщенням поршня або гільзи циліндра.

Відсутність клапанів, механізму привода клапанів істотно спрощує конструкцію двигуна. Однак скорочення тривалості процесів газообміну погіршує показники газообміну. Збільшуються також втрати робочого ходу, що істотно зменшує роботу розширення газів. Необхідність використання механічного привода нагнітача, примусової подачі повітря для продувки надпоршневої порожнини обумовлює втрати потужності на привід нагнітача та зменшує механічний ККД двигуна.

Процес вільного випуску у двотактному двигуні протікає практично так само, як і у чотиритактному. На початку відкриття випускних вікон поршнем (точка *e* на рис. 7.1), коли відношення тиску у випускному каналі до тиску в циліндрі менше критичного ($p_T/p < \beta_{кр} = 0,53–0,55$),

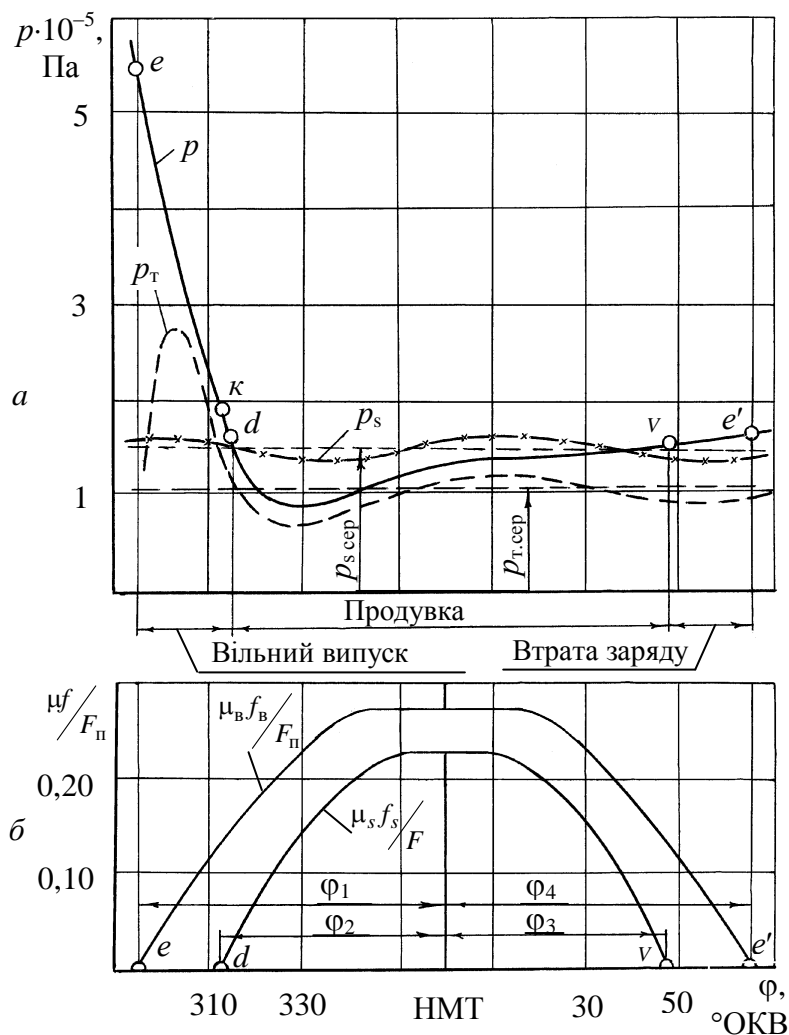


Рисунок 7.1 – Зміна тиску в надпоршневій порожнині та в газоповітряних трактах у двотактному двигуні з золотниковим газорозподілом і механічним приводом нагнітача (а) і відношення ефективної площі прохідних перерізів вікон до площі поршня (б)

кон (точка d на рис. 7.1).

На початку ділянки надкритичного випуску у випускному каналі формується хвиля стиснення. При довжині випускного каналу, у 2–3 рази перевищуючого хід поршня, за хвилию стиснення, що йде від випускного вікна до протилежного кінця випускного каналу, формується хвиля розрідження. За хвилию розрідження до кінця вільного випуску у випускному каналі тиск газів може бути значно нижчим середнього тиску у випускному каналі $p_{T,сep}$. Відповідно знижується і тиск газів у циліндрі, що інтенсифікує надходження повітря в циліндр (рис. 7.1). У порівнянні з чотиритактними двигунами в двотактних двигунах газодинамічні явища у випускних

швидкість витікання газу дорівнює місцевій швидкості звуку і не залежить від перепаду тиску (надкритичний випуск). Зі зниженням тиску газів у циліндрі до значень, що відповідають співвідношенню $p_T/p > \beta_{кр}$ (точка k на рис. 7.1), швидкість витікання газів стає меншою місцевої швидкості звуку (підкритичний випуск). За кінець вільного випуску звичайно приймається кут оберту кривошипа, при якому тиск у циліндрі стає рівним тискові у впускному (продувочному) ресивері. Впускні (продувочні) вікна відкриваються через 10–20 °OKB після відкриття випускних ві-

каналах мають значно більший вплив на процеси газообміну в надпоршне- вій порожнині та показники газообміну.

Продувка циліндра звичайно починається пізніше початку відкрит- тя впускних вікон (після зниження тиску газів у циліндрі до значень $p < p_s$) і продовжується до моменту закриття впускних вікон (точка v , рис. 7.1). Свіжий заряд, що надходить у циліндр, витискує через випускні вікна про- дукти згоряння. Внаслідок перемішування свіжого заряду з газами в ци- ліндрі частина свіжого заряду втрачається. Частина втрат свіжого заряду зростає до кінця продувки. При закритті випускних вікон після впускних має місце також витікання суміші газів з циліндра, а відповідно і втрата свіжого заряду. Втрата свіжого заряду в двигунах із золотниковим газороз- поділом може бути істотно зменшена шляхом установки на випуску додат- ково клапана або золотника з приводом від колінчатого вала.

Протягом більш ніж столітнього розвитку двотактних двигунів за- пропоновано і реалізовано на практиці ряд схем здійснення продувки ци- ліндрів, які можна розділити на дві групи: прямоструминні і непрямостру- минні (рис. 7.2, рис. 7.3).

Прямоструминні схеми продувки, у свою чергу, мо- жуть бути підрозділені на клапанно-щілинні; щілинні з поршнями, що протилежно ру- хаються; щілинні двопоршневі з загальною камерою згоряння на два циліндри (рис. 7.2). Фа- зи газорозподілу в двигунах з прямоструминною схемою продувки і золотниковим га- зорозподілом симетричні від- носно НМТ поршнів. Впускні

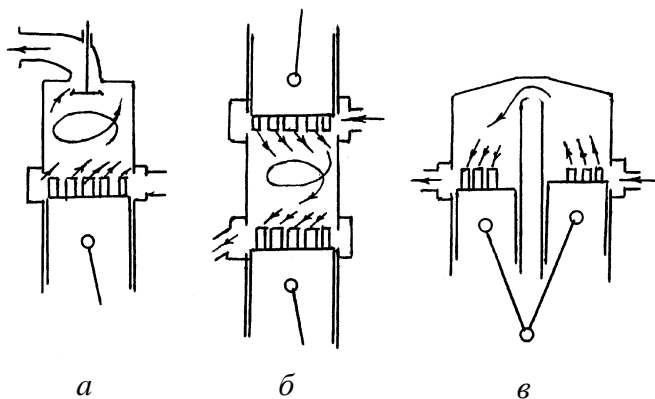


Рисунок 7.2 – Прямоструминні схеми продувки: *а* – клапанно-щілинна; *б* – щілинна з поршнями, що протилежно рухаються; *в* – щілинна двопоршнева зі спільною камерою згоряння на два циліндри

вікна в двигунах з прямоструминною схемою продувки закривають після закриття випускних вікон або випускного клапана. Показники процесів га- зообміну при цьому поліпшуються як внаслідок поліпшення очищення ци- ліндра від продуктів згоряння, так і внаслідок дозарядки циліндра і змен- шення перемішування свіжого заряду з продуктами згоряння.

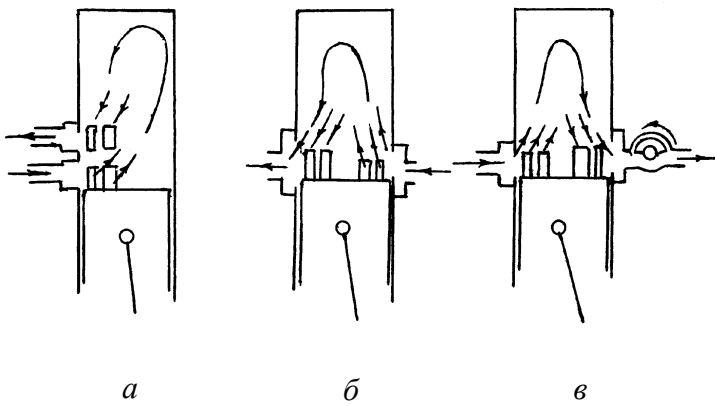


Рисунок 7.3 – Непрямоструминні схеми продувки:
а – петлева; *б* – поперечна; *в* – поперечна з золотником на випуску

Непрямоструминні схеми продувки підрозділяються на петлеву з однобічним розташуванням вікон, поперечну з наявністю чи відсутністю золотника або клапаном на випуску (рис. 7.3). У двигунах без золотника у випускному каналі випускні вікна закриваються після закриття впускних. Показники газообміну в двотактних двигунах з непрямостру-

минними схемами продувки значною мірою залежать від організації напрямку руху потоків повітря в циліндрі, тобто від форми, напрямку і розташування впускних і випускних вікон, форми днища поршня. Вирішуються ці питання експериментально на статичних або динамічних моделях і уточнюються вже безпосередньо на двигуні.

За показниками процесів газообміну двигуни з непрямоструминними схемами продувки помітно поступаються двигунам з прямоструминними схемами продувки (табл. 7.1). Установка на випуску золотників або клапанів дещо поліпшує ці показники.

Таблиця 7.1 – Показники процесів газообміну двотактних двигунів

№ п/п	Схеми продувки	ϕ	ν	γ	η_{vs}
1	Прямоструминна	1,1 – 1,5	0,2 – 0,6	0,03 – 0,10	0,8 – 0,9
2	Непрямоструминна	1,4 – 2,0	0,4 – 0,7	0,10 – 0,15	0,6 – 0,8

У практиці сучасного двигунобудування знаходять застосування майже всі розглянуті вище схеми продувки. Прямоструминні переважно використовуються у швидкохідних двигунах транспортного типу, непрямоструминні – у тихохідних судових і стаціонарних двигунах, у швидкохідних двигунах для мототехніки, автомобілів. При проектуванні двотакт-

них двигунів конструктивні параметри органів газорозподілу приймають за даними двигунів-прототипів. Потім конструктивні параметри органів газорозподілу, фази газорозподілу уточнюють за даними розрахункових досліджень і в процесі удосконалення робочих процесів експериментальних зразків двигуна.

§2. Розрахунок процесів газообміну в двотактних двигунах з нагнітачем

Розрахунок процесу вільного випуску в двотактних двигунах майже не відрізняється від розрахунку процесу випуску в чотиритактних двигунах. Практично зберігається і блок-схема алгоритму розрахунку.

Кінцевою метою розрахунку процесу вільного випуску в двотактних двигунах є визначення параметрів робочого тіла в надпоршневій порожнині в момент початку відкриття впускних вікон (точка d на рис. 7.1). Ділянка вільного випуску після відкриття впускних вікон, коли продукти згоряння виходять з надпоршневої порожнини й через впускні вікна (надходження продуктів згоряння у впускний канал), звичайно відносять до розрахунку процесів продувки.

У тихохідних двотактних двигунах і у швидкохідних двотактних двигунах ($n > 3000 \text{ хв}^{-1}$) з відносно короткими випускними каналами, що з'єднують циліндри з випускним колектором, газодинамічні явища у випускних каналах мають відносно незначний вплив на процеси продувки, тобто тиск газів у випускному каналі може бути прийнятий сталим і рівним середньому значенню за цей період. У швидкохідних двигунах з довжиною випускного каналу у 2–3 рази більшою ходу поршня вплив газодинамічних явищ у випускному каналі може бути настільки значним, що в деякому діапазоні зміни частот обертання колінчатого вала у випускному каналі виникає розрідження і можливо забезпечити досить ефективну продувку надпоршневої порожнини без нагнітача. Тому в цих випадках необхідно одночасно вирішувати систему рівнянь нестационарних процесів масообміну і теплообміну в надпоршневій порожнині і систему диференціальних рівнянь несталої течії газів у випускному каналі. В подібній постановці звичайно вирішуються задачі при спеціальних дослідженнях, що вимагають значних витрат часу. Для більшості інженерних задач з оцінки визна-

чення конструктивних параметрів органів газорозподілу і фаз газорозподілу, оцінки показників газообміну в двотактних двигунах впливом газодинамічних явищ в газоповітряних трактах цілком припустимо знехтувати. За цих умов можливо використовувати для розрахунку процесів газообміну і масообміну в надпоршневій порожнині на ділянці вільного випуску ті ж залежності, що і для надпоршневої порожнини чотиритактного двигуна для ділянки випуску – (6.32) – (6.36).

Умовні позначення вихідних даних і постійних величин у блок-схемі алгоритму розрахунку вільного випуску в двотактному двигуні повинні бути ті ж, що й у випадку чотиритактного двигуна (табл. 6.2, рис. 6.7). Тією ж може бути і форма подання залежності ефективної площі прохідних перерізів вікон від кута оберту кривошипа φ_i , тобто на ділянці відкриття випускних вікон

$$\mu_B f_{Bi} = \mu_B b_{B.C} (\bar{S} - S_1) \cong 0,5 (\mu_B f_{Bi})_M \left[1 - \cos \left(\frac{\varphi_i - \varphi_1}{\varphi_{B.П} + \Delta\varphi_{B.П}} 180 \right) \right], \quad (7.1)$$

де μ_B – коефіцієнт витрати для випускних вікон; $b_{B.C}$ – сумарна ширина випускних вікон, м; \bar{S} – поточне переміщення поршня від ВМТ після відкриття випускних вікон, м; S_1 – значення переміщення поршня, що відповідає початкові відкриття випускних вікон, м;

$(\mu_B f_{Bi})_M = 0,5 \mu_B b_{B.C} (S - S_1)$ – максимальне значення ефективної площі прохідного перерізу випускних вікон;

$\varphi_i, \varphi_1, \varphi_{B.П}, \Delta\varphi_{B.П}$ – поточне значення кута оберту кривошипа, кут оберту кривошипа, що відповідає моменту відкриття випускних вікон, тривалість відкриття (закриття) випускних вікон в °ОКВ та поправка на тривалість відкриття (закриття) випускних вікон відповідно.

Коефіцієнт витрати для впускних і випускних вікон у стінках циліндра залежно від ступеня відкриття вікон поршнем $\mu_B \cong \mu_S \cong 0,8-0,9$. Тому в розрахунках можна прийняти значення коефіцієнта витрати вікон сталим і рівним 0,85. Закінчується розрахунок процесу вільного випуску в прийнятій схемі розрахунку газообміну при куті оберту кривошипа, що відповідає моментів відкриття впускних вікон (точка d на рис. 7.1).

У двотактних двигунах із традиційними схемами організації процесів газообміну енергію відпрацьованих газів на ділянці вільного випуску доцільно використовувати в газовій турбіні або в обміннику тиску для подачі повітря з надлишковим тиском при високих навантаженнях до впускних вікон, а при часткових – до нагнітача другого ступеня наддуву. Для того, щоб уникнути використання нагнітача другого ступеня наддуву в деяких конструкціях двигунів, турбонагнітач через редуктор з'єднують з колінчастим валом або з автономним електроприводом.

Момент початку відкриття впускних вікон (точка d на рис. 7.1) звичайно не збігається з початком продувки (початком надходження свіжого заряду в надпоршневу порожнину), коли тиск у циліндрі p_i стає меншим, ніж тиск повітря p_s перед впускними вікнами ($p_i < p_s$). Тому, як і в чотиритактних двигунах після відкриття впускних клапанів, у двотактних двигунах після відкриття впускних вікон (точка d на рис. 7.1) тиск газів у надпоршневій порожнині p_i звичайно вищий, ніж тиск повітря у впускному каналі p_s , тобто має місце закид продуктів згоряння у впускний канал (відбувається подвійний випуск, $p_T < p_i > p_s$). Продукти згоряння з надпоршневої порожнини будуть виходити у впускний канал, відтискуючи від впускних вікон свіжий заряд. Зміна тиску газів у надпоршневій порожнині при подвійному випуску за розрахунковий проміжок часу

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_T p_i}{V_i} \left[\frac{1}{\rho_i} (-\Delta M_{цстi} - \Delta M_{цвi}) - \frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T} \frac{\Delta Q_{гi}}{p_i} - \Delta V_{пi} \right], \quad (7.2)$$

де κ_T – показник адіабати продуктів згоряння;

$$\Delta M_{цстi} = \rho_i \left(\frac{p_s}{p_i} \right)^{\frac{1}{\kappa_T}} (\mu_{si} f_{si})_{сеп} W_{цстi} \frac{\Delta \varphi_i}{6n} - \text{маса продуктів згоряння, що}$$

надійшли з надпоршневої порожнини у впускний канал протягом розрахункового проміжку часу ($\Delta \tau_i = \Delta \varphi_i / (6n)$);

$$\rho_i = \frac{p_i}{R_T T_i} - \text{густина продуктів згоряння в надпоршневій порожнині на}$$

початку розрахункового проміжку часу;

$(\mu_{si} f_{si})_{сеп}$ – середнє значення ефективної площі прохідного перерізу впускних вікон на розрахунковій ділянці;

$$W_{цстi} = \sqrt{2 \frac{\kappa_T}{\kappa_T - 1} R_T T_T \left[1 - \left(\frac{p_s}{p_i} \right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}} \right]} - \text{швидкість продуктів згорання в}$$

розрахунковому перерізі впускного вікна;

$$\Delta M_{цвi} = \rho_i \left(\frac{p_T}{p_i} \right)^{\frac{1}{\kappa_T}} (\mu_{в} f_{вi})_{сеп} W_{цвi} \frac{\Delta \varphi_i}{6 n} - \text{маса продуктів згорання, що}$$

пішли з надпоршневої порожнини у випускний канал протягом розрахункового проміжку часу;

$(\mu_{в} f_{вi})_{сеп}$ – середнє значення ефективної площі прохідного перерізу випускних вікон (клапанів) на розрахунковій ділянці;

$$W_{цвi} = \sqrt{2 \frac{\kappa_T}{\kappa_T - 1} R_T T_T \left[1 - \left(\frac{p_T}{p_i} \right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}} \right]} - \text{швидкість продуктів згорання в}$$

розрахунковому перерізі випускних вікон (випускних клапанів).

Залежність ефективної площі прохідних перерізів випускних вікон від кута оберту кривошипа на ділянці їхнього відкриття доцільно представити в тій же формі, що і залежність (7.1) для ефективної площі прохідних перерізів випускних вікон (клапанів). При величині розрахункового кроку 1–5 °ОКВ замість середніх значень ефективної площі прохідних перерізів вікон припустимо приймати значення ефективної площі прохідних перерізів вікон на розрахунковому кроці, рівному їх значенням на початку розрахункового кроку. На ділянці закриття вікон залежність (7.1) необхідно змінити. Наприклад, для випускних вікон на цій ділянці газообміну

$$\mu_{в} f_{вi} = 0,5 (\mu_{в} f_{вi})_M \left[1 + \cos \left(\frac{\varphi_i - \varphi'_1}{\varphi_{в.п} + \Delta \varphi_{в.п}} 180 \right) \right],$$

де φ'_1 – кут оберту кривошипа, що відповідає моменту початку закриття випускних вікон.

На кожному розрахунковому кроці обчислюють:

- кількість продуктів згорання $\Delta M_{цстi}$ і $\Delta M_{цвi}$, що вийшли з циліндра через впускні і випускні вікна протягом розрахункового проміжку часу;

- кількість продуктів згоряння $M_{\text{цст}(i+1)}$, що надійшли у впускний канал з моменту початку відкриття впускних вікон до початку наступного розрахункового кроку;
- кількість продуктів згоряння $M_{\text{цв}(i+1)}$, що вийшли з надпоршневої порожнини у впускний канал з моменту початку відкриття впускних вікон до початку наступного розрахункового кроку;
- середнє значення температури продуктів згоряння $T_{\text{цст}(i+1)}$ у впускному каналі до початку наступного розрахункового кроку, припускаючи, що не відбувається їхнє змішування зі свіжим зарядом у впускному каналі;
- втрати теплоти від газів у стінки ΔQ_{Ti} протягом розрахункового проміжку часу i з моменту відкриття впускних вікон $Q_{T(i+1)}$ до початку наступного розрахункового кроку;
- параметри продуктів згоряння в надпоршневій порожнині на початку наступного розрахункового кроку ($p_{(i+1)}, T_{(i+1)}, M_{(i+1)}$).

Блок-схема алгоритму розрахунку процесів у надпоршневій порожнині двотактного двигуна на ділянці вільного випуску та ж, що й у випадку чотиритактного двигуна (рис. 6.7), а при подвійному випуску представлена на рис. 7.4, а. Цикл обчислень по даному алгоритму продовжується доти, поки зберігається дане співвідношення тисків ($p_T < p_i > p_s$). Якщо наприкінці чергового розрахункового кроку тиск продуктів згоряння p_i в надпоршневій порожнині буде меншим, ніж тиск газів у впускному каналі ($p_T < p_i \leq p_s$), продукти згоряння з впускного каналу почнуть повертатися в надпоршневу порожнину. Зміна тиску газів у надпоршневій порожнині за розрахунковий проміжок часу

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_T p_i}{V_i} \left[\frac{R_T T_i}{p_i} (\Delta M_{\text{сцті}} - \Delta M_{\text{цві}}) - \frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T} \frac{\Delta Q_{Ti}}{p_i} - \Delta V_{\text{пі}} \right], \quad (7.3)$$

де $\Delta M_{\text{сцті}} = \rho_{\text{ст}} \left(\frac{p_i}{p_s} \right)^{\frac{1}{\kappa_T}} (\mu_s f_{si})_{\text{сеп}} W_{\text{сцті}} \frac{\Delta \varphi_i}{6n}$ – маса продуктів згоряння, що надійшли в надпоршневу порожнину з впускного каналу протягом розрахункового проміжку часу;

$$\rho_{\text{ст}} = \frac{p_s}{R_T T_{\text{цст}}} \text{ – густина продуктів згоряння у впускному каналі;}$$

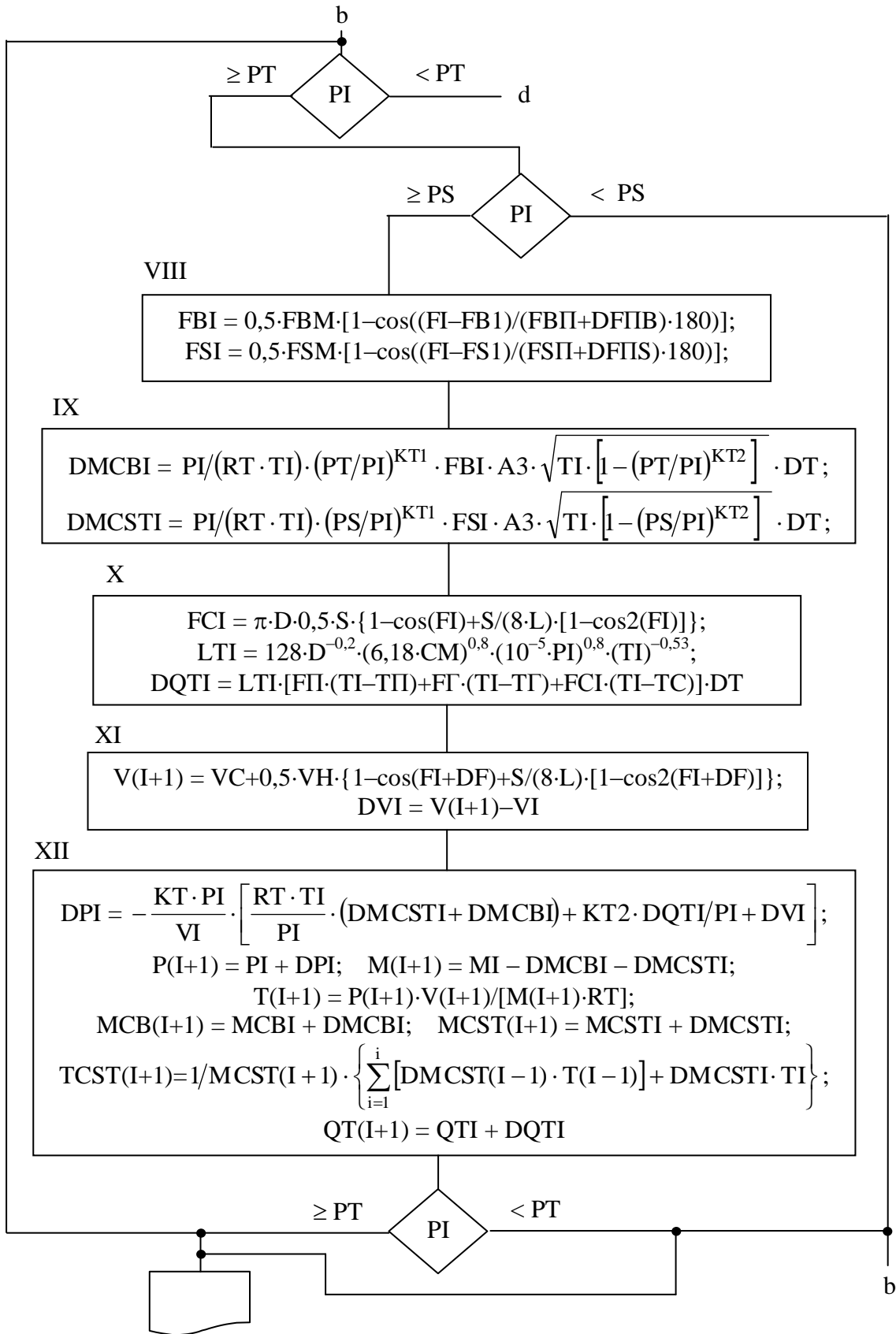


Рисунок 7.4 – Блок-схема алгоритму розрахунку процесів газообміну в надпоршневій порожнині двотактного двигуна

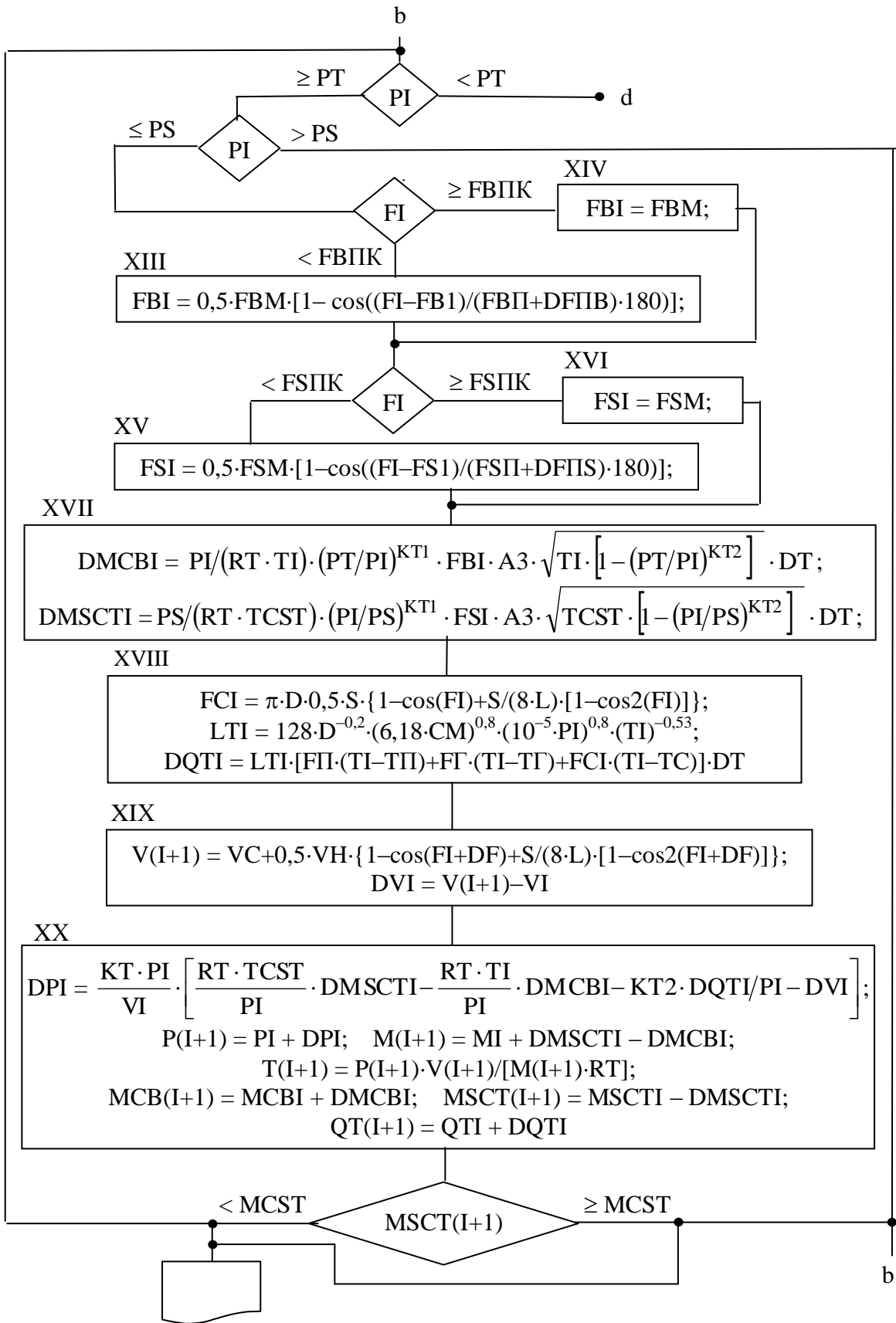
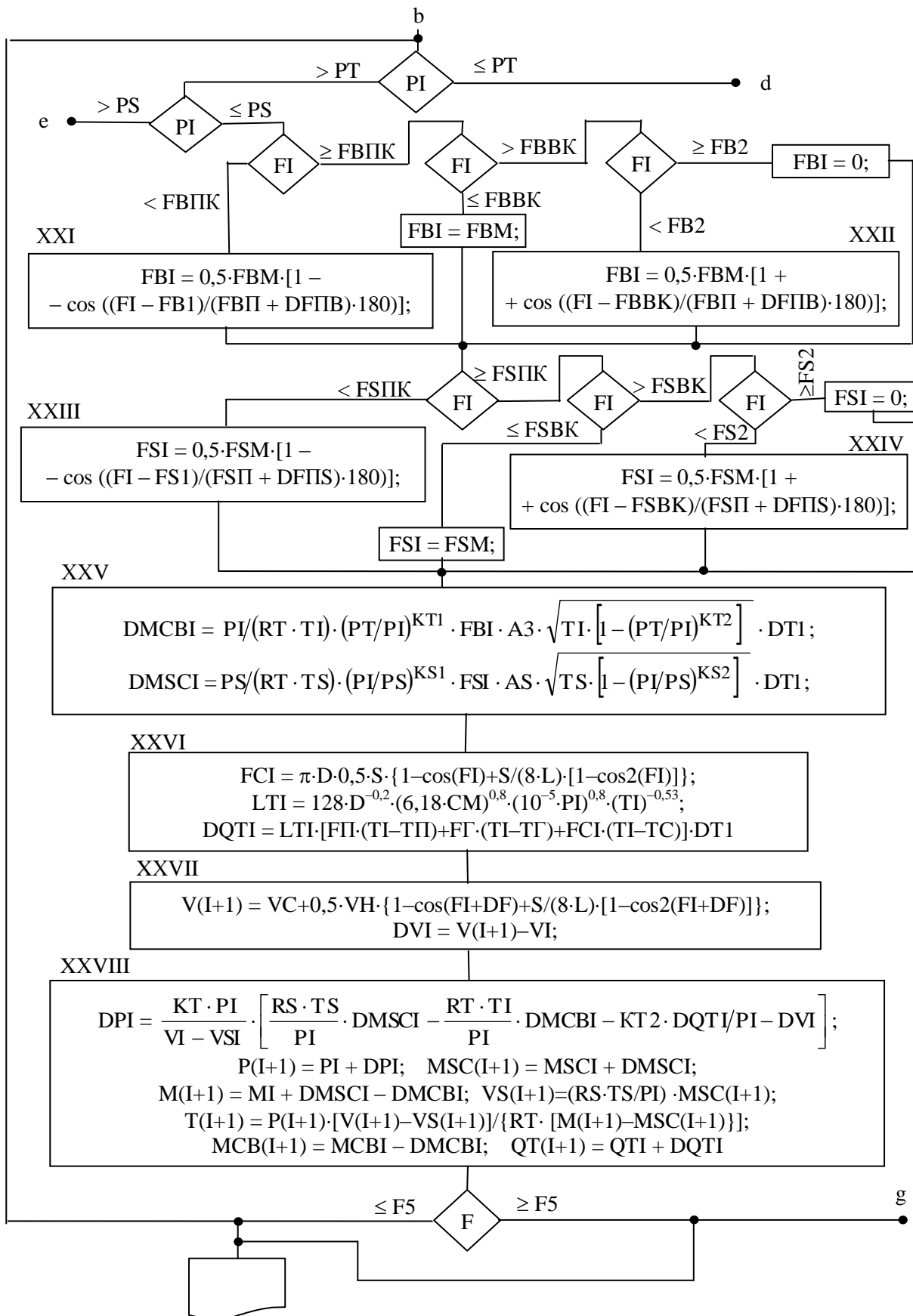


Рисунок 7.4 – Продовження



6

Рисунок 7.4 – Продовження

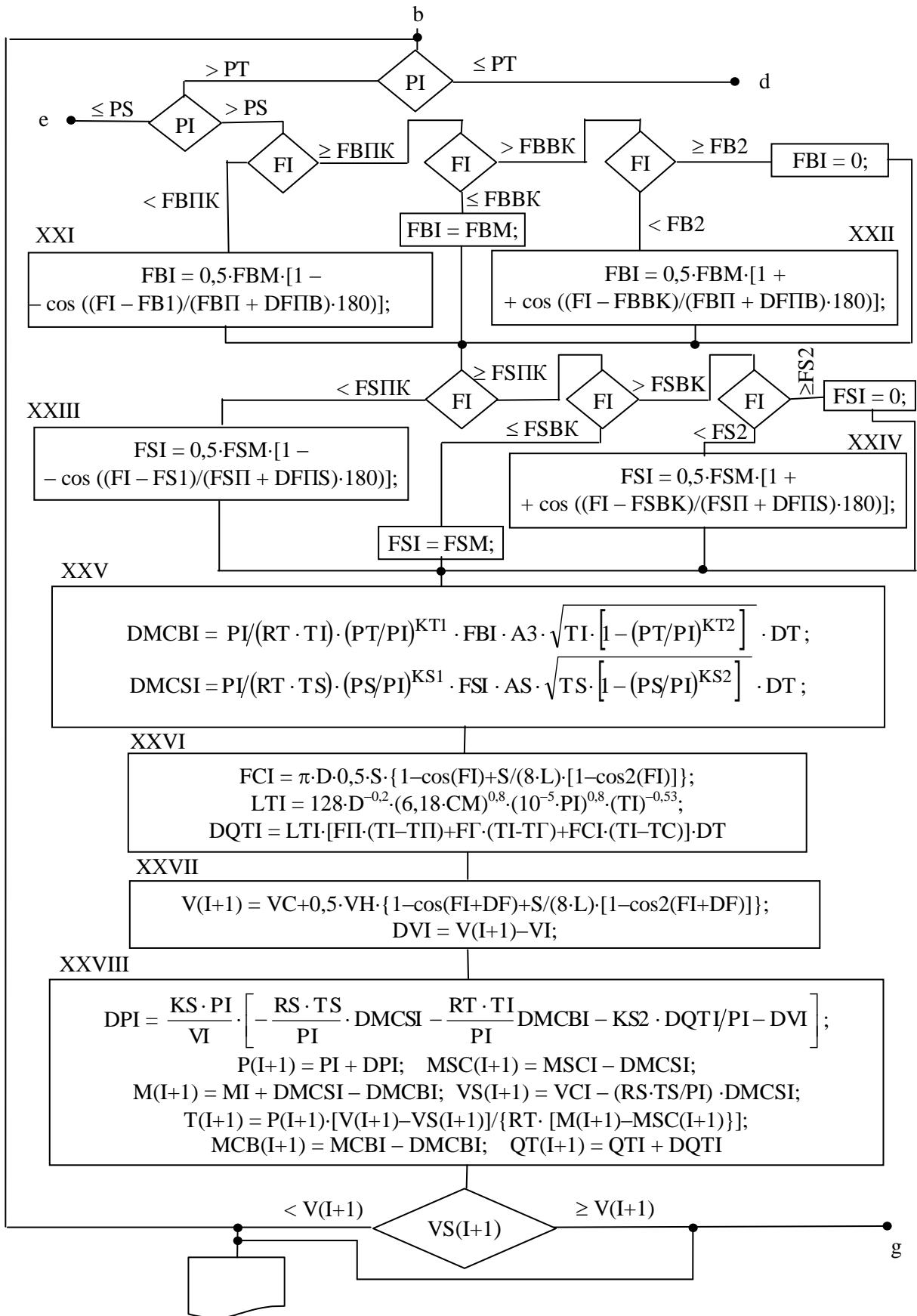


Рисунок 7.4 – Продолжения

$$W_{\text{сцт}i} = \sqrt{2 \frac{\kappa_T}{\kappa_T - 1} R_T T_{\text{сст}} \left[1 - \left(\frac{p_i}{p_s} \right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}} \right]} - \text{швидкість продуктів згоряння в}$$

розрахунковому перетині впускного вікна;

$T_{\text{сст}}$ – середнє значення температури продуктів згоряння у впускному каналі в кінці процесу надходження продуктів згоряння у впускний канал.

Блок-схема алгоритму розрахунку процесів у надпоршневій порожнині на цій ділянці газообміну подана на рис. 7.4, б.

На кожному розрахунковому кроці обчислюють:

- кількість продуктів згоряння $\Delta M_{\text{сцт}i}$ і $\Delta M_{\text{цв}i}$, що надійшли в надпоршневую порожнину з впускного каналу і вийшли з надпоршневої порожнини через випускні вікна у випускний канал протягом розрахункового проміжку часу;

- кількість продуктів згоряння $M_{\text{сцт}(i+1)}$, що надійшли в надпоршневую порожнину з впускного каналу до початку наступного розрахункового кроку;

- кількість продуктів згоряння $M_{\text{цв}(i+1)}$, що вийшли з надпоршневої порожнини у випускний канал з моменту початку відкриття випускних вікон до початку наступного розрахункового кроку;

- втрати теплоти від газів у стінки ΔQ_{Ti} протягом розрахункового проміжку часу і з моменту відкриття випускних вікон $Q_{T(i+1)}$ до початку наступного розрахункового кроку;

- параметри продуктів згоряння в надпоршневій порожнині на початку наступного розрахункового кроку ($p_{(i+1)}$, $T_{(i+1)}$, $M_{(i+1)}$).

Цикл обчислень за даним алгоритмом продовжується до моменту, коли продукти згоряння у впускному каналі повністю повернуться в надпоршневую порожнину, тобто $M_{\text{сцт}(i+1)}$ буде дорівнювати $M_{\text{сст}}$. З цього моменту в надпоршневую порожнину з впускного каналу почне надходити свіжий заряд, відтискуючи продукти згоряння до випускних вікон, тобто почнеться продувка надпоршневої порожнини свіжим зарядом (рис. 7.4, б).

Процеси продувки надпоршневої порожнини в двотактному двигуні здійснюються при положенні поршня поблизу НМТ, коли об'єм надпоршневої порожнини значно (у дизелях на порядок і більше) перевищує об'єм камери стиску V_c . У чотиритактних двигунах з наддувом продувка над-

поршневої порожнини здійснюється при положенні поршня у ВМТ при значенні об'єму надпоршневої порожнини, близькому до мінімального V_c , та при інтенсивному перемішуванні свіжого заряду із сумішшю газів у надпоршневій порожнині. Тому в чотиритактних двигунах з наддувом у моделі розрахунку процесів продувки надпоршневої порожнини (ділянка перекриття клапанів) приймається припущення про “миттєве” перемішування свіжого заряду, що надійшов, із сумішшю газів у надпоршневій порожнині в кінці розрахункової ділянки (однозонна модель), тобто передбачається, що на початку наступного розрахункового кроку суміш газів у надпоршневій порожнині знаходиться в рівноважному стані.

Даний підхід може бути використаний і при розрахунку продувки надпоршневої порожнини в двотактних двигунах з непрямоструминною схемою продувки. У цьому випадку для розрахунку процесів газообміну в двотактному двигуні з непрямоструминною схемою продувки можливо використовувати програму розрахунку газообміну чотиритактного двигуна з наддувом, якщо прийняти ті ж умовні позначки, що і для чотиритактного двигуна (табл. 6.2).

У двотактних двигунах внаслідок значних об'ємів надпоршневої порожнини, після початку надходження до неї свіжого заряду, в ній утвориться кілька зон з різним складом газів і різною температурою, але при однаковому тиску: зона продуктів згоряння, зона суміші продуктів згоряння і свіжого заряду, зона свіжого заряду. При прямоструминних схемах продувки з організованим потоком свіжого заряду, що надходить у надпоршневу порожнину через вікна, об'єм зони, в якій відбувається перемішування свіжого заряду з продуктами згоряння, значно менший, ніж у надпоршневій порожнині двотактних двигунів з непрямоструминною схемою продувки. Однак встановити з достатньою точністю межі кожної з трьох зон на кожному розрахунковому кроці при будь-якій схемі продувки досить складно. В інженерних розрахунках у випадку прямоструминних схем продувки звичайно обмежуються двозонною моделлю в припущенні, що тиск газів у кожній із зон однаковий. У випадку непрямоструминних схем продувки частину розрахунку процесів продувки (70–80 % тривалості періоду продувки) виконують в припущенні двозонної моделі, а частину – в припущенні, що в кінці кожного розрахункового кроку відбувається “миттєве” перемішування свіжого заряду, що надійшов, із продуктами згоряння

(однозонна модель). Останній варіант моделі розрахунку продувки є більш близьким до реальних процесів продувки надпоршневої порожнини двотактного двигуна. Він може бути використаний і для розрахунку процесу продувки надпоршневої порожнини двотактного двигуна з прямострумінною схемою продувки при збільшенні тривалості розрахунку продувки в припущенні двозонної моделі до 90–95 % від тривалості періоду продувки.

Вихідні дані, блок-схема алгоритму розрахунку (рис. 7.4, в) і програма розрахунку процесів продувки при використанні двозонної моделі відрізняються від розрахунку продувки в чотиритактному двигуні з наддувом. У вихідних даних необхідно вказати кут оберту кривошипа φ_5 , що відповідає моментові переходу від однозонної моделі, використовуваної на попередніх ділянках розрахунку газообміну (рис. 7.4, а, б), до двозонної моделі. На кожному розрахунковому кроці в цьому випадку визначається об'єм зони зі свіжим зарядом V_{si} і зони з продуктами згоряння V_{Bi} :

$$V_{si} = \frac{M_{sui}}{\rho_{sui}}; \quad (7.4)$$

$$V_{Bi} = V_i - V_{si}, \quad (7.5)$$

де M_{sui} – маса свіжого заряду, що надійшов у циліндр до розглянутого кута оберту кривошипа; ρ_{sui} – густина свіжого заряду в надпоршневій порожнині.

Передбачається, як і у випадку витікання свіжого заряду через впускні клапани в чотиритактному двигуні, що у надпоршневій порожнині має місце повне гальмування потоку. Температура елементарної маси свіжого заряду, яка надійшла у надпоршневу порожнину, відновлюється до вихідного значення у впускному каналі T_s . Об'єм V_{si} , що займає свіжий заряд на розрахунковій ділянці протягом розрахункового проміжку часу, не змінюється; тиск газів у надпоршневій порожнині однаковий у всьому об'ємі. Через те, що на ділянці продувки надпоршневої порожнини зміна тиску незначна, густина свіжого заряду в надпоршневій порожнині на розрахунковій ділянці ρ_{sui} буде визначатися тільки тиском газів у надпоршневій порожнині на початку розрахункової ділянки.

Зміна тиску газів у надпоршневій порожнині протягом розрахункового проміжку часу ($p_s > p_i > p_T$, температура в зоні свіжого заряду – $T_{цс}$, в зоні продуктів згоряння – T_i)

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_T p_i}{V_i - V_{si}} \left[\frac{R_s T_s}{p_i} \Delta M_{сцi} - \frac{R_i T_i}{p_i} \Delta M_{цвi} - \frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T} \frac{\Delta Q_{Ti}}{p_i} - \Delta V_{пi} \right], \quad (7.6)$$

де κ_s – показник адіабати паливоповітряної суміші;

$$\Delta M_{сцi} = \rho_s \left(\frac{p_i}{p_s} \right)^{\frac{1}{\kappa_s}} (\mu_{si} f_{si})_{ср} \sqrt{2 \frac{\kappa_s}{\kappa_s - 1} R_s T_s \left[1 - \left(\frac{p_i}{p_s} \right)^{\frac{\kappa_s - 1}{\kappa_s}} \right]} \frac{\Delta \phi_i}{6n} - \text{маса сві-}$$

жого заряду, що надійшов у надпоршневу порожнину (у зону свіжого заряду) протягом розрахункового проміжку часу;

$$\rho_s = \frac{p_s}{R_s T_s} - \text{густина свіжого заряду перед впускними вікнами.}$$

Послідовність виконання розрахунків процесів газообміну в надпоршневій порожнині при її продувці свіжим зарядом (рис. 7.4, *в* – двозонна модель) приблизно та сама, що і на попередній ділянці розрахунку газообміну (рис. 7.4, *б*). На кожному розрахунковому кроці спочатку визначаються залежності для обчислення ефективної площі прохідних перерізів випускних і впускних вікон (блоки XXI – XXIV), потім визначається кількість продуктів згоряння, що виходять з надпоршневої порожнини, і кількість повітря, що надходить у надпоршневу порожнину протягом розрахункового проміжку часу (блок XXV), втрати теплоти від продуктів згоряння в стінки (блок XXVI), зміна об'єму надпоршневої порожнини (блок XXVII), зміна тиску газів у надпоршневій порожнині (блок XXVIII), параметри газів у зоні продуктів згоряння в кінці розрахункової ділянки ($p_{(i+1)}$, $M_{(i+1)}$, $T_{(i+1)}$), кількість продуктів згоряння, що вийшли з надпоршневої порожнини до кінця розрахункового проміжку часу $M_{цв(i+1)}$, свіжого заряду $M_{сц(i+1)}$, що надійшов у надпоршневу порожнину, і об'єм зони $V_{s(i+1)}$, що займає свіжий заряд у надпоршневій порожнині, втрати теплоти від газів у стінки $Q_{T(i+1)}$. Ці дані потім друкуються, і розрахунковий цикл повторюється на наступних розрахункових ділянках до значення кута оберту криво-

шипа $\varphi_i = \varphi_5$, що відповідає початкові переходу від двозонної моделі розрахунку до однозонної.

У випадку збереження двозонної моделі розрахунку процесів газообміну в надпоршневій порожнині до закриття органів газорозподілу (для прямоструминних схем продувки) і значеннях тиску газів у надпоршневій порожнині p_i , більших, ніж тиск свіжого заряду перед впускними вікнами p_s , необхідне коректування залежностей у розрахункових блоках XXV і XXVIII (рис. 7.4, в). Свіжий заряд із надпоршневої порожнини почне виходити через впускні вікна у впускний канал ($p_i > p_s$),

$$\Delta M_{\text{цси}} = \frac{p_i}{R_s T_s} \left(\frac{p_s}{p_i} \right)^{\frac{1}{\kappa_s}} (\mu_s f_{si})_{\text{ср}} \sqrt{2 \frac{\kappa_s}{\kappa_s - 1} R_s T_s \left[1 - \left(\frac{p_s}{p_i} \right)^{\frac{\kappa_s - 1}{\kappa_s}} \right]} \frac{\Delta \varphi_i}{6 n},$$

а продукти згоряння будуть продовжувати виходити з надпоршневої порожнини у впускний канал. При цьому об'єм зони продуктів згоряння ($V_{(i+1)} - V_{s(i+1)}$), а також і зони свіжого заряду ($V_{s(i+1)}$) в надпоршневій порожнині на кожній розрахунковій ділянці будуть зменшуватися.

Дана схема алгоритму (рис. 7.4, з) процесів газообміну в надпоршневій порожнині зберігається до кута оберту кривошипа, при якому продукти згоряння цілком будуть витиснуті з надпоршневої порожнини свіжим зарядом, тобто $V_{s(i+1)} = V_{(i+1)}$. З цього моменту свіжий заряд буде виходити з надпоршневої порожнини і через впускні, і через випускні вікна. Тому знову необхідно буде коректувати залежності блоків XXV і XXVIII (рис. 7.4, з).

Можливі й інші варіанти схем газообміну на ділянці продувки залежно від особливостей конструкції двигуна, параметрів газоповітряних трактів, тиску свіжого заряду перед впускними вікнами або клапанами і за випускними вікнами або клапанами, режиму роботи двигуна. Якщо ми обмежуємо використання двозонної моделі за значенням кута оберту кривошипа ($\varphi_i = \varphi_5$, рис. 7.4, в), то при цьому значенні кута оберту кривошипа визначається середнє значення температури суміші газів у циліндрі, і подальші розрахунки ведемо виходячи з рівноважного стану газів у надпоршневій порожнині (однозонна модель). Блок-схема алгоритму розрахунку

в цьому випадку аналогічна блок-схемі розрахунку процесів газообміну в чотиритактному двигуні на ділянці перекриття клапанів (рис. 6.10).

Перевірка результатів розрахунку процесів газообміну звичайно виконується за балансом маси повітря M_s і палива $B_{ц}$, що надійшли в надпоршневу порожнину протягом циклу, і маси продуктів згоряння M_B і повітря $M_{вт}$, що надійшли з надпоршневої порожнини на ділянці газообміну у випускний канал:

$$M_s + B_{ц} = M_B + M_{вт}. \quad (7.7)$$

Показники процесів газообміну в двотактному двигуні визначаються за тими ж залежностями, що і для чотиритактного двигуна з наддувом і продувкою надпоршневої порожнини – залежностями (6.1), (6.2), (6.5), (6.6).

§3. Розрахунок процесів газообміну в двотактному двигуні з кривошипно-камерною продувкою

У ДВЗ з кривошипно-камерною продувкою використання підпоршневої порожнини як нагнітача значно ускладнює математичну модель процесів газообміну, оцінку визначення площі прохідних перерізів вікон, фаз газорозподілу.

У переважній більшості конструкцій двотактних двигунів з кривошипно-камерною продувкою і зовнішнім сумішоутворенням довжина впускних і випускних каналів порівняна з ходом поршня. Тому газодинамічні явища під час впуску і випуску мають відносно незначний вплив на процеси в підпоршневій і надпоршневій порожнинах. Значна довжина випускних каналів звичайно використовується в двотактних двигунах з кривошипно-камерною продувкою для мототехніки і дозволяє істотно підвищити його потужність. У цьому випадку в моделі газообміну необхідно враховувати процеси не тільки в кривошипній камері, але й газодинамічні процеси у випускному каналі. Подібна постановка задачі використовується в спеціальних дослідженнях.

Розглянемо особливості протікання процесів газообміну в двотактному двигуні з кривошипно-камерною продувкою і зовнішнім сумішоутворенням без урахування впливу газодинамічних процесів у випускному,

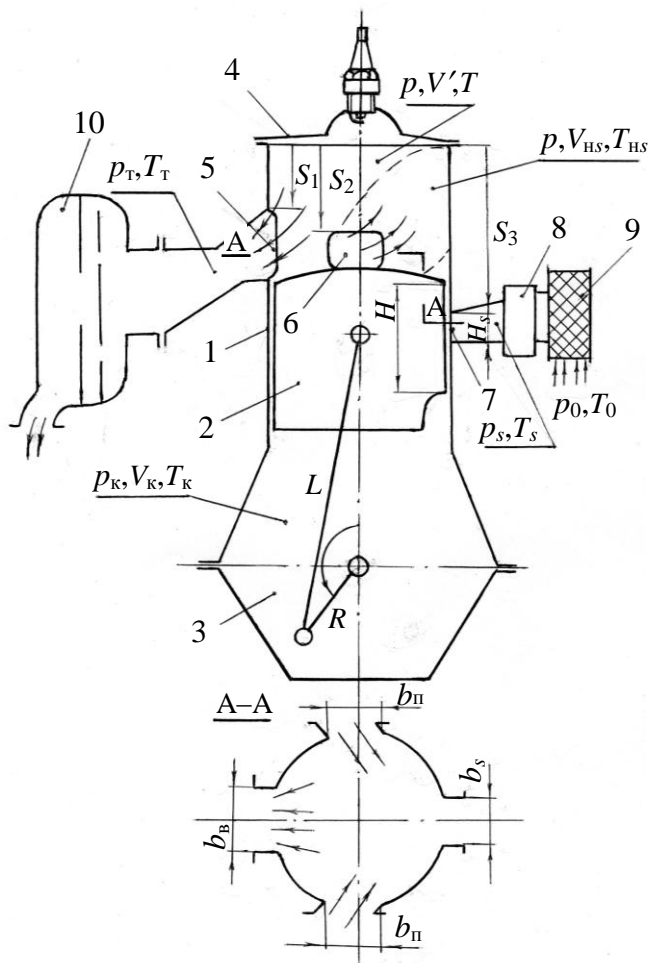


Рисунок 7.5 – Розрахункова схема процесів газообміну двотактного ДВЗ з кривошипно-камерною продувкою:

1 – циліндр; 2 – поршень; 3 – кривошипна камера; 4 – головка циліндрів; 5 – випускні вікна; 6 – продувочні вікна; 7 – впускне вікно; 8 – карбюратор; 9 – повітряний фільтр; 10 – глушник

шипній камері досягає 0,04–0,06 МПа. Паливоповітряна суміш із впускного каналу починає надходити в кривошипну камеру 3. Завершується заповнення кривошипної камери 3 у момент перекриття нижньою кромкою поршня 2 впускного вікна 7 (точка r на рис. 7.6). Ступінь заповнення кривошипної камери свіжим зарядом залежить від відношення площі прохідного перерізу впускного вікна до площі поршня, моментів відкриття і закриття впускного вікна поршнем, частоти обертання колінчатого вала, опору повітряного фільтра на впуску ($\Delta p_{п.ф}$), положення дросельної заслін-

продувочному і впускному каналах (рис. 7.5). Схема продувки в розглянутому типі двигуна – петлева. Випускні вікна, як правило, розташовані з однієї сторони циліндра, продувочні – з боків від випускних. Причому продувочні канали, що підводять паливоповітряну суміш до продувочних вікон із кривошипної камери, спрофільовані таким чином, що потік суміші, який виходить із продувочних вікон, спрямований до стінки циліндра, протилежної від випускних вікон.

Кривошипна камера 3 заповнюється паливоповітряною сумішшю при переміщенні поршня 2 до ВМТ. Випередження відкриття і запізнювання закриття впускних вікон 7 нижньою кромкою поршня 2 складає 65–75 °ОКВ відносно ВМТ поршня 2. У момент відкриття впускних вікон 7 (точка p на рис. 7.6) розрідження в криво-

ки карбюратора 8 на часткових режимах, що визначає розрядження ($\Delta p_{др}$) за дросельною заслінкою.

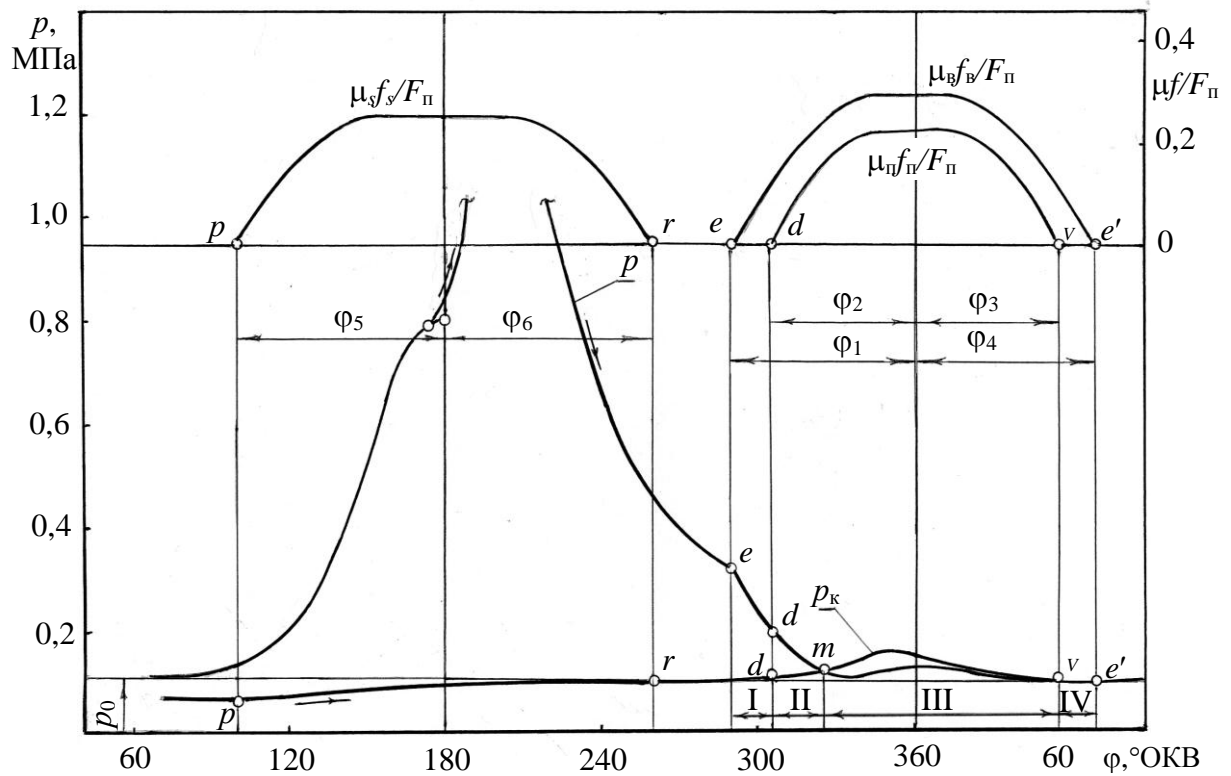


Рисунок 7.6 – Зміна тиску в надпоршневій порожнині p , у кривошипній камері p_k , відношення ефективної площі проходів перерізів впускних μ_{fs} , випускних μ_{fv} і продувочних μ_{fv} вікон до площі поршня залежно від кута обертання кривошипа

У надпоршневій порожнині процеси газообміну починаються за 60–80 °ОКВ до НМТ поршня (з моменту початку відкриття поршнем випускних вікон 5 – точка e на рис. 7.6) і продовжуються до моменту їхнього закриття (точка e' на рис. 7.6). Продувочні вікна 6 відкриваються (точка d) кромкою поршня 2 на 15–20 °ОКВ пізніше початку відкриття випускних вікон (точка e) і закриваються, відповідно, на 15–20 °ОКВ раніше (точка v) моменту закриття випускних вікон 7 (точка e'). Протікання процесів випуску, продувки в надпоршневій порожнині двотактного двигуна з кривошипно-камерною продувкою подібне до протікання процесів газообміну в двигунах з непрямоструминною схемою продувки і приводним нагнітачем, за винятком характеру зміни тиску робочого тіла в продувочному каналі

перед продувочними вікнами 6 (рис. 7.6). Тиск суміші в продувочному каналі визначається тиском суміші в кривошипній камері 3 (рис. 7.5).

Процеси газообміну в кривошипній камері доцільно визначати з моменту завершення процесів продувки надпоршневої порожнини (точка v на рис. 7.6), коли тиск у надпоршневій порожнині і в кривошипній камері 3 практично буде однаковим і приблизно рівним тиску газів p_T – у випускному каналі. Оскільки впускне вікно 7 (рис. 7.5) перекривається поршнем 2 значно раніше (точка r на рис. 7.6), зміну тиску p_k у кривошипній камері 3 визначатиме зміна її об'єму V_k залежно від кута оберту кривошипа; випарування палива, що раніше надійшло в кривошипну камеру з повітрям; підігріву суміші від поверхні стінок кривошипної камери, поршня, циліндра, шатуна, кривошипа. При повному випаруванні, наприклад, бензину і при відношенні маси повітря до маси бензину в суміші, рівному 13–17 ($\alpha = 0,85–1,15$), зниження температури суміші в кривошипній камері $\Delta T_{\text{вип}} = (19–21)$ К. Підігрів суміші в кривошипній камері внаслідок теплообміну між паливоповітряною сумішшю і поверхнями стінок кривошипної камери, деталей в кривошипній камері при частоті обертання кривошипа $n = 3000–5000$ хв⁻¹ і різниці температур поверхонь стінок і суміші 70–100 К зіставимо з підігрівом суміші у впускному каналі чотиритактного двигуна з іскровим запалюванням ($\Delta T_{\text{тк}} \approx 5–12$ К). Сумарна зміна температури паливоповітряної суміші в кривошипній камері внаслідок випарування бензину і теплообміну становитиме приблизно 20–30 К.

Середнє значення показника політропи розширення паливоповітряної суміші в кривошипній камері на ділянці від точки v до точки p (рис. 7.6) припустимо прийняти рівним показникові адіабати для паливоповітряної суміші при температурі суміші $T_k \approx 300$ К ($\kappa_s = 1,4$), оскільки відношення об'єму кривошипної камери в точці p (V_{kp}) до об'єму кривошипної камери в точці v (V_{kv}) не перевищує 2. Тиск і температура паливоповітряної суміші в кривошипній камері в момент, що відповідає точці p (рис. 7.6):

$$p_{kp} = p_T \left(\frac{V_{kv}}{V_{kp}} \right)^{\kappa_s} ; \quad (7.8)$$

$$T_{kp} = T_{kv} \left(\frac{V_{kv}}{V_{kp}} \right)^{\kappa_s - 1}; \quad (7.9)$$

де $T_{kv} \cong T_0 + \Delta T_{TK} - \Delta T_{исп}$ – температура паливоповітряної суміші в кривошипній камері, що відповідає моменту в точці v .

Зміну тиску в кривошипній камері після початку відкриття впускного вікна (точка p) визначають так само, як і зміну тиску в надпоршневій порожнині чотиритактного двигуна на ділянці наповнення. Якщо не враховувати вплив теплообміну і випарування палива в кривошипній камері, то зміна тиску в кривошипній камері на розрахунковій ділянці при $p_{ki} < p_s$ (після точки p)

$$\Delta p_{ki} = \frac{\kappa_s p_{ki}}{V_{ki}} \left(\frac{1}{\rho_{ki}} \Delta M_{ski} - \Delta V_{ki} \right) \quad (7.10)$$

або при $p_{ki} > p_s$

$$\Delta p_{ki} = \frac{\kappa_s p_{ki}}{V_{ki}} \left[\frac{1}{\rho_{ki}} (-\Delta M_{ksi}) - \Delta V_{ki} \right], \quad (7.11)$$

де $\Delta M_{ski} = \rho_s \left(\frac{p_{ki}}{p_s} \right)^{\frac{1}{\kappa_s}} (\mu_s f_{si})_{сеп} W_{ski} \frac{\Delta \varphi_i}{6n}$ – маса паливоповітряної суміші, що надійшла в кривошипну камеру на розрахунковій ділянці при $p_{ki} < p_s$;

$$\Delta M_{ksi} = \rho_{ki} \left(\frac{p_s}{p_{ki}} \right)^{\frac{1}{\kappa_s}} (\mu_s f_{si})_{сеп} W_{ksi} \frac{\Delta \varphi_i}{6n}$$

що вийшла з кривошипної камери через впускні вікна на розрахунковій ділянці при $p_{ki} > p_s$;

$\mu_s = 0,8$ – коефіцієнт витрати для впускних вікон;

$$(\mu_s f_{si})_{сеп} = \mu_s b_s \{S_3 + H_s - 0,5 [S_i + S_{(i+1)}]\}$$

– середнє значення ефективної площі впускного вікна на розрахунковій ділянці;

$$\rho_s = \frac{p_s}{R_s T_s}$$

$$W_{ski} = \sqrt{2 \frac{\kappa_s}{\kappa_s - 1} R_s \left[1 - \left(\frac{p_{ki}}{p_s} \right)^{\frac{\kappa_s - 1}{\kappa_s}} \right]} \quad \text{– швидкість суміші у впускному вікні}$$

при $p_{ki} < p_s$;

$$\rho_{ki} = \frac{p_{ki}}{R_s T_{ki}} \quad \text{– густина суміші в кривошипній камері};$$

$\Delta V_{ki} = F_{\Pi} (S_{(i+1)} - S_i)$ – зміна об'єму кривошипної камери на розрахунковій ділянці;

$$W_{ksi} = \sqrt{2 \frac{\kappa_s}{\kappa_s - 1} R_s \left[1 - \left(\frac{p_s}{p_{ki}} \right)^{\frac{\kappa_s - 1}{\kappa_s}} \right]} \quad \text{– швидкість суміші у впускному вікні}$$

при $p_{ki} > p_s$.

У кінці розрахункової ділянки визначається тиск, кількість паливоповітряної суміші в кривошипній камері та її температура:

$$p_{k(i+1)} = p_{ki} \pm \Delta p_{ki}; \quad (7.12)$$

$$M_{k(i+1)} = M_{ki} + \Delta M_{ski} \quad (7.13)$$

або

$$M_{k(i+1)} = M_{ki} - \Delta M_{ksi}; \quad (7.14)$$

$$T_{k(i+1)} = \frac{p_{k(i+1)} V_{k(i+1)}}{R_s M_{k(i+1)}}. \quad (7.15)$$

Розрахунок процесу заповнення кривошипної камери паливоповітряною сумішшю продовжується до моменту закриття поршнем впускного вікна. Через те що заповнення кривошипної камери звичайно завершується до моменту початку відкриття продувочних вікон (точка d на рис. 7.6), оцінка визначення ширини і висоти впускного вікна (площі прохідного перерізу впускного вікна), моментів відкриття і закриття впускного вікна (фаз газорозподілу φ_5 і φ_6) для конкретного значення частоти обертання

кривошипа може бути виконана без узгодження з газообміном у надпоршневій порожнині двигуна.

Тиск і температура паливоповітряної суміші в кривошипній камері до початку продувки надпоршневої порожнини (точка d на рис. 7.6) визначаються як і для ділянки розширення (від точки v до точки p) у припущенні, що середнє значення показника політропи стиску (від точки r до точки d) дорівнює показникові адіабати для суміші при температурі $T_{\kappa} \cong 300 \text{ K}$ ($n = \kappa_s = 1,4$):

$$p_{\kappa d} = p_{\kappa r} \left(\frac{V_{\kappa r}}{V_{\kappa d}} \right)^{\kappa_s}; \quad (7.16)$$

$$T_{\kappa d} = T_{\kappa r} \left(\frac{V_{\kappa r}}{V_{\kappa d}} \right)^{\kappa_s - 1}. \quad (7.17)$$

Значення температури паливоповітряної суміші, що відповідає моменту в точці r , з урахуванням теплообміну і випарування бензину в кривошипній камері припустимо прийняти те ж, що і для точки v ($T_{\kappa r} \approx T_{\kappa v} = T_0 + \Delta T_{\text{исп}} - \Delta T_{\text{тк}}$).

Процеси газообміну в надпоршневій порожнині звичайно розбиваються на кілька ділянок (рис. 7.6):

- ділянка вільного випуску – від моменту початку відкриття випускних вікон (точка e) до моменту відкриття продувочних вікон (точка d) – ділянка I;
- ділянка подвійного випуску від точки d до точки m – ділянка II;
- ділянка продувки від точки m до точки v – ділянка III;
- ділянка втрати свіжого заряду від точки v до точки e' – ділянка IV.

Параметри продуктів згоряння в надпоршневій порожнині в момент відкриття випускних вікон (точка e) приймаються за експериментальними даними або визначаються за допомогою рівняння теплового балансу для ділянки індикаторної діаграми від точки v до точки e та рівняння стану:

$$U_e - U_v + L_i = (1 - W_e) B_{\text{ц}} Q_{\text{н}}; \quad (7.18)$$

$$p_e V_e = M_e R T_e, \quad (7.19)$$

де U_e, U_v – внутрішня енергія суміші газів у точці e і точці v ;

L_i – індикаторна робота газів за цикл;

W_e – відносні втрати теплоти від робочого тіла у стінки надпоршневої порожнини на ділянці індикаторної діаграми від точки v до точки e ;

$B_{ц}Q_{н}$ – теплота згоряння палива, що надійшло в надпоршневую порожнину; p_e, V_e, T_e, M_e – тиск, об'єм, температура і маса робочого тіла в надпоршневій порожнині відповідно.

Значення параметрів робочого тіла і показників циклу приймаються за експериментальними даними для подібних двигунів на відповідних режимах роботи.

Визначивши температуру газів у точці e з рівняння (7.18), визначаємо тиск газів в момент початку відкриття випускних вікон з рівняння стану (7.19).

Для розрахунку зміни тиску газів у надпоршневій порожнині двотактного двигуна з кривошипно-камерною продувкою використовується, як і у випадку розрахунку процесів газообміну в чотиритактному двигуні, квазистатичний метод. Передбачається, що на розрахунковій ділянці часу робоче тіло знаходиться в рівновазі, перетікання газів через органи газорозподілу і процеси теплообміну – сталі, хімічні реакції окиснювання палива завершилися до початку відкриття випускних вікон. Тоді диференціальне рівняння (4.28) для ділянки газообміну I (рис. 7.6) набуває вигляду:

$$dp = \frac{\kappa_T p}{V} \left[\frac{1}{\rho} (-dM_{цвi}) - \frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T} \frac{dQ_T}{p} - dV_{п} \right] \quad (7.20)$$

або для кінцевого значення кута оберту кривошипа $\Delta\varphi_i$

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_T p_i}{V_i} \left[\frac{1}{\rho_i} (-\Delta M_{цвi}) - \frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T} \frac{\Delta Q_{Ti}}{p_i} - \Delta V_{пi} \right]. \quad (7.21)$$

Значення показника адіабати для газів у надпоршневій порожнині без значної погрішності в розрахунках зміни тиску газів на ділянці газообміну

припустимо прийняти постійним і рівним середньому значенню κ_T в інтервалі значень температури продуктів згоряння $t_e - t_{e'}$.

На ділянці від моменту початку відкриття випускних вікон (точка e) до моменту початку відкриття продувочних вікон (точка d) з надпоршневої порожнини продукти згоряння виходять тільки через випускне вікно, тобто протягом розрахункового кроку з надпоршневої порожнини вийде маса газу

$$\Delta M_{\text{цви}} = \rho'_i (\mu_{\text{в}} f_{\text{ви}})_{\text{ср}} W_{\text{цви}} \frac{\Delta \varphi_i}{6n}, \quad (7.22)$$

де ρ'_i – густина газу в розрахунковому перерізі випускного вікна;

$(\mu_{\text{в}} f_{\text{ви}})_{\text{ср}} = \mu_{\text{в}} b_{\text{в}} [0,5(S_i + S_{(i+1)}) - S_1]$ – середнє значення ефективної площі перерізу випускного вікна на розрахунковій ділянці (рис. 7.5);

$\mu_{\text{в}}$ – коефіцієнт витрати для випускного вікна ($\mu_{\text{в}} \approx 0,85$);

$W_{\text{ви}}$ – швидкість газу в розрахунковому перерізі випускного вікна.

При критичному режимі витікання ($p_T/p_i \leq \beta_{\text{кр}} \cong (2/(\kappa_T + 1))^{\kappa_T/(\kappa_T-1)} \approx 0,54 \div 0,55$) швидкість і густина газу в розрахунковому перерізі вікна:

$$W_{\text{цви}} = \sqrt{\frac{2\kappa_T}{\kappa_T + 1} R_T T_i}; \quad (7.23)$$

$$\rho'_i = \rho_i \beta_{\text{кр}}^{\frac{1}{\kappa_T}}. \quad (7.24)$$

При підкритичному режимі витікання

$$W_{\text{цви}} = \sqrt{\frac{2\kappa_T}{\kappa_T - 1} R_T T_i \left[1 - \left(\frac{p_T}{p_i} \right)^{\frac{\kappa_T-1}{\kappa_T}} \right]}; \quad (7.25)$$

$$\rho'_i = \rho_i \left(\frac{p_T}{p_i} \right)^{\frac{1}{\kappa_T}}. \quad (7.26)$$

Зміна об'єму надпоршневої порожнини на розрахунковій ділянці

$$\Delta V_{pi} = V_{(i+1)} - V_i = F_{\Pi} (S_{(i+1)} - S_i). \quad (7.27)$$

Втрати теплоти від газів у стінки надпоршневої порожнини на розрахунковій ділянці

$$\Delta Q_{Ti} = \alpha_{Ti} \left[F_{\Pi} (T_i - \bar{T}_{\Pi}) + F_{\Gamma} (T_i - \bar{T}_{\Gamma}) + F_{\Pi} (T_i - \bar{T}_{\Pi}) \right] \frac{\Delta \Phi_i}{6n}, \quad (7.28)$$

де $\alpha_{Ti} = 128 D^{-0,2} (6,18 C_m)^{0,8} (10^{-5} p_i)^{0,8} (T_i)^{-0,53}$ – середнє значення коефіцієнта тепловіддачі по поверхні стінок надпоршневої порожнини, Вт/(м² · К).

У кінці розрахункової ділянки визначають тиск, масу і температуру газу в надпоршневій порожнині, втрати теплоти від газів у стінки внаслідок теплообміну:

$$p_{i+1} = p_i - \Delta p_i; \quad (7.29)$$

$$M_{i+1} = M_i - \Delta M_{vi}; \quad (7.30)$$

$$T_{i+1} = \frac{p_{i+1} V_{i+1}}{R_{\text{пр.сг}} M_{i+1}}; \quad (7.31)$$

$$Q_{T(i+1)} = Q_{Ti} + \Delta Q_{Ti}. \quad (7.32)$$

Розрахунок продовжується до моменту початку відкриття продувочних вікон (точка *d* на рис. 7.5).

У момент відкриття продувочних вікон (точка *d*) тиск газів у надпоршневій порожнині звичайно вищий, ніж тиск у кривошипній камері ($p_d > p_{kd}$), і продукти згоряння з надпоршневої порожнини почнуть надходити і у продувочні канали. З цього моменту необхідно одночасно обчислювати зміну тиску на розрахунковій ділянці і у надпоршневій порожнині,

і у кривошипній камері (подвійний випуск – ділянка II від точки d до точки m на рис. 7.6):

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_T p_i}{V_i} \left[\frac{1}{\rho_i} (-\Delta M_{цвi} - \Delta M_{цвпi}) - \frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T} \frac{\Delta Q_{Ti}}{p_i} - \Delta V_{пi} \right]; \quad (7.33)$$

$$\Delta p_{ki} = \frac{\kappa_S p_{ki}}{V_{ki}} \left[-\frac{1}{\rho'_{цвпi}} \Delta M_{цвпi} - \Delta V_{ki} \right], \quad (7.34)$$

де $\Delta M_{цвпi} = \rho_i'' (\mu_{п} f_{пi})_{сер} W_{цвпi} \frac{\Delta \varphi_i}{6n}$ – маса газу, що вийшла з надпоршневої

порожнини в продувочні канали на розрахунковій ділянці;

ρ_i'' – густина газу в розрахунковому перерізі продувочних вікон;

$(\mu_{п} f_{пi})_{сер} = \mu_{п} b_{п} [0,5(S_i + S_{(i+1)}) - S_2]$ – середнє значення ефективної

площі продувочних вікон;

$W_{цвпi}$ – швидкість газу у розрахунковому перерізі продувочних вікон;

ΔV_{ki} – зміна об'єму кривошипної камери на розрахунковій ділянці, що обумовлена переміщенням поршня;

$\rho'_{цвпi} = \frac{p_{ki}}{R_T T_i}$ – густина газу, що надійшов з надпоршневої порожнини у

продувочні канали протягом розрахункового проміжку часу;

R_T – газова постійна для продуктів згорання.

При критичному режимі витікання $\left(\frac{p_{ki}}{p_i} \leq \beta_{кр} = 0,54 - 0,55 \right)$ швидкість і густина газу у розрахунковому перерізі продувочного вікна

$$W_{цвпi} = \sqrt{\frac{2 \kappa_T}{\kappa_T + 1} R_T T_i}; \quad (7.35)$$

$$\rho_i'' = \rho_i \beta^{\frac{1}{\kappa_T}}. \quad (7.36)$$

При підкритичному режимі витікання

$$W_{\text{цвп}i} = \sqrt{\frac{2 \kappa_T}{\kappa_T - 1} R_T T_i \left[1 - \left(\frac{p_{ki}}{p_i} \right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}} \right]}; \quad (7.37)$$

$$\rho_i'' = \rho_i \left(\frac{p_{ki}}{p_i} \right)^{\frac{1}{\kappa_T}}.$$

Зміна об'єму кривошипної камери на розрахунковій ділянці

$$\Delta V_{ki} = V_{k(i+1)} - V_{ki} = F_{\text{п}} (S_{(i+1)} - S_i). \quad (7.38)$$

При цьому припускається, що продукти згоряння, які надходять у продувочні канали з надпоршневої порожнини, не змішуються з паливоповітряною сумішшю газів у продувочних каналах і відтискують їх від продувочних вікон.

У кінці кожного розрахункового проміжку часу визначають наступні величини:

- у надпоршневій порожнині – тиск, масу і температуру продуктів згоряння:

$$p_{(i+1)} = p_i - \Delta p_i; \quad (7.39)$$

$$M_{(i+1)} = M_i - (\Delta M_{\text{цв}i} + \Delta M_{\text{цвп}i}); \quad (7.40)$$

$$T_{(i+1)} = \frac{p_{(i+1)} V_{(i+1)}}{R_T M_{(i+1)}}; \quad (7.41)$$

- у кривошипній камері – тиск і температуру суміші газів (маса суміші газів у кривошипній камері не змінюється і дорівнює масі суміші M_r у точці r):

$$p_{k(i+1)} = p_{ki} + \Delta p_{ki}; \quad (7.42)$$

$$T_{k(i+1)} = \frac{p_{k(i+1)} V_{k(i+1)}}{R_s M_r}; \quad (7.43)$$

- у продувочних каналах – масу продуктів згорання, середнє значення температури продуктів згорання у продувочних каналах (тиск продуктів згорання у продувочних каналах дорівнює тиску $p_{к(i+1)}$ у кривошипній камері), середнє значення густини продуктів згорання у продувочному каналі:

$$M_{цвп(i+1)} = M_{цвпi} + \Delta M_{цвпi}; \quad (7.44)$$

$$T_{цвп(i+1)} = \frac{\sum_{i=1}^i (\Delta M_{цвпi} T_i)}{M_{цвп(i+1)}}; \quad (7.45)$$

$$\rho_{цвп(i+1)} = \frac{P_{к(i+1)}}{R_T T_{цвп(i+1)}}. \quad (7.46)$$

Витікання продуктів згорання з надпоршневої порожнини у продувочні канали продовжується до моменту (точка m на рис. 7.6), коли тиск у надпоршневій порожнині p_m буде дорівнює тиску у кривошипній камері $p_{км}$. З цього моменту ($p_{ki} > p_i$) у надпоршневую порожнину почнуть повертатися продукти згорання з продувочних каналів і залежності для розрахунку зміни тиску на розрахунковій ділянці у надпоршневій порожнині й у кривошипній камері трохи зміняться (ділянка III від точки m до точки v на рис. 7.6):

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_T p_i}{V_i} \left[\frac{1}{\rho_i} (-\Delta M_{цвi} + \Delta M_{пвцi}) - \frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T} \frac{\Delta Q_{Ti}}{p_i} - \Delta V_{пi} \right]; \quad (7.47)$$

$$\Delta p_{ki} = \frac{\kappa_s p_{ki}}{V_{ki}} \left[\frac{1}{\rho_{пвцi}} (-\Delta M_{пвцi}) - \Delta V_{ki} \right], \quad (7.48)$$

де $\Delta M_{пвцi} = \rho_{пвцi} \left(\frac{p_i}{p_{ki}} \right)^{\frac{1}{\kappa_T}} (\mu_{пf_{пi}})_{сер} W_{пвцi} \frac{\Delta \varphi_i}{6n}$ – маса продуктів згорання,

що надійшли з продувочних каналів у надпоршневую порожнину на розрахунковій ділянці;

$$W_{\text{пвци}} = \sqrt{\frac{2 \kappa_{\text{T}}}{\kappa_{\text{T}} - 1} R_{\text{T}} T_{\text{цвп}} \left[1 - \left(\frac{p_i}{p_{\text{ки}}} \right)^{\frac{\kappa_{\text{T}} - 1}{\kappa_{\text{T}}}} \right]} - \text{швидкість продуктів згорання у}$$

продувочних вікнах;

$T_{\text{цвп}}$ – температура продуктів згорання у продувочному каналі.

Тиск, температура, маса продуктів згорання у надпоршневій порожнині в кінці розрахункового проміжку часу:

$$p^{(i+1)} = p_i \pm \Delta p_i; \quad (7.49)$$

$$M_{(i+1)} = M_i - \Delta M_{\text{цвп}} + \Delta M_{\text{пвци}}; \quad (7.50)$$

$$T_{(i+1)} = \frac{p_{(i+1)} V_{(i+1)}}{R_{\text{T}} M_{(i+1)}}, \quad (7.51)$$

тобто температура продуктів згорання у надпоршневій порожнині у кінці розрахункового кроку визначається у припущенні повного перемішування газів, що надійшли із продувочного каналу у надпоршневую порожнину, з продуктами згорання у надпоршневій порожнині.

Тиск і температуру суміші газів у кривошипній камері визначають за залежностями (7.42) і (7.43).

Маса продуктів згорання, що повернулися з продувочних каналів у надпоршневую порожнину і що залишилися у продувочних каналах до кінця розрахункової ділянки,

$$M_{\text{пвци}}^{(i+1)} = M_{\text{пвци}} + \Delta M_{\text{пвци}}; \quad (7.52)$$

$$M_{\text{вп}}^{(i+1)} = M_{\text{цвп}} - \Delta M_{\text{пвци}}^{(i+1)}. \quad (7.53)$$

Момент часу (кут оберту кривошипа), до якого продукти згорання, що надійшли у продувочні канали, повністю повернуться у надпоршневую порожнину, визначається моментом, коли в кінці чергового розрахункового проміжку часу $M_{\text{пвци}}^{(i+1)} \geq M_{\text{цвп}}$. У надпоршневую порожнину почне надходити паливоповітряна суміш, тобто з цього моменту фактично і починаєть-

ся продувка надпоршневої порожнини паливоповітряною сумішшю. Оскільки потік суміші, що надходить у надпоршневу порожнину, спрямований у протилежну від випускних вікон сторону, у продувочних вікнах у напрямку до стінки циліндра, протилежної випускним вікнам, почне формуватися зона свіжого заряду (на рис. 7.5 ця зона умовно обмежена пунктирною кривою).

У двигунах з петлевими схемами продувки формування зони свіжого заряду може продовжуватися протягом 30–50 % від тривалості продувки (приблизно 40–60 °ОКВ). На цій ділянці розрахунку газообміну у надпоршневій порожнині варто виходити з двозонної моделі у припущенні тільки однакових значень тисків у кожній із зон. Потім перейти до однозонної моделі у припущенні рівноважного стану газів на початку кожної розрахункової ділянки.

Зміна тиску на розрахунковій ділянці у надпоршневій порожнині і у кривошипній камері при $p_{ki} > p_i$ після початку надходження у надпоршневу порожнину паливоповітряної суміші й утворення біля продувочних вікон зони свіжого заряду

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_T p_i}{V_i} \left[\frac{1}{\rho_i} (-\Delta M_{цвi}) + \frac{1}{\rho_{Hsi}} \Delta M_{Hsi} - \frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T} \frac{\Delta Q_{Ti}}{p_i} - \Delta V_{pi} \right]; \quad (7.54)$$

$$\Delta p_{ki} = \frac{\kappa_s p_{ki}}{V_{ki}} \left[\frac{1}{\rho_{ki}} (-\Delta M_{Hsi}) - \Delta V_{ki} \right], \quad (7.55)$$

де $\Delta M_{Hsi} = \rho_{ki} \left(\frac{p_i}{p_{ki}} \right)^{\frac{1}{\kappa_s}} (\mu_{пf_{пi}})_{cp} W_{Hsi} \frac{\Delta \Phi_i}{6n}$ – маса паливоповітряної суміші,

що надійшла у надпоршневу порожнину протягом розрахункового проміжку часу;

$$W_{Hsi} = \sqrt{\frac{2 \kappa_s}{\kappa_s - 1} R_s T_{ki} \left[1 - \left(\frac{p_i}{p_{ki}} \right)^{\frac{\kappa_s - 1}{\kappa_s}} \right]} \quad \text{– швидкість суміші у продувочних}$$

вікнах;

$\rho_{\text{Hsi}} = \frac{P_i}{R_s T_{\text{ksi}}}$ – густина паливоповітряної суміші у зоні свіжого заряду;

T_{Hsi} – середнє значення температури суміші у зоні свіжого заряду ($T_{\text{Hsi}} \approx T_{\text{ki}}$).

Тиск, температура, маса продуктів згоряння і свіжого заряду, об'єм зони свіжого заряду у кінці розрахункового проміжку часу у надпоршневому об'ємі:

$$p_{(i+1)} = p_i \pm \Delta p_i; \quad (7.56)$$

$$M_{(i+1)} = M_i - \Delta M_{\text{цвi}}; \quad (7.57)$$

$$M_{\text{HS}(i+1)} = M_{\text{Hsi}} + \Delta M_{\text{Hsi}}; \quad (7.58)$$

$$T_{(i+1)} = \frac{p_{(i+1)} [V_{(i+1)} - V_{\text{HS}(i+1)}]}{R_T M_{(i+1)}}; \quad (7.59)$$

$$V_{\text{HS}(i+1)} = \frac{M_{\text{HS}(i+1)}}{\rho_{\text{Hsi}}}. \quad (7.60)$$

Тиск, температура, маса суміші у кривошипній камері у кінці цього ж розрахункового проміжку часу:

$$p_{\text{K}(i+1)} = p_{\text{Ki}} \pm \Delta p_{\text{Ki}}; \quad (7.61)$$

$$M_{\text{K}(i+1)} = M_{\text{Ki}} - \Delta M_{\text{Hsi}}; \quad (7.62)$$

$$T_{\text{K}(i+1)} = \frac{p_{\text{K}(i+1)} V_{\text{K}(i+1)}}{R_s M_{\text{K}(i+1)}}. \quad (7.63)$$

Прийнята схема протікання процесів у надпоршневій порожнині у початковий період її продувки свіжим зарядом значною мірою умовна, тому що з першого ж моменту надходження свіжого заряду у надпоршневу порожнину він буде частково перемішуватися з продуктами згоряння. Зона змішування буде інтенсивно збільшуватися, охоплюючи усе більший об'єм

надпоршневої порожнини. Тому через 40–60 °ОКВ від моменту початку надходження свіжого заряду у надпоршневую порожнину доцільно перейти до однозонної моделі, прийнявши температуру суміші свіжого заряду і продуктів згоряння рівною середньому значенню:

$$t'_i = \frac{M'_i \mu C_{pm\text{пр.зг}} t_i + M'_{\text{Hsi}} \mu C_{pms} t_{\text{Hsi}}}{M'_i \mu C_{pm\text{сум}} (M'_i + M'_{\text{Hsi}})} \approx \frac{M'_i t_i + M'_{\text{Hsi}} t_{\text{Hsi}}}{M'_i + M'_{\text{Hsi}}}; \quad (7.64)$$

$$T'_i = t'_i + 273, \quad (7.65)$$

де $\mu C_{pm\text{ пр.зг}}$, $\mu C_{pm\text{ s}}$, $\mu C_{pm\text{ сум}}$ – середні молярні теплоємності при постійному тиску продуктів згоряння, паливоповітряної суміші і суміші свіжого заряду та продуктів згоряння;

M'_i , M'_{Hsi} – кількість продуктів згоряння і свіжого заряду в надпоршневій порожнині.

Маса продуктів згоряння, що вийшли з надпоршневої порожнини до цього моменту часу

$$M_{\text{в}(i+1)} = \sum_{i=1}^i \Delta M_{\text{цвi}} = M_{\text{е}} - M_{(i+1)}. \quad (7.66)$$

З переходом до однозонної моделі зміна тиску у надпоршневій порожнині і у кривошипній камері протягом розрахункового проміжку часу

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_{\text{ТС}} p_i}{V_i} \left[\frac{1}{\rho_i} \left(-\Delta M_{\text{цвi}} + \Delta M_{\text{Hsi}} \frac{T_{\text{ki}}}{T_i} \right) - \frac{\kappa_{\text{ТС}} - 1}{\kappa_{\text{T}}} \frac{\Delta Q_{\text{Ti}}}{p_i} - \Delta V_{\text{цвi}} \right]; \quad (7.67)$$

$$\Delta p_{\text{ki}} = \frac{\kappa_{\text{s}} p_{\text{ki}}}{V_{\text{ki}}} \left[\frac{1}{\rho_{\text{ki}}} (-\Delta M_{\text{Hsi}}) - \Delta V_{\text{ki}} \right], \quad (7.68)$$

де $\kappa_{\text{ТС}} = 0,5(\kappa_{\text{T}} + \kappa_{\text{s}})$ – показник адіабати суміші продуктів згоряння і паливоповітряної суміші.

При цьому на кожному розрахунковому кроці необхідно розраховувати масові частки свіжого заряду q_{si} і продуктів згоряння q , кількість продуктів згоряння і свіжого заряду, що йдуть з надпоршневої порожнини че-

рез випускні вікна. На першому розрахунковому кроці після переходу від двозонної до однозонної моделі масові частки в суміші свіжого заряду і продуктів згоряння

$$q_{si} = \frac{M_{hsi}}{M_i + M_{hsi}}; \quad (7.69)$$

$$q_{bi} = 1 - q_{si}. \quad (7.70)$$

Маса свіжого заряду і продуктів згоряння, що вийшли з циліндра через випускні вікна протягом першого розрахункового проміжку часу

$$\Delta M_{bsi} = q_{si} \Delta M_{цвi}; \quad (7.71)$$

$$\Delta M'_{цвi} = (1 - q_{si}) \Delta M_{цвi}. \quad (7.72)$$

Маса газів у надпоршневій порожнині $M_{(i+1)}$; маса свіжого заряду $M_{hs(i+1)}$, що надійшов із кривошипної камери в надпоршневу порожнину; маса свіжого заряду $M_{bs(i+1)}$, що вийшла з надпоршневої порожнини; маса продуктів згоряння $M_{b(i+1)}$, що вийшли з надпоршневої порожнини; маса паливоповітряної суміші у кривошипній камері $M_{k(i+1)}$ до кінця розрахункового проміжку часу

$$M_{(i+1)} = M_i - \Delta M_{цвi} + \Delta M_{hsi}; \quad (7.73)$$

$$M_{hs(i+1)} = M_{hsi} + \Delta M_{hsi}; \quad (7.74)$$

$$M_{bs(i+1)} = M_{bsi} + q_{si} \Delta M_{цвi}; \quad (7.75)$$

$$M_{b(i+1)} = M_{bi} + (1 - q_{si}) \Delta M_{цвi}; \quad (7.76)$$

$$M_{k(i+1)} = M_{ki} - \Delta M_{hsi}. \quad (7.77)$$

Тиск і температура газів у надпоршневій порожнині і у кривошипній камері визначаються як і на попередніх розрахункових ділянках:

$$p_{(i+1)} = p_i \pm \Delta p_i; \quad (7.78)$$

$$T_{(i+1)} = \frac{P_{(i+1)} V_{(i+1)}}{0,5(R_T + R_S) M_{(i+1)}}; \quad (7.79)$$

$$p_{k(i+1)} = p_{ki} \pm \Delta p_{ki}; \quad (7.80)$$

$$T_{k(i+1)} = \frac{P_{k(i+1)} V_{k(i+1)}}{R_S M_{k(i+1)}}. \quad (7.81)$$

На наступних розрахункових проміжках часу масова частка свіжого заряду у суміші газів у надпоршневій порожнині визначається з урахуванням втрат свіжого заряду через випускні вікна:

$$q_{s(i+1)} = \frac{M_{HS(i+1)} - M_{BS(i+1)}}{M_{(i+1)}}. \quad (7.82)$$

Розрахунок процесу продувки закінчується в момент перекриття поршнем продувочних вікон (точка v на рис. 7.6). Оскільки випускні вікна перекриваються поршнем на 15–20 °ОКВ пізніше, ніж продувочні (точка e' на рис. 7.6), на ділянці IV має місце втрата свіжого заряду через випускні вікна. Кривошипна камера на цій ділянці (від точки v до точки e') не з'єднана з надпоршневою порожниною, і процеси газообміну продовжуються тільки у надпоршневій порожнині. Склад суміші газів у надпоршневій порожнині на ділянці IV (від точки v до точки e') не змінюється ($q_{si} = \text{const}$).

Зміна тиску у надпоршневій порожнині на розрахунковій ділянці

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_{TS} P_i}{V_i} \left[\frac{1}{\rho_i} (-\Delta M_{цвi}) - \frac{\kappa_{TS} - 1}{\kappa_{TS}} \frac{\Delta Q_{Ti}}{P_i} - \Delta V_{Pi} \right]. \quad (7.83)$$

У кінці кожної розрахункової ділянки маса суміші газів у надпоршневій порожнині

$$M_{(i+1)} = M_i - \Delta M_{Bi}; \quad (7.84)$$

маса продуктів згорання, що вийшла з надпоршневої порожнини,

$$M_{B(i+1)} = M_{Bi} - (1 - q_{si}) \Delta M_{Bi}; \quad (7.85)$$

маса свіжого заряду, що вийшла з надпоршневої порожнини,

$$M_{Bs(i+1)} = M_{Bsi} + q_{si} \Delta M_{Bi}; \quad (7.86)$$

маса свіжого заряду, що залишилася у надпоршневій порожнині,

$$M'_{HS(i+1)} = M_{HSV} - M_{Bs(i+1)}, \quad (7.87)$$

де M_{HSV} – маса свіжого заряду, що надійшла у надпоршневу порожнину до точки v .

Закінчується розрахунок процесів газообміну у надпоршневій порожнині у момент перекриття поршнем випускних вікон (точка e' на рис. 7.6). Розрахунки перевіряються по балансу мас робочого тіла у надпоршневій порожнині у точках e і e' , тобто

$$M_{e'} \approx M_e. \quad (7.88)$$

Потім визначаються показники газообміну для кривошипної камери і надпоршневої порожнини:

- коефіцієнт наповнення кривошипної камери

$$\eta_{VK} = \frac{M_{kr} - M_{kp}}{\rho_0 V_h}, \quad (7.89)$$

де M_{kr} – маса суміші у кривошипній камері у точці r (рис. 7.6);

$$M_{kp} = M_{kv} = \frac{p_r V_v}{R_s T_{kv}} - \text{маса паливоповітряної суміші у кривошипній ка-}$$

мері у точці p (рис. 7.6);

- коефіцієнт наповнення надпоршневої порожнини

$$\eta_v = \frac{M_{Hse'}}{\rho_0 V_h} = \frac{M_{HSV} - M_{Bse'}}{\rho_0 V_h}, \quad (7.90)$$

де M_{HSV} , $M_{Bse'}$ – маса свіжого заряду у надпоршневій порожнині у точці v і маса свіжого заряду, що вийшла з надпоршневої порожнини через випускні вікна до точки e' ;

- коефіцієнт надлишку продувочного повітря

$$\varphi = \frac{M_{HSV}}{\rho_0 V_h}; \quad (7.91)$$

- коефіцієнт втрати продувочного повітря

$$\upsilon = \frac{M_{Bse'}}{M_{HSV}} = \frac{M_{HSV} - M_{Hse'}}{M_{HSV}} = 1 - \frac{\eta_v}{\varphi}; \quad (7.92)$$

- коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma = \frac{M_e - M_{Be'}}{M_{Hse'}}, \quad (7.93)$$

де $M_{Be'}$ – маса продуктів згоряння, що вийшли з надпоршневої порожнини до точки e' .

При розробці блок-схеми алгоритму розрахунку і програми розрахунку процесів газообміну у кривошипній камері і надпоршневій порожнині доцільно використовувати ті ж символи, що й у випадку розрахунку процесів газообміну у чотиритактному двигуні, дотримуючись однакового фізичного значення (табл. 6.2).

Контрольні запитання та завдання

1. Поясніть відмінності в організації процесів газообміну двотактних ДВЗ від газообміну чотиритактних ДВЗ.
2. Як відбуваються процеси в надпоршневій порожнині на ділянці газообміну двотактного ДВЗ?
3. Як визначаються показники процесів газообміну в двотактних ДВЗ?
4. Представте схеми продувки двотактних ДВЗ.
5. Які типи органів газорозподілу використовуються в двотактних ДВЗ?
6. Наведіть діаграму фаз газорозподілу двотактного ДВЗ.
7. Наведіть послідовність розрахунку процесів газообміну в надпоршневій порожнині двотактного ДВЗ.
8. Поясніть особливості процесів газообміну в двотактному ДВЗ з кривошипно-камерною продувкою.
9. Як здійснюється вибір фаз газорозподілу в двотактному ДВЗ?
10. Поясніть особливості розрахунку процесів газообміну в двотактному ДВЗ з кривошипно-камерною продувкою.

Розділ 8

ГАЗОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ В ГАЗОПОВІТРЯНИХ КАНАЛАХ ДВИГУНІВ

§1. Методи моделювання газодинамічних процесів у газоповітряних каналах двигунів

Процеси газообміну в надпоршневій порожнині двигуна супроводжуються складними газодинамічними явищами у випускних і впускних каналах. Характер їхнього протікання залежить від співвідношення діаметрів циліндра і каналів, довжини каналів, фаз газорозподілу, частоти обертання колінчатого вала, навантаження двигуна й інших факторів. Систематизація експериментальних даних щодо впливу цих факторів на газодинамічні явища в газоповітряних каналах, на газообмін в надпоршневій порожнині двигуна дозволяють певною мірою враховувати їх при визначенні параметрів газоповітряних систем. Застосування методів фізичного і математичного моделювання процесів у надпоршневій порожнині і газоповітряних каналах двигуна помітно скорочує витрати часу на оптимізацію їх параметрів.

Бібліографія з моделювання газодинамічних процесів у газоповітряних каналах двигунів до кінця 50-х років минулого сторіччя включала кілька десятків робіт, на сьогодні – сотні. Аналіз цих робіт становить інтерес скоріше з погляду історії техніки. Розглянемо найбільш характерні етапи досліджень з моделювання газодинамічних процесів у газоповітряних каналах, оптимізації параметрів газоповітряних систем.

Характерною рисою робіт до кінця 60-х років минулого сторіччя є прагнення дослідників одержати якомога простіші рішення. Це цілком зрозуміло, тому що один з основних критеріїв оцінки запропонованих залежностей, рішень – можливість їхнього використання в інженерній практиці, тобто можливість вирішувати рівняння доступними для того часу засобами обчислень. Розв'язання задач нестационарної газової динаміки в досить повному обсязі у газоповітряних каналах двигунів вимагає значного об'єму оперативної пам'яті ЕОМ, не говорячи вже про необхідність розробки складних математичних моделей, алгоритмів і програм розрахунку. Саме з

цих позицій, тобто виходячи з конкретних умов роботи дослідників, необхідно, на наш погляд, оцінювати дослідження тих років.

З численних досліджень наступних років з моделювання процесів у газоповітряних каналах дизелів з газотурбінним наддувом варто виділити дослідження професора Сімсона А.Е. [1, 2], що зіграли помітну роль у теорії і практиці вітчизняного дизелебудування. В основу моделі покладені рівняння об'ємного балансу професора Глаголева М.М. [3]. Зміна тиску газів у циліндрі і в газоповітряних каналах визначається спільним рішенням диференціальних рівнянь об'ємного балансу для надпоршневої порожнини і газоповітряних каналів. Передбачається, що тиск в об'ємах газоповітряних каналів однаковий і змінюється тільки залежно від часу; потік газу через границі каналів (клапан, соплові решітки турбіни та ін.) протягом розрахункового проміжку часу – сталий. Правомірність цих допущень підтверджується досить близьким збігом розрахункових і експериментальних кривих зміни тисків газу в каналах, значень потужності турбіни і нагнітача у двигунах з відносно короткими каналами, що з'єднують циліндри з колекторами, коли тривалість такту випуску або впуску в 6–8 разів більша часу проходження хвиль стиску і розрідження каналу від клапана до вхідного отвору.

Широке впровадження в інженерну практику ЕОМ дозволило вирішувати задачі моделювання газодинамічних процесів у каналах без значної схематизації явищ. У порівняно короткий проміжок часу було виконано ряд розробок, що стали помітним кроком уперед. Продовжуються інтенсивні розробки в цій галузі і сьогодні. Одними з основних при цьому є задачі моделювання течії газу на границях каналів, у вузлах розгалужень; удосконалювання алгоритмів і програм розрахунків.

§2. Основні посилки моделювання нестационарної течії газу в газоповітряних каналах двигуна

Труднощі математичного моделювання газодинамічних процесів у газоповітряних каналах двигунів пов'язані в основному з моделюванням граничних умов течії газу, проходженням хвиль стиску і розрідження через ділянки каналу перемінного перерізу, ділянки з розгалуженням каналів.

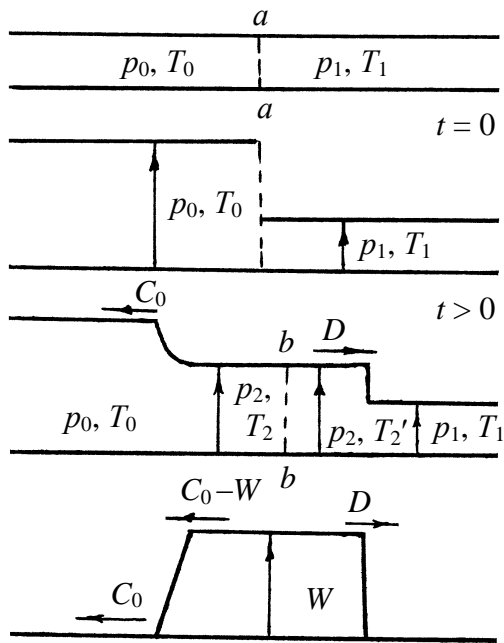


Рисунок 8.1 – Зміна параметрів газу у циліндричній трубці при розриві діафрагми $a-a$

Розглянемо фізику явищ характерного випадку несталої течії газу у трубці (рис. 8.1). Циліндрична труба розділена діафрагмою $a-a$. По один бік діафрагми тиск і температура газу p_0, T_0 , по другий – p_1, T_1 . При миттєвому розкритті діафрагми ($t > 0$) ліворуч від діафрагми утвориться хвиля розрідження, праворуч – ударна хвиля. При повільному розкритті діафрагми праворуч від діафрагми утвориться хвиля стиску.

У хвилі розрідження відбувається адіабатне розширення газу від тиску p_0 до тиску p_2 . Зміна швидкості газу у хвилі розрідження дорівнює швидкості газу за хвилею W (хвиля розрідження поширюється в нерухомому газі). Швидкість

фронту хвилі розрідження дорівнює швидкості звуку в нерухомому газі перед хвилею – C_0 , швидкість основи хвилі – $(C_0 - W)$. Тому хвиля розрідження з часом розширюється.

В ударній хвилі, що переміщується по нерухомому газу зі швидкістю D , відбувається стиск газу від тиску p_1 до тиску p_2 і збільшення швидкості руху газу. За ударною хвилею газ рухається у напрямку поширення ударної хвилі з тією самою швидкістю, що і за хвилею розрідження. Температура газу за ударною хвилею T_2' відмінна від температури газу T_2 за хвилею розрідження, тобто має місце тангенціальний розрив (стрибок температур $b-b$, що переміщується разом з газом зі швидкістю W).

У випадку хвилі стиску (при повільному розкритті діафрагми) буде відбуватися адіабатний стиск газу від тиску p_1 до тиску p_2 і збільшення швидкості газу до значення, що відповідає швидкості газу за хвилею розрідження. Фронт хвилі стиску переміщується по нерухомому газу зі швидкістю, що відповідає швидкості поширення звуку в газі перед фронтом хвилі. На відміну від хвилі розрідження хвиля стиску має тенденцію до зменшення довжини (ширина зони, у якій відбувається зміна параметрів газу, з часом зменшується), переходячи в ударну хвилю.

Між хвилею розрідження й ударною хвилею знаходиться зона сталої течії з постійними параметрами газу, що рухається у напрямку поширення ударної хвилі з постійною швидкістю W . Будь-яке інше припущення не-реальне. Відмінність, наприклад, швидкості потоку за хвилею розрідження й ударною хвилею, які утворилися, визначить утворення стрибка тиску, що збігається з початковою хвилею розрідження або ударною хвилею (хвилею стиску).

Для визначення швидкості поширення ударної хвилі, зміни швидкості газу в ударній хвилі (хвилі стиску) і хвилі розрідження скористаємося основними положеннями теоретичної фізики [4, 5].

Швидкість поширення ударної хвилі

$$D = \frac{1}{\rho_1} \sqrt{\frac{p_2 - p_1}{v_1 - v_2}}, \quad (8.1)$$

де ρ – густина газу перед ударною хвилею;

v_1, v_2 – питомий об'єм газу перед і за ударною хвилею.

Зміна швидкості газу в ударній хвилі

$$W = \sqrt{(p_2 - p_1)(v_1 - v_2)}. \quad (8.2)$$

Зі зменшенням інтенсивності ударної хвилі (відношення тиску за хвилею до тиску газу перед хвилею) до граничного значення рівняння (8.2) приводиться до вигляду:

$$dW = \sqrt{-dp dv} = \frac{C dp}{\rho} = \frac{dp}{C \rho}. \quad (8.3)$$

При перетворенні рівняння (8.3) використана взаємозалежність зміни тиску, густини і швидкості звуку:

$$C^2 = dp/d\rho. \quad (8.4)$$

Профіль хвилі стиску (під профілем хвилі розуміємо розподіл різних параметрів – тиску, швидкості, густини та ін. – у напрямку поширення

хвилі) може бути поданий як ряд нескінченно малих змін тиску, густини, швидкості, що йдуть одна за одною і поширюються зі швидкістю, рівною місцевій швидкості звуку. Тоді зміна швидкості газу у хвилі стиску

$$\Delta W = \int_{p_1}^{p_2} \frac{C d\rho}{\rho} = \frac{2}{\kappa - 1} C_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}} - 1 \right], \quad (8.5)$$

або

$$\Delta W = \frac{2}{\kappa - 1} (C_2 - C_1), \quad (8.6)$$

де C_2 – швидкість звуку у газі за хвилею стиску.

При розв’язанні інтеграла використовувалася залежність

$$C^2 = C_1^2 (\rho/\rho_1)^{\kappa-1}. \quad (8.7)$$

Співвідношення параметрів газу в ударній хвилі і хвилі стиску залежить від відношення тиску за хвилею і перед хвилею. На рис 8.2 подані співвідношення деяких параметрів газу в ударній хвилі і хвилі стиску залежно від відношення тисків p_2/p_1 для ідеального двоатомного газу, при постійному тиску за ударною хвилею або хвилею стиску ($p_2 = 10^5$ Па) і постійною температурою газу перед хвилею ($T_1 = T_0 = 288$ К). Швидкість

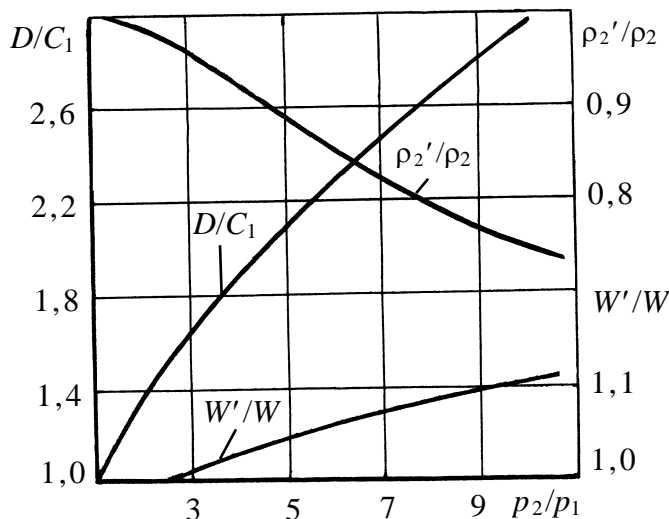


Рисунок 8.2 – Відношення параметрів газу в ударній хвилі та хвилі стиску

поширення звуку у газі перед хвилею, а відповідно і швидкість фронту хвилі стиску, зберігалися постійними ($C_1 = 341$ м/с). Інтенсивність хвилі стиску визначалася тиском газу перед хвилею p_1 .

Зі збільшенням інтенсивності ударної хвилі її швидкість зростає. Збільшення густини газу в ударній хвилі ρ_2' внаслідок більшого підвищення температури, ніж у хвилі стис-

ку, менш інтенсивне. У хвилі стиску густина змінюється за адиабатою. Відношення густини газу за ударною хвилею ρ_2' до густини газу за хвилею стиску ρ_2 з підвищенням інтенсивності хвилі зменшується. Швидкості газу за ударною хвилею W' і хвилею стиску W до відношення тисків $p_2/p_1 = 2,5$ практично збігаються, а потім зміна швидкості газу в ударній хвилі зростає помітно швидше, ніж у хвилі стиску.

У випадку хвилі розрідження для визначення зміни швидкості газу у хвилі будемо розглядати профіль хвилі розрідження як ряд послідовних нескінченно малих розривів, що ідуть один за одним (рис. 8.3). За хвилею розрідження, що утворилася в трубі 1 після розриву мембрани 2, встановлюється потік з постійними параметрами. Запишемо рівняння другого закону Ньютона для одного з нескінченно малих розривів хвилі розрідження:

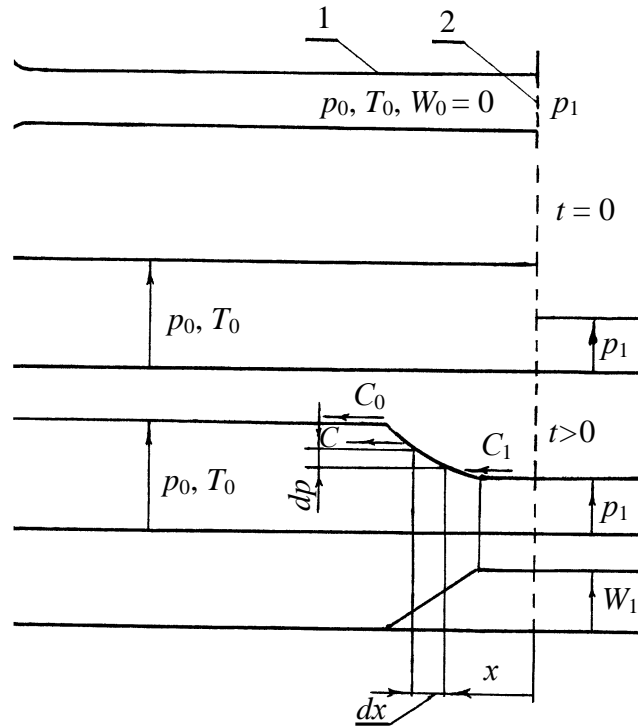


Рисунок 8.3 – Схема зміни параметрів потоку у хвилі розрідження:
1 – труба; 2 – мембрана

$$f dp = -f dx \rho \frac{dW}{dt} = -f \rho dW \frac{dx}{dt}$$

або

$$dW = -\frac{dp}{C \rho},$$

де f – площа поперечного перерізу труби; dx – переміщення розриву за час dt ; ρ – густина газу перед розривом; dW – зміна швидкості газу при проходженні розриву; $C = dx/dt$ – швидкість переміщення розриву (швидкість звуку у газі перед розривом).

Повна зміна швидкості газу у хвилі розрідження, що відповідає зміні тиску від p_0 до p_1

$$W = \int_{p_1}^{p_0} \frac{dp}{C\rho} = \frac{2}{\kappa - 1} (C_0 - C_1), \quad (8.8)$$

де C_1 – швидкість звуку в газі за хвилею розрідження.

У хвилі розрідження, як і у хвилі стиску, зміна швидкості потоку газу визначається швидкістю звуку у газі перед хвилею і за хвилею. До цього ж висновку ми прийдемо, якщо будемо виходити з рівняння нерозривності і рівняння Ейлера при відсутності зовнішніх сил для умов одномірної течії газу:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho W)}{\partial x} = 0, \quad (8.9)$$

$$\frac{\partial W}{\partial t} + W \frac{\partial W}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0. \quad (8.10)$$

Загальне розв'язання рівнянь (8.9) і (8.10) запропоновано Б. Ріманом [6] і може бути подане такими рівняннями [7]:

$$W = \pm \int C \frac{d\rho}{\rho} = \pm \int \frac{dp}{C\rho}; \quad (8.11)$$

$$x = t(W \pm C) + f(W), \quad (8.12)$$

де $f(W)$ – довільна функція швидкості.

Зміна параметрів потоку газу у хвилях стиску або розрідження, переміщення хвиль по трубопроводу може бути визначене за допомогою рівнянь (8.11) і (8.12).

Варто звернути увагу на використання законів збереження (маси, руху, енергії) для нестационарного потоку газу. Розглянемо для прикладу зміну параметрів потоку газу в трубі з постійною площею перерізу після

видалення пробки на вході у трубу (рис. 8.4). Тиск газу у трубі до відкриття пробки менший за тиск навколишнього середовища ($p_1 < p_0$, $T_1 = T_0$). Після видалення пробки у трубі утворилася хвиля стиску, фронт якої переміщується по нерухомому потоку газу зі швидкістю звуку C_1 . Швидкість гребеня хвилі стиску C'_2 ($C'_2 > C_1$). Розрив температури ($a-a$) переміщується за хвилею стиску зі швидкістю потоку, розділяючи газ, що знаходився у трубі до відкриття пробки, і той, що втікає у трубу після відкриття пробки.

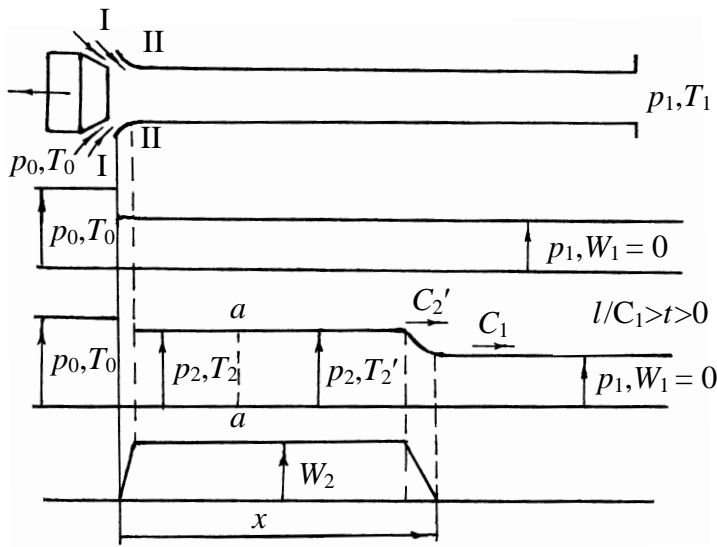


Рисунок 8.4 – Схема зміни параметрів потоку у хвилі стиску

Температура газу T_2 ліворуч від розриву $a-a$ менше T_0 ($T_2 < T_0$), тому що газ адіабатично розширюється від тиску p_0 до тиску p_2 , і менша за температуру газу праворуч від розриву ($T_2 < T_2'$), через те що в хвилі стиску газ адіабатично стискується від тиску p_1 до тиску p_2 . Температура газу за хвилею стиску T_2' до розриву температури $a-a$ буде більшою початкової температури газу ($T_2' > T_1 =$

T_0).

Закони збереження для хвилі стиску (зона між фронтом і гребнем хвилі стиску) у системі координат, що переміщуються з хвилею стиску, якщо не враховувати деформацію хвилі, можна записати у такому виді:

$$\rho_1 C_1 = \rho_2 C'_2, \quad (8.13)$$

$$p_1 + \rho_1 C_1^2 = p_2 + \rho_2 C'^2_2, \quad (8.14)$$

$$i_1 + \frac{C_1^2}{2} = i_2 + \frac{C'^2_2}{2}, \quad (8.15)$$

де i_1, i_2 – ентальпія газу перед хвилею стиску і за хвилею стиску.

У хвилі стиску відбувається розгін газу до швидкості

$$W_2 = \frac{2}{\kappa - 1} (C_2' - C_1). \quad (8.16)$$

За хвилею стиску переміщується зона з незмінними параметрами (p_2 , T_2' , W_2). На вході у трубу (ділянка I-II) відбувається розширення газу, розгін газу до швидкості W_2 ; формується потік газу, що втікає у трубу. Швидкість потоку в перетині II-II визначається з рівняння збереження енергії для сталої течії (ділянка I-II):

$$i_0 = i_2 + \frac{W_2^2}{2} \quad (8.17)$$

або

$$W_2 = \sqrt{2(i_0 - i_2)} = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} (C_0^2 - C_2^2)}, \quad (8.18)$$

де i_0 , i_2 – ентальпія газу на вході у трубу (переріз I-I) і у трубі (переріз II-II). При перетворенні використана залежність для ідеального газу

$$i = C_p T = \frac{\kappa}{\kappa - 1} RT = \frac{C^2}{\kappa - 1}, \quad (8.19)$$

де C_p – питома масова теплоємність газу при постійному тиску.

Зміна швидкості газу на вході у трубу (ділянка I-II) і у хвилі стиску рівні, тому що між хвилею стиску і перетином II-II встановилася зона течії з постійним значенням параметрів потоку. Однак природа явища на зрізі труби й у хвилі стиску різна, різна і форма залежностей, що визначають зміну швидкості потоку.

Подана вище схема процесів нестационарного потоку газу перевірена і на фізичній моделі [8]. Експериментальна установка являє собою бак, до якого приєднана труба (рис. 8.5). У баці й у трубі встановлені тензодатчики тисків 1, 2, 3 і швидкості 4, сигнали від яких через блок підсилювачів надходять на осцилограф. Між трубою і баком встановлюється вузол діафрагми *a-a*. Це забезпечує розкриття діафрагми і включення з випереджен-

ням до моменту розкриття діафрагми осцилографа, що реєструє зміну тиску і швидкості потоку газу у трубі. На вільному кінці труби для запобігання зриву потоку встановлюється конфузур. Повітря з бака відкачується вакуумним насосом. При досягненні у баці необхідного розрідження замикається електричний ланцюг пуску осцилографа і вузла розриву діафрагми.

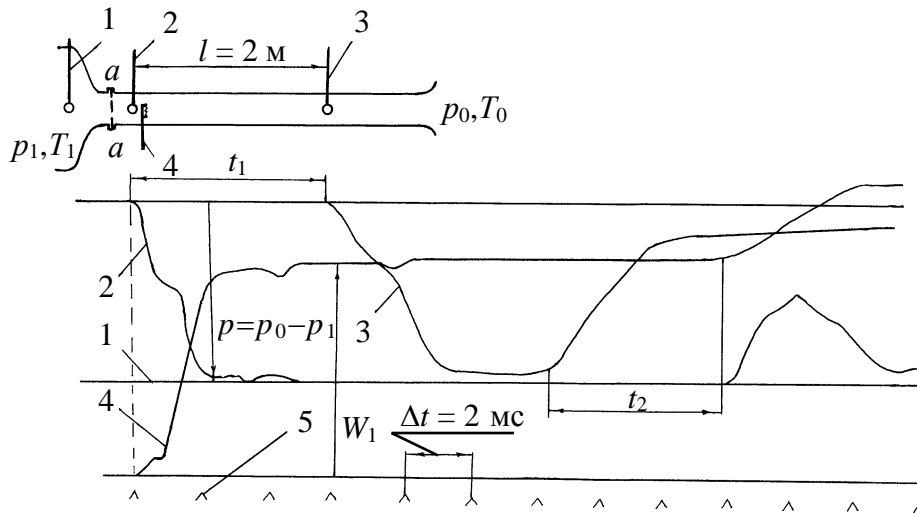


Рисунок 8.5 – Схема установки і осцилограми зміни параметрів потоку газу у циліндричній трубі після розкриття діафрагми при різниці тисків на діафрагмі $\Delta p = 0,98 \cdot 10^4$ Па:

1, 2, 3 – тензодатчики тиску і відповідні їм криві зміни тиску;
 4 – датчик швидкості і відповідна йому крива зміни швидкості потоку газу у трубі; 5 – позначка часу

Тиск у баці внаслідок великого об'єму бака і малих швидкостей потоку у початковий період розгону газу змінюється незначно.

Хвиля розрідження, що утворилася при розкритті діафрагми, проходить датчик тиску 2 і через час t_1 підходить до другого датчика. Швидкість переміщення фронту хвилі розрідження дорівнює швидкості поширення звуку у нерухомому газі перед діафрагмою. Датчик швидкості 4 реєструє зміну швидкості газу у хвилі розрідження. За хвилиною розрідження швидкість потоку газу дорівнює зміні швидкості потоку у хвилі розрідження (хвиля розрідження поширюється у нерухомому газі). Значення швидкості й тиску за хвилиною розрідження в перерізі, що відповідає розміщенню тензодатчика і датчика швидкості в трубі, зберігаються постійними, тобто за хвилиною розрідження утвориться зона сталого потоку.

При переміщенні хвилі розрідження вправо від діафрагми швидкість переднього фронту хвилі розрідження відповідає швидкості поширення звуку у нерухомому газі перед хвилею. У даному випадку ($p_0 = 10^5$ Па, $T_0 = 290$ К) швидкість поширення звуку $C_0 = 342$ м/с. Швидкість звуку може бути безпосередньо визначена і з осцилограми:

$$C_0 = l/t_1 = 2/(5,89 \cdot 10^{-3}) \cong 340 \text{ м/с.}$$

З підходом хвилі розрідження до відкритого кінця труби утвориться хвиля стиску. Швидкість руху переднього фронту хвилі стиску відносно газу, що рухається, також буде дорівнювати швидкості звуку, тобто

$$C_1 = C_0 (p_1 / p_0)^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}} = 342 \cdot (0,9/1)^{\frac{1,4-1}{2 \cdot 1,4}} = 337 \text{ м/с.}$$

Відносно нерухомої системи координат швидкість хвилі стиску буде більшою на величину швидкості потоку газу за хвилею розрідження (швидкість потоку дорівнює зміні швидкості газу у хвилі розрідження):

$$W_1 = l/t_2 - C_1 = \frac{2}{5,54 \cdot 10^{-3}} - 337 \cong 24 \text{ м/с.}$$

Зміна швидкості потоку газу у хвилі розрідження може бути визначена і за значеннями швидкості звуку у газі перед хвилею і за хвилею розрідження:

$$W_1 = \frac{2}{\kappa - 1} (C_0 - C_1) = 5 \cdot (342 - 337) = 25 \text{ м/с.}$$

Точність визначення швидкості потоку газу за хвилею розрідження за осцилограмою залежить, в основному, від точності визначення t_2 . При цьому необхідно враховувати, що внаслідок інерційності механічної системи осцилографа масштаб часу на різних ділянках осцилограми не однаковий. У початковий момент після пуску осцилографа він помітно менший. Зі зменшенням часу випередження пуску осцилографа відносно моменту розкриття діафрагми погрішність визначення швидкості потоку газу за хвилею розрідження внаслідок нестабільності масштабу часу зростає.

До особливостей зміни тиску у хвилі розрідження, що реєструється тензодатчиком 2, варто віднести також наявність невеликої сходинки, після якої тиск у хвилі розрідження продовжує падати до значення, що відповідає тискові у баці. Виникнення сходинки обумовлене наявністю між баком і діафрагмою ділянки труби невеликої довжини, необхідної для розміщення вузла діафрагми. Зі збільшенням довжини ділянки між баком і діафрагмою зростає сходинка у зміні тиску у хвилі розрідження.

На рис. 8.6 подана схема установки і осцилограма зміни параметрів потоку (тиску й швидкості), коли між діафрагмою і баком довжина труби складає 1 м. На відміну від раніше розглянутого випадку з розкриттям діафрагми утвориться хвиля стиску, тиск в якій змінюється від тиску p_1 (тиск у баці до розкриття діафрагми) до тиску p_2 – за хвилею стиску. У хвилі стиску відбувається адіабатний стиск газу (від тиску p_1 до тиску p_2) і збільшення швидкості потоку газу до значення, що відповідає швидкості потоку газу за хвилею стиску (хвиля стиску поширюється в нерухомому газі у бік бака). Швидкість переднього фронту хвилі стиску дорівнює швидкості поширення звуку у газі перед хвилею. Праворуч від діафрагми поширюється по нерухомому газу з параметрами p_0, T_0 хвиля розрідження, ліворуч – хвиля стиску. Тиск у хвилі розрідження падає – від тиску p_0 до тиску p_2 – за хвилею стиску. Зміна швидкості газу у хвилі розрідження дорівнює швидкості потоку газу за хвилею розрідження (хвиля розрідження також поширюється по нерухомому газу).

Між хвилею стиску і хвилею розрідження утвориться зона сталого потоку газу зі швидкістю W_1 при тиску p_2 . Температура газу в зоні сталого потоку у загальному випадку не однакова, тобто буде мати місце розрив значень температури.

Параметри потоку у зоні сталого потоку можуть бути визначені з умови рівності зміни швидкостей газу у хвилі стиску й у хвилі розрідження. Якби зміни швидкості газу у хвилі стиску й у хвилі розрідження були б не однакові, на осцилограмі були б не постійні швидкість і тиск у зоні сталого потоку газу (рис. 8.6). Зміна швидкості газу у хвилі розрідження

$$\Delta W = \frac{2}{\kappa - 1} (C_0 - C_2),$$

де C_2 – швидкість звуку у газі за хвилею розрідження.

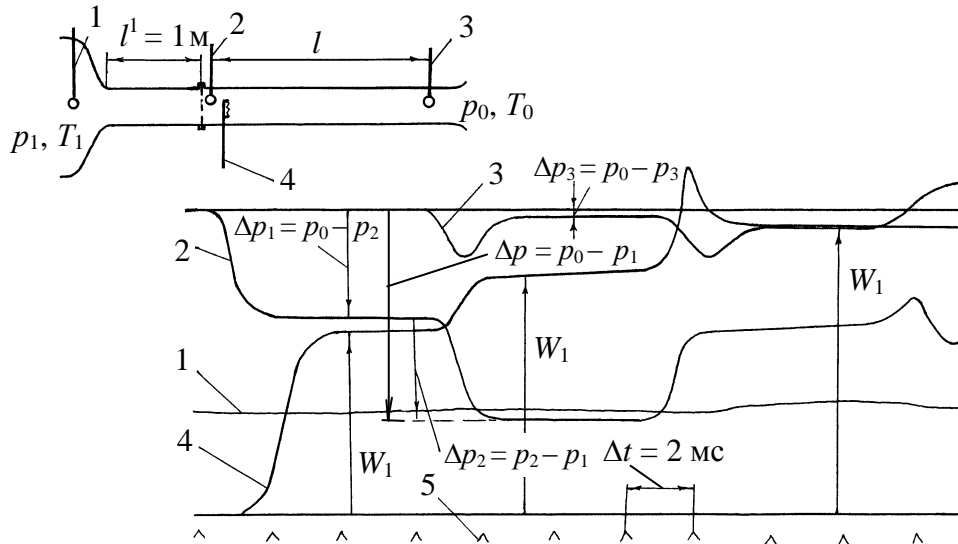


Рисунок 8.6 – Схема установки і осцилограма зміни параметрів потоку газу у циліндричній трубці після розкриття діафрагми при $\Delta p = 0,98 \cdot 10^4$ Па ($l' = 1$ м, $l = 2$ м, позначення ті, що й на рис. 8.5)

Зміна швидкості газу у хвилі стиску

$$\Delta W = \frac{2}{\kappa - 1} (C'_2 - C_1),$$

де C'_2 – швидкість звуку у газі за хвилею стиску.

Прирівнявши праві частини цих рівнянь, ми приходимо до виразу

$$C_0 + C_1 = C'_2 + C_2 = C_0 \left(p_2 / p_0 \right)^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}} + C_1 \left(p_2 / p_1 \right)^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}}, \quad (8.20)$$

розв'язуючи який відносно p_2 , приходимо до залежності

$$p_2 = p_0 \left[\frac{C_0 + C_1}{C_0 + C_1 \left(p_0 / p_1 \right)^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}}} \right]^{\frac{2\kappa}{\kappa-1}}. \quad (8.21)$$

За умовами експерименту початкова температура в баці дорівнює температурі навколишнього середовища ($T_1 = T_0 = 290$ К), а отже, і $C_0 = C_1$. Тиск у зоні сталого потоку

$$p_2 = 10^5 \left[\frac{342 + 342}{342 + 342(1/0,9)^{1,4-1}} \right]^{2-1,4}_{1,4-1} = 0,95 \cdot 10^5 \text{ Па ,}$$

що практично збігається з експериментальним значенням тиску p_2 . Визначивши тиск газу у зоні сталого потоку, знаходимо швидкість поширення звуку у газі за хвилею стиску або хвилею розрідження, а потім – швидкість газу у зоні сталого потоку.

Хвиля стиску на вході у бак перетвориться в хвилю розрідження з перепадом тиску $\Delta p_2 = p_2 - p_1$, що переміщується від бака до відкритого кінця труби. Швидкість потоку W_2 у зоні сталого потоку за цією хвилею розрідження зростає.

З підходом першої хвилі розрідження до відкритого кінця труби біля нього утвориться хвиля стиску, що буде переміщуватися до бака. Тиск p_3 за цією хвилею стиску буде меншим, ніж тиск p_0 на вході у трубу. Різниця тисків на вході $\Delta p_3 = p_0 - p_3$ відповідатиме швидкості втікання газу у трубу W_3 .

Граничні умови течії газу біля вільного кінця труби можуть бути встановлені на підставі аналізу осцилограми, наведеної на рис. 8.5. Більш наочно зміна параметрів потоку газу на вході у трубу може бути визначена експериментально на установці, поданій на рис. 8.7. Діафрагма у цьому випадку встановлюється біля відкритого кінця труби. Перед діафрагмою розміщується тензодатчик тиску 1 і датчик 3 швидкості термоанемометра. Оскільки діафрагма встановлена на деякій відстані від відкритого кінця труби, то при її розкритті утвориться і хвиля розрідження, що переміщується до відкритого кінця труби, і перша хвиля стиску, що переміщується праворуч. Хвиля розрідження на вході у трубу перетвориться у другу хвилю стиску, що йде за першою й обумовлює сходинку на кривій тиску, що реєструється датчиком 2. Час між першою і другою хвилями стиску відповідає часу проходження хвилі розрідження від діафрагми до відкритого кінця і хвилі стиску від відкритого кінця до місця встановлення діафрагми. Тиск за другою хвилею стиску, що утворилася біля відкритого кінця труби, як і швидкість потоку газу, зберігається постійним, тобто біля відкритого кінця труби потік газу відповідає умовам сталого потоку. Перепад тиску на вході у трубу $\Delta p_2 = p_0 - p_2$. Тиск у зоні сталого потоку – p_2 , швидкість по-

току – W_1 . При підході хвилі стиску до закритого кінця труби утвориться відбита хвиля стиску, що реєструється датчиком 2.

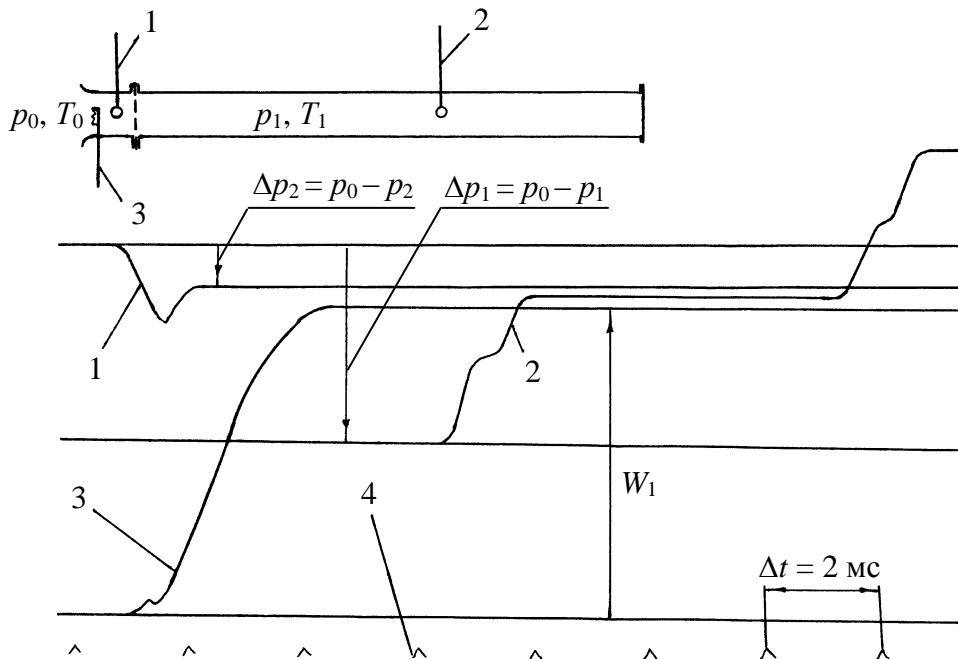


Рисунок 8.7 – Схема установки і осцилограма зміни параметрів потоку газу у циліндричній трубі після розкриття діафрагми при $\Delta p = 0,98 \cdot 10^4$ Па:

1, 2 – тензодатчики тиску і відповідні їм криві зміни тиску;
3 – датчик швидкості термоанемометра і відповідна йому крива зміни швидкості потоку газу в трубі; 4 – позначка часу

Швидкість потоку газу за другою хвилею стиску дорівнює сумі зміни швидкості газу у першій і другій хвилях стиску, тобто

$$W_1 = \frac{2}{\kappa - 1}(C'_2 - C_1) + \frac{2}{\kappa - 1}(C_2 - C'_2), \quad (8.22)$$

де C'_2 – швидкість звуку у газі між хвилями стиску і розрідження, що утворилися в момент розкриття діафрагми; C_1 – швидкість звуку у газі при параметрах, що відповідають p_1, T_1 ; C_2 – швидкість звуку у газі за другою хвилею стиску.

Для умов стаціонарного потоку газу біля відкритого кінця труби швидкість потоку газу

$$W_1^2 = \frac{2}{\kappa - 1} (C_0^2 - C_3^2), \quad (8.23)$$

де C_3 – швидкість звуку у газі, що втікає в трубу з навколишнього середовища (в зоні сталого потоку з тиском p_2).

Оскільки $C_3 = C_2$, швидкість звуку у газі за другою хвилею стиску визначається спільним рішенням рівнянь (8.22) і (8.23):

$$C_2 = \frac{2}{\kappa + 1} C_1 \pm \sqrt{\frac{2(1 - \kappa)}{(\kappa + 1)^2} C_1^2 + \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} C_0^2}. \quad (8.24)$$

Умові задачі відповідає значення $C_2 > C_1$ (швидкість звуку у газі за хвилею стиску більше швидкості звуку у газі перед хвилею).

У загальному випадку $C_3 \neq C_2$, тобто має місце розрив значень температури газу, що переміщується з потоком зі швидкістю W_1 . Тиск у трубопроводі за другою хвилею стиску в цьому випадку також визначається з рівнянь (8.22) і (8.23):

$$\frac{2}{\kappa - 1} C_1^2 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{2\kappa}} - 1 \right]^2 = C_0^2 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right] \quad (8.25)$$

або

$$p_2 = p_1 \left[\frac{1}{1 + a} \pm \sqrt{\left(\frac{1}{1 + a} \right)^2 - \frac{1 - b}{1 + a}} \right]^{\frac{2\kappa}{\kappa - 1}}, \quad (8.26)$$

де $a = \frac{\kappa - 1}{2} (C_0/C_1)^2 (p_1/p_0)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}$;

$$b = \frac{\kappa - 1}{2} (C_0/C_1)^2.$$

Умовам задачі відповідають $p_0 > p_2 > p_1$.

Для умов даної задачі ($p_0 = 0,998 \cdot 10^5$ Па, $T_1 = T_0 = 290$ К, $\Delta p = 0,98 \cdot 10^4$ Па):

$$p_2 = 0,9 \cdot 10^5 \cdot \left[\frac{1}{1,194} + \sqrt{\left(\frac{1}{1,194} \right)^2 - \frac{1-0,2}{1,194}} \right]^{\frac{2,4}{1,4-1}} = 0,975 \cdot 10^5 \text{ Па,}$$

що близько до значень тиску за осцилограмою.

Подані вище співвідношення дозволяють вирішувати задачі розгону і гальмування газу у каналах, моделювати процеси на границях каналів. *Граничні умови для потоку газу через клапани залежать від співвідношення тиску у каналах і циліндрі, площі ефективних прохідних перерізів клапанів і площі поперечного перерізу каналу, надходить до клапанів хвиля стиску або розрідження.* Граничні умови для потоку газу біля відкритого кінця каналу визначаються надходженням хвиль стиску і розрідження, гідравлічними опорами на вході. Тому однією з основних особливостей потоку газу у каналах двигунів є те, що граничні умови для потоку газу через клапани на вході у канал змінюються, тобто на кожному розрахунковому кроці необхідні уточнення граничних умов для потоку газу.

§3. Процеси розгону газу в газоповітряних каналах двигуна

Аналогом процесів розгону повітря у впускному каналі двигуна можуть бути процеси розгону повітря в циліндричній трубі 1, приєднаній до циліндра 2, тиск в якому підтримується незмінним шляхом переміщення поршня 3 зі швидкістю $C_{п}$, значення якої залежить від швидкості втікання повітря (рис. 8.8). *Під терміном «розгін газу» мається на увазі збільшення швидкості потоку газу від 0 до значень, що відповідають сталому потоку.* Процеси розгону газу у трубі постійного перерізу являють собою систему хвиль розрідження і стиску, що по черзі проходять по трубі [8]. Хвилі розрідження утворюються у кінця труби (переріз *b-b*) з низьким тиском і переміщуються до відкритого кінця труби (переріз *a-a*), де підтримується високий тиск. Хвилі стиску утворюються біля відкритого кінця труби (переріз *a-a*) з високим тиском і переміщуються до кінця труби (переріз *b-b*), де підтримується низький тиск. Швидкість фронту хвиль стиску або розрідження відносно газу перед хвилею відповідає місцевій швидкості звуку.

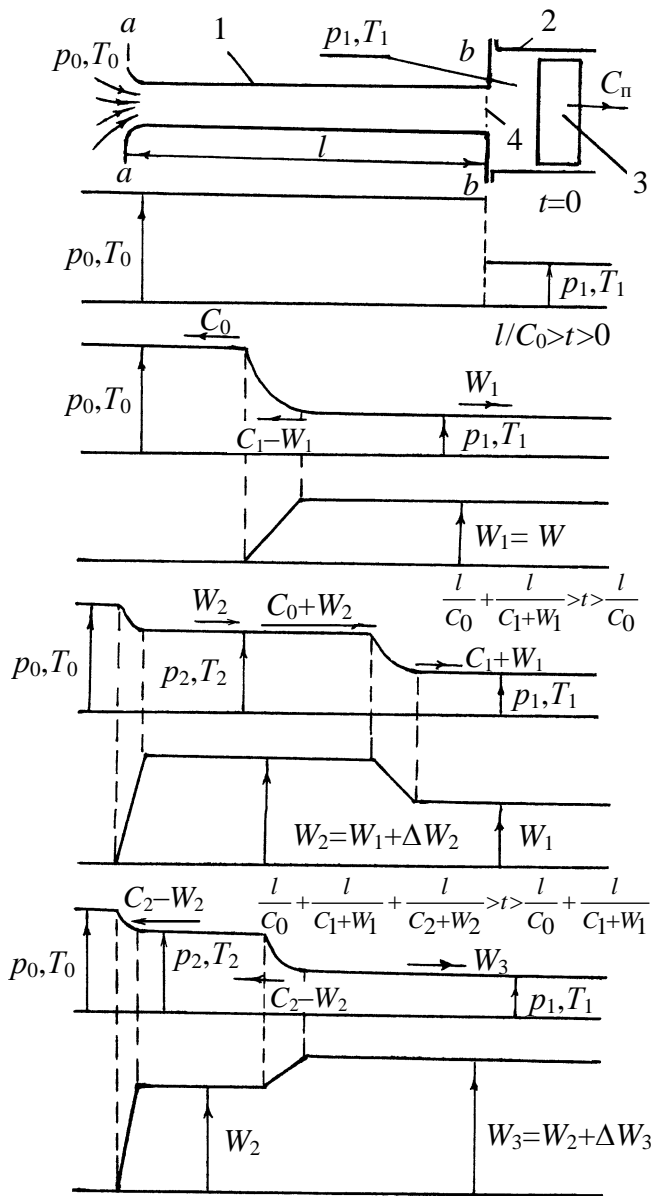


Рисунок 8.8 – Зміна параметрів потоку газу у трубі

біля циліндра – діафрагма 4. Гідрравлічні втрати, що обумовлені тертям потоку газу об стінки, не враховуємо. При довжині труби $l < 1,5$ м цей вид гідрравлічних втрат незначний, нас же, в основному, цікавить фізика явища.

Тиск і температура газу в трубі у початковий момент часу ($t = 0$) відповідає параметрам газу на вході у трубу (переріз $a-a$).

При розкритті діафрагми у перерізі $b-b$ ($t > 0$) утвориться хвиля розрідження. Передній фронт хвилі переміщується по газу зі швидкістю, що

Зміна швидкості газу у хвилі розрідження або стиску визначається швидкістю звуку в газі перед і за хвилею. За хвилями стиску або розрідження утворяться зони потоку з постійними параметрами. У кожній із хвиль (хвиля стиску або розрідження) швидкість газу зростає, перепад тисків газу у хвилі відповідно зменшується. Цей процес продовжується доти, поки швидкість потоку газу не досягне значень, що відповідають стаціонарному потокові газу для конкретного перепаду тисків на кінцях труби.

Розглянемо процеси розгону газу в циліндричній трубі (рис. 8.8) довжиною l при постійних значеннях тиску і температури газу на кінцях труби: p_0, T_0 – на вході у трубу (переріз $a-a$); p_1, T_1 – на виході з труби (переріз труби $b-b$). На вході у трубу, щоб уникнути зриву потоку, встановлено конфузур, на другому кінці труби (переріз $b-b$)

відповідає швидкості звуку в газі перед хвилею – C_0 . У хвилі розрідження відбувається адіабатне розширення газу від тиску p_0 , що відповідає тиску біля відкритого кінця труби, до тиску p_1 – за хвилею розрідження, і зміна швидкості газу на величину ΔW_1 , що дорівнює швидкості газу за хвилею розрідження – W_1 (хвиля розрідження поширюється у нерухомому газі). Швидкість основи хвилі – $(C_1 - W_1)$. Температура газу за хвилею розрідження T_1 відповідає адіабатному розширенню газу від тиску p_0 до тиску p_1 і в загальному випадку буде відмінна від температури газу T_1 у циліндрі 2, у який втікає газ з труби 1, тобто буде мати місце перепад значення температури газу у циліндрі 2. При гальмуванні потоку газу у циліндрі кінетична енергія потоку перетвориться у теплову і температура загальмованого потоку газу відновиться до початкової T_0 .

Зміна швидкості газу у хвилі розрідження з урахуванням зміни густини і швидкості звуку у хвилі розрідження

$$\Delta W_1 = - \int_{p_2}^{p_1} \frac{dp}{C \rho} = \frac{2}{\kappa - 1} (C_0 - C_1).$$

Якщо не враховувати зміни у хвилі розрідження густини, то зміна швидкості потоку у хвилі розрідження

$$\Delta W_1' = \Delta p / (C_0 \rho_0) = (p_1 - p_0) / (C_0 \rho_0).$$

На рис. 8.9 подана зміна швидкості витікання ідеального двохатомного газу W залежно від відношення тисків у випадку сталого потоку газу у трубі після процесу розгону і у хвилі розрідження W_1 (ΔW_1). Початковим параметрам газу відповідають $p_0 = 10^5$ Па, $T_0 = 288$ К.

Зміна швидкості газу у хвилі розрідження з урахуванням зміни густини і швидкості звуку в хвилі (ΔW_1), яка до відношення тисків $p_1/p_0 = 0,9$ практично збігається зі зміною швидкості W_1' ($\Delta W_1'$), визначеної без урахування зміни густини і швидкості звуку у хвилі розрідження. Зі зменшенням відношення тисків за хвилею до тиску перед хвилею розрідження вплив зміни густини і швидкості звуку у хвилі на зміну швидкості газу у хвилі зростають.

Швидкість газу при сталому витіканні після процесу розгону газу в

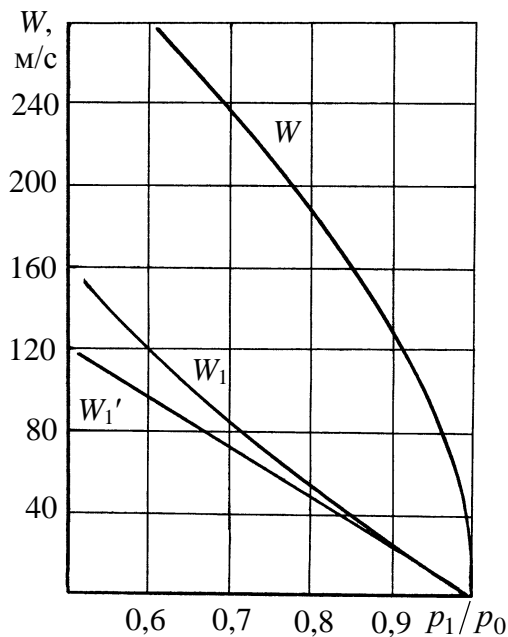


Рисунок 8.9 – Залежність швидкості потоку газу від відношення тисків для умов сталого потоку (W) і у хвилі розрідження (W_1 и W_1')

трубі W значно вища, ніж зміна швидкості у хвилі розрідження при тих же значеннях відношення тисків.

Зі збільшенням відношення тисків p_1/p_0 вплив сталого характеру потоку газу зростає. При відношенні тисків $p_1/p_0 = 0,8$ відношення $W/W_1 \cong 3,5$, при $p_1/p_0 = 0,98$ – $W/W_1 \cong 11,5$.

Процес розгону газу у хвилі розрідження продовжується до підходу хвилі розрідження до відкритого кінця труби. З підходом хвилі розрідження (рис. 8.8, $t \geq l/C_0$) тиск падає на вході у трубу, газ з навколишнього середовища

внаслідок різниць тисків починає втікати у трубу. Для випадку сталого потоку після завершення процесу розгону тиск у трубі дорівнює тискові середовища, в яке відбувається витікання газу, якщо не враховувати втрат на опір.

Уявимо, що на вході у трубу відбувається розширення газу, тиск змінюється до тиску p_1 , і робота розширення газу при цьому дорівнює зміні кінетичної енергії потоку газу. Подібна схема втікання газу у трубу при підході хвилі розрідження до входу в трубу неможлива. Швидкість газу за хвилиною розрідження значно менша швидкості газу сталого потоку, що відповідає перепадові тисків на кінцях труби. Внаслідок інерції стовпа газу у трубі відбудеться гальмування газового потоку, що втікає в трубу з навколишнього середовища, утворюється хвиля стиску. Передній фронт цієї хвилі буде переміщуватися відносно газу перед хвилиною зі швидкістю, що відповідає швидкості звуку в газі перед хвилиною. Між входом у трубу і хвилиною стиску утвориться зона сталого потоку газу з постійним тиском p_2 і температурою T_2 , що діє як поршень на газ перед хвилиною стиску.

На вході в трубу відбувається розширення газу тільки до тиску p_2 (рис. 8.8). Швидкість газу в трубі за хвилиною стиску може бути визначена з

рівняння збереження енергії для стаціонарного потоку (за хвилею стиску встановлюється зона стаціонарного потоку з тиском p_2):

$$i_0 + \frac{W_0^2}{2} = i_2 + \frac{W_2^2}{2},$$

де i_0, i_2 – відповідно ентальпія газу навколишнього середовища і газу в трубі;

W_0, W_2 – відповідно швидкість газу до труби й у трубі.

Тому що втікання у трубу відбувається з навколишнього середовища ($W_0 = 0$), швидкість газу у трубі

$$W_2 = \sqrt{2(i_0 - i_2)} = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1}(C_0^2 - C_2^2)},$$

де C_2 – швидкість звуку у газі за хвилею стиску.

Зміна швидкості газу у хвилі стиску відносно газу перед хвилею

$$\Delta W_2 = \frac{2}{\kappa - 1}(C_2 - C_1)$$

і швидкість газу за хвилею стиску

$$W_2 = W_1 + \Delta W_2.$$

Для визначення швидкості звуку за хвилею стиску необхідно розв'язати систему рівнянь:

$$W_2^2 = \frac{2}{\kappa - 1}(C_0^2 - C_2^2),$$

$$W_2 = W_1 + \frac{2}{\kappa - 1}(C_2 - C_1).$$

Після перетворень приходимо до квадратного рівняння

$$C_2^2 + 2\frac{\kappa-1}{\kappa+1}\left(W_1 - \frac{2}{\kappa-1}C_1\right)C_2 + \frac{(\kappa-1)^2}{2(\kappa+1)}\left(W_1 - \frac{2}{\kappa-1}C_1\right) - \frac{\kappa-1}{\kappa+1}C_0^2 = 0, \quad (8.27)$$

розв'язуючи яке, знаходимо швидкість звуку за хвилею стиску:

$$C_2 = -\frac{\kappa-1}{\kappa+1}\left(W_1 - \frac{2}{\kappa-1}C_1\right) \pm \sqrt{\frac{\kappa-1}{\kappa+1}C_0^2 - \frac{(\kappa-1)^3}{2(\kappa+1)^2}\left(W_1 - \frac{2}{\kappa-1}C_1\right)^2}. \quad (8.28)$$

Розв'язок рівняння (8.28) припускає два значення швидкості, з яких нас цікавить те, що відповідає зміні параметрів газу за хвилею стиску, тобто умові $C_2 > C_1$ відповідає позитивне значення кореня.

Тиск газу за хвилею стиску визначається залежністю

$$C_2 = C_1(p_2/p_1)^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}}$$

або

$$p_2 = p_1(C_2/C_1)^{\frac{2\kappa}{\kappa-1}}. \quad (8.29)$$

При відношенні $p_1/p_2 > 0,9$ тиск газу за хвилею стиску приблизно може бути визначений з рівняння

$$p_2 = p_1 + \rho_1 C_1 \Delta W_2. \quad (8.30)$$

З проходом хвилі стиску до протилежного кінця труби ($t \geq l/C_0 + l/(C_1 + W_1)$) знову утвориться хвиля розрідження, що переміщається до відкритого кінця труби. Тиск газу за хвилею розрідження дорівнює тискові середовища, в яке відбувається втікання газу. Швидкість газу за хвилею розрідження

$$W_3 = W_2 + \frac{2}{\kappa-1}(C_2 - C_1).$$

З кожним пробігом хвилі стиску або розрідження зміна параметрів потоку газу в хвилі (тиску, температури, швидкості) зменшується, параметри

поток газу наближаються до значень, що відповідають стаціонарному потоку при прийнятому перепаді тисків на кінцях труби.

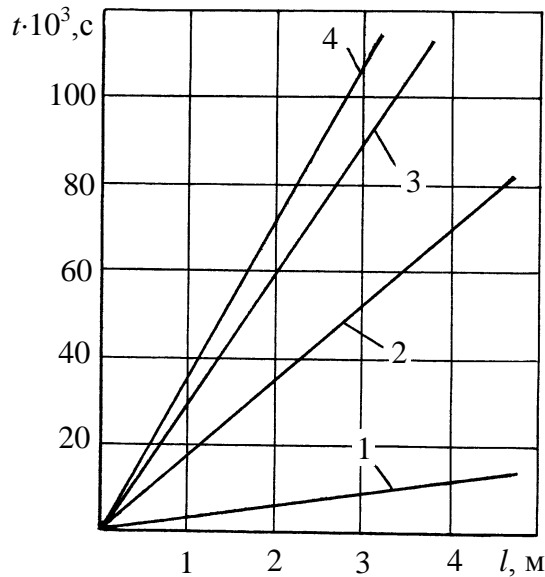


Рисунок 8.10 – Залежність часу розгону газу від стану спокою до значень швидкості сталого потоку від довжини труби і відношення тисків на кінцях труби:

- 1 – $p_1/p_0 = 0,0585$; 2 – $p_1/p_0 = 0,5$;
3 – $p_1/p_0 = 0,6$; 4 – $p_1/p_0 = 0,9$

чесь швидкості, що відповідає сталому потоку газу при прийнятому відношенні тисків на кінцях труби (p_1/p_0), являє собою лінійну залежність від довжини труби (рис. 8.10).

Цього і треба було очікувати, тому що розглянутий процес розгону газу в трубі є автотомельним (зміна параметрів газу в трубі залежить від координати x і часу t , тільки у вигляді їхнього відношення x/t). Зі збільшенням перепаду тисків на кінцях труби (зменшенням відношення p_1/p_0) тривалість розгону газу зменшується і тим більшою мірою, чим менше відношення p_1/p_0 . При досить малих значеннях відношення тиску p_1/p_0 , що відповідають умові

$$C_0^2 - C_1^2 = \frac{2}{\kappa - 1} (C_0 - C_1)^2,$$

або

$$C_1 = \frac{3 - \kappa}{\kappa + 1} C_0,$$

На рис. 8.10 подані результати розрахунків процесу розгону ідеального двохатомного газу в циліндричній трубі без урахування гідравлічних втрат при умовах, що відповідають рис. 8.8. Початкові параметри газу на вході в трубу підтримувалися постійними ($p_0 = 10^5$ Па, $T_0 = 290$ К). Тривалість процесів розгону газу визначалася до значень швидкості, що відповідає 99,5% значення швидкості сталого потоку. Тиск газу в баці p_1 змінювався у межах від 10^5 Па до $5,85 \cdot 10^3$ Па.

У системі координат $t - x$ тривалість розгону газу до значень швидкості, що відповідає сталому потоку газу при прийнятому відношенні тисків на кінцях труби (p_1/p_0), являє собою лінійну залежність від довжини труби (рис. 8.10).

зміна швидкості у хвилі розрідження буде відповідати швидкості стаціонарного потоку газу при цьому ж відношенні тисків ($p_1/p_0 = 0,0585$ – для ідеального двохатомного газу), тобто тривалість процесу розгону буде дорівнювати часу проходження хвилею розрідження труби від діафрагми до відкритого кінця.

Рішення задачі розгону газу в трубі постійного перерізу від стану спокою до значення швидкості сталого потоку може бути представлено характеристиками (рис. 8.11), кутові коефіцієнти яких відповідають швидкості поширення хвиль стиску або розрідження відносно нерухомої системи координат. У розглянутому прикладі за хвилею стиску, що відповідає характеристиці 9, швидкість потоку газу складає 0,995 швидкості сталого потоку газу при даному перепаді тисків на кінцях труби ($\Delta p =$

$= 0,2 \cdot 10^5$ Па, $l = 1$ м).

При умовах у впускних колекторах двигунів внутрішнього згоряння, якщо виходити з наведених даних, тривалість розгону газу до значень швидкості, що відповідає сталому потоку, може виявитися рівною тривалості процесу наповнення.

У табл. 8.1 наведено перерахування даних рис. 8.10 для двигуна з довжиною впускного каналу $l = 1$ м і частотою обертання колінчатого вала $n = 250\text{--}2500$ хв⁻¹. Перерахування виконане в припущенні, що як і для випадку, поданого на рис. 8.11, $p_1/p_0 = \text{const}$, площа перерізу каналу постійна.

Тривалість розгону газу в каналах двигунів у градусах оберту колінчатого вала до значення швидкості, що відповідає сталому потоку газу, залежить від частоти обертання

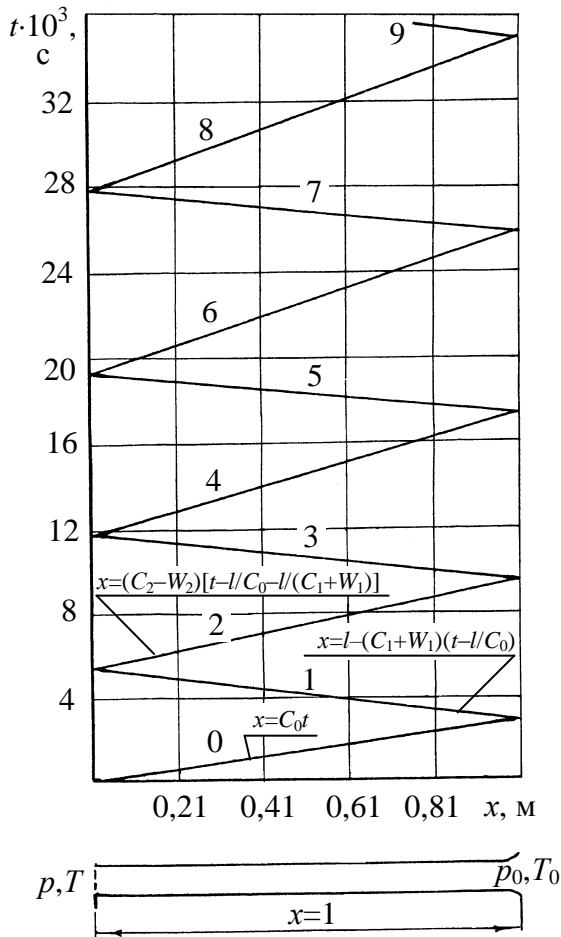


Рисунок 8.11 – Характеристики процесу розгону газу від стану спокою до значень швидкості сталого потоку:
 $\Delta p = 0,2 \cdot 10^5$ Па, $T_0 = 290$ К, $l = 1$ м

колінчатого вала і перепаду тисків. При частоті обертання колінчатого вала $n = 250 \text{ хв}^{-1}$ і відношенні тисків $p_1/p_0 = 0,9$, тривалість розгону газу становить 53,75 °ОКВ (приблизно 25 % тривалості процесу наповнення чотиритактного двигуна, або близько 50 % тривалості процесів продувки двотактного двигуна); при $n = 2500 \text{ хв}^{-1}$ тривалість розгону газу більш ніж у 2 рази перевищує тривалість процесу наповнення у чотиритактному двигуні.

Зі збільшенням перепаду тисків тривалість процесів розгону газу помітно зменшується тільки при відношенні тисків $p_1/p_0 < 0,7$.

Таблиця 8.1 – Залежність тривалості розгону газу у трубі довжиною 1 м, °ОКВ, від частоти обертання колінчатого вала і перепаду тисків на кінцях труби

Частота обертання колінчатого вала, хв^{-1}	Тривалість розгону газу, °ОКВ		
	$p_1/p_0 = 0,9$	$p_1/p_0 = 0,7$	$p_1/p_0 = 0,6$
250	53,75	50,75	44,75
500	107,5	101,5	89,5
1000	215	203	179
1500	322,5	304,5	268,5
2000	430	406	358
2500	537,5	507,5	447,5

Ми розглянули випадок розгону газу від стану спокою до значення швидкості, що відповідає стаціонарному потоку газу у трубі постійного перерізу при постійному перепаді тисків $p_1/p_0 = \text{const}$. У випадку впускного каналу реального двигуна площа прохідного перерізу каналу біля циліндра залежить від висоти підйому клапана і визначається кутом оберту колінчатого вала. Можлива зміна площі перерізу і по довжині каналу. Тиск газу в циліндрі також змінний. На вході в канал помітний опір створює повітряний фільтр.

Розрахунковий інтервал при розрахунку процесу наповнення значно менший часу проходження впускного каналу хвилею розрідження або хвилею стиску, тобто має місце співпадання в каналі хвиль стиску і хвиль розрідження.

Системи рівнянь для циліндра і впускного каналу на кожному з розрахункових інтервалів часу дозволяють визначити зміну параметрів газу у циліндрі, біля клапана або на будь-якій ділянці впускного каналу. Подібна постановка задачі звичайно є предметом спеціальних досліджень [9, 10].

Процеси розгону газу у впускних каналах двигунів принципово не відрізняються від розгону газу у впускних каналах, якщо біля впускного клапана не утвориться ударна хвиля. Утворення ударних хвиль біля відносно коротких впускних каналів чотиритактного двигуна внаслідок повільного збільшення площі прохідних перерізів клапанів, а отже, і повільного збільшення тиску, малоймовірно. Оцінимо, наприклад, можливість утворення ударної хвилі в загальному для другого і третього циліндрів каналу чотиритактного чотирициліндрового дизеля 4Ч120/140 (СМД-14) при $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$, $p_e \approx 0,6 \text{ МПа}$ за осцилограмами зміни тиску біля впускних клапанів (рис. 8.12). Тиск і температура газів у впускному каналі в момент початку відкриття впускних клапанів $p_H \cong 1,1 \cdot 10^5 \text{ Па}$, $T_H \cong 800 \text{ К}$. Максимального значення тиск газів у впускному каналі ($p_{Тm} \cong 1,94 \cdot 10^5 \text{ Па}$) досягає приблизно через $73 \text{ }^\circ\text{ОКВ}$ після відкриття впускного клапана ($\varphi_e = 484 \text{ }^\circ\text{ОКВ}$). Швидкість поширення звуку перед хвилею стиску – C_H , на гребені хвилі стиску

$$C_m = C_H \left(\frac{p_{Тm}}{p_H} \right)^{\frac{\kappa_T - 1}{2\kappa_T}}, \quad (8.32)$$

де $C_H \cong \sqrt{\kappa_T R_T T_H} \cong 553 \text{ м/с}$;

$\kappa_T \cong 1,33$ – показник адіабати відпрацьованих газів при $T_H \cong 800 \text{ К}$;

$R_T = 287 \text{ Дж/кг}$ – газова постійна продуктів згорання.

Швидкість потоку газів за гребенем хвилі стиску

$$W = \frac{2}{\kappa_T - 1} (C_m - C_H), \quad (8.33)$$

тобто різниця швидкості звуку на гребені хвилі і біля основи хвилі стиску

$$C_m - C_H = \frac{\kappa_T - 1}{2} W.$$

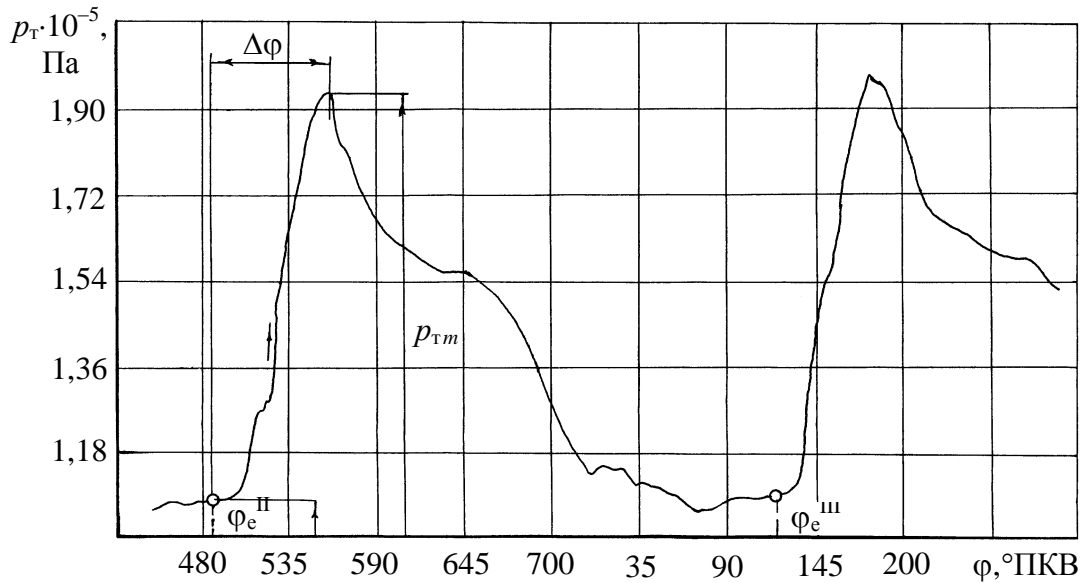


Рисунок 8.12 – Зміна тиску газів у випускному каналі 2 і 3-го циліндрів чотирициліндрового дизеля 4Ч12/14 ($n = 1800 \text{ хв}^{-1}$; φ_e^{II} , φ_e^{III} – кути випередження відкриття випускних клапанів другого та третього циліндрів)

Основа хвилі стиску переміщається відносно потоку газу в випускному каналі зі швидкістю C_n , гребінь хвилі стиску – зі швидкістю C_m . Відстань між основою хвилі і гребенем хвилі стиску

$$\Delta x = C_n \frac{\Delta \varphi}{6n}, \quad (8.34)$$

де $\Delta \varphi = 73 \text{ }^\circ\text{ОКВ}$ – кут оберту колінчатого вала від моменту початку відкриття випускного клапана до моменту досягнення у випускному каналі біля клапана максимального значення тиску.

Хвиля стиску перетвориться в ударну хвилю, коли гребінь хвилі стиску досягне основи хвилі стиску. Цьому моменту відповідає час від моменту початку відкриття випускного клапана

$$t = \frac{\Delta \varphi}{6n} + \frac{\Delta x}{C_m - C_n} = \frac{\Delta \varphi}{6n} + \frac{\Delta x}{C_n \left[\left(\frac{p_{tm}}{p_H} \right)^{\frac{\kappa_r - 1}{2\kappa_r}} - 1 \right]}. \quad (8.35)$$

За цей час основа хвилі стиску переміститься по випускному каналу на відстань

$$x = C_{\text{н}} t = C_{\text{н}} \left[\frac{\Delta\varphi}{6n} + \frac{\Delta\varphi/6n}{\left(\frac{p_{\text{Тm}}}{p_{\text{н}}} \right)^{\frac{\kappa_{\text{T}}-1}{2\kappa_{\text{T}}}} - 1} \right] = 553 \frac{73}{6 \cdot 1800} \left[1 + \frac{1}{\left(\frac{1,94}{1,1} \right)^{\frac{0,33}{2,66}} - 1} \right] \cong 55 \text{ м.}$$

Зі збільшенням відношення тиску на гребені хвилі стиску $p_{\text{Тm}}$ до тиску газів $p_{\text{н}}$ – біля основи хвилі стиску час переходу хвилі стиску в ударну хвилю буде скорочуватися. Наприклад, при відношенні $p_{\text{Тm}}/p_{\text{н}} = 4$ відстань від клапана до місця у каналі, що відповідає завершенню переходу хвилі стиску в ударну, x , буде дорівнювати 23,6 м.

Довжина випускних каналів реальних двигунів набагато менша, тобто процес розгону газу і у випускних каналах двигунів буде визначатися, як і у впускних каналах, хвилями стиску і розрідження, що переміщуються від випускного клапана до відкритого кінця каналу і навпаки.

§4. Процеси гальмування газу в газоповітряних каналах двигуна

Гальмування газу у випускному каналі двигуна починається з моменту початку зменшення витрати газу через впускні клапани або продувочні вікна. Внаслідок інерції потоку тиск біля клапана починає зростати і може досягати значень, значно перевищуючих тиск на вході в канал (p_0).

Найпростіший випадок гальмування потоку – миттєве закриття за-слінкою 2 труби 1 з постійною площею перерізу, по якій тече газ з постійною швидкістю W_1 при тиску p_1 і температурі T_1 (рис. 8.13). Ліворуч від за-слінки 2 буде поширюватися ударна хвиля (УХ) зі швидкістю $D-W_1$ (відносно стінок труби – нерухомої системи координат). Зміна швидкості газу в ударній хвилі дорівнює швидкості газу W_1 перед ударною хвилею (за ударною хвилею газ нерухомий).

Відношення тисків газу за ударною хвилею і поперед неї визначається з рівняння (8.2):

$$W_1^2 = (p_2 - p_1)(v_1 - v_2) = \frac{C_1^2}{\kappa} \left(\frac{p_2}{p_1} - 1 \right) \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{-\frac{1}{\kappa}} \right]. \quad (8.36)$$

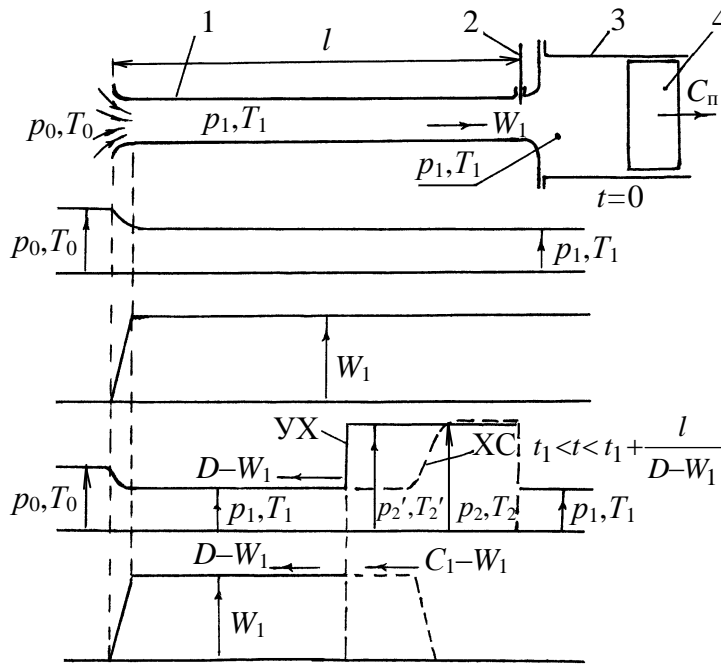


Рисунок 8.13 – Зміна параметрів газу при гальмуванні потоку у впускному каналі

іншому випадку гальмування потоку мало б місце і у хвилі розрідження, що поширюється від відкритого кінця труби. Тиск газу за хвилею стиску визначається за залежністю (8.29).

При початковій швидкості потоку газу, меншій від місцевої швидкості звуку, ступінь підвищення тиску в хвилі стиску і в ударній хвилі (УХ) різниться незначно (рис. 8.14). Початкова швидкість потоку газу в трубі W_1 приймалася з умови стаціонарного потоку газу при постійних параметрах газу на вході у трубу ($p_0 = 10^5$ Па, $T_0 = 288$ К). Зміна початкової швидкості потоку газу W_1 здійснювалася шляхом зміни тиску p_1 у надпоршневому об'ємі циліндра 3, в який відбувається втікання газу.

У випадку повільного закриття заслінки 2 утвориться хвиля стиску (ХС). Передній фронт хвилі стиску поширюється відносно газу перед хвилею зі швидкістю звуку C_1 , а відносно стінок труби – зі швидкістю $C_1 - W_1$. Зміна швидкості газу в хвилі стиску дорівнює швидкості газу W_1 перед хвилею стиску. При цьому приймаємо, що тривалість закриття заслінки менше часу проходження слабкого розриву (звуку) від заслінки до кінця труби і назад.

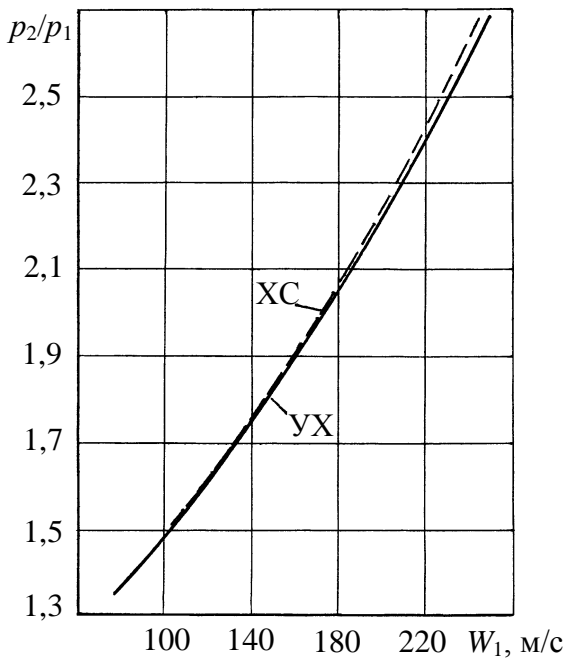


Рисунок 8.14 – Залежність ступеня підвищення тиску у хвилі стиску і в ударній хвилі при гальмуванні потоку від швидкості стаціонарного потоку газу

Процеси гальмування потоку газу у впускному каналі реального двигуна значно складніші. Має місце зміна площі прохідного перерізу каналу біля циліндра 3, яка залежить від висоти підйому клапана, можлива зміна площі поперечного перерізу каналу і по довжині каналу. Можуть значно впливати на процеси гальмування газу гідравлічні втрати в клапанах, в місцях зміни площі поперечного перерізу каналу, а також опір повітряного фільтра на вході в канал. Врахування цих факторів набагато ускладнює математичне моделювання процесів гальмування газу в каналах двигуна.

Гальмування потоку газу у впускному каналі двигуна внутріш-

нього згоряння починається з моменту зменшення площі прохідного перерізу випускних клапанів (вікон) або зниження тиску в циліндрі до значень, менших, ніж значення тиску в каналі.

Розрахункова схема випускного каналу (рис. 8.15) являє собою трубу 1 з постійною площею перерізу і з заслінкою 2 біля виходу з циліндра 3. Параметри газу на виході з циліндра – p , T . Зміна тиску газу в трубі визначається гідравлічними втратами на тертя потоку газу об стінки труби і втратами внутрішнього тертя. Упродовж труби тиск зменшується – від випускного клапана до відкритого кінця труби. При гладкій внутрішній поверхні труби і довжині труби 1–1,5 м ці втрати незначні. Гідравлічні втрати у випускних клапанах (вікнах) можуть бути враховані коефіцієнтами втрати. Тиск газу в надпоршневій порожнині підтримується переміщенням поршня 4 зі швидкістю $C_{\text{п}}$.

У розглянутий момент часу $t = t_1$ припускаємо, що потік газу в трубі стаціонарний. Швидкість потоку газу відповідає умовам стаціонарного потоку газу з параметрами газу в циліндрі p , T і у трубі – p_1 , T_1 :

$$W_1^2 = \phi_1^2 \frac{2}{\kappa_T - 1} (C^2 - C_1^2), \quad (8.37)$$

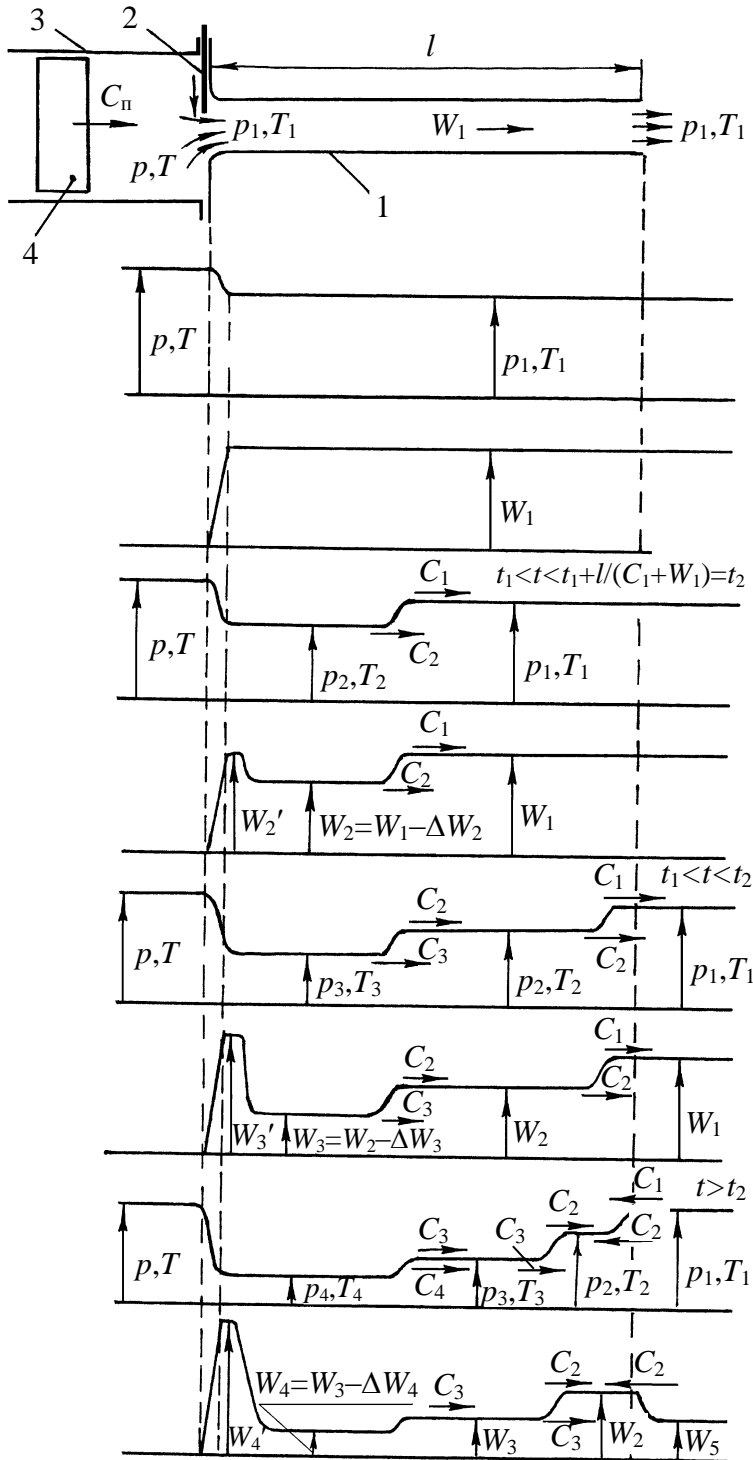


Рисунок 8.15 – Зміна параметрів газу при гальмуванні потоку у випускному каналі

де C, C_1 – швидкість поширення звуку в газі при умовах у циліндрі 3 (на вході в трубу) і в трубі 2 відповідно; ϕ_1 – швидкісний коефіцієнт, що відповідає умовам на вході в трубу в момент часу t_1 .

У момент часу $t_1 < t < t_2$, припускаємо, що відбувається зменшення площі прохідного перерізу випускних клапанів. Внаслідок того, що витрата газу через будь-який переріз праворуч від клапана більша, ніж через прохідний переріз клапана, потік газу буде прагнути відірватися від клапана. Біля клапана утвориться хвиля розрідження, що переміщається по потоку газу до відкритого кінця труби. У хвилі розрідження відбувається часткове гальмування потоку; вона переміщається у напрямку потоку газу зі швидкістю C_1 , а відносно нерухомої системи координат (стінок труби) – зі

швидкістю $C_1 + W_1$. За хвилею розрідження виникає зона постійного потоку газу з параметрами p_2, T_2 . Швидкість потоку газу в мінімальному перерізі клапана відповідає умові стаціонарного потоку газу при параметрах газу на вході в трубу p, T і в трубі, за хвилею розрідження, $-p_2, T_2$:

$$W_2'^2 = \varphi_2^2 \frac{2}{\kappa_T - 1} (C^2 - C_2^2), \quad (8.38)$$

де C_2 – швидкість звуку в газі при параметрах потоку за хвилею розрідження;

φ_2 – швидкісний коефіцієнт, що відповідає умовам на вході в трубу в момент часу t_2 .

Швидкість потоку газу за клапаном (за хвилею розрідження)

$$W_2 = W_1 - \Delta W_2 = W_1 - \frac{2}{\kappa_T - 1} (C_1 - C_2). \quad (8.39)$$

Нам невідомі 3 параметри потоку (C_2, W_2, W_2'), рівнянь у нас 2: (8.38) і (8.39). Третім рівнянням може бути рівняння нерозривності потоку:

$$\rho_2' \mu_v f_v W_2' = \rho_2 f W_2, \quad (8.40)$$

де ρ_2', ρ_2 – густина газу в мінімальному перерізі струменя за клапаном;

f_v, f – площа мінімального прохідного перерізу клапана і площа поперечного перерізу труби;

μ_v – коефіцієнт витрати випускних клапанів.

Розв'язуючи спільно рівняння (8.38), (8.39) і (8.40), знаходимо невідомі параметри потоку газу.

У наступний момент часу ($t < t_2$) знову відбувається зменшення площі прохідних перерізів випускного клапана. Біля клапана утвориться друга хвиля розрідження, тиск за якою дорівнює p_3 . Швидкість переднього фронту хвилі розрідження відносно газу перед хвилею дорівнює швидкості поширення звуку C_2 в газі за першою хвилею розрідження, а відносно стінок труби – $C_2 + W_2$. У другій хвилі розрідження відбувається подальше

зменшення швидкості потоку газу на величину ΔW_3 (друга хвиля розрідження також поширюється за течією). Швидкість потоку газу в мінімальному перерізі клапана W_3 за умови збереження параметрів газу в циліндрі тими ж, що і в попередньому розрахунковому інтервалі часу, буде вища, тому що $p_3 < p_2$. Порядок визначення параметрів потоку газу за другою хвилею розрідження той же, що і за першою хвилею розрідження. Потім утвориться наступна хвиля розрідження, тиск газу за якою p_4 .

З підходом хвилі розрідження до відкритого кінця труби ($t > t_2$) там утвориться хвиля стиску, що переміщається від відкритого кінця труби до клапанів зі швидкістю $C_2 - W_2$ відносно стінок труби (відносно нерухомої системи координат). Оскільки хвиля стиску переміщається проти течії газу, в хвилі стиску також відбувається гальмування потоку газу. Зменшення швидкості газу в хвилі стиску

$$\Delta W_5 = \frac{2}{\kappa - 1} (C_1 - C_2),$$

і швидкість потоку за хвилею стиску W_5 буде меншою, ніж W_2 :

$$W_5 = W_2 - \frac{2}{\kappa - 1} (C_1 - C_2).$$

Хвиля стиску і хвиля розрідження переміщаються назустріч одна одній відносно газу між ними зі швидкістю поширення звуку C_2 . Після накладення хвиль стиску і розрідження утвориться зона постійної течії і т.д.

Для оцінки зміни параметрів потоку газу в випускних клапанів (вікон) залежно від швидкості потоку газу в момент початку закриття випускних клапанів трохи спростимо розрахункову схему. Припустимо, що в момент початку гальмування параметри газу по довжині труби постійні ($p_1 = 1,05 \cdot 10^5$ Па, $T_1 = 773$ К, $\kappa_T = 1,34$), тривалість закриття випускних клапанів менша, ніж проміжок часу від початку гальмування потоку до підходу хвилі стиску до випускного клапану. Тоді зміна швидкості газу в хвилі розрідження, що утвориться біля випускного клапана, дорівнюватиме швидкості потоку газу в момент початку гальмування:

$$\Delta W = W_1 = \frac{2}{\kappa_T - 1} (C_1 - C_{3T}). \quad (8.41)$$

Швидкість звуку C_{3T} у газі з параметрами, що відповідають параметрам загальмованого потоку,

$$C_{3T} = C_1 - \frac{\kappa_T - 1}{2} W_1. \quad (8.42)$$

Тиск газу за випускними клапанами, що відповідає загальмованому потоку

$$p_{3T} = p_1 \left(C_{3T} / C_1 \right)^{\frac{2\kappa_T}{\kappa_T - 1}}. \quad (8.43)$$

З підвищенням швидкості потоку газу W_1 у момент початку гальмування тиск газу загальмованого потоку зменшується. Зменшується і швидкість поширення звуку C_{3T} у загальмованому потоці (8.16). При значеннях швидкості газового потоку на початку гальмування, що можуть мати місце у двигунах внутрішнього згорання, розрідження за випускними клапанами може досягати значних величин. Наприклад, при швидкості потоку на початку гальмування $W_1 = 150$ м/с і протитиску на випуску (тиску середовища, в яке відбувається випуск відпрацьованих газів) $p_{то} = 1,05 \cdot 10^5$ Па, розрідження біля випускного клапана досягає $0,329 \cdot 10^5$ Па (рис. 8.16).

Використання газодинамічних явищ у випускних каналах двигунів внутрішнього згорання може помітно зменшити роботу витискування продуктів згорання з циліндра.

Ми розглянули в основному фізику процесів у каналах, граничні

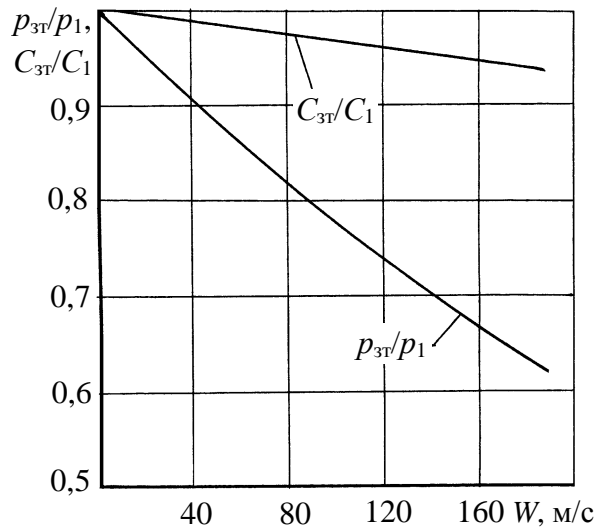


Рисунок 8.16 – Зміна ступеня розрідження і відношення C_{3T}/C_1 залежно від початкової швидкості гальмування потоку у випускному каналі

умови течії газу. Математичне моделювання газодинамічних процесів у каналах двигуна вимагає спільного розв'язання рівнянь, що визначають зміну параметрів у надпоршневій порожнині і в каналах. Математична модель у цьому випадку складна, громіздка і вимагає значних витрат часу і засобів на виконання розрахункових досліджень [9, 10].

§5. Вплив газодинамічних процесів у впускній і випускній системах на процеси газообміну в надпоршневій порожнині

У сучасних чотиритактних двигунах коефіцієнт наповнення залежно від режиму роботи і рівня оптимізації параметрів газоповітряних систем двигуна складає 0,75–0,95, середній тиск насосних втрат – $(0,25–1,0) \cdot 10^5$ Па. Істотно впливають на рівень показників газообміну в чотиритактних двигунах газодинамічні процеси у впускній і випускній системах двигуна [8].

Тиск газів у надпоршневій порожнині чотиритактного двигуна у момент початку відкриття випускного клапана при підвищених навантаженнях значно вищий тиску навколишнього середовища (0,5–0,7 МПа). Тому у випускному каналі з відкриттям випускного клапана формується хвиля стиску, основа якої переміщається від клапана до глушника зі швидкістю звуку (рис. 8.12). Швидкість потоку за хвилею стиску може досягати значної величини (за осцилограмою, поданою на рис. 8.12 – 245 м/с). За хвилею стиску формується хвиля розрідження, в якій відбувається гальмування потоку до значення швидкості, що відповідає витраті газу через випускний клапан (рис. 8.12).

Установка на випуску каналів з індивідуальним відведенням газу з циліндрів відповідної довжини і діаметра обумовлює помітне зниження тиску і в надпоршневій порожнині на ділянці випуску (рис. 8.17). При гальмуванні потоку газу в хвилі розрідження, що йде за хвилею стиску у випускному каналі, виникає значне зниження тиску, що визначає і тиск у надпоршневій порожнині. Максимальне розрідження у випускному каналі біля випускного клапана, а відповідно і у порожнині двигуна, буде мати місце у випадку, коли тривалість закриття випускного клапана буде мен-

шою, ніж проміжок часу від початку гальмування потоку у хвилі розрідження до моменту підходу до випускного клапана хвилі стиску, що утворилася на виході з випускного каналу (біля глушника шуму). У розглянутому випадку (рис. 8.17) довжина випускного каналу ($l = 1500$ мм) відпові-

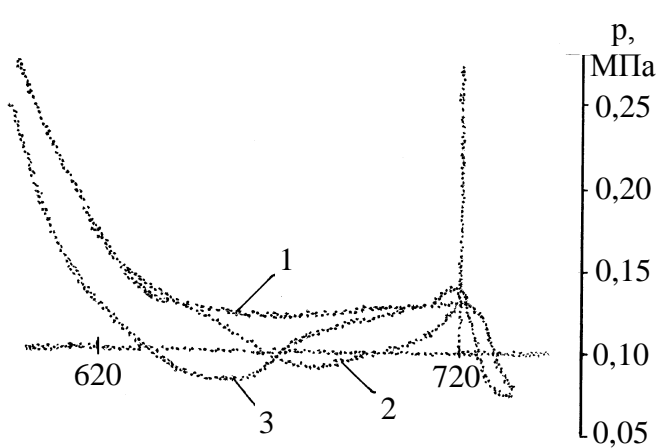


Рисунок 8.17 – Вплив випускної системи на зміну тиску в надпоршневій порожнині дизеля 4Ч12/14:

електропневматичний індикатор;

- 1 – система випуску з довжиною випускних каналів $l < 300$ мм, $n = 1700$ хв⁻¹;
- 2, 3 – випускні канали $l = 1500$ мм,
- 2 – $n = 1700$ хв⁻¹, 3 – $n = 1300$ хв⁻¹

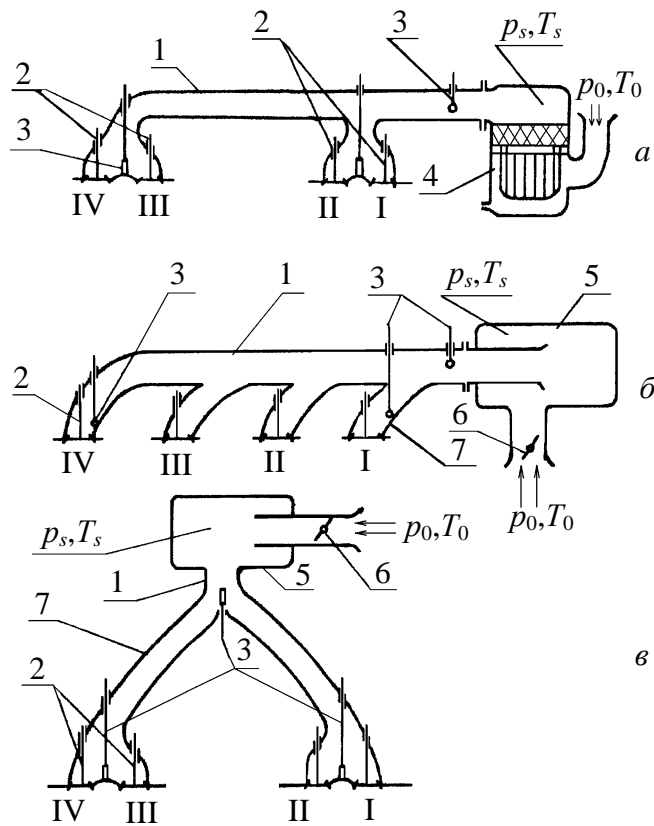
дала максимальному значенню розрідження у надпоршневій порожнині при частоті обертання колінчатого вала $n = 1300$ хв⁻¹. Зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала початок гальмування потоку у випускному каналі зміщується за кутом оберту кривошипа до ВМТ. Оскільки при цьому зменшується площа прохідного перерізу випускного клапана і потік газу через випускний клапан, розрідження в надпоршневій порожнині також зменшується.

Використання газодинамічних процесів у випускних каналах чотиритактного двигуна при відповідному виборі довжини і діаметра випускних каналів дозволяє зменшити витрати механічної роботи на очищення надпоршневої порожнини від продуктів згоряння. Вплив газодинамічних процесів у випускному каналі на коефіцієнт залишкових газів і коефіцієнт наповнення незначний.

У двотактних двигунах газодинамічні процеси у випускних каналах, особливо у швидкохідних двигунах з невисоким рівнем тиску наддуву, впливають на ступінь очищення надпоршневої порожнини від продуктів згоряння і на її заповнення свіжим зарядом, а відповідно і на потужність та економічність двигуна. Особлива увага вибору параметрів випускних каналів приділяється в двотактних двигунах з газотурбінним наддувом для підвищення ефективності використання енергії відпрацьованих газів, зменшення втрат свіжого заряду при продувці в якомога ширшому діапазоні навантажень і зміни частоти обертання колінчатого вала. Вплив газо-

динамічних процесів у впускних каналах на показники процесів газообміну двотактного двигуна значно менший, ніж газодинамічних процесів у випускних каналах. Основними параметрами впускного тракту щодо впливу на показники процесів газообміну у двотактному двигуні є площа прохідних перерізів продувочних вікон та моменти їхнього відкриття і закриття відносно моментів відкриття і закриття випускних вікон.

У чотиритактних двигунах значний вплив на показники процесів газообміну має не випускна система, а впускна. Запропоновано десятки схем підведення повітря (паливоповітряної суміші) до циліндрів двигуна



[8, 9, 10]. Розглянемо для прикладу вплив схеми впускної системи двигуна та довжини впускних каналів (рис. 8.18) на зміну коефіцієнта наповнення залежно від частоти обертання колінчатого вала дизеля 4Ч12/14 (рис. 8.19). Діаметр клапанів, каналів підведення повітря 7, профілі кулачків розподільного вала, фази газорозподілу зберігалися незмінними для кожного з варіантів схем впускного колектора. Опір повітряного фільтра на вході в колектор 1 імітувався порожниною 5, об'єм якої був рівним об'єму повітряного фільтра 4, і дросельною заслінкою 6 (рис. 8.18).

Рисунок 8.18 – Схеми впускних систем дизеля 4Ч12/14:

1 – впускний колектор; 2 – впускні клапани; 3 – тензодатчики тиску; 4 – повітряочишувач; 5, 6 – порожнина і повітряна заслінка, що імітують опір повітряного фільтра; 7 – впускний канал; I, II, III, IV – номери циліндрів;
 p_s, T_s – тиск і температура повітря на вході у колектор; p_0, T_0 – відповідно тиск і температура навколишнього середовища

Якщо маємо схему впускної системи, яка наведена на рис. 8.18 а, коефіцієнт наповнення зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала зростає до $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$

(рис. 8.19, *a*), що свідчить про завищене значення для даної схеми підведення повітря до впускних клапанів фази запізнювання закриття впускних клапанів ($\varphi_4 = 56^\circ \text{OKB}$). При переході до схеми колектора з підведенням повітря до кожного циліндра окремими каналами 7 довжиною $l \approx 300 \text{ мм}$ (рис. 8.18, *б*), коефіцієнт наповнення зі збільшенням частоти обертання зменшується. Збільшення довжини каналів підведення повітря до впускних клапанів до 700 мм (схема на рис. 8.18, *в*) не тільки змінює характер

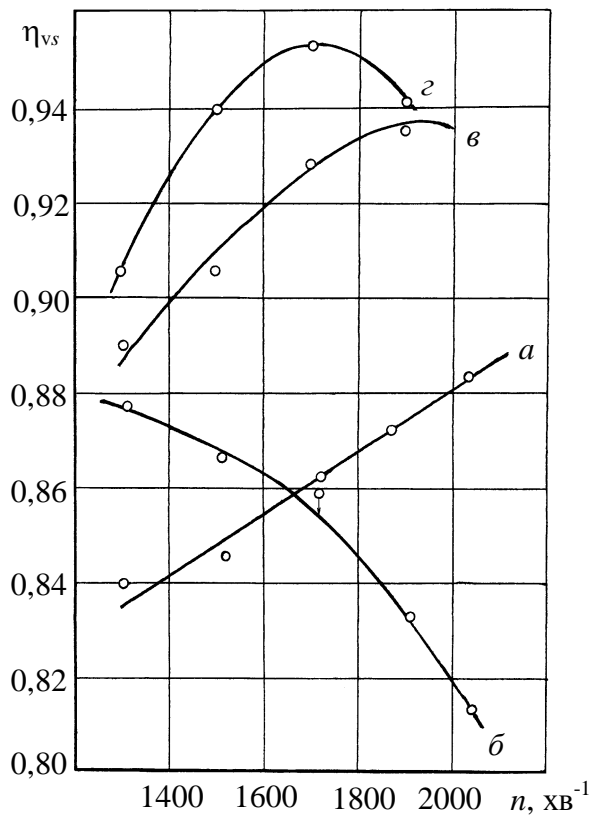


Рисунок 8.19 – Вплив впускної системи на коефіцієнт наповнення дизеля 4Ч 12/14

дення повітря до впускних клапанів (рис. 8.20).

Вплив схеми підведення повітря до впускних клапанів на зміну коефіцієнта наповнення залежно від частоти обертання колінчатого вала обумовлений зміною газодинамічних процесів у каналах 7 підведення повітря до впускних клапанів і у впускному колекторі 1 (рис. 8.20). При переході від схеми на рис. 8.18, *a* до схеми на рис. 8.18, *б* з короткими індивідуальними каналами 7 підведення повітря до впускних клапанів зріс взаємов-

зміни коефіцієнта наповнення від частоти обертання колінчатого вала (порівняно з варіантом на рис. 8.18, *б*), але й збільшує значення коефіцієнта наповнення в діапазоні зміни частоти обертання 1300–2000 хв^{-1} на 6–8 % порівняно з початковим варіантом (схема на рис. 8.18, *a*). Середній тиск насосних втрат при переході від впускної системи на рис. 8.18, *a* до варіанта схеми впускної системи на рис. 8.18, *в* збільшився в цьому діапазоні частот обертання колінчатого вала приблизно на $0,1 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Ця енергія пішла на збільшення кінетичної енергії потоку у впускних каналах 7 на тактах впуску, збільшення коливання тиску й швидкості потоку в каналах підведе-

плив газодинамічних процесів у каналах підведення повітря (рис. 8.20, б). При цьому помітно змістилося положення максимальних значень тиску повітря біля впускних клапанів по відношенню до моментів їхнього закриття, змінилася динаміка зміни тиску, зменшилася дозарядка циліндра зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала. У випадку схеми впускної системи на рис. 8.18, в (довжина впускних каналів $l = 700$ мм) розгін газу в каналі підведення повітря на такті впуску в другому циліндрі частково використовується для збільшення швидкості потоку в цьому ж каналі на такті впуску в першому циліндрі (порядок чергування тактів впуску – 1–3–4–2–1), що визначає збільшення тиску біля впускного клапана першого циліндра (крива 4 на рис. 8.20, в). Те ж явище має місце й в каналі підведення повітря до впускних клапанів третього і четвертого циліндрів (крива 5 на рис. 8.20, в). Скорочення довжини впускного колектора 1 зменшило також коливання тиску на вході у впускний канал, що також збільшило коефіцієнт наповнення.

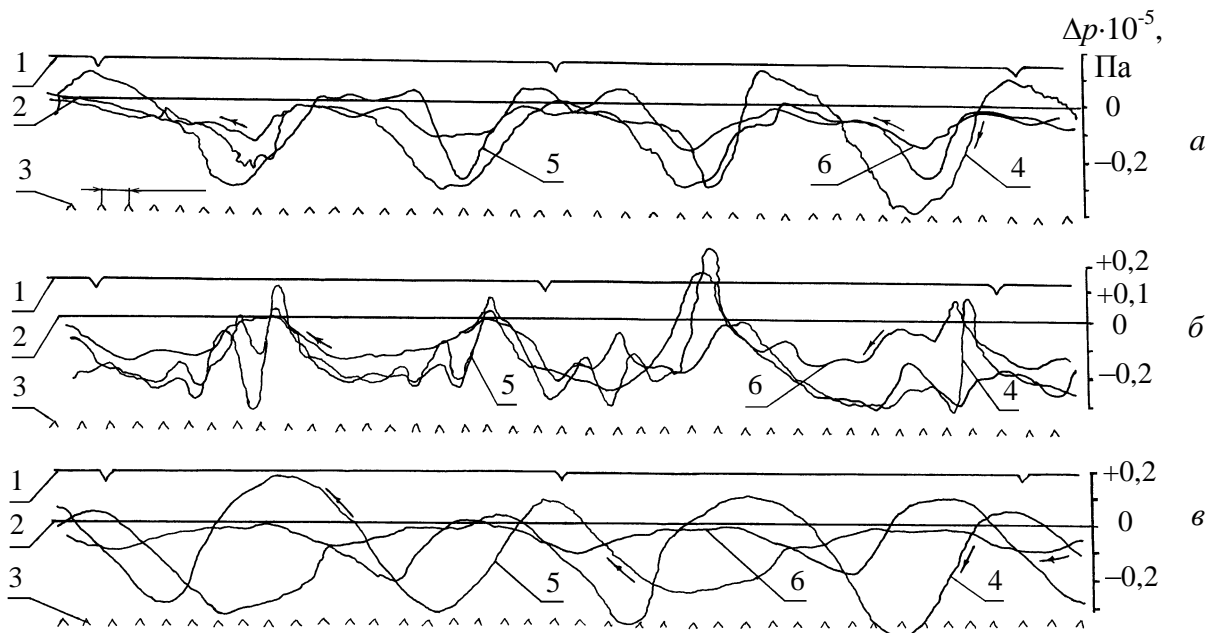


Рисунок 8.20 – Осцилограми зміни тиску повітря біля впускних клапанів і на вході у впускний колектор дизеля 4Ч12/14 ($n = 1700$ хв⁻¹):

- 1 – позначка ВМТ; 2 – атмосферна лінія; 3 – позначка часу;
- 4, 5, 6 – зміна тиску повітря біля впускних клапанів I-II, III-IV циліндрів і на вході у впускний колектор;
- a* – схема каналу на рис. 8.18, *a*;
- б* – схема каналу на рис. 8.18, *б*;
- в* – схема каналу на рис. 8.18, *в*;

Можливо також поліпшити наповнення надпоршневої порожнини в чотиритактному двигуні і при використанні індивідуальних каналів підведення повітря до впускних клапанів, якщо виключити взаємовплив газодинамічних процесів у каналах. Це досягається збільшенням діаметра (об'єму колектора 1 на рис. 8.18, б) або шляхом приєднання індивідуальних впускних каналів до повітряного фільтра збільшеного об'єму, підбором довжини каналів l_k . Причому, кожному значенню частоти обертання колінчатого вала буде відповідати довжина впускного каналу, при якій період вільних коливань стовпа повітря в каналах після закриття впускних клапанів буде приблизно дорівнювати напівперіоду вимушених коливань (тривалості такту впуску),

$$4l_k/C = 180/6n, \quad (8.44)$$

де $C \cong 340$ м/с – швидкість поширення звуку при умовах у впускному каналі.

Значення коефіцієнта наповнення при настроюванні впускної системи залежать також і від фази закриття впускних клапанів. Ряд фірм розробили і поставили на виробництво двигуни з іскровим запалюванням, в яких і довжина індивідуальних впускних каналів, і фази газорозподілу змінюються залежно від частоти обертання колінчатого вала, що значно ускладнило його конструкцію. Практично той же результат за характером зміни коефіцієнта наповнення і його значенням залежно від частоти обертання колінчатого вала досягається і при незмінному значенні довжин впускного каналу і незмінній фазі запізнювання закриття впускного каналу, якщо довжина впускного каналу відповідає оптимальній за коефіцієнтом наповнення для режиму максимального крутного моменту, а фаза запізнювання закриття впускного клапана – оптимальній при цій довжині на режимі максимальної потужності (крива z на рис. 8.19).

Контрольні запитання та завдання

1. Наведіть основні методи моделювання газодинамічних процесів у газоповітряних трактах двигунів.
2. Поясніть умови резонансу вільних коливань газу в газоповітряних каналах і вимушених.
3. Як відбувається перетворення хвиль стиску і розрідження біля відкритого та закритого кінців труби з постійною площею перерізу?
4. Поясніть взаємодію хвиль стиску і розрідження у трубі з постійною площею перерізу.
5. Поясніть процес розгону газу від стану спокою до значень швидкості сталого потоку при заданих значеннях перепаду тиску у трубі з постійною площею перерізу.
6. Як відбувається гальмування газу у трубі з постійною площею перерізу?
7. При яких умовах можливе утворення ударної хвилі у випускному каналі двигуна?
8. Визначити:
 - граничні умови течії газу на вході у впускний канал двигуна;
 - граничні умови течії газу через впускний клапан;
 - граничні умови течії газу через випускний клапан.
9. Як впливають параметри впускної системи на процеси газообміну у надпоршневій порожнині чотиритактного двигуна?
10. Пояснити вплив параметрів випускної системи на процеси газообміну в надпоршневій порожнині чотиритактного двигуна та двотактного двигуна.
11. Які можливі шляхи підвищення коефіцієнта наповнення швидкохідного чотиритактного двигуна?
12. Які можливі шляхи зниження насосних втрат у чотиритактному двигуні?

Список літератури до розділу 8

1. Симсон А.Э. Газотурбинный наддув дизелей. – М.: Машгиз, 1964. – 248 с.
2. Симсон А.Э. Исследования газотурбинного наддува тепловозных дизелей. – Автореф. докт. дисс. – Харьков: ХИИТ, 1970. – 33 с.
3. Глаголев Н.М. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания – М.-К.:Машгиз, 1950. – 481 с.
4. Зельдович Я.Б. Теория ударных волн и введение в газодинамику. – М.-Л.: Изд-во АН СССР, 1946. – 185 с.
5. Ландау Л.Л., Лифшиц Е.М. Механика сплошных сред. – М.: Изд-во технико-теоретической литературы, 1954. – 788 с.
6. Риман Б. Сочинения – М.-Л.: Изд-во технико-теоретической литературы, 1948.
7. Рождественский Б.Л., Яненко Н.Н. Системы квазилинейных уравнений и их приложения к газовой динамике. – М.: Наука, 1968. – 591 с.
8. Дьяченко В.Г. Газообмен в двигателях внутреннего сгорания. – Киев: УМК ВО, 1989. – 202 с.
9. Назаренко Д.А. Исследование процесса наполнения четырехтактного двигателя внутреннего сгорания с газодинамическим наддувом. – Автореф. канд. дисс. – Харьков: ХИИТ, 1977. – 24 с.
10. Вихерт М.М., Грудский Ю.Т. Конструирование впускных систем быстроходных дизелей. – М.: Машиностроение, 1982. – 150 с.

Розділ 9

ПРОЦЕС СТИСКУ

§ 1. Процеси, що відбуваються в надпоршневій порожнині при стиску робочого тіла

Дійсний процес стиску робочого тіла в надпоршневій порожнині починається після закриття органів газорозподілу (40–70 °ОКВ після НМТ залежно від особливостей конструкції двигуна і частоти обертання колінчатого вала) і продовжується до початку запалювання палива (3–7 °ОКВ до ВМТ у двигунах із запалюванням палива від стиску і 0–15 °ОКВ до ВМТ у двигунах з іскровим запалюванням). Необхідність попереднього стиску робочого тіла в дійсному циклі двигуна визначається наступними факторами:

- дійсний ступінь стиску у традиційних ДВЗ визначає ступінь розширення продуктів згоряння після ВМТ, від якого залежить ефективність перетворення теплоти згорівшого палива в механічну роботу;
- від дійсного ступеня стиску залежить також маса робочого тіла в надпоршневій порожнині, а відповідно і робота газів за цикл;
- наявність попереднього стиску при відповідній формі камери згоряння дозволяє створити в надпоршневій порожнині необхідну інтенсивність турбулізації робочого тіла, що визначає якість процесів сумішоутворення, ефективність згоряння палива;
- величина дійсного ступеня стиску визначає температуру заряду, а відповідно і надійність запалювання палива в двигунах із запалюванням палива від стиску.

Надійність запалювання палива в двигунах із запалюванням палива від стиску залежить не тільки від дійсного ступеня стиску, але і від величини робочого об'єму, частоти обертання колінчатого вала, типу, форми і співвідношення геометричних параметрів камери згоряння, типу системи охолодження, температури навколишнього середовища й інших факторів. У сучасних ДВЗ при умові надійного запалювання палива від стиску дійсний ступінь стиску складає 12–22.

У двигунах з іскровим запалюванням граничне значення дійсного ступеня стиску визначається, в основному, детонаційною стійкістю палива і складає 7–11 при октановому числі палива 76–98.

У надпоршневій порожнині ДВЗ при стиску відбувається зміна тиску і температури суміші газів як внаслідок зменшення об'єму надпоршневої порожнини, так і внаслідок теплообміну між сумішшю газів і стінками надпоршневої порожнини; надходження палива при вприскуванні, випаровуванні палива з поверхні плівки на стінках надпоршневої порожнини і з поверхні крапель палива; перемішування газів і пари палива (гомогенізація паливоповітряної суміші), витікання газів через поршневі кільця [1, 2, 3, 4]. Витікання робочого тіла через поршневі кільця протягом такту стиску в технічно справному двигуні не перевищує одного відсотка свіжого заряду. В експлуатації зі збільшенням зносу поршневих кілець, канавок поршневих кілець, гільзи циліндра витік робочого тіла зростає і при досягненні витоку, що перевищує 5 % від свіжого заряду надпоршневої порожнини, двигун підлягає ремонту.

Випаровування палива з поверхні крапель при його вприскуванні у надпоршневую порожнину або крапель, що надійшли в надпоршневую порожнину з потоком повітря через впускний клапан, випаровування палива з поверхні плівки палива на стінках надпоршневої порожнини має відносно незначний вплив на зміну тиску і температури робочого тіла в надпоршневій порожнині. При зовнішньому сумішоутворенні і коефіцієнті надлишку повітря $\alpha \cong 1,15$, повному випаровуванні циклової подачі палива зниження температури паливоповітряної суміші протягом тактів впуску і стиску не перевищує 20 К, а об'ємна частка пари палива в суміші – 1,5 % (табл. 3.1).

Більш помітний вплив на протікання процесу стиску має теплообмін між робочим тілом і стінками надпоршневої порожнини. На початку такту стиску температура робочого тіла звичайно нижча, ніж температура поверхні головки циліндра (200–350 °С), випускних клапанів (500–700 °С), днища поршня (240–340 °С), циліндра (100–300 °С). Тому тепло від стінок надпоршневої порожнини передається робочому тілу (ділянка $a-b$ на рис. 9.1). Кількість теплоти Q'_2 , що передається робочому тілу від стінок надпоршневої порожнини на цій ділянці, пропорційна площі під кривою $a-b$. Тиск суміші газів у надпоршневій порожнині на ділянці $a-b$ буде вищий, ніж у випадку адіабатичного стиску робочого тіла у надпоршневій

порожнині від точки a до точки c' (рис. 9.1). Якщо подати зміну параметрів робочого тіла на ділянці стиску політропою з перемінним показником політропи n (крива 2), то показник політропи стиску n на цій ділянці також буде вищий, ніж середнє значення показника адіабати стиску κ_c для інтервалу температури $T_a - T_{c'}$.

У точці b температура робочого тіла досягає значення, при якому теплові потоки будуть рівні. Підведення теплоти до робочого тіла від елементів поверхні стінок надпоршневої порожнини з температурою більш високою, ніж температура робочого тіла, буде дорівнювати значенню відведення теплоти від робочого тіла до елементів поверхні стінок надпоршневої порожнини з температурою більш низькою, ніж температура робочого тіла. Показник політропи у точці b буде дорівнювати показникові адіабати для температури робочого тіла в цій точці.

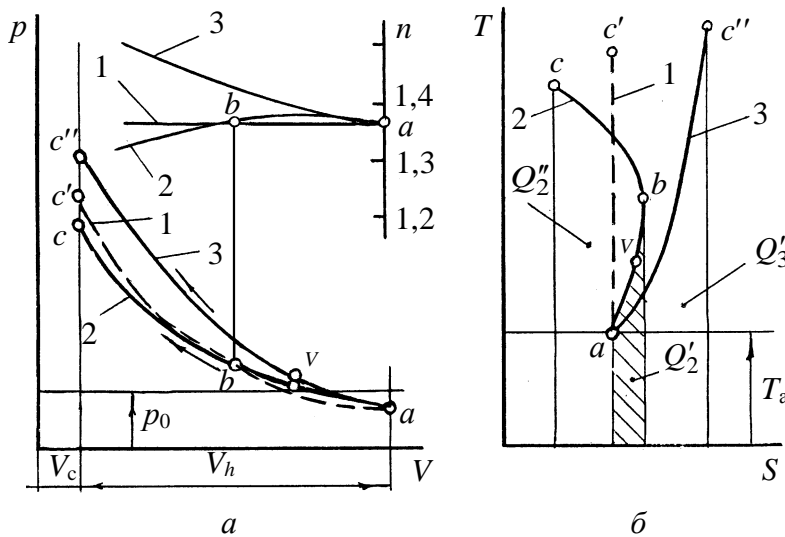


Рисунок 9.1 – Схеми діаграм процесу стиску в системі координат $p-V$ (а) і $T-S$ (б):

- 1 – адіабатичний процес стиску реального робочого тіла при середньому значенні показника адіабати стиску κ_c в інтервалі температури $T_a - T_{c'}$;
- 2 – політропічний процес стиску з віддачею теплоти Q_2' від поверхні стінок надпоршневої порожнини до робочого тіла на початку такту стиску, а потім з віддачею теплоти Q_2'' від робочого тіла до поверхні стінок;
- 3 – політропічний процес стиску з віддачею теплоти Q_3' від поверхні стінок надпоршневої порожнини до робочого тіла протягом всього такту стиску

Після точки b відведення теплоти від робочого тіла до поверхні стінок надпоршневої порожнини буде перевищувати підведення теплоти до робочого тіла від окремих елементів поверхні стінок з високою температурою. Показник політропи стиску буде меншим, ніж показник адіабати. Кількість теплоти Q_2'' , що втрачається в стінки надпоршневої порожнини на цій ділянці, пропорційна площі під кривою $b-c$ (рис. 9.1). Співвідношення між кількістю теплоти Q_2' , переданої від стінок надпоршневої

порожнини до робочого тіла, і кількістю теплоти Q_2'' , що втрачається від робочого тіла у стінки, залежить від діаметра циліндра, частоти обертання колінчатого вала, типу системи охолодження, температури навколишнього середовища, тиску наддуву, навантаження й інших факторів. Зі зменшенням діаметра циліндра та збільшенням частоти обертання колінчатого вала кількість теплоти Q_2'' , що передається від стінок надпоршневої порожнини до робочого тіла, буде збільшуватися.

У двигунах із зовнішнім сумішоутворенням при підвищених частотах обертання колінчатого вала і навантаженнях має місце тільки віддача теплоти Q_3' від стінок надпоршневої порожнини до робочого тіла протягом всього такту стиску (рис. 9.1). При цьому показник політропи збільшується.

Розглянемо як приклад особливості протікання процесу стиску робочого тіла в надпоршневій порожнині швидкохідного двигуна з зовнішнім сумішоутворенням з відносно невисоким геометричним ступенем стиску ($\varepsilon = 8,5$) за осцилограмами зміни тиску робочого тіла у надпоршневій порожнині для двох послідовних циклів: із запалюванням (*a*) і без запалювання (*б*) паливоповітряної суміші (рис. 9.2). Оскільки цикл без запалювання (*б*) паливоповітряної суміші слідував за циклом із запалюванням (*a*), тепловий режим у надпоршневій порожнині на ділянках стиску був практично ідентичний попередньому.

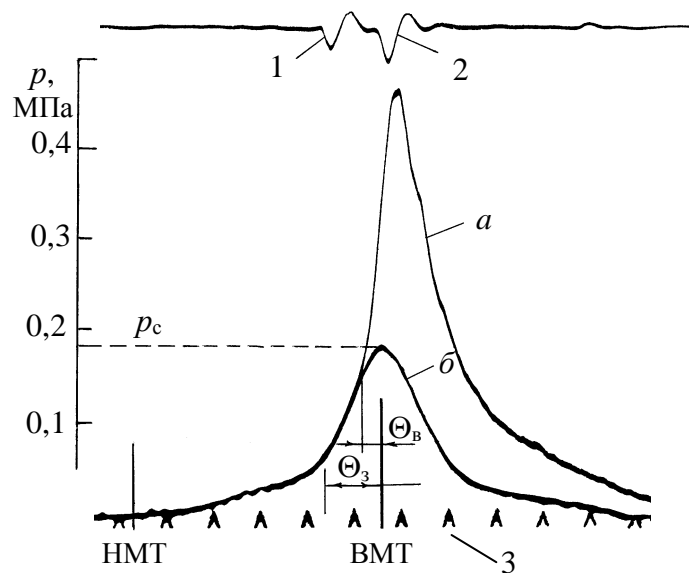


Рисунок 9.2 – Осцилограми зміни тиску в надпоршневій порожнині карбюраторного двигуна ВА3-2103 при повністю відкритій дросельній заслінці:

$$S/D = 80/76; \varepsilon = 8,5; n = 5600 \text{ об/хв};$$

$$p_e = 0,71 \text{ МПа}; \alpha = 0,92; \eta_v = 0,81;$$

1, 2 – позначки електричного розряду на електродах свічки запалювання і ВМТ;

a, б – зміни тиску в надпоршневій порожнині в двох послідовних циклах із запалюванням (*a*) і без запалювання (*б*) паливоповітряної суміші;

3 – позначка часу ($\Delta\tau = 1 \text{ мс}$)

Після НМТ тиск робочого тіла в надпоршневій порожнині плавно наростає і при виключеному запалюванні (β) досягає у ВМТ максимального значення (абсолютний тиск $p_c \approx 1,9$ МПа^{*}). Середнє значення показника політропи стиску робочого тіла n_c за умови, що значення тиску робочого тіла в НМТ ($p_a \approx 0,086$ МПа^{*}) і у ВМТ (p_c) в умовному політропічному процесі й у дійсному процесі однакові, приблизно дорівнює 1,44. Високе значення середнього показника політропи стиску на розглянутому режимі роботи двигуна ($n = 5600$ об/хв, $p_e = 0,71$ МПа) обумовлене підвищеним розрідженням у надпоршневій порожнині в НМТ (0,015 МПа^{*}), дозарядкою надпоршневої порожнини до моменту закриття впускного клапана ($\varphi_4 \cong 60$ °ОКВ після НМТ) та інтенсивним підігрівом паливоповітряної суміші від стінок надпоршневої порожнини. Даному режиму роботи двигуна на рис. 9.1 відповідають криві 3.

У двигунах з розділеною камерою згоряння (вихорокамерні і передкамерні дизелі) на такті стиску має місце перетікання робочого тіла з надпоршневої порожнини в додаткову камеру згоряння внаслідок перепаду тисків між надпоршневою порожниною і порожниною додаткової камери згоряння. Перепад тисків між надпоршневою порожниною і порожниною додаткової камери згоряння залежить від відношення площі поперечного перерізу з'єднуючого каналу до площі поршня ($f_{\text{кан}}/F_{\text{п}}$), відношення об'єму додаткової камери згоряння до сумарного об'єму надпоршневої порожнини і додаткової камери згоряння при положенні поршня у ВМТ ($V_{\text{к.с}}/V_{\text{с}}$), ступеня стиску, швидкісного режиму роботи двигуна, місцевих опорів і інших факторів. У передкамерних дизелях $f_{\text{кан}}/F_{\text{п}} < 0,01$, $V_{\text{к.с}}/V_{\text{с}} = 0,1-0,3$; у вихорокамерних – $f_{\text{кан}}/F_{\text{п}} = 0,01-0,03$, $V_{\text{к.с}}/V_{\text{с}} = 0,6-0,8$. Максимального значення перепад тиску між надпоршневою порожниною і порожниною додаткової камери згоряння, а відповідно і максимальна швидкість потоку в з'єднуючому каналі, досягає за 10–20 °ОКВ до ВМТ (рис. 9.3). При цьому максимальний тиск газів у камері згоряння зміщується за ВМТ. Зі зменшенням частоти обертання колінчатого вала максимальне значення тиску газів в надпоршневій порожнині і в камері згоряння буде зміщуватися до ВМТ. Гідравлічні втрати в з'єднуючому каналі на перетікання залеж-

* Тиск робочого тіла в надпоршневій порожнині визначався за індикаторними діаграмами, одержаними за допомогою електропневматичного індикатора з клапанним датчиком.

но від частоти обертання колінчатого вала (2000–5000 об/хв) змінюються у межах 0,01–0,03 МПа.

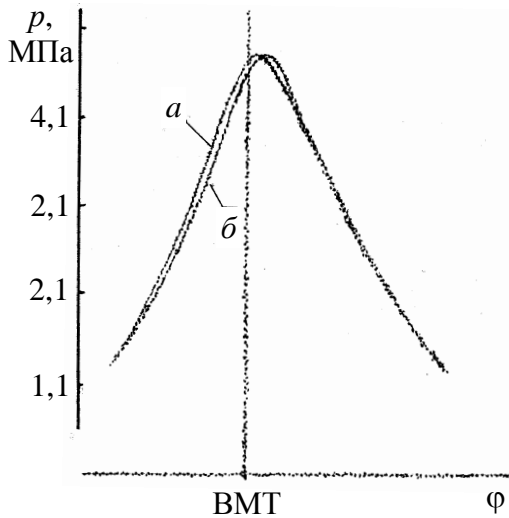
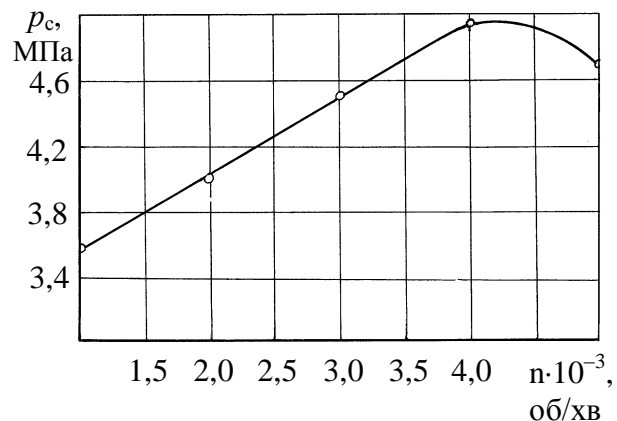


Рисунок 9.3 – Індикаторні діаграми стиску-розширення вихорокамерного дизеля ВАЗ-341 при $n = 5000$ об/хв:

$S/D = 80/76$; $\varepsilon = 23$; $f_{\text{кан}}/F_{\text{п}} = 0,012$;
 $V_{\text{к.с.}}/V_{\text{с}} = 0,7$; режим прокрутки;
 електропневматичний індикатор;
 а – тиск газів у надпоршневій порожнині;
 б – тиск газів у камері згоряння

Застосування додаткової камери згоряння збільшує площу поверхні стінок надпоршневого об'єму (при положенні поршня у ВМТ) в передкамерних дизелях на 10–15 %, у вихорокамерних – на 15–20 %. Відповідно зростають втрати теплоти від робочого тіла в стінки надпоршневої порожнини, знижується температура і тиск робочого тіла в кінці такту стиску (рис. 9.4). Подані на рис. 9.4 дані визначені за індикаторними діаграмами, одержаними за допомогою електропневматичного індикатора з клапанним датчиком при зміщенні процесу згоряння на такт розширення шляхом зменшення кута випередження впорскування палива. Похибка визначення тиску в надпоршневій порожнині при цьому не перевищувала 0,005 МПа.

Рисунок 9.4 – Зміна тиску кінця стиску в дизелі ВАЗ-341 залежно від частоти обертання колінчатого вала на режимах прокрутки



§2. Моделювання процесу стиску в ДВЗ із нерозділеними (напіврозділеними) камерами згоряння

Напіврозділені камери згоряння використовують для інтенсифікації процесів сумішоутворення і згоряння. Додаткову камеру згоряння при цьому розміщують у головці циліндра або в днищі поршня і її об'єм складає 40–80 % від сумарного об'єму V_c (об'єму додаткової камери згоряння і надпоршневого об'єму при положенні поршня в ВМТ). Площа поперечного перерізу каналу, що з'єднує додаткову камеру згоряння з надпоршневою порожниною, становить 30–70 % від площі поршня F_p . При цих співвідношеннях об'ємів ($V_{к.с}/V_c$), площі поперечного перерізу з'єднуючого каналу і площі поршня ($f_{кан}/F_p$) перепади тисків робочого тіла між надпоршневою порожниною і порожниною камери згоряння в кінці такту стиску відносно невеликі ($< 0,1$ МПа). Інтенсивність теплообміну (коефіцієнт тепловіддачі α_t або питомий тепловий потік q_Σ) при цьому помітно зростає внаслідок збільшення інтенсивності турбулізації робочого тіла тільки в кінці такту стиску (50–10 °ОКВ до ВМТ) [4]. Тому при моделюванні зміни тиску і температури робочого тіла на такті стиску як в ДВЗ з нерозділеною камерою згоряння, так і в ДВЗ з напіврозділеною камерою згоряння будемо виходити з рівноважного стану робочого тіла в надпоршневій порожнині [5].

Із системи рівнянь (4.17–4.19) щодо загального випадку масообміну і теплообміну для надпоршневої порожнини відповідно до процесів у надпоршневій порожнині на такті стиску зміна тиску у цій порожнині

$$dp = \frac{\kappa p}{V} \left[-\frac{1}{\rho} dM_{вт} + \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{(\pm dQ_t)}{p} - dV_p \right], \quad (9.1)$$

де $dM_{вт}$ – зменшення маси робочого тіла в надпоршневій порожнині, що обумовлено витіканням робочого тіла через клапани, поршневі кільця протягом розрахункового проміжку часу dt (в технічно справному двигуні ці втрати робочого тіла незначні);

κ – показник адіабати ($\kappa = c_p/c_v$) для реального робочого тіла при значенні температури на початку розрахункового проміжку часу;

dQ_T – втрати теплоти від поверхні стінок надпоршневої порожнини до робочого тіла або від робочого тіла в стінки надпоршневої порожнини протягом розрахункового проміжку часу;

dV_{Π} – зміна об'єму надпоршневої порожнини, що обумовлена переміщенням поршня протягом розрахункового проміжку часу.

Для значення розрахункового проміжку часу $\Delta\tau$ (значення кута оберту кривошипа $\Delta\phi = 1-5^\circ \text{OKB}$) тиск, температура робочого тіла, кількість теплоти, що передана від поверхні стінок до робочого тіла або від робочого тіла до поверхні стінок надпоршневої порожнини в кінці розрахункового проміжку часу:

$$p_{i+1} = p_i + \Delta p_i; \quad (9.2)$$

$$T_{i+1} = \frac{p_{i+1} V_{i+1}}{M_{i+1} R}; \quad (9.3)$$

$$Q_{T(i+1)} = Q_{Ti} \pm \Delta Q_{Ti}, \quad (9.4)$$

де p_i, p_{i+1} – значення тиску на початку і в кінці розрахункового проміжку часу; R – газова стала для 1 кг робочого тіла.

Відведення теплоти $\Delta Q_{T,i}$ від поверхні стінок надпоршневої порожнини до робочого тіла або відведення теплоти в стінки надпоршневої порожнини протягом розрахункового проміжку часу визначається за залежністю (4.36). Середні за цикл значення температури $T_{стj}$ і коефіцієнта тепловіддачі α_{Tj} для окремих елементів поверхні стінок надпоршневої порожнини приймаються за експериментальними даними або за емпіричними залежностями для подібних двигунів. Якщо не враховувати вплив витікання робочого тіла $dM_{вт}$ через нещільності клапанів і поршневих кілець, теплообмін між робочим тілом і поверхнями надпоршневої порожнини, то залежність (9.1) можна звести до рівняння адіабати в диференціальній формі з перемінним показником адіабати k . У двигунах з частотою обертання колінчатого вала понад 1000 об/хв параметри робочого тіла в кінці такту стиску можуть бути визначені з погрішністю, що не перевищує 1–5 %, при незмінному значенні показника адіабати, який відповідає середньому значенню температури робочого тіла в інтервалі зміни температури від почат-

ку стиску (від НМТ або моменту закриття органів газорозподілу – точка v на рис. 9.1) до кінця такту стиску без запалювання паливоповітряної суміші (точка c' на рис. 9.1):

$$p_{c'} = p_a \varepsilon^{\kappa_c} \quad (9.5)$$

або

$$p_{c'} = p_v \varepsilon_{\delta}^{\kappa'_c}; \quad (9.6)$$

$$T_{c'} = T_a \varepsilon^{\kappa_c - 1} \quad (9.7)$$

або

$$T_{c'} = T_v \varepsilon_{\delta}^{\kappa'_c - 1}, \quad (9.8)$$

де κ_c, κ'_c – середні значення показника адіабати стиску в інтервалі зміни температури $T_a - T_{c'}$ і $T_v - T_{c'}$.

Середнє значення показника адіабати стиску в інтервалі зміни температури робочого тіла $T_a - T_{c'}$ або $T - T_{c'}$ визначається методом послідовних наближень. Приймаємо в першому наближенні середнє значення показника адіабати стиску $\kappa_{c1} = 1,31 - 1,36$ і визначаємо температуру робочого тіла в кінці такту стиску

$$T_{c1} = T_a \varepsilon^{\kappa_{c1} - 1}.$$

Потім знаходимо середнє значення показника адіабати стиску в другому наближенні в інтервалі зміни температури $T_a - T_{c1}$:

$$\kappa_{c2} = 1 + \frac{8,314}{a + b \frac{t_a + t_{c1}}{2}}, \quad (9.9)$$

де a, b – постійні коефіцієнти в інтерполяційних залежностях молярної теплоємності від температури для визначеного складу робочого тіла в інтервалі значень температур $T_a - T_{c1}$.

Розрахунок продовжуємо до збігу одержаного середнього значення показника адіабати стиску з попереднім.

Більш точно значення параметрів робочого тіла в кінці такту стиску можуть бути визначені, якщо є експериментальні середні значення показника політропи стиску n_c для подібного двигуна і подібного режиму роботи (за частотою обертання колінчатого вала і навантаженням).

Принцип побудови алгоритму розрахунку процесу стиску приблизно той же, що й у раніш розглянутих випадках на ділянках газообміну. Оскільки протікання процесів у надпоршневій порожнині на ділянках стиску, згоряння-розширення безпосередньо не взаємозалежні з процесами газообміну, раціонально розглядати їх, починаючи з моменту закриття впускних клапанів або вікон і до моменту початку відкриття випускних клапанів або вікон з урахуванням особливостей протікання процесів згоряння-розширення.

Розглянемо алгоритм розрахунку процесів стиску, згоряння-розширення в розділі 11.

§3. Моделювання процесу стиску в ДВЗ з розділеними камерами згоряння

У ДВЗ з розділеними камерами згоряння і площею поперечного перерізу з'єднуючого каналу, що складає 1–3 % від площі поршня, в кінці такту стиску при підвищених частотах обертання колінчатого вала має місце значний перепад тиску між надпоршневою порожниною і порожниною додаткової камери згоряння (рис. 9.3). Тому на кожному розрахунковому кроці необхідно визначати зміну параметрів стану і кількість робочого тіла для кожної з порожнин окремо.

На початку першого розрахункового проміжку часу (в НМТ або в момент закриття органів газорозподілу – точка a або точка v на рис. 9.1) тиск робочого тіла у надпоршневій порожнині і порожнині додаткової камери згоряння практично однаковий, оскільки в НМТ масообмін між порожнинами буде незначним, але значення температури робочого тіла у цих порожнинах будуть істотно відрізнятися. Температура робочого тіла в порожнині камери згоряння T_{vk} буде приблизно дорівнювати температурі T_r залишкових газів ($T_{vk} \approx T_r$), а в надпоршневій порожнині температура робочого тіла T_{vh} буде визначатися співвідношенням маси свіжого заряду і

залишкових газів, підігрівом робочого тіла від стінок надпоршневої порожнини. У кожній з цих порожнин на початку кожного з розрахункових кроків робоче тіло знаходиться в рівноважному стані.

Зміна тиску протягом розрахункового проміжку часу в надпоршневій порожнині

$$dp_{\text{н}} = \frac{\kappa_{\text{н}} p_{\text{н}}}{V_{\text{н}}} \left[-\frac{1}{\rho_{\text{н}}} dM_{\text{н}} + \frac{\kappa_{\text{н}} - 1}{\kappa_{\text{н}}} \frac{(\pm dQ_{\text{тн}})}{p_{\text{н}}} - dV_{\text{п}} \right], \quad (9.10)$$

де $p_{\text{н}}$, $V_{\text{н}}$, $\rho_{\text{н}}$, $M_{\text{н}}$ – відповідно тиск, об'єм, густина і маса робочого тіла в надпоршневій порожнині на початку розрахункового кроку;

$\kappa_{\text{н}}$ – показник адиабати для робочого тіла в надпоршневій порожнині;

$dM_{\text{н}}$ – маса робочого тіла, що перетікає з надпоршневої порожнини в камеру згоряння протягом розрахункового проміжку часу;

$dQ_{\text{тн}}$ – кількість теплоти, що передається робочому тілу або віддається від робочого тіла протягом розрахункового проміжку часу в надпоршневій порожнині;

$dV_{\text{п}}$ – зміна об'єму надпоршневої порожнини протягом розрахункового проміжку часу, що обумовлена переміщенням поршня.

Маса робочого тіла, що перетікає з надпоршневої порожнини в додаткову камеру згоряння протягом розрахункового проміжку часу:

$$dM_{\text{н}} = \rho_{\text{н}} \left(\frac{p_{\text{к}}}{p_{\text{н}}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \mu_{\text{кан}} f_{\text{кан}} W_{\text{кан}} d\tau, \quad (9.11)$$

де $p_{\text{к}}$ – тиск робочого тіла в камері згоряння;

$\mu_{\text{кан}}$ – коефіцієнт витрати для з'єднуючого каналу ($\mu_{\text{к}} = 0,7 - 0,8$);

$f_{\text{кан}}$ – площа поперечного перерізу з'єднуючого каналу;

$W_{\text{кан}}$ – швидкість потоку в каналі.

Кількість теплоти, що передається робочому тілу або віддається робочим тілом в стінки надпоршневої порожнини, визначається за залежністю (4.36).

Для значення розрахункового проміжку часу $\Delta\tau_i$ тиск, температура і кількість робочого тіла в надпоршневій порожнині в кінці розрахункового проміжку часу:

$$p_{H(i+1)} = p_{Hi} + \Delta p_{Hi};$$

$$M_{H(i+1)} = M_{Hi} - \Delta M_{Hi};$$

$$T_{H(i+1)} = \frac{p_{H(i+1)} V_{H(i+1)}}{M_{H(i+1)} R}.$$

Кількість теплоти, що передається робочому тілу або віддається робочим тілом в стінки надпоршневої порожнини до кінця розрахункової ділянки:

$$Q_{TH(i+1)} = Q_{THi} + \Delta Q_{THi}.$$

Зміна тиску протягом нескінченно малого розрахункового проміжку часу в порожнині камери згоряння

$$dp_K = \frac{\kappa_K p_K}{V_K} \left[\frac{1}{\rho_K} dM_K + \frac{\kappa_K - 1}{\kappa_K} \frac{(\pm dQ_{TK})}{p_K} \right], \quad (9.12)$$

де p_K , V_K , ρ_K , M_K – тиск, об'єм, густина і маса робочого тіла в камері згоряння;

κ_K – показник адіабати для робочого тіла в камері згоряння;

dM_K – зміна маси робочого тіла в камері згоряння внаслідок перетікання робочого тіла з надпоршневої порожнини ($dM_K = dM_H$);

dQ_{TK} – кількість теплоти, що передається робочому тілу в камері згоряння протягом розрахункового проміжку часу від поверхні стінок камери згоряння або віддається робочим тілом стінкам камери згоряння (визначається за залежністю (4.36)).

При значенні розрахункового проміжку часу $\Delta\tau_i$ тиск, маса і температура робочого тіла, кількість теплоти, що передана від стінок до робочого тіла або навпаки в кінці розрахункового проміжку часу:

$$p_{к(i+1)} = p_{кi} + \Delta p_{кi};$$

$$M_{к(i+1)} = M_{кi} + \Delta M_{нi};$$

$$T_{к(i+1)} = \frac{p_{к(i+1)} V_{к(i+1)}}{M_{к(i+1)} R};$$

$$Q_{тк(i+1)} = Q_{ткi} + \Delta Q_{ткi}.$$

Втрати енергії, що обумовлені гідравлічними опорами в з'єднуючому каналі (перепадом тиску робочого тіла на з'єднуючому каналі), в кінці розрахункового проміжку часу

$$L_{к(i+1)} = L_{кi} + (p_{нi} - p_{кi}) \Delta V_{пi}. \quad (9.13)$$

Частина цієї енергії, що приходить на гідравлічні втрати в каналі, переходить в теплоту, а частина зберігається в формі кінетичної енергії руху робочого тіла в додатковій камері згоряння (вихорокамерні дизелі). Якщо в додатковій камері згоряння відбувається повне гальмування потоку робочого тіла, що перетікає в додаткову камеру згоряння (передкамерні дизелі), тоді і ця частина енергії переходить в теплоту, що обумовлює додаткове підвищення температури робочого тіла в додатковій камері згоряння.

Кінетична енергія робочого тіла, що надійшло в додаткову камеру згоряння, в кінці розрахункового проміжку часу

$$E_{к(i+1)} = E_{кi} + \Delta M_{нi} \frac{W_{канi}^2}{2}, \quad (9.14)$$

де $W_{канi}$ – швидкість робочого тіла в з'єднуючому каналі на розрахунковій ділянці.

У вихорокамерних дизелях кінетична енергія потоку газу, що втікає в додаткову камеру згоряння, визначає інтенсивність процесу сумішоутворення і згоряння, в передкамерних же дизелях вона переходить, в основному, в теплоту.

Потім переходимо до наступного розрахункового кроку. В кінці процесу стиску перепад тиску робочого тіла на з'єднуючому каналі буде зменшуватися і в ВМТ тиск у додатковій камері згоряння буде приблизно рівним тискові робочого тіла в надпоршневій порожнині, але температура робочого тіла в додатковій камері згоряння буде значно вищою, ніж у надпоршневій порожнині.

Втрати енергії на перетікання робочого тіла в з'єднуючому каналі визначають збільшення механічних втрат двигуна. Чим більшими будуть у двигуні відношення V_k/V_c , частота обертання колінчатого вала і меншим відношення $f_{кан}/F_{п}$, тим більшими будуть втрати енергії на перетікання робочого тіла в з'єднуючому каналі.

Контрольні запитання та завдання

1. Навести фактори, що визначають необхідність попереднього стиску робочого тіла.
2. В яких межах змінюється ступінь стиску в двигунах з іскровим запалюванням, температура і тиск робочого тіла в кінці такту стиску?
3. В яких межах змінюється ступінь стиску в двигунах із самозайманням палива від стиску, температура і тиск робочого тіла в кінці такту стиску?
4. Пояснити особливості теплообміну в надпоршневій порожнині при стиску робочого тіла.
5. Пояснити відмінність середнього значення показника адіабати на ділянці стиску від дійсного.
6. Пояснити відмінність середнього значення показника політропи на ділянці стиску від дійсного.
7. Пояснити особливості протікання процесу стиску в двигунах з розділеними камерами згоряння.
8. Які фактори впливають на параметри робочого тіла в кінці такту стиску в ДВЗ з нерозділеною камерою згоряння?
9. Які фактори впливають на параметри робочого тіла в кінці такту стиску в ДВЗ з розділеною камерою згоряння?
10. Навести послідовність розрахунку процесу стиску в ДВЗ з нерозділеною камерою згоряння.

11. Навести послідовність розрахунку процесу стиску в ДВЗ з розділеною камерою згоряння.

12. Що обумовлює втрати енергії на перетікання робочого тіла з надпоршневої порожнини в додаткову камеру згоряння?

13. Розв'язати наступні задачі:

Задача 1. Визначити зміну параметрів робочого тіла в кінці такту стиску й показник адіабати стиску без урахування теплообміну в двигунах з іскровим запалюванням ($S/D = 80/90$, температура і тиск робочого тіла в НМТ: $T_a = 350$ К; $p_a = 0,1$ МПа) при збільшенні ступеня стиску з 7 до 10. Залежність молярної теплоємності робочого тіла від температури прийнята такою ж, як і для повітря ($\mu c_v|_{t_a}^{t_c} = 20,58 + 5,4 \cdot 10^{-3} t$, кДж/(кмоль·К)).

Задача 2. Визначити зміну параметрів робочого тіла в кінці такту стиску і роботу стиску без урахування теплообміну у швидкохідному дизелі ($S/D = 100/120$, температура і тиск робочого тіла в НМТ: $T_a = 350$ К; $p_a = 0,1$ МПа) при збільшенні ступеня стиску з 12 до 23. Залежність молярної теплоємності робочого тіла від температури прийнята такою ж, як і для повітря (див. умови задачі 1).

Задача 3. Оцінити вплив теплообміну на значення параметрів робочого тіла в кінці такту стиску в двигуні з іскровим запалюванням при умовах задачі 1, прийнявши значення коефіцієнта тепловіддачі за середнім значенням параметрів робочого тіла на такті стиску для $n = 1000$ і 5000 об/хв; $\varepsilon = 7$ і 11 . Середнє значення температури поверхні стінок надпоршневої порожнини прийняти рівним 300 °С. Визначити за цих умов середнє значення показника політропи стиску.

Задача 4. Оцінити вплив теплообміну на значення параметрів робочого тіла в кінці такту стиску в дизелі при умовах задачі 2, прийнявши значення коефіцієнта тепловіддачі за середнім значенням параметрів робочого тіла на такті стиску для $n = 3000$ об/хв; $\varepsilon = 12$ і 23 . Середнє значення температури поверхні стінок надпоршневої порожнини прийняти рівним 300 °С. Визначити за цих умов середнє значення показника політропи стиску.

Список літератури до розділу 9

1. Глаголев Н.М. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания. – М.-К.: Машгиз, 1950. – 476 с.
2. Брилинг Н.Р., Вихерт Н.М., Гутерман И.И. Быстроходные дизели. – М.: Машгиз, 1951. – 517 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин, М.Г. Круглов и др. Под ред. А.С. Орлина и М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 375 с.
4. Чернышов Г.Д., Хачиян А.С., Пикус В.И. Рабочий процесс и теплонапряженность автомобильных дизелей. – М.: Машиностроение, 1986. – 216 с.
5. Дьяченко В.Г. Основы теории рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания. – Киев: УМК ВО, 1988. – 94 с.

Розділ 10

ПРОЦЕСИ СУМІШОУТВОРЕННЯ, ЗГОРЯННЯ І РОЗШИРЕННЯ В ДВИГУНАХ З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ

§ 1. Процеси сумішоутворення

У двигунах з іскровим запалюванням використовуються системи живлення із зовнішнім сумішоутворенням (паливоповітряна суміш утворюється поза циліндром двигуна) і системи живлення з внутрішнім сумішоутворенням (паливоповітряна суміш утворюється безпосередньо в надпоршневій порожнині). Системи живлення з *зовнішнім сумішоутворенням* підрозділяються на карбюраторні, з моновприскуванням (електронним карбюратором) і роздільним вприскуванням на впускні клапани. Системи живлення з *внутрішнім сумішоутворенням* підрозділяються на механічні системи вприскування (вприскування палива здійснюється за допомогою механічного паливного насоса високого тиску і закритої клапанної форсунки); пневмомеханічні системи вприскування низького тиску з розпилом палива стисненим повітрям; акумуляторні системи вприскування (тиск палива в акумуляторі підтримується постійним за допомогою механічного паливного насоса високого тиску), в яких початок підйому клапана форсунки і його тривалість залежать від частоти обертання колінчатого вала і навантаження.

Із систем живлення з зовнішнім сумішоутворенням розглянемо для прикладу особливості процесів сумішоутворення в двигуні з найпростішим карбюратором (рис. 10.1). На такті впуску потік повітря в дифузорі 1 карбюратора створює підвищене розрідження внаслідок збільшення швидкості потоку. В зону прохідного перерізу дифузора з мінімальною площею виведено канал 2 підведення палива з поплавкової камери 3, в якій підтри-

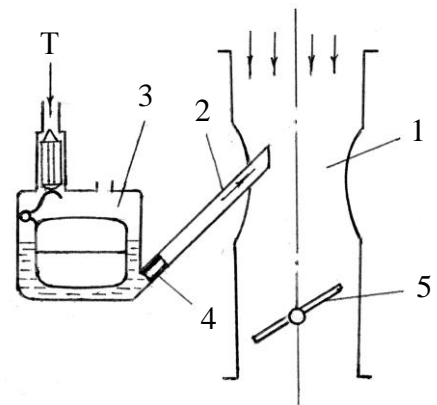


Рисунок 10.1 – Схема найпростішого карбюратора:

1 – дифузори; 2 – канал підведення палива до дифузора; 3 – поплавкова камера; 4 – жиклер; 5 – дросельна заслінка

мується постійний рівень палива. Тиск повітря над паливом у поплавковій камері приблизно той же, що і тиск повітря на вході в карбюратор. Під впливом перепаду тиску між порожниною над паливом у поплавковій камері і в прохідному перерізі дифузора з мінімальною площею паливо по каналу 2 надходить у потік повітря, швидкість якого залежно від режиму роботи двигуна складає 30–200 м/с.

Витрата палива через канал 2 при цьому залежить від перепаду тиску на каналі 2 і площі прохідного перерізу жиклера 4. Швидкість палива на виході з каналу 2 не перевищує 5–6 м/с [1]. Розпад струменя палива на виході з каналу 2 починається вже при різниці швидкостей палива і повітря 4–6 м/с, а при різниці швидкостей понад 30 м/с відбувається повний розпил палива. Якість розпилу палива характеризується середнім діаметром крапель палива. При витратах повітря через дифузор, близьких до максимальних, середній діаметр крапель палива складає 20–50 мкм [1]. Подальше поліпшення розпилу палива шляхом збільшення швидкості потоку через дифузор збільшує гідравлічні втрати на впуску, знижує коефіцієнт наповнення при незначному поліпшенні якості паливоповітряної суміші, ефективності її згоряння.

Інтенсивність випаровування краплі палива в потоці повітря залежить від температури повітря, парціального тиску пари палива в потоці повітря, швидкості повітря відносно краплі. Найбільш інтенсивне випаровування палива відбувається в дифузорі. Спочатку випаровуються більш легкі фракції і більш дрібні краплі. Більш великі краплі палива, рухаючись по впускному трубопроводу, частково осідають на його стінках і вже у вигляді плівки переміщуються до впускного клапана. Нерівномірність розподілу по циліндрах крапель палива, плівки палива на стінках трубопроводів визначається конструкцією впускної системи і може досягати 10–20 % (залежно від складу суміші). Найбільш інтенсивне перемішування пари палива і повітря має місце в прохідному перерізі впускного клапана, де швидкість потоку максимальна.

Частина крапель палива, потрапляючи в надпоршневу порожнину, частково осідає на поверхні стінок надпоршневої порожнини. Краплі палива та паливна плівка на поверхні стінок надпоршневої порожнини, що не випарувалися до початку згоряння паливоповітряної суміші, утворюють нагар внаслідок термічного крекінгу молекул вуглеводнів, тобто утворення

вільного вуглецю. Для інтенсифікації процесу випаровування палива у впускній системі, зниження нерівномірності складу суміші по циліндрах використовують підігрів впускного трубопроводу рідиною із системи охолодження або від впускного колектора, який розташовують нижче впускного.

Зниження температури свіжого заряду, що надійшов у надпоршневу порожнину внаслідок випаровування вуглеводнів палива, без урахування втрат теплоти на підігрів вуглеводнів до температури кипіння

$$\Delta t_{\text{вип}} = \frac{r_{\text{вип}}}{c_p \alpha M_0}, \quad (10.1)$$

де $r_{\text{вип}}$ – прихована теплота пароутворення палива.

Прихована теплота пароутворення бензину залежно від складу вуглеводнів становить 300–340 кДж/кг, етилового спирту 905 кДж/кг, метилового спирту 1170 кДж/кг. Відповідно зниження температури повітря в суміші при стехіометричному складі паливоповітряної суміші і повному випаровуванні палива тільки за рахунок теплоти повітря приблизно становить: для бензину 20 °С; для етилового спирту 74 °С; для метилового спирту 122 °С. З урахуванням втрат теплоти повітря на підігрів вуглеводнів палива до температури кипіння зниження температури паливоповітряної суміші буде помітно більшим. Таким чином, при використанні як моторного палива етилового або метилового спирту для повного їхнього випаровування у впускній системі необхідно інтенсивно підігріти впускні трубопроводи, карбюратор. Без інтенсивного підігріву карбюратора, впускних трубопроводів буде відбуватися їхнє обмерзання навіть при плюсовій температурі навколишнього середовища.

Найважливішою характеристикою карбюратора є *склад* паливоповітряної суміші за змішувальною камерою (співвідношення маси повітря і палива в суміші), що характеризується коефіцієнтом надлишку повітря α . У випадку найпростішого карбюратора (рис. 10.1) зміна складу паливоповітряної суміші залежно від витрати повітря $G_{\text{п}}$ не відповідає оптимальній характеристиці карбюратора (рис. 10.2, крива 2). На основних експлуатаційних режимах роботи двигуна, що відповідають діапазонаві зміни витрати повітря 0,15–0,90 від максимального економічна робота дви-

гуна можлива тільки при надлишку повітря, тобто при значеннях коефіцієнта надлишку повітря α , більших одиниці. На режимах зовнішньої швидкісної характеристики для досягнення максимальних значень крутного моменту коефіцієнт надлишку повітря повинен бути рівним 0,85–0,90.

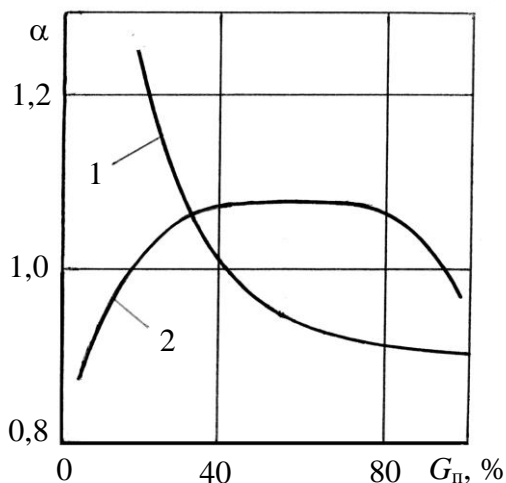


Рисунок 10.2 – Зміна складу паливоповітряної суміші залежно від витрати повітря (ступеня відкриття дросельної заслінки):

- 1 – елементарний карбюратор;
- 2 – оптимальна залежність

При прикритті дросельної заслінки 5 (рис. 10.1) і зниженні витрати повітря до значень, менших 0,1 від максимального (режими холостого ходу і малі навантаження), у паливоповітряній суміші в надпоршневій порожнині зростає кількість залишкових газів (на режимах холостого ходу до значень $\gamma = 0,80$), погіршуються умови запалювання і згоряння паливоповітряної суміші. Для виключення пропусків запалювання паливоповітряної суміші коефіцієнт надлишку повітря повинен бути меншим 1 (0,7–0,9).

У сучасних карбюраторах оптимальний склад суміші в полі експлуатаційних режимів роботи двигуна досягається

шляхом використання в карбюраторі крім головної дозуючої системи допоміжних систем, кожна з яких забезпечує необхідний склад паливоповітряної суміші на визначених експлуатаційних режимах роботи двигуна: система холостого ходу – для режимів холостого ходу і малих навантажень; насос-прискорювач – для режимів розгону двигуна; система економайзера (еконостата) – для підвищених навантажень; система відключення подачі палива – для режимів примусового холостого ходу.

Традиційні карбюраторні системи живлення відрізняються відносною простотою конструкції, надійністю роботи. Однак їх застосування буде неухильно звужуватися, тому що вони не можуть забезпечити склад паливоповітряної суміші, необхідний для ефективної роботи каталітичної системи нейтралізації шкідливих речовин у відпрацьованих газах сучасних двигунів з іскровим запалюванням. Оптимальний склад згоряння паливоповітряної суміші по ефективності роботи каталітичного нейтралізатора відпрацьованих газів ($\alpha = 0,995–1,005$) у двигунах з іскровим запалюванням можливо забезпечити тільки при використанні електронних систем

вприскування (моновприскування, роздільне вприскування) з електронною системою керування подачею палива по витраті повітря через двигун і зворотним зв'язком за допомогою датчика кисню в системі випуску двигуна. Вартість подібної системи живлення і системи нейтралізації шкідливих речовин, що викидаються в атмосферу з відпрацьованими газами, порівняна з вартістю двигуна.

Процеси формування паливоповітряної суміші на вході в надпоршневу порожнину двигуна з електронними системами вприскування палива на впуску практично ті ж, що й у двигуна з традиційним карбюратором. Тиск палива перед форсункою, створюваний механічним паливним насосом з електроприводом, який встановлюють в паливному баці, становить 0,35–0,70 МПа. Середній діаметр крапель палива в факелі на виході з форсунки, як при безперервному, так і при циклічному вприскуванні, не перевищує 100 мкм [2].

Все ширше використовується в сучасних двигунах з іскровим запалюванням безпосереднє вприскування палива (внутрішнє сумішоутворення). Особливості конструкції системи безпосереднього вприскування палива, характеристики вприскування (ступінь дисперсності розпилювання, форма і далекобійність факела розпилювання і т.ін.) залежать від особливостей організації процесів сумішоутворення і згоряння.

У двотактних двигунах з кривошипно-камерною продувкою, іскровим запалюванням і безпосереднім вприскуванням палива фірми Orbital Engine [3] використовується об'ємне сумішоутворення практично без розшарування паливоповітряної суміші. Високий ступінь дисперсності розпилю палива (середній діаметр краплі не перевищує 40 мкм) і куляста форма факелу палива, що відповідає формі камери згоряння в головці циліндра, досягаються використанням стиснутого повітря для розпилю палива. Тиск палива, що подається механічним паливним насосом з електроприводом у змішувальну камеру пневматичної форсунки (рис. 1.16), становить 0,55 МПа, а тиск повітря, що подається до форсунки поршневым компресором з приводом від колінчатого вала, 0,6 МПа. Зміна величини циклової подачі палива, моментів початку подачі палива і повітря в змішувальну камеру пневматичної форсунки, моменту початку подачі паливоповітряної суміші пневматичною форсункою в камеру згоряння здійснюється електронною системою керування. Завдяки високій ефективності процесу сумішоутворення, а відповідно і процесу згоряння, в цьому двигуні досягнуті

гранично низькі викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами і експлуатаційні витрати палива на рівні вихорокамерних дизелів (на 15–25 % нижче, ніж у кращих чотиритактних двигунах з іскровим запалюванням).

Настільки ж висока ефективність процесів сумішоутворення за дисперсністю розпилу палива, формою і далекобійністю факела розпилювання палива досягається і при використанні акумуляторної системи вприскування палива високого тиску, розробленої професором М.Г. Сандомирським [4]. Тиск палива в акумуляторі ($p > 10$ МПа) підтримується паливним насосом з манжетним ущільненням плунжера і електроприводом. Керування моментом і тривалістю підйому клапана форсунки, що визначає циклову подачу палива, здійснюється електронною системою шляхом подачі електричного імпульсу безпосередньо на електромагніт переміщення клапана форсунки. Цим досягається висока швидкість відкриття клапана, висока дисперсність розпилу палива. Електронна система керування дозволяє в широких межах змінювати тривалість електричного імпульсу, що подається на електромагніт привода клапана форсунки, а відповідно і величину циклової подачі ($V_{\text{ц}} = 3 - 100$ мг/цикл). При такому широкому діапазоні зміни циклової подачі палива можливе використання системи вприскування в двигунах з робочим об'ємом одного циліндра від 200 до 1000 см³ і частотою робочих циклів до 10^4 хв⁻¹.

Механічні системи безпосереднього вприскування палива в камеру згорання з клапанними форсунками і тиском на початку вприскування 2–6 МПа також забезпечують високу дисперсність розпилу палива при такій же високій частоті вприскувань. Наприклад, паливні насоси високого тиску з манжетним ущільненням плунжера, що розроблені Центральним науково-дослідним інститутом паливної апаратури (м. Санкт-Петербург) і ДП ФЕД (м. Харків) [5], з клапанними форсунками, забезпечують високу дисперсність розпилу при максимальному тиску палива перед форсункою не вище 15 МПа. Вони надійно працюють на малов'язких моторних паливах (бензин, спирт і т.п.). При тиску на початку підйому клапана форсунки 5 МПа, циклової подачі палива $V_{\text{ц}}$ до 10 мм³/цикл і частоті вприскувань до 400 хв⁻¹ тільки окремі краплі досягають розмірів 100–150 мкм (рис. 10.3, а). Зі збільшенням частоти вприскувань до 1000 хв⁻¹ і циклової подачі палива до 25 мм³/цикл максимальний діаметр слідів краплі на шарі

окси́ду магне́їю, нанесено́го на шар кіптяви на склі, не перевищує 40 мкм (рис. 10.3, б) [6].

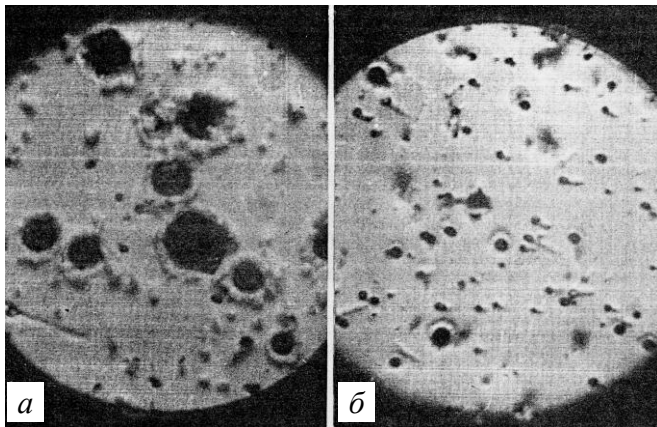


Рисунок 10.3 – Фотографії слідів крапель на шарі оксиду магнезії, нанесеного на шар кіптяви (діаметр ділянки поверхні, на котру здійснювалося вприскування – 5 мм):

$$a - n_{\text{впр}} = 400 \text{ хв}^{-1}; V_{\text{ц}} = 8 \text{ мм}^3/\text{цикл};$$

$$б - n_{\text{впр}} = 1000 \text{ хв}^{-1}; V_{\text{ц}} = 25 \text{ мм}^3/\text{цикл}$$

потік паливоповітряної суміші, спрямований в бік електродів свічки запалювання, встановленої в головці циліндра біля осі циліндра (рис. 10.4). Завдяки складній формі поверхні днища поршня, узгодженню напрямку руху повітря над поверхнею поршня і напрямку факела палива, що вприскується, зміні початку вприскування залежно від навантаження (циклової подачі) і частоти обертання колінчатого вала, забезпечується досить глибоке розшарування паливоповітряної суміші. На режимах холостого ходу і часткових навантажень до швидкості автомобіля 120 км/год двигун працює при значеннях коефіцієнта надлишку повітря 2–2,5, на підвищених навантаженнях – при $\alpha < 1,7$.

Розшарування паливоповітряної суміші забезпечує на основних експлуатаційних режимах значний надлишок повітря в надпоршневій порожнині, ефективно згоряння паливоповітряної суміші при значному зниженні викидів токсичних речовин з відпрацьованими газами. Експлуатаційна економічність автомобільного двигуна за даною схемою організації процесів сумішоутворення і згоряння покращується залежно від умов експлуатації на 15–25 % порівняно з економічністю традиційних автомобільних двигунів із зовнішнім сумішоутворенням.

Механічна система вприскування палива (аксіальний плунжерний насос) із клапанною форсункою і насадкою для закручення струменя палива і збільшення кута розкриття паливного факела використана і в двигуні з безпосереднім вприскуванням палива в камеру згоряння фірми «Mitsubishi» [7]. Тиск початку підйому клапана форсунки не перевищує 5 МПа. Вприскування палива здійснюється на днище поршня зі сферичною поверхнею, що формує

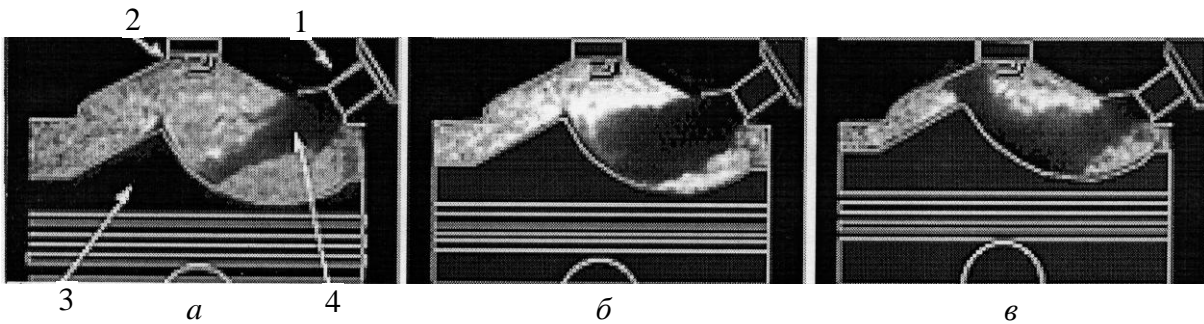


Рисунок 10.4 – Динаміка розширення паливоповітряної суміші:

1 – форсунка; 2 – свічка запалювання; 3 – поршень; 4 – факел палива;
 а – 40 °ОКВ до ВМТ; б – 30 °ОКВ до ВМТ; в – 20 °ОКВ до ВМТ

Досить глибоке розширення заряду досягається також і при використанні механічної системи впорскування, розташуванні напіврозділеної камери згоряння в головці циліндра, клапанної форсунки – в стінці циліндра для напрямку факела палива, що впорскується таким чином, щоб частина палива утворила плівку на поверхні витискувача і частина – на поверхні стінок камери згоряння (рис. 1.15). Випаровування палива в факелі не перевищує при цьому декількох відсотків. Пари палива над плівкою при підході поршня до ВМТ потоком повітря з-під витискувача переносяться в порожнину камери згоряння і відтискуються потім потоками повітря з надпоршневої порожнини до свічки запалювання, встановленої у верхній частині камери згоряння (рис. 1.15). Процеси сумішоутворення продовжуються і після запалювання паливоповітряної суміші біля електродів свічки запалювання. Швидкість випаровування палива і швидкість переносу пари палива потоком повітря з-під витискувача назустріч фронтові полум'я визначає швидкість вигорання палива.

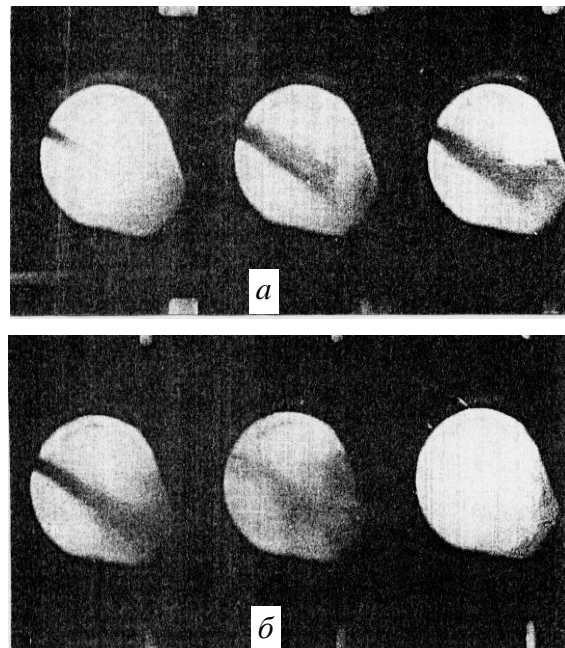
На режимах холостого ходу і часткових навантажень використовується комбіноване регулювання потужності (переміщення впускного клапана-дозатора в паливному насосі узгоджується з положенням повітряної заслінки). Коефіцієнт надлишку повітря змінюється на цих режимах в межах 2,2–1,5. На підвищених навантаженнях використовується тільки якісне регулювання потужності ($\alpha = 1,5-1,1$). Процес згоряння паливоповітряної суміші здійснюється в центрі надпоршневого об'єму в оточенні повітря (на периферії надпоршневого об'єму знаходиться повітря). Двигун стає практично нечутливим до октанового числа палива. Значний надлишок повітря при згорянні визначає високу економічність двигуна та незначні викиди токсичних речовин з відпрацьованими газами. Практично цих же результа-

тів вдається досягти і при вприскуванні палива тільки на поверхню стінки камери згоряння при відповідному розташуванні свічки запалювання, форсунки і характеристик факела розпиленого палива.

Дана схема організації процесів сумішоутворення може бути використана і в чотиритактних двигунах при відповідній формі камери згоряння і відповідному її розташуванні, відповідних характеристиках розпилювання палива. Однак досягти більш глибокого розшарування паливоповітряної суміші ($\alpha > 2,5$) при напіврозділених камерах згоряння надзвичайно складно. Використання розділених камер згоряння значно розширює можливості глибокого розшарування паливоповітряної суміші. При вприскуванні палива на такті стиску в напрямку з'єднуючого каналу паливоповітряна суміш спочатку формується біля з'єднуючого каналу (рис. 10.5). Випаровування крапель палива в факелі після закінчення вприскування відбувається надзвичайно швидко (протягом декількох градусів оберту колінчатого вала – рис. 1.10). Потім суміш пари палива і повітря потоком повітря з надпоршневого об'єму відтискується в напрямку форсунки. Щоб виключити перезбагачення паливоповітряної суміші біля електродів свічки запалювання зі збільшенням циклових подач, свічка запалювання повинна бути зміщена вбік від з'єднуючого каналу. Однак і при цьому для досягнення тільки якісного регулювання потужності ($\alpha = 1,1-4$) у всьому полі експлуатаційних режимів роботи автомобільного двигуна потрібно досить чітко узгодження моментів початку вприскування палива і запалювання паливоповітряної суміші.

Рисунок 10.5 – Динаміка формування паливоповітряної суміші при вприскуванні бензину в додаткову камеру згоряння чотиритактного двигуна з іскровим запалюванням:

$S/D = 80/76$; $\varepsilon = 12$; $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$;
форсунка однодірчата, закрита;
 $p_{\text{впр}} = 10 \text{ МПа}$; $V_{\text{ц}} = 19,7 \text{ мм}^3/\text{цикл}$;
частота кадрів кінозйомки – 4000 1/с ;
а – початок вприскування;
б – кінець вприскування;
кут оберту колінчатого вала між кадрами 3°ОКВ



§2. Запалювання паливоповітряних сумішей від іскри електричного розряду

У двигунах з іскровим запалюванням запалювання паливоповітряної суміші здійснюється за допомогою батарейної, наприклад контактної, системи запалювання (рис. 10.6). При пуску двигуна в замку запалювання замикають контакти 2 кола низької напруги, а реле включення стартера замикає при цьому контакти 3, відключаючи додатковий опір 4 для збільшення струму в первинній обмотці котушки запалювання 5. Частота обертання кулачкового вала 8 переривника-розподільника, ротора розподільника 9 в чотиритактному двигуні в два рази менша, ніж частота обертання колінчатого вала. Максимальний струм в колі первинної обмотки котушки запалювання 5 при замиканні контактів 7 переривника становить 2,5–4,7 А. Тривалість замикання контактів 7 переривника для досягнення максимальної напруги в колі вторинної обмотки котушки запалювання повинна бути не менш як $20 \cdot 10^{-3}$ с. Паралельно контактам переривника підключено конденсатор 6 для зниження іскроутворення на контактах переривника при їхньому розмиканні.

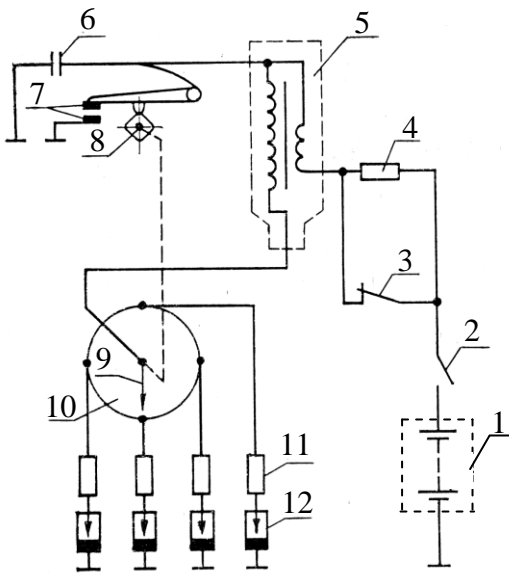


Рисунок 10.6 – Принципова схема батарейної контактної системи запалювання:

- 1 – джерело живлення;
- 2 – вимикач запалювання;
- 3 – контакти на реле включення стартера;
- 4 – резистор;
- 5 – котушка запалювання;
- 6 – конденсатор;
- 7 – контакти переривника;
- 8 – кулачковий вал переривника;
- 9 – ротор розподільника;
- 10 – розподільник високої напруги;
- 11 – резистори;
- 12 – свічки запалювання

При розмиканні контактів 7 переривника в коливальному контурі кола первинної обмотки котушки запалювання виникає ЕДС самоіндукції напругою до 300 В (рис. 10.7), а в коливальному контурі кола

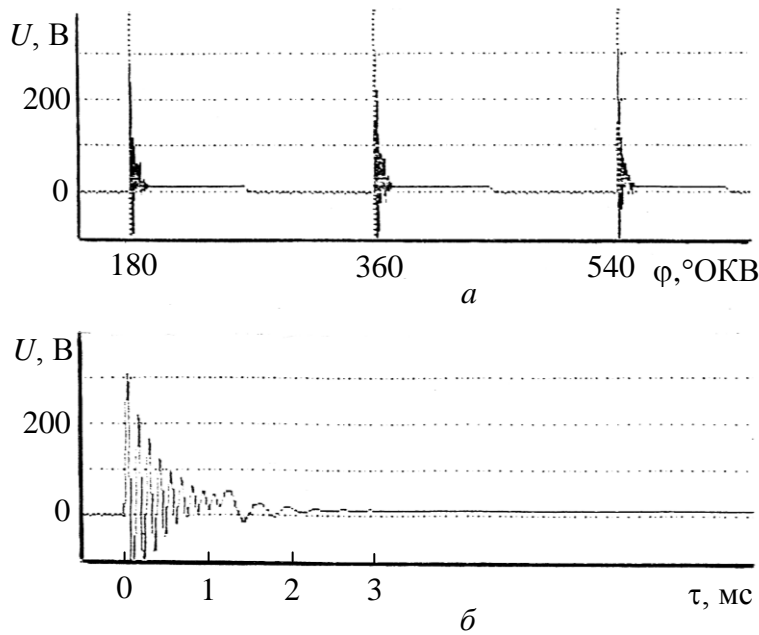


Рисунок 10.7 – Зміна напруги при розмиканні контактів переривника на первинній обмотці котушки запалювання за кутом обертання колінчатого вала (*a*) і за часом (*б*)

вторинної обмотки котушки запалювання – ЕДС індукції напругою 10–15 кВ (рис. 10.8, *a*), достатнє для утворення каналу електричного розряду між електродами свічки запалювання. Величина пробивної напруги залежить від тиску паливоповітряної суміші у надпоршневій порожнині, її складу (коефіцієнта надлишку повітря), величини зазору між електродами свічки запалювання (0,7–1,2 мм).

Тривалість імпульсу пробивної напруги не перевищує 10^{-6} с (рис. 10.8, *б*) і визначається величиною ємнісної складової електричного розряду. Максимальна сила струму в каналі електричного розряду між електродами свічки запалювання може перевищувати 200 А [8]. Тривалість індуктивної складової електричного розряду значно більша (до $1,5 \cdot 10^{-3}$ с), але напруга значно нижча.

Сила струму в колі первинної обмотки котушки запалювання при індуктивному розряді становить 0,1–0,4 А [8, 9]. Співвідношення між ємнісною й індуктивною складовими енергії електричного розряду залежить в основному від тиску паливоповітряної суміші у надпоршневій порожнині. З прикриттям дросельної заслінки, зменшенням тиску суміші в момент електричного розряду ємнісна складова електричного розряду зменшується.

Канал електричного розряду між електродами свічки запалювання, діаметр якого становить близько 0,1 мм, являє собою високотемпературну плазму (потік електронів та іонів), температура якої по осі каналу перевищує 10^4 К (рис. 10.9). Енергія, що звільнилася при електричному розряді, витрачається на випромінювання, розігрівання паливоповітряної суміші

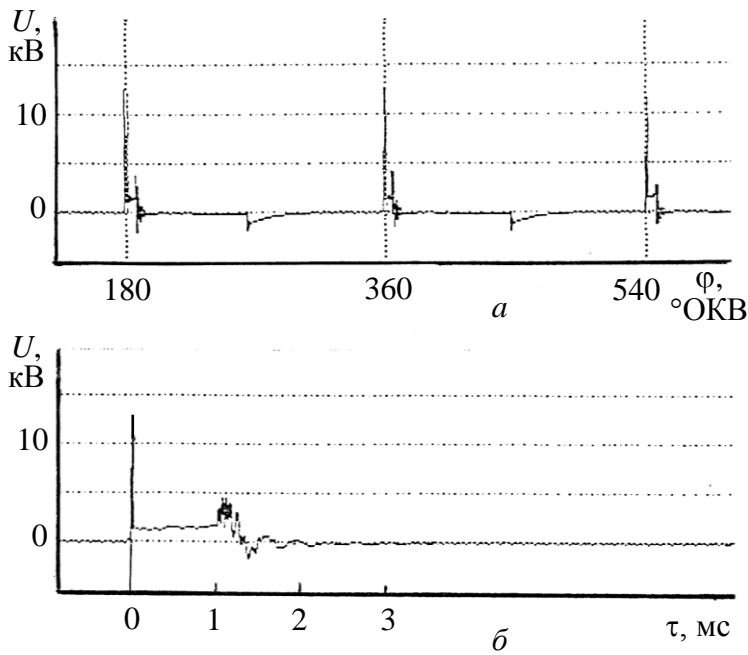


Рисунок 10.8 – Зміна напруги при розмиканні контактів переривника в колі вторинної обмотки котушки запалювання за кутом оберту колінчатого вала (а) та за часом (б)

біля каналу електричного розряду, руйнування молекул вуглеводнів палива, молекул кисню і азоту, теплові втрати в електроді свічки запалювання, на розширення (збільшення об'єму зони електричного розряду). Температура в зоні електричного розряду в радіальному напрямку при цьому різко знижується і, якщо надходження енергії (енергія електричного розряду і теплота, що виділяється в реакціях окиснювання атомів вуглецю, водню, осколків

молекул вуглеводнів) буде меншим втрат енергії в зоні електричного розряду, реакція окиснювання горючих елементів припиняться, і запалювання паливо-повітряної суміші не відбудеться. Для стабілізації запалювання підведення енергії в зону запалювання повинно перевищувати втрати енергії в цій зоні, тобто

$$E_p + Q_x > E_{\text{вип}} + E_{\text{акт}} + Q_\lambda + Q_k + Q_t, \quad (10.2)$$

де $E_p = U \cdot I \cdot d\tau$ – енергія електричного розряду;

U, I – напруга і сила струму в колі вторинної обмотки котушки запалювання;

Q_x – теплота, що виділяється в реакціях окиснювання вуглецю, водню й осколків молекул вуглеводнів палива в зоні розряду;

$E_{\text{вип}}$ – енергія випромінювання плазми в каналі електричного розряду;

$E_{\text{акт}}$ – енергія активації молекул вуглеводнів палива, кисню й азоту в паливоповітряній суміші, що оточує зону електричного розряду;

Q_λ, Q_k – втрати теплоти від зони запалювання внаслідок теплопровід-

ності суміші і конвективного теплообміну;

Q_T – теплові втрати в електроди свічки запалювання.

Оцінити енергію електричного розряду, необхідну для стабільного запалювання паливоповітряної суміші, досить складно, тому що значні труднощі являє оцінка з необхідною точністю тривалості кожної з фаз електричного розряду, зміни сили струму і напруги в кожній з фаз електричного розряду. В ряді робіт [9, 10, 11] необхідна енергія розряду для стабільного запалювання паливоповітряної суміші оцінюється величиною від 2 до 80 мДж. Якщо, наприклад, виходити з поданих на рис. 10.8 осцилограм зміни напруги в колі вторинної обмотки котушки запалювання батарейної системи запалювання, то енергія емнісної й індуктивної фаз розряду складе не менш 0,1 Дж. У сучасних електронних системах запалювання енергія електричного розряду може бути збільшена до 1 Дж, що істотно підвищує надійність запалювання. Однак при цьому помітно зростуть втрати енергії в системі запалювання, ерозія металу електродів свічки запалювання.

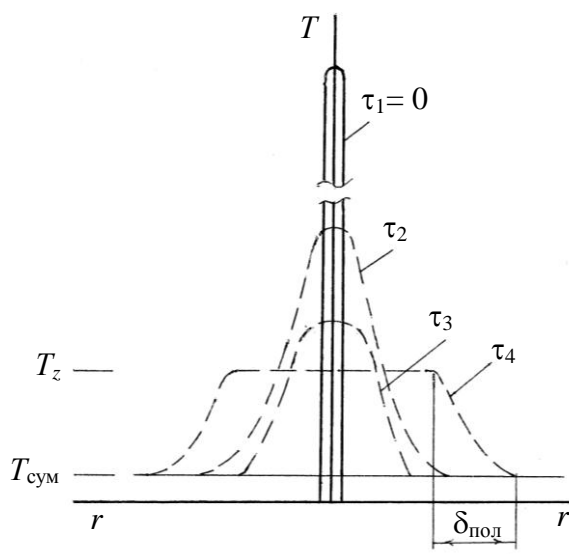


Рисунок 10.9 – Зміна температури плазми (продуктів згорання) в зоні електричного розряду залежно від часу

У зоні електричного розряду (в середовищі високотемпературної плазми, $T > 10^4$ К) швидкість хімічних реакцій окиснювання досягає величезних значень. В міру збільшення об'єму зони запалювання і закінчення електричного розряду (рис. 10.9) температура продуктів згорання в зоні запалювання знижується до значення T_z , що відповідає визначеному складові паливоповітряної суміші. Навколо зони запалювання до цього моменту часу формується фронт полум'я, поверхня якого близька до сфери. За фронтом полум'я знаходяться продукти згорання при температурі T_z , перед фронтом полум'я – паливоповітряна суміш, температура якої $T_{сум}$ значно нижча (рис. 10.9).

Глибина фронту полум'я $\delta_{пол} = 0,1-1$ мм (залежно від виду палива, складу паливоповітряної суміші, температури й тиску суміші). Умові стабілізації зони запалювання і її подальшого збільшення без підведення енергії ззовні

відповідає радіус сфери $r > r_{кр}$ [8]. При $r < r_{кр}$ полум'я загасає, оскільки втрати теплоти в навколишнє середовище перевищують підведення теплоти Q_x внаслідок реакцій окиснювання горючих компонентів палива.

Критичний радіус сфери

$$r_{кр} \cong 3 \delta_{пол} \quad (10.3)$$

і відповідно

$$Q_{кр} = Q_x \geq \rho_{сум} \frac{3}{4} \pi r_{кр}^3 c_{pсум} (T_z - T_{сум}), \quad (10.4)$$

де $c_{pсум}$, $\rho_{сум}$ – питома масова теплоємність суміші при постійному тиску і густина суміші.

Зі збіднінням паливоповітряної суміші, збільшенням в ній залишкових газів, зниженням тиску, збільшенням інтенсивності її турбулізації в зоні електродів свічки запалювання для стабілізації запалювання необхідно збільшувати енергію електричного розряду. Критичний радіус сфери зони запалювання також збільшується.

§3. Процеси згоряння паливоповітряних сумішей

Окиснювання горючих компонентів паливоповітряної суміші відбувається у фронті полум'я, що розділяє паливоповітряну суміш і продукти окиснювання горючих компонентів (рис. 10.10). При окиснюванні вуглеводнів палива у фронті полу'мя знижується об'ємний вміст кисню r_{O_2} і зростає об'ємний вміст двоокису вуглецю r_{CO_2} і пари води r_{H_2O} . Температура продуктів окиснювання вуглеводнів палива за фронтом полум'я визначається в основному початковою температурою суміші і співвідношенням маси повітря і палива в суміші. Глибина зони фронту ламінарного полум'я у вуглеводнеповітряних сумішах стехіометричного складу при атмосферному тиску $\delta_{пол} \cong 1$ мм, у сумішах водню і повітря $\delta_{пол} \approx 0,1$ мм [8].

Швидкість, з якою фронт ламінарного полум'я переміщається відносно паливоповітряної суміші в напрямку, перпендикулярному до поверхні фронту полум'я, називається нормальною швидкістю переміщення фронту полум'я U_n або швидкістю ламінарного горіння.

Нормальна швидкість полум'я залежить від швидкості хімічних реакцій у фронті полум'я, швидкості переносу теплоти й активних центрів із зони горіння (фронті полум'я) у паливоповітряну суміш перед фронтом полум'я.

Реакція розпаду молекул, наприклад вуглеводних, на кілька простих молекул або з'єднань називається мономолекулярними або реакціями першого порядку. Якщо в реакції беруть участь два компоненти суміші, то такі реакції називаються бімолекулярними або реакціями другого порядку, а якщо компонентів три – реакції третього порядку. При цьому передбачається, що реакції здійснюються в результаті одночасного зіткнення молекул

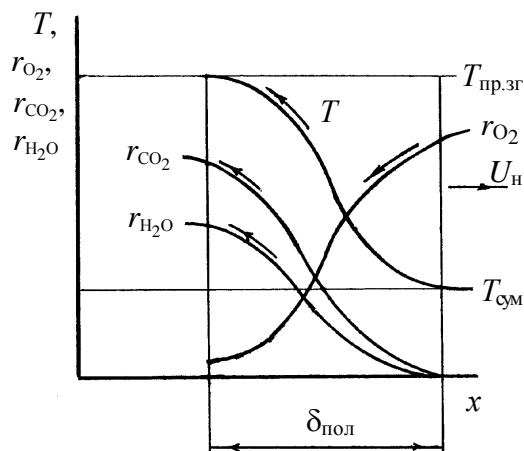


Рисунок 10.10 – Зміна температури і об'ємного вмісту кисню, двооксиду вуглецю і пари води у фронті полум'я в нерухомій суміші: труба відкрита з двох сторін; U_n – нормальна швидкість переміщення фронту полум'я

молекул двох або трьох компонентів суміші. Імовірність зіткнення більш ніж трьох молекул різних компонентів зневажливо мала. З молекулярно-кінетичної теорії газів відомо, що кількість зіткнень між молекулами одного компонента пропорційна загальному їхньому числу* в одиниці об'єму (об'ємної концентрації компонента), а якщо в реакції бере участь кілька вихідних компонентів, то імовірність зіткнення молекул різних компонентів пропорційна добутку кількості молекул кожного компонента в одиниці об'єму (добутку об'ємних концентрацій компонентів). Якщо позначити концентрації

компонентів в молях на одиницю об'єму через C_a, C_b, C_c , а продуктів окислювання через C_1 і C_2 , то абсолютну швидкість хімічних реакцій можна подати в такий спосіб:

◆ для мономолекулярної реакції

$$\frac{dC_1}{dt} = \bar{K}_1 C_a; \quad \frac{dC_2}{dt} = \bar{K}'_1 C_a; \quad (10.5)$$

* В 1 см³ газу при нормальних умовах (760 мм рт. ст., 0 °С) знаходиться $2,69 \cdot 10^{19}$ молекул

- ◆ для бімолекулярної реакції

$$\frac{dC_1}{d\tau} = \bar{K}_2 C_a C_b; \quad \frac{dC_2}{d\tau} = \bar{K}_2' C_a C_b; \quad (10.6)$$

- ◆ для реакції третього порядку

$$\frac{dC_1}{d\tau} = \bar{K}_3 C_a C_b C_c; \quad \frac{dC_2}{d\tau} = \bar{K}_3' C_a C_b C_c, \quad (10.7)$$

де $\bar{K}_1, \bar{K}_1', \bar{K}_2, \bar{K}_2', \bar{K}_3, \bar{K}_3'$ – коефіцієнти пропорційності (константи реакцій окислювання), що залежать в основному від температури і фізико-хімічних властивостей компонентів.

Абсолютна швидкість хімічної реакції, моль/(м³·с), – кількість речовини в молях, що прореагували в одиниці об'єму, м³, в одиницю часу, с.

Об'ємна (молярна) концентрація кожного з компонентів реакцій пропорційна тисковій суміші. Тому кількість молекул компонентів, що вступають у реакцію або ж утворилися в одиницю часу (абсолютна швидкість реакцій), може бути подана в функції тиску суміші:

- для мономолекулярної реакції

$$\frac{dC_1}{d\tau} = \bar{K}_1 C_a = K_1 p_{\text{сум}}; \quad (10.8)$$

- для бімолекулярної реакції

$$\frac{dC_1}{d\tau} = \bar{K}_2 C_a C_b = K_2 p_{\text{сум}}^2; \quad (10.9)$$

- для реакції третього порядку

$$\frac{dC_1}{d\tau} = \bar{K}_3 C_a C_b C_c = K_3 p_{\text{сум}}^3; \quad (10.10)$$

- для реакції n -го порядку

$$\frac{dC_1}{d\tau} = K_n p_{\text{сум}}^n. \quad (10.11)$$

Константи хімічних реакцій залежать від енергії активації реагуючих компонентів і абсолютної температури суміші $T_{\text{сум}}$:

$$K_n = A_n e^{-\frac{E_n}{RT_{\text{сум}}}}, \quad (10.12)$$

де A_n – константа для визначених реагуючих компонентів реакції n -го порядку;

E_n – енергія активації для визначених реагуючих компонентів, Дж/моль;

$R_{\mu} = 8,314$ Дж/(моль·К) – універсальна газова стала.

Енергія активації E_n – додаткова кількість енергії, яку необхідно надати молекулі реагуючих компонентів для підвищення кінетичної енергії молекул до рівня, при якому можливий розрив внутрішньомолекулярних зв'язків (сил зчеплення між атомами молекул).

Таким чином, абсолютна швидкість реакції n -го порядку

$$\frac{dC_1}{d\tau} = \text{const} \cdot p_{\text{сум}}^n e^{-\frac{E_n}{RT_{\text{сум}}}}. \quad (10.13)$$

Енергія активації реакцій залежно від умов здійснення реакції (тиску, температури, вмісту в середовищі молекул інших речовин та інших факторів) змінюється в широких межах і для тих же самих реагуючих компонентів. Наприклад, енергія активації реакції водню з киснем залежно від тиску і температури змінюється в межах $(4,2 - 17,6) \cdot 10^4$ Дж/моль [12]; етана з киснем – $(12,6 - 23,3) \cdot 10^4$ Дж/моль [13]; вуглеводнів моторного палива – $(2 - 16,8) \cdot 10^4$ Дж/моль [8]. Визначальним фактором зміни абсолютних швидкостей реакцій окиснювання вуглеводнів палива є температура суміші. Якщо прийняти абсолютну швидкість реакцій окиснювання вуглеводнів палива при $T'_{\text{сум}} = 300$ К за одиницю, то зі збільшенням температури відношення абсолютних швидкостей реакцій окиснювання

$$\frac{(dC_1/d\tau)_{T_{\text{сум}}}}{(dC_1/d\tau)_{T'_{\text{сум}}}} \cong e^{\frac{E_n}{R} \left(\frac{T_{\text{сум}} - T'_{\text{сум}}}{T_{\text{сум}} T'_{\text{сум}}} \right)} = e^{\frac{E_n}{R} \left(\frac{T_{\text{сум}} - 300\text{K}}{T_{\text{сум}} \cdot 300\text{K}} \right)}. \quad (10.14)$$

Швидкість хімічних реакцій окиснювання вуглеводнів палива зростає інтенсивно при підвищенні температури суміші до 1000 К, а потім інтенсивність її збільшення знижується. Значний вплив на швидкість хімічних реакцій окиснювання вуглеводнів палива має і енергія активації (табл. 10.1).

Таблиця 10.1 – Вплив температури й енергії активації на абсолютну швидкість реакцій окиснювання вуглеводнів палива

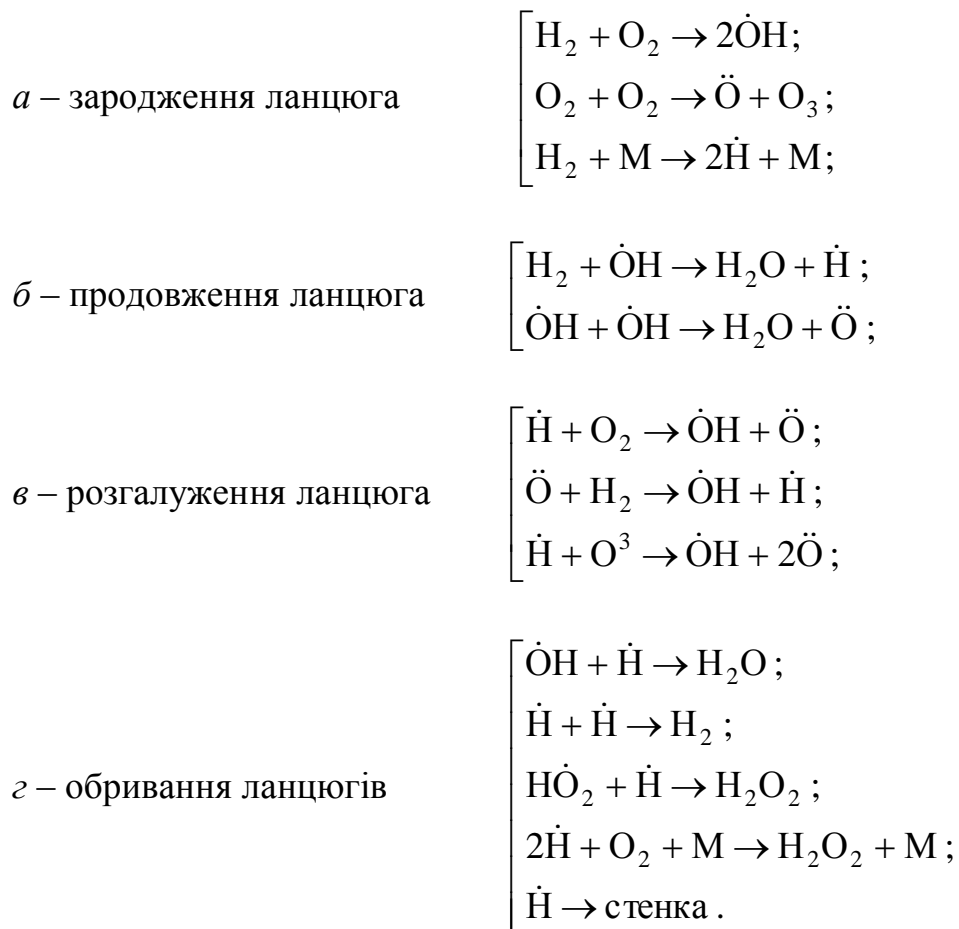
Енергія активації, Дж/моль	Температура суміші, К				
	300	500	1000	1500	2000
$16,8 \cdot 10^4$	1	$5,25 \cdot 10^{11}$	$3,98 \cdot 10^{20}$	$2,82 \cdot 10^{23}$	$8,91 \cdot 10^{24}$
$8,4 \cdot 10^4$	1	$7,59 \cdot 10^5$	$2,0 \cdot 10^{10}$	$5,37 \cdot 10^{11}$	$3,02 \cdot 10^{12}$
$2,0 \cdot 10^4$	1	–	$2,82 \cdot 10^2$	$6,17 \cdot 10^2$	$9,33 \cdot 10^2$

Основним джерелом активації реагуючих компонентів є кінетична енергія молекул реагентів, що хаотично рухаються з різними швидкостями. При зіткненні молекул реагентів, що рухаються з підвищеними швидкостями, сумарна їхня енергія може виявитися більшою енергії активації, при цьому відбудеться руйнування внутрішньомолекулярних зв'язків і виникнення активних часток або з'єднань атомів з вільними валентними зв'язками. З підвищенням температури зростає кількість зіткнень молекул з високим рівнем кінетичної енергії, а також швидкість реакцій. При цьому компоненти реакцій, наприклад окиснювання вуглеводнів палива киснем повітря, перетворюються в кінцеві продукти не в результаті прямих зіткнень молекул, а внаслідок утворення проміжних продуктів окиснювання – активних частинок (атомів, осколків молекул з незаміщеними вільними валентними зв'язками). Активні частинки вступають у реакції з молекулами початкових реагентів або проміжних сполук уже при значно менших значеннях енергії активації, тобто реакції, наприклад, окиснювання вуглеводнів палива, – багатостадійні. У результаті ряду (ланцюга) послідовних перетворень утворюються кінцеві продукти реакцій.

Теорія ланцюгових реакцій розроблена лауреатом Нобелівської премії академіком М.М. Семьоновим. Вона і сьогодні є загальноновизнаною. Теорія ланцюгових реакцій взаємодії різних речовин містить наступні основні положення:

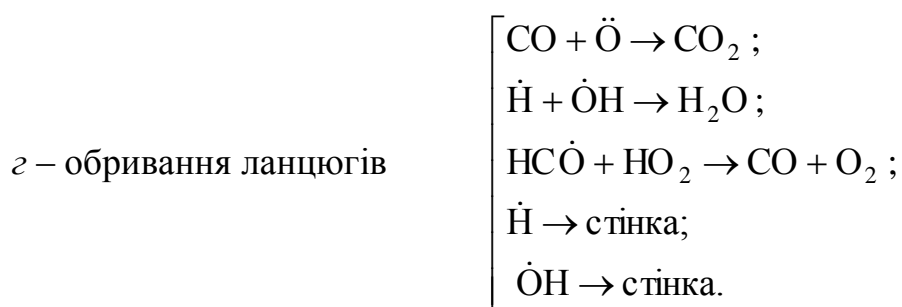
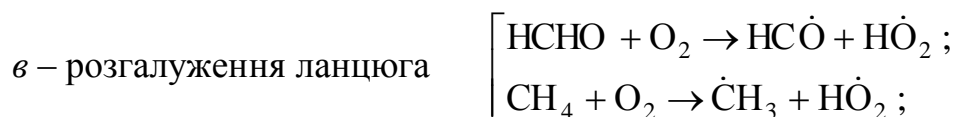
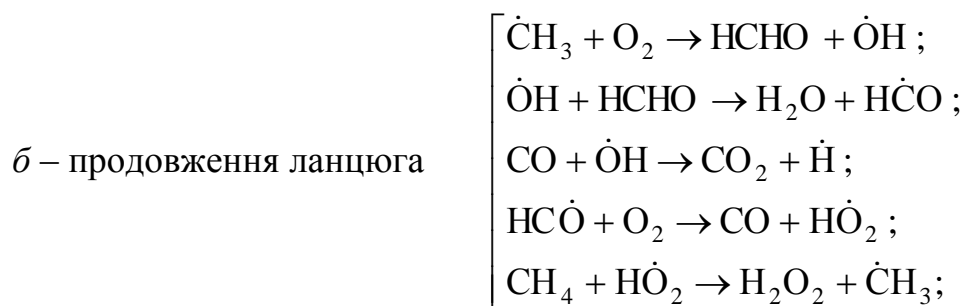
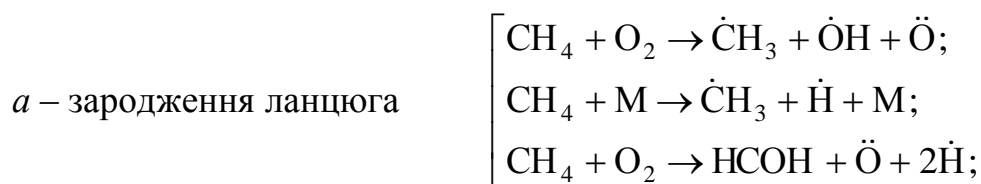
- початкова швидкість зародження активних центрів ланцюгів реакцій нескінченно мала – a ;
- ланцюги реакцій здійснюються за посередництвом атомів і радикалів, що вступають у реакції;
- активні частинки (атоми, радикали) можуть вступати в реакції трьох видів:
 - ✓ реакції, при яких у результаті зіткнення утвориться стільки ж нових активних частинок, скільки і було до зіткнення (реакції продовження ланцюгів – b);
 - ✓ реакції, при яких у результаті зіткнень кількість активних частинок у середовищі зростає (реакції розгалуження ланцюгів – v);
 - ✓ реакції, в результаті яких відбувається зменшення або знищення активних центрів, перетворення їх у стабільні молекули (реакції обривання ланцюгів – z).

Розглянемо для прикладу схему реакцій окиснювання водню, одного з основних горючих компонентів моторного палива:



Тут М – стабільне з'єднання (молекула), крапка над знаком хімічного елемента – вільний валентний зв'язок.

Схема реакцій окиснювання молекул вуглеводнів, що містять від декількох одиниць до десятків атомів вуглецю і водню, набагато складніша – реакції носять лавиноподібний характер. На підставі аналізу експериментальних даних М.М. Семьоновим запропонована наступна схема реакцій окислювання найпростішого вуглеводню (метану):

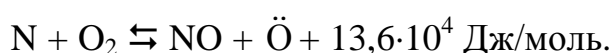
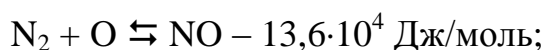


Ланцюгова реакція окиснювання метану починається з утворення в результаті зіткнення молекул кисню і метану з високою кінетичною енергією трьох радикалів: $\dot{\text{C}}\text{H}_3$, $\text{H}\dot{\text{O}}$ і $\ddot{\text{O}}$. У наступних елементарних актах взаємодії беруть участь радикали $\dot{\text{O}}\text{H}$, $\text{H}\dot{\text{C}}\text{O}$, що утворилися, атоми – $\dot{\text{H}}$, $\ddot{\text{O}}$.

Реакції окиснювання метану – слабкорозгалужені реакції, що визначає відносно повільне горіння метану. Окис вуглецю в цих реакціях згоряє з утворенням CO_2 (стабільна сполука).

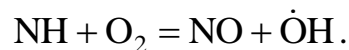
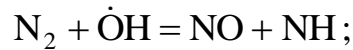
При обриві ланцюгів реакцій окиснювання вуглеводнів палива в продуктах згоряння за фронтом полум'я утворюються, поряд з кінцевими продуктами окиснювання (CO_2 , H_2O), проміжні сполуки (CO , C_nH_m), тверді частинки, що містять вуглець, тверді вуглеводні, що утворилися при зіткненні декількох молекул вуглеводнів, поліциклічні вуглеводні. Значна частина вуглеводнів у відпрацьованих газах обумовлена обривом ланцюгів реакцій окиснювання в поверхневому шарі біля стінок надпоршневої порожнини, товщина якого становить 0,1–1 мм. Частина цих сполук для живих організмів є токсичними речовинами, частина – канцерогенними. При згорянні етилованих бензинів у продуктах згоряння утворюються також сполуки свинцю, вплив яких на живі організми такий самий, як і канцерогенних сполук. Зміст твердих частинок у продуктах згоряння гомогенних паливоповітряних сумішей незначний і залежить в основному від кількості вуглеводнів мастил, що надходять у надпоршневу порожнину через поршневі кільця.

У фронті полум'я в реакціях окиснювання молекул вуглеводнів, що містять азот, утворюються також оксиди азоту NO_x , але основна частина оксидів азоту в продуктах згоряння припадає на оксид азоту, що утворюється при окиснюванні азоту за фронтом полум'я в зоні максимальної температури газів. Реакції окиснювання азоту, як і вуглеводнів, є в основному багатостадійними і носять ланцюговий характер [8, 14, 15]. Інтенсивність утворення оксидів азоту залежить від температури і концентрації кисню в продуктах згоряння. Реакції утворення оксиду азоту з азоту і кисню зворотні:

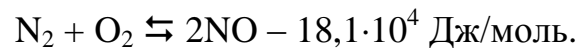


Перша реакція протікає з поглинанням теплоти. Зі зниженням температури реакції зміщаються ліворуч (у бік утворення початкових реагентів). При швидкому охолодженні продуктів згоряння, як це має місце в надпо-

ршневій порожнині двигунів, рівновага не встигає зміститися ліворуч, відбувається “загартування” оксиду азоту. У продуктах згоряння залишається практично та ж кількість оксиду азоту, що утворилося при високій температурі. Через те що в продуктах згоряння вуглеводнів за фронтом полум’я є і пара води, можливі й інші реакції утворення оксиду азоту:



Не виключаються при високій температурі і бімолекулярні реакції окиснювання азоту, що супроводжуються поглинанням теплоти:



За даними експериментальних досліджень, в продуктах згоряння двигуна з іскровим запалюванням знаходиться в основному оксид азоту. Вміст двооксиду азоту NO_2 не перевищує 1 % від загальної кількості оксидів азоту в продуктах згоряння [8]. Оксид азоту продуктів згоряння в повітрі легко окислюється, утворюючи двооксид азоту.

Нормальна швидкість поширення фронту полум’я U_n (рис. 10.10) паливоповітряних сумішей відносно невелика: 0,30–0,55 м/с [8]. При турбулізації паливоповітряної суміші вона значно зростає (до 60–80 м/с). У турбулентному полум’ї параметри паливоповітряної суміші (температура, швидкість) безперервно змінюються, глибина фронту полум’я при цьому значно збільшується. Найбільший вплив на швидкість переміщення турбулентного полум’я має великомасштабна турбулізація паливоповітряної суміші, що обумовлює не тільки розширення фронту полум’я, але й утворення нових зон горіння суміші як перед фронтом полум’я, так і за фронтом полум’я.

При згорянні паливоповітряних сумішей у надпоршневій порожнині двигуна тиск і температура суміші внаслідок виділення теплоти при згорянні і переміщенні поршня зростають, що також значно збільшує швидкість згоряння суміші. Завдяки цим факторам стає можливим здійснити

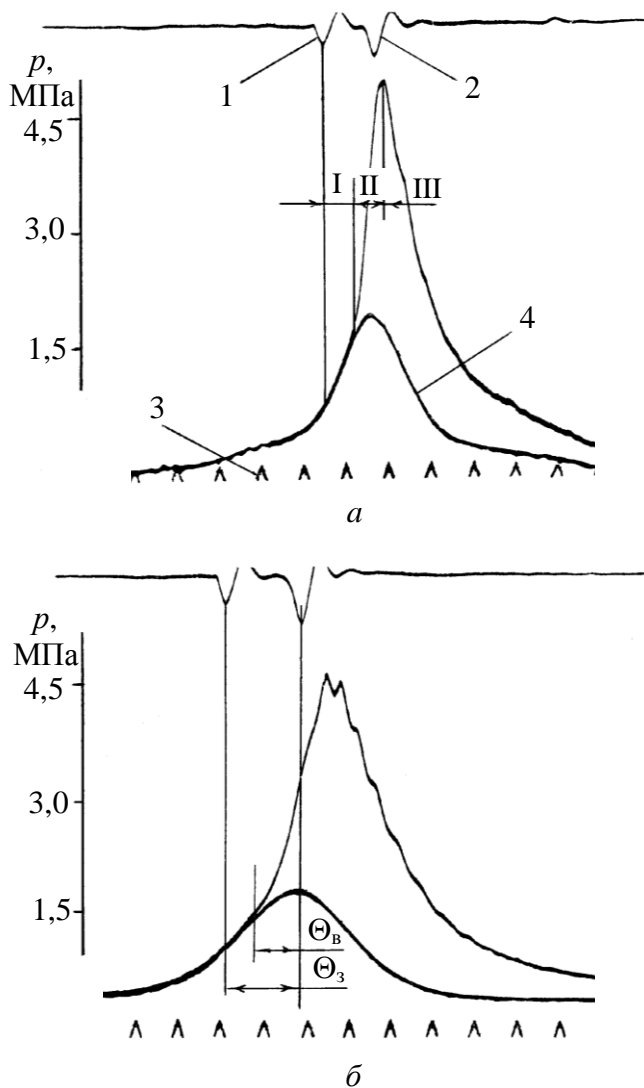


Рисунок 10.11 – Осцилограми зміни тиску в надпоршневій порожнині двигуна ВАЗ-2103 ($S/D = 80/76$) на режимах зовнішньої швидкісної характеристики при $n = 5600 \text{ хв}^{-1}$, $p_e = 0,71 \text{ МПа}$ (а) та $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$, $p_e = 0,82 \text{ МПа}$ (б):

- 1 – позначка моменту запалювання;
- 2 – позначка ВМТ;
- 3 – позначка часу ($\Delta\tau = 10^{-3} \text{ с}$);
- 4 – зміна тиску в надпоршневій порожнині при відключенні запалювання;
- I – період стабілізації зони запалювання;
- II – період інтенсивного згорання;
- III – період догорання;
- Θ_z – кут випередження запалювання;
- Θ_v – кут початку інтенсивного згорання

процес згорання паливоповітряної суміші в надпоршневому об'ємі за 1–2 мс. Наприклад, у карбюраторному двигуні ВАЗ-2103 на режимах зовнішньої швидкісної характеристики момент запалювання при $n = 5600 \text{ об/хв}$ здійснюється за 42°ОКВ до ВМТ, а при $n = 3000 \text{ об/хв}$ – за 32°ОКВ (рис. 10.11). На стабілізацію зони запалювання при $n = 3000 \text{ об/хв}$ необхідно 13°ОКВ , при $n = 5600 \text{ об/хв}$ 23°ОКВ . Інтенсивне згорання паливоповітряної суміші (різке наростання тиску) починається приблизно за $15\text{--}20^\circ \text{ОКВ}$ до ВМТ. Максимального значення тиск газів у надпоршневій порожнині досягає за $8\text{--}10^\circ \text{ОКВ}$ після ВМТ, тобто тривалість інтенсивного підвищення тиску (інтенсивного згорання) при $n = 3000 \text{ об/хв}$ становить приблизно $1,7 \text{ мс}$, при $n = 5600 \text{ об/хв}$ – $0,8 \text{ мс}$. Ступінь підвищення тиску при згоранні $\lambda = 2,5\text{--}2,9$. Догорання паливоповітряної суміші завершується трохи пізніше моменту досягнення максимального тиску. За закінчення процесу згорання приймають момент (кут оберту кривошипа), при якому згоряє приблиз-

но 99 % паливоповітряної суміші. Тривалість згоряння паливоповітряної суміші залежно від режиму роботи (навантаження, частоти обертання колінчатого вала) становить 20–60 °ОКВ.

Оптимальне значення кута випередження запалювання залежить від навантаження (ступеня відкриття дросельної заслінки), частоти обертання колінчатого вала, організації процесів сумішоутворення і згоряння (типу камери згоряння і процесу сумішоутворення, характеристик системи запалювання і т.д.). Відхилення кута випередження запалювання від оптимального впливає на зміну тиску газів у надпоршневій порожнині, показники робочих процесів двигуна.

У двигуні з безпосереднім вприскуванням палива в камеру згоряння фізико-хімічні процеси згоряння паливоповітряної суміші практично ті ж, що й у двигуні із зовнішнім сумішоутворенням. Однак інтенсивність її згоряння залежить не тільки від інтенсивності турбулізації повітряного заряду, але й від особливостей утворення паливоповітряної суміші (об'ємне, плівкове, об'ємно-плівкове сумішоутворення). Наприклад, при плівковому сумішоутворенні (рис. 1.15) інтенсивність згоряння паливоповітряної суміші визначається швидкістю випаровування паливної плівки на поверхні стінок витискувача і швидкістю переміщення пари палива в напрямку зони згоряння потоком повітря з-під витискувача.

Безпосереднє вприскування палива дозволяє також зменшити час контакту вуглеводнів палива з киснем повітря і поверхнями стінок надпоршневої порожнини з високою температурою, зменшити вміст у паливоповітряній суміші до моменту електричного розряду на електродах свічки запалювання проміжних продуктів окиснювання. При цьому помітно знижуються вимоги до детонаційної стійкості палива. Можлива організація бездетонаційного згоряння при високих значеннях ступеня стиску ($\epsilon > 10$) гасу (ОЧ < 30), дизельного палива (ОЧ < 10).

Детонаційне згоряння паливоповітряних сумішей у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням і іскровим запалюванням виникає при недостатній детонаційній стійкості палива на режимах зовнішньої швидкісної характеристики при знижених частотах обертання колінчатого вала (рис. 10.12). Спочатку процес згоряння розвивається нормально, швидкість поширення фронту полум'я не перевищує 40–80 м/с, а потім відбувається

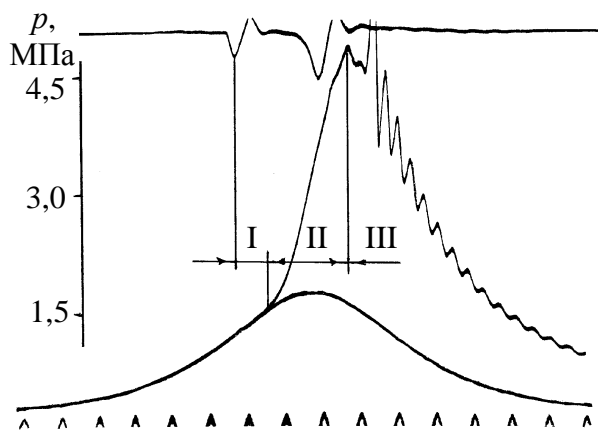
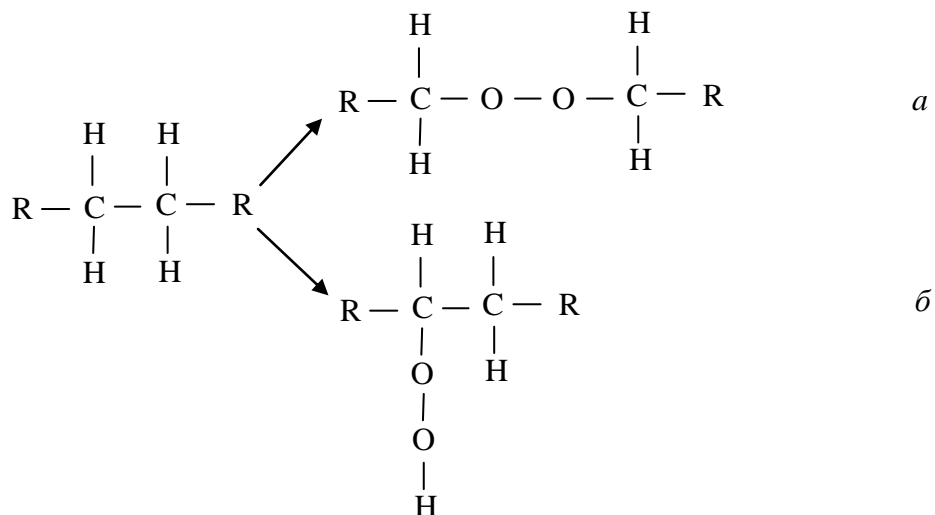


Рисунок 10.12 – Осцилограма зміни тиску в надпоршневій порожнині двигуна ВА3-2103 на режимі зовнішньої швидкісної характеристики при $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$, $p_e = 0,87 \text{ МПа}$ (розшифровка осцилограми на рис. 10.11)

вибух паливоповітряної суміші перед фронтом полум'я. Наприклад, у двигуні ВА3-2103 при $n = 2000 \text{ об/хв}$ і $p_e = 0,87 \text{ МПа}$ нормальний процес згоряння (від моменту початку інтенсивного згоряння до моменту вибуху) продовжується приблизно $32 \text{ }^\circ\text{ОКВ}$. Потім характер процесу згоряння різко змінюється, збільшується швидкість хімічних реакцій окиснювання палива, швидкість фронту полум'я зростає до $1500\text{--}2500 \text{ м/с}$. При недостатній детонаційній

стійкості палива вибуховий процес згоряння може починатися і до моменту досягнення максимального тиску палива. Детонаційна хвиля, досягаючи стінок надпоршневої порожнини, викликає їхню вібрацію, що супроводжується різким металевим стукотом. Звичайно детонує не більше $10\text{--}15 \%$ паливо-повітряної суміші, що залишилася перед фронтом полум'я до моменту вибуху. При менших кількостях паливоповітряної суміші, що детонує, прослухуються лише слабкі металеві стукоти. Детонаційне згоряння супроводжується падінням потужності, перегрівом двигуна, а при тривалій роботі викликає руйнування поршневих кілець, перемичок між кільцями, днища поршнів.

У наш час загальноприйнята теорія детонаційного згоряння, що розроблена М.М. Семьоновим, Л.Д. Ландау, Я.Б. Зельдовичем та іншими дослідниками [8]. Причиною детонації за цією теорією є збільшення до визначеної концентрації в паливоповітряній суміші під впливом високої температури і тиску проміжних продуктів окиснювання вуглеводнів палива (органічних перекисів), що утворюються в результаті прямого приєднання молекули активного кисню до молекули вуглеводню за схемою [8]:



Молекула кисню при взаємодії з молекулою вуглеводню може увійти в ланцюг атомів вуглецю (*a*) або вклинитися між атомом вуглецю й атомом водню (*б*). Потім, у процесі подальших реакцій окиснювання, утворюються альдегіди, вода, вуглекислота і т.ін.

Детонаційне згоряння відбувається в дві стадії. На першій стадії збільшуються концентрації в суміші проміжних продуктів окиснювання. Вона починається при газообміні, коли молекули вуглеводнів зіштовхуються з молекулами продуктів згоряння і стінками надпоршневої порожнини з високою температурою, і закінчується на такті стиску. Друга стадія характеризується вибуховим характером окиснювання проміжних продуктів окиснювання, концентрація яких у паливоповітряній суміші перед фронтом полум'я досягає критичних значень.

Швидкість утворення пероксидів залежить від властивостей палива, тиску і температури паливоповітряної суміші в кінці такту стиску, температури поверхонь стінок надпоршневої порожнини, складу суміші, кута випередження запалювання.

При збагаченні суміші зменшується концентрація у паливоповітряній суміші кисню, знижується температура стінок надпоршневої порожнини, знижується швидкість утворення пероксидів. При збіднінні суміші зростає швидкість утворення пероксидів. Максимальна детонація звичайно має місце при коефіцієнті надлишку повітря близькому до одиниці.

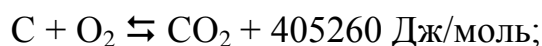
Великий вплив на виникнення детонаційного згоряння має кут випередження запалювання і частота обертання колінчатого вала. Тому в сучасних електронних системах запалювання передбачається коректування

кута випередження запалювання на режимах підвищених навантажень за датчиком детонації.

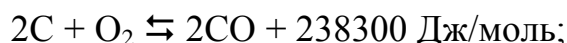
З конструктивних факторів, що визначають інтенсивність детонації, слід відзначити ступінь стиску, діаметр циліндра, форму камери згоряння, тиск наддуву, тип системи охолодження й інші фактори. Радикальним засобом усунення детонаційного згоряння в двигунах з іскровим запалюванням є перехід від зовнішнього сумішоутворення до безпосереднього вприскування і глибоке розшарування паливоповітряної суміші, при якому різко знижується інтенсивність утворення на такті стиску проміжних продуктів окиснювання вуглеводнів палива.

Внаслідок високої температури продуктів згоряння має місце і їх дисоціація.

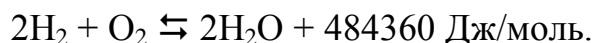
Дисоціація – розпад молекул кінцевих продуктів згоряння вуглеводневих палив (CO₂, H₂O) при температурі продуктів згоряння, що перевищує 2000 °С. Дисоціація супроводжується поглинанням кількості теплоти, рівної кількості теплоти, що виділяється при прямій реакції. Наприклад, при дисоціації двоокису вуглецю поглинається 405260 Дж/моль теплоти:



окису вуглецю – 238300 Дж/моль:



пари води – 484360 Дж/моль:



Швидкість дисоціації молекул продуктів згоряння вуглеводневих палив зростає зі збільшенням температури і зменшенням тиску (рис. 10.13) [14]. Зі зниженням температури продуктів згоряння реакції зміщаються праворуч і теплота, яка поглинена при дисоціації, повертається продуктам згоряння за ВМТ на такті розширення. Ефективність її перетворення в механічну роботу при розширенні продуктів згоряння помітно знижується. Вплив дисоціації на показники дійсного циклу відносно незначний, оскільки

ки у надпоршневій порожнині при згорянні-розширенні температура продуктів згоряння навіть при складі суміші, близькому до стехіометричного, не перевищує 2500 К.

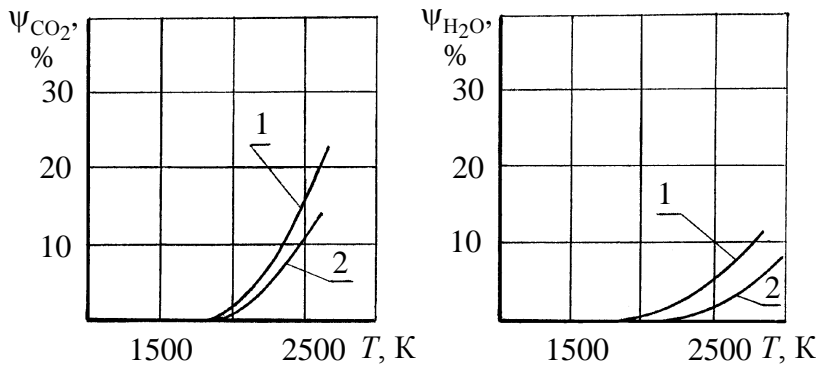


Рисунок 10.13 – Вплив температури і тиску на інтенсивність дисоціації двооксиду вуглецю і пари води:

1 – $p = 0,1$ МПа; 2 – $p = 1,0$ МПа

Найважливішими характеристиками процесу згоряння гомогенних паливоповітряних сумішей є: максимальний тиск згоряння p_z , ступінь попереднього розширення ρ , ступінь підвищення тиску λ , середнє значення швидкості наростання тиску

на ділянці інтенсивного згоряння (ділянка II на рис. 10.11, 10.12), індикаторний коефіцієнт виділення теплоти x_i і коефіцієнт виділення теплоти x (закон згоряння), коефіцієнт ефективного виділення теплоти ξ_{c-z} :

$$x_i = \frac{\Delta U_\phi + L_\phi}{B_{ц} Q_H}; \quad (10.15)$$

$$x = \frac{Q_\phi}{B_{ц} Q_H}; \quad (10.16)$$

$$\xi_{c-z} = \frac{\Delta U_{c-z} + L_{c-z}}{B_{ц} Q_H}, \quad (10.17)$$

де ΔU_ϕ – зміна внутрішньої енергії робочого тіла від моменту початку згоряння до поточного значення кута оберту колінчатого вала, Дж;

L_ϕ – робота газів від моменту початку інтенсивного згоряння до поточного значення кута оберту колінчатого вала, Дж;

Q_ϕ – кількість теплоти, що виділилася до розглянутого кута оберту колінчатого вала, Дж;

ΔU_{c-z} , L_{c-z} – зміна внутрішньої енергії робочого тіла від точки c до точки z і робота газів на цій ділянці за розрахунковою індикаторною діаграмою за умови рівності тисків робочого тіла в кінці стиску (точка c) і максимальних тисків робочого тіла (точка z) на розрахунковій і дійсній індикаторних діаграмах;

$B_{ц} Q_H$ – хімічна енергія палива, що надійшло в надпоршневу порожнину за цикл.

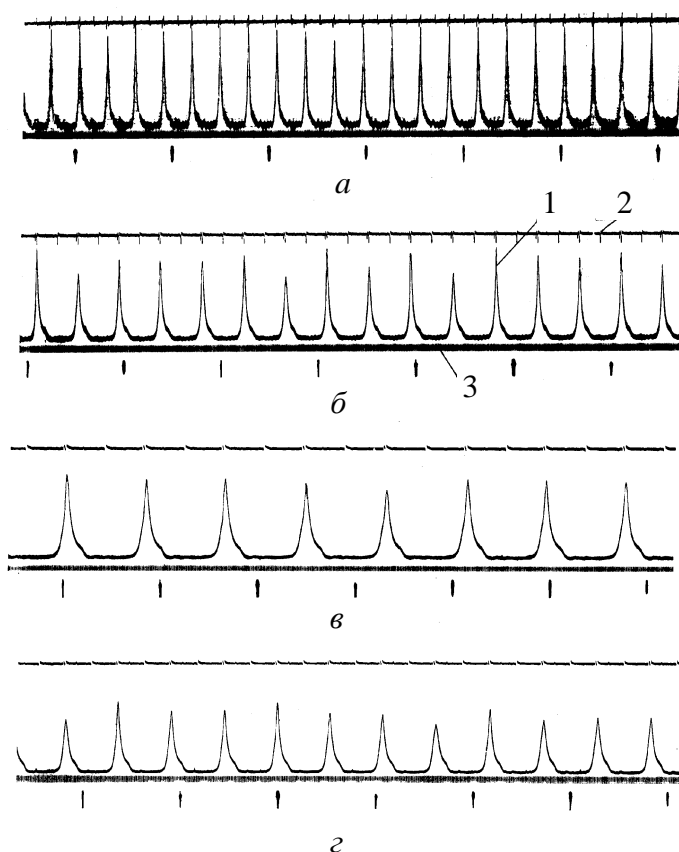


Рисунок 10.14 – Осцилограми зміни тиску в надпоршневій порожнині двигуна ВАЗ-2103 ($S/D = 80/76$; $z = 4$):

- 1 – тиск газів у надпоршневій порожнині;
- 2 – позначка ВМТ; 3 – позначка часу;
- а* – $n = 5600$ об/хв, $p_e = 0,84$ МПа;
- б* – $n = 4000$ об/хв, $p_e = 0,87$ МПа;
- в* – $n = 2000$ об/хв, $p_e = 0,80$ МПа;
- г* – $n = 3000$ об/хв, $p_e = 0,61$ МПа

Максимальний тиск згоряння у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням внаслідок відмінності складу і кількості суміші, зміни моменту початку інтенсивного згоряння й інтенсивності згоряння суміші від циклу до циклу і в одному циліндрі як на режимах зовнішньої швидкісної характеристики (рис. 10.14, *а*, *б*, *в*), так і на режимах часткових навантажень (рис. 10.14, *г*) може відрізнятися більш ніж на 10 % від середнього значення. Коливання значень ступеня підвищення тиску, середнього значення швидкості наростання тиску визначаються, в основному, складом паливоповітряної суміші. Наприклад, у двигуні ВАЗ-2103 на режимах зовнішньої швидкісної характеристики

(рис. 10.10–10.12) $\lambda = 2,5–2,9$; $\Delta p/\Delta \varphi = 0,09–0,12$ МПа/°ОКВ. Зі зниженням навантаження (навіть до режиму холостого ходу) при збереженні складу суміші λ і $\Delta p/\Delta \varphi$ змінюються не набагато. Ступінь попереднього

розширення ρ залежно від навантаження і частоти обертання колінчатого вала змінюється в межах 1,05–1,15.

Оцінка інтенсивності згоряння паливоповітряної суміші за індикаторним коефіцієнтом виділення теплоти x_i , коефіцієнтом виділення теплоти x у двигунах із іскровим запалюванням, за усередненими індикаторними діаграмами некоректна внаслідок значної поциклової нестабільності процесів згоряння (рис. 10.14). Побудова кривих x_i і x для окремих циклів у конкретному циліндрі багаточиліндрового двигуна також нереальна через неможливість експериментально оцінити склад і кількість паливоповітряної суміші у надпоршневій порожнині для окремого конкретного робочого циклу в конкретному циліндрі. Більш об'єктивно інтенсивність згоряння паливоповітряної суміші можна оцінювати за ступенем попереднього розширення ρ і коефіцієнтом ефективного виділення теплоти ξ_{c-z} . Значення цих показників визначають за індикаторною діаграмою умовного розрахункового циклу (рис. 10.15) в припущенні однакових середніх значень максимального тиску циклу p_z , тиску кінця стиску p_c , тиску продуктів згоряння p_e в момент відкриття випускних клапанів, тиску суміші p_v у момент закриття впускних клапанів і індикаторної роботи (за декількома десятками індикаторних діаграм дійсних циклів і значень цих же параметрів умовного розрахункового циклу). Середнє значення індикаторної роботи газів з припустимою похибкою (до 5 %) може бути визначене за ефективною потужністю N_e , потужністю механічних втрат і втрат потужності на процеси газообміну, що визначаються експериментально.

Визначивши за експериментальними даними середні значення індикаторної роботи газів L_i , тиск газів у вузлових

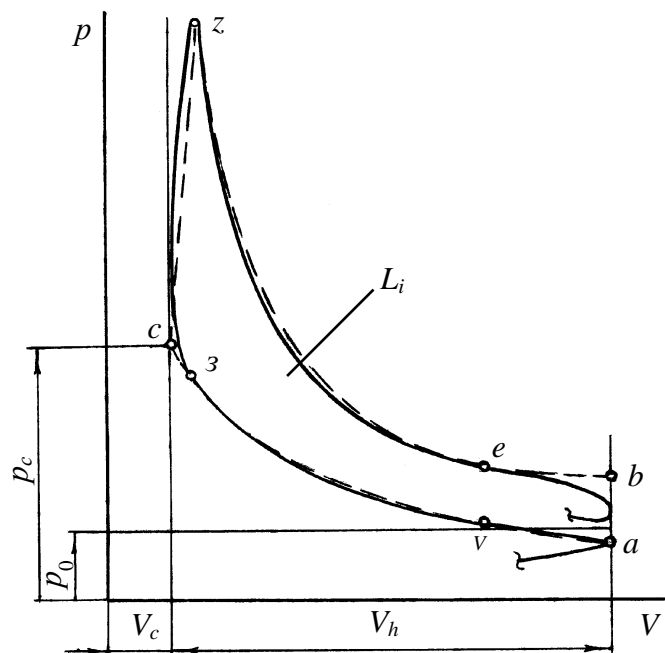


Рисунок 10.15 – Схема заміни усередненої індикаторної діаграми розрахунковою:

- — — розрахункова індикаторна діаграма;
- — — усереднена індикаторна діаграма по декільком десяткам дійсних циклів

точках умовної розрахункової діаграми (точки v, c, z, e), знаходимо з рівнянь політропи для ділянок індикаторної діаграми $a-c$ і $z-b$ значення тиску газів у точках a і b , а потім об'єм надпоршневої порожнини в кінці інтенсивного згоряння V_z (точка z – рис. 10.15):

$$L_i = \psi(L_{c-z} + L_{z-b} - L_{a-c}) =$$

$$= \psi \left[\frac{p_z + p_c}{2} (V_z - V_c) + \frac{p_z V_z - p_b V_b}{\ln(p_z/p_e) - 1} - \frac{p_c V_c - p_a V_a}{\ln(p_c/p_v) - 1} \right], \quad (10.18)$$

де $\psi = 0,95-0,98$ – коефіцієнт повноти умовної розрахункової індикаторної діаграми;

L_{c-z}, L_{z-b} – робота розширення газів на ділянках індикаторної діаграми $c-z$ і $z-b$;

L_{a-c} – робота стиску суміші на ділянках індикаторної діаграми $a-c$.

Коефіцієнт повноти умовної розрахункової індикаторної діаграми ψ враховує відмінність площі умовної розрахункової індикаторної діаграми від площі дійсної індикаторної діаграми.

За значеннями V_z, p_z, M_z , циклової подачі знаходимо з рівняння теплового балансу для ділянки індикаторної діаграми $c-z$ значення температури продуктів згоряння в точці z , потім зміну внутрішньої енергії робочого тіла на цій ділянці і коефіцієнт ефективного виділення теплоти ξ_{c-z} . У двигунах з іскровим запалюванням $\xi_{c-z} = 0,80-0,90$; ступінь попереднього розширення $\rho = 1,05-1,15$. Чим вище рівень досконалості робочих процесів двигуна, поциклова стабільність процесів, тим вищий коефіцієнт ефективного виділення теплоти і менша ступінь попереднього розширення.

§ 4. Методи розрахунку процесів згоряння і розширення

Розрахунок процесів у надпоршневій порожнині при згорянні і розширенні використовується для наближеного моделювання реальних явищ

у надпоршневій порожнині при рішенні конкретних інженерних задач. Однією з таких задач є визначення зміни тиску в надпоршневій порожнині на ділянках згоряння-розширення. Точне відтворення процесів у надпоршневій порожнині двигуна з іскровим запалюванням внаслідок випадкового характеру зміни динаміки згоряння паливоповітряної суміші в кожному з робочих циклів нереальне і не є настільки необхідне при рішенні більшості практичних задач.

Метод побудови індикаторної діаграми, запропонований професором МДТУ ім. Баумана В.І. Гринівецьким і згодом уточнений професором Є.К. Мазінгом, відрізняється наочністю, простотою визначення параметрів робочого тіла у вузлових точках індикаторної діаграми (у точках a, v, c, z, e, b – рис. 10.15). На ділянці інтенсивного згоряння $c-z$ температура в точці z , що відповідає максимальному тиску циклу, визначається виходячи з рівняння теплового балансу для цієї ділянки без урахування втрат теплоти від робочого тіла в стінки:

$$\xi_{c-z} B_{\text{ц}} Q_{\text{н}} = \Delta U_{c-z} + L_{c-z}, \quad (10.19)$$

де $B_{\text{ц}} = \frac{M'_c}{(1 + \gamma)(\alpha M'_0 + 1/\mu_{\text{ц}})}$ – циклова подача палива;

M'_c – кількість робочого тіла в точці c , кмоль;

γ – коефіцієнт залишкових газів;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

M'_0 – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, кмоль/кг;

$Q_{\text{н}}$ – нижча теплота згоряння палива, кДж/кг;

$\mu_{\text{т}}$ – молярна маса палива, кг/кмоль;

$\Delta U_{c-z} = \beta M'_c \mu c_{vmz} t_z - M'_c \mu c_{vmc} t_c$ – зміна внутрішньої енергії робочого тіла на ділянці $c-z$, кДж;

β – коефіцієнт молекулярної зміни при згорянні суміші;

$\mu c_{vmz} = a_z + \frac{b_z}{2} t_z$ – середня молярна теплоємність продуктів згоряння в точці z , кДж/(кмоль·К);

$\mu c_{vmc} = a_c + \frac{b_c}{2} t_c$ – середня молярна теплоємність паливоповітряної

суміші в точці c , кДж/(кмоль·К);

t_z, t_c – температура робочого тіла в точках c і z ;

$L_{c-z} = \frac{p_z + p_c}{2} (V_z - V_c)$ – робота розширення газів від точки c до точ-

ки z .

Роботу розширення газів на ділянці $c-z$ перетворимо в такий спосіб:

$$L_{c-z} = \frac{1}{2} \left[p_z V_z + p_c \rho V_c - p_z \frac{V_z}{\rho} - p_c V_c \right] =$$

$$= \frac{1}{2} \left[\beta M'_c R_\mu T_z + \rho M'_c R_\mu T_c - \frac{1}{\rho} M'_c R_\mu T_z - M'_c R_\mu T_c \right]$$

або

$$L_{c-z} = \frac{1}{2} M'_c R_\mu \left[\beta t_z \left(1 - \frac{1}{\rho} \right) + T_c (\rho - 1) + \beta \cdot 273 \left(1 - \frac{1}{\rho} \right) \right], \quad (10.20)$$

де $R_\mu = 8,314$ кДж/(кмоль·К) – універсальна газова стала;

ρ – ступінь попереднього розширення.

Після перетворення рівняння (10.19) прийме вигляд:

$$\frac{\xi_{c-z} Q_H}{(1 + \gamma)(\alpha M'_0 + 1/\mu_n)} = \beta \mu c_{vmz} t_z - \mu c_{vmc} t_c +$$

$$+ \frac{1}{2} R_\mu \beta t_z \left(1 - \frac{1}{\rho} \right) + \frac{R_\mu}{2} \left[T_c (\rho - 1) + \beta \cdot 273 \left(1 - \frac{1}{\rho} \right) \right]. \quad (10.21)$$

Значення ξ_{c-z} і ρ приймаються за експериментальними даними для двигуна-прототипу ($\xi_{c-z} = 0,8-0,9$; $\rho = 1,05-1,15$).

Якщо на розрахунковому режимі значення коефіцієнта надлишку повітря менше одиниці, варто врахувати неповноту згоряння вуглеводнів палива:

$$Q'_H = Q_H - r_{CO} M'_{пр.зг} \cdot 22,4 \cdot Q_{H(CO)}, \quad (10.22)$$

де r_{CO} – об'ємна частка оксиду вуглецю в продуктах згоряння;

$M'_{пр.зг}$ – кількість молів продуктів згоряння, що припадає на 1 кг палива, кмоль/(кг палива);

$Q_{H(CO)} = 12600$ кДж/нм³ – нижча теплота згоряння оксиду вуглецю.

У рівнянні (10.21) три невідомих: ξ_{c-z} , t_z і ρ . Значення ξ_{c-z} і ρ змінюються у відносно вузьких межах ($\xi_{c-z} = 0,80-0,90$; $\rho = 1,05-1,15$), і їхні значення приймаються за експериментальними даними для подібних двигунів і подібних режимів роботи. Визначивши з рівняння (10.21) t_z , знаходимо максимальний тиск циклу за рівнянням стану для точки z ,

$$p_z V_z = \beta M'_c R_\mu T_z. \quad (10.23)$$

Температура продуктів згоряння в кінці процесу розширення (в точці e – рис. 10.15) визначається з рівняння теплового балансу для ділянки індикаторної діаграми від точки z до точки e ,

$$(1 - \xi_{c-z} - W_e) B_{ц} Q_H = \Delta U_{z-e} + L_{z-e}, \quad (10.24)$$

де W_e – відносні втрати теплоти від газів у стінки внаслідок тепловіддачі і неповноти згоряння на такті розширення ($W_e = 0,07-0,15$);

$\Delta U_{z-e} = \beta M'_c \mu c_{vmz} t_z - \beta M'_c \mu c_{vme} t_e$ – зміна внутрішньої енергії продуктів згоряння на ділянці $z-e$, кДж;

$$L_{z-e} = \frac{p_z V_z - p_e V_e}{n_p - 1} - \text{робота розширення продуктів згоряння на ділянці } z-e, \text{ кДж};$$

ці $z-e$, кДж;

n_p – середнє значення показника політропи розширення на ділянці $z-e$.

Після перетворень рівняння (10.24) набуває вигляду:

$$\frac{Q'_H (1 - \xi_{c-z} - W_e)}{\beta(\alpha M'_0 + 1/\mu_\Pi)(1 + \gamma)} + \mu c_{vmz} t_z = \mu c_{vme} t_e + \frac{R_\mu (T_z - T_e)}{n_p - 1}. \quad (10.25)$$

У даному рівнянні невідомі дві величини: t_e і n_p , взаємозв'язок яких визначається рівнянням політропи для ділянки індикаторної діаграми $z-e$:

$$T_z V_z^{n_p-1} = T_e V_e^{n_p-1} \quad (10.26)$$

або

$$T_e = T_z (V_z/V_e)^{n_p-1} = T_z \cdot 1/\delta_e^{n_p-1}, \quad (10.27)$$

де $\delta_e = V_e/V_z$ – ступінь наступного розширення.

Середнє значення показника політропи розширення n_p визначають методом послідовних наближень. Приймавши в першому наближенні значення n_p (у двигунах з іскровим запалюванням $n_p = 1,20-1,30$) визначають за рівнянням (10.27) значення t_e . Потім перевіряють, чи виконується при цих значеннях n_p і t_e рівняння балансу теплоти (10.25). Підбір n_p продовжують до збігу значень лівої і правої частини рівняння (10.25).

Таким чином, для розрахунку процесу згоряння-розширення у двигунах із іскровим запалюванням по методу Гринівецького–Мазінга необхідно прийняти за експериментальними даними для подібних двигунів і подібних режимів роботи три параметри: ξ_{c-z} , ρ , W_e . Зіставлення розрахункової індикаторної діаграми з усередненою за декількома десятками дійсних циклів у двигунах з іскровим запалюванням умовне і має сенс тільки для контролю рівня значень максимального тиску циклу, ступеня попереднього розширення, індикаторної роботи газів за цикл, індикаторного ККД, оскільки від циклу до циклу і на конкретному режимі роботи двигуна тиск газів на ділянці згоряння-розширення змінюється в значних межах (рис. 10.14).

Подібний підхід до оцінки математичного моделювання процесів у надпоршневій порожнині двигуна з іскровим запалюванням збережеться і при моделюванні процесу згоряння паливоповітряної суміші (закону згоряння), зміни тиску і температури продуктів згоряння в надпоршневій порожнині за кутом оберту колінчатого вала, що відповідають усередненій індикаторній діаграмі для конкретного режиму роботи двигуна. Аналітична залежність частки згорівшої паливоповітряної суміші від кута оберту колінчатого вала (закон згоряння) може бути подана функцією, що відповідає наступним вимогам:

- значення функції на початку інтенсивного згоряння (15–20 °ОКВ до ВМТ) повинне бути рівним 0, а в кінці згоряння рівним 1 (0,999);
- функція не повинна мати розривів;
- значення функції при куті оберту колінчатого вала, що відповідає максимальному тискові циклу (точка z), повинне бути не менше $\xi_{c-z} = 0,80-0,90$.

Цим вимогам відповідає, наприклад, тригонометрична функція

$$x = 0,5 \left[1 - \cos \left(\frac{\varphi - \varphi_H}{\Delta\varphi_z} \pi \right) \right] \quad (10.28)$$

або функція, що запропонована І.І. Вібе для моделювання процесу згоряння палива в дизелях [16]:

$$x = 1 - e^{-6,908 \left(\frac{\varphi - \varphi_H}{\Delta\varphi_z} \right)^{m+1}}, \quad (10.29)$$

де φ – поточне значення кута оберту колінчатого вала;

φ_H – кут оберту колінчатого вала, що відповідає початкові інтенсивного виділення теплоти;

$\Delta\varphi_z$ – тривалість згоряння;

m – показник динаміки згоряння паливоповітряної суміші.

Обидві ці залежності для закону згоряння в двигуні з іскровим запалюванням є емпіричними. Проте, якщо відомо значення коефіцієнта ефективного виділення теплоти ξ_{c-z} , ступінь попереднього розширення ρ для усередненої індикаторної діаграми конкретного режиму роботи двигуна (кут оберту кривошипа φ_z , що відповідає максимальному тискові циклу), то за допомогою залежностей (10.28) і (10.29) можна оцінити тривалість згоряння паливоповітряної суміші. Наприклад, для режиму роботи двигуна ВАЗ-2103 при $n = 5600$ об/хв і повністю відкритій дросельній заслінці ($\xi_{c-z} \cong 0,85$; $\varphi_H = 340$ °ОКВ, $\varphi_z = 370$ °ОКВ – рис. 10.11) тривалість згоряння паливоповітряної суміші $\Delta\varphi_z$ становить, за залежністю (10.28), приблизно 35 °ОКВ, за залежністю (10.29) при $m = 2$ $\Delta\varphi_z \cong 33$ °ОКВ.

Закінченню процесу згоряння паливоповітряної суміші в дійсному циклі двигуна з іскровим запалюванням приблизно відповідає момент досягнення фронтом полум'я найбільш віддаленої від електродів свічки запалювання поверхні стінки надпоршневої порожнини. Знаючи відстань від електродів свічки запалювання до найбільш віддаленої поверхні стінки надпоршневої порожнини $L_{\text{пол}}$ і тривалість згоряння паливоповітряної суміші $\Delta\varphi_z$, можна оцінити і середню швидкість поширення фронту полум'я, м/с:

$$W_{\text{пол}} = \frac{L_{\text{пол}}}{\Delta\varphi_z / 6n}. \quad (10.30)$$

Для розглянутого вище приклада (двигун ВАЗ-2103, $n = 5600$ об/хв, кут оберту кривошипа, що відповідає максимальному тиску газів p_z , дорівнює 370°ОКВ , $L_{\text{пол}} \approx 70$ мм, $\Delta\varphi_z = 33\text{--}35^\circ\text{ОКВ}$) середнє значення швидкості поширення фронту полум'я $W_{\text{пол}} \cong 67\text{--}70$ м/с.

З огляду на наближений характер подання фізико-хімічних процесів на ділянці згоряння-розширення при моделюванні зміни тиску газів у надпоршневій порожнині залежно від кута оберту колінчатого вала на цій ділянці (побудова розрахункової індикаторної діаграми на ділянці згоряння-розширення), будемо виходити з наступних припущень:

- параметри робочого тіла в надпоршневій порожнині в кожній із зон (зона продуктів згоряння і зона паливоповітряної суміші розділені фронтом полум'я) знаходяться в рівноважному стані, але при різному значенні температури;
- відношення об'єму зони за фронтом полум'я (об'єму продуктів згоряння) до надпоршневого об'єму на початку розрахункової ділянки дорівнює частині паливоповітряної суміші x , що згоріла до цього моменту;
- втрати теплоти від газів у стінки на розрахунковому кроці для кожної з зон приймаються пропорційними їхнім об'ємам на початку розрахункової ділянки;
- втрати робочого тіла через зазор між поршнем і стінками циліндра незначні і в розрахунках не враховуються.

Тоді залежність (4.33) для визначення зміни тиску газів у надпоршневій порожнині на розрахунковій ділянці при згорянні-розширенні, якщо виходити з двозонної моделі, набуває вигляду:

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_{Ti} p_i}{V_i'} \left[\Delta V_{mxi} + \frac{\kappa_{Ti} - 1}{\kappa_{Ti}} \cdot \frac{\Delta Q_{xi} - \Delta Q_{Ti}}{p_i} - \Delta V_{pi} \right], \quad (10.31)$$

де κ_{Ti} – показник адиабати для продуктів згорання на початку розрахункової ділянки;

p_i – тиск газів у надпоршневій порожнині;

$V_i' = x_{(i)} V_i$ – об'єм продуктів згорання;

$x_{(i)}$ – частка паливоповітряної суміші, що згоріла до початку розрахункової ділянки;

V_i – об'єм надпоршневої порожнини на початку розрахункової ділянки;

$\Delta V_{mxi} = (\beta - 1) V_i \Delta x_{(i)}$ – зміна об'єму продуктів згорання, що обумовлена реакціями окиснювання палива;

β – коефіцієнт молекулярної зміни;

$\Delta x_{(i)}$ – частка паливоповітряної суміші, що згоріла на розрахунковій ділянці;

$\Delta Q_{xi} = B_{ц} Q'_H \Delta x_{(i)}$ – кількість теплоти, що виділяється на розрахунковій ділянці в реакціях окиснювання палива;

$$\Delta Q_{Ti} = x_{(i)} \sum_{j=1}^j \alpha_{Tj} F_{Tj} (T_i - T_{стj})$$

– втрати теплоти від продуктів згорання в стінки надпоршневої порожнини;

ΔV_{pi} – зміна об'єму надпоршневої порожнини на розрахунковій ділянці, що обумовлена переміщенням поршня.

При цьому об'єм зони паливоповітряної суміші $(V_i - V_i')$ протягом розрахункового проміжку часу приймається незмінним, а в кінці розрахункового проміжку часу зменшується на величину $V_i \Delta x_{(i)}$.

Тиск і температура продуктів згорання в кінці розрахункової ділянки (на початку наступної розрахункової ділянки):

$$p_{i+1} = p_i + \Delta p_i;$$

$$T_{i+1} = \frac{p_{i+1} V_{i+1}'}{R_{\mu} x_{(i+1)} M'_H \beta},$$

де M'_n – кількість робочого тіла на початку інтенсивного згоряння паливоповітряної суміші.

Початковими даними для даного розрахунку є конструктивні параметри двигуна, які визначають зміну надпоршневого об'єму V_i залежно від кута оберту колінчатого вала, ряд режимних параметрів, що визначають кількість теплоти, яка виділяється в реакціях окиснювання вуглеводнів палива ($B_{ц}Q'_n$), коефіцієнт молекулярної зміни β , кількість робочого тіла і його параметри на початку інтенсивного згоряння паливоповітряної суміші (у точці з – рис. 10.15). Початок інтенсивного згоряння паливоповітряної суміші φ_n , закон згоряння x , залежність коефіцієнта тепловіддачі α_t від конструктивних параметрів і параметрів робочого тіла в розрахунковій зоні, середні значення температури $T_{стj}$ для окремих ділянок поверхні стінок надпоршневої порожнини приймаються за експериментальними даними для подібних двигунів і режимів роботи, близьких за параметрами і показниками до розрахункового режиму.

Таким чином, даний метод побудови індикаторної діаграми двигуна з іскровим запалюванням на ділянці згоряння-розширення, як і метод Гринівецького–Мазінга, тільки при наявності експериментальних даних для подібних двигунів і подібних режимів роботи, близьких за параметрами і показниками до розрахункового, дозволяє з відносно невисоким ступенем наближення визначити зміну тиску і температуру робочого тіла в надпоршневій порожнині при згорянні-розширенні. Погрішність визначення параметрів і показників робочого циклу може досягати при цьому 5–10 %, але на стадії проектування двигуна погрішність цього рівня цілком прийнятна.

Контрольні запитання та завдання

1. Які типи систем живлення використовуються в двигунах з іскровим запалюванням?
2. Як відбуваються процеси формування паливоповітряної суміші при зовнішньому сумішоутворенні?
3. Наведіть переваги і недоліки карбюраторних систем живлення в порівнянні з системами вприскування.

4. Наведіть переваги і недоліки системи розподіленого впорскування в порівнянні з системою моновпорскування.

5. Як відбуваються процеси формування паливоповітряної суміші в двигунах з іскровим запалюванням при внутрішньому сумішоутворенні?

6. Обґрунтуйте перспективи застосування безпосереднього впорскування в двигунах з іскровим запалюванням і розшаруванням паливоповітряної суміші.

7. Поясніть принцип роботи батарейної системи запалювання.

8. Які відбуваються процеси в зоні електричного розряду між електродами свічки запалювання?

9. Обґрунтуйте вимоги до системи запалювання двигуна при зовнішньому сумішоутворенні.

10. Які відбуваються процеси у фронті полум'я?

11. Які мають значення:

- абсолютна швидкість реакцій;
- енергія активації;
- константи хімічних реакцій?

12. Як впливає початкова температура паливоповітряної суміші та енергія активації на абсолютну швидкість хімічних реакцій?

13. Наведіть основні положення теорії ланцюгових реакцій окиснювання вуглеводнів у фронті полум'я.

14. Поясніть особливості процесів утворення токсичних і канцерогенних з'єднань при згорянні паливоповітряних сумішей.

15. Які значення має швидкість поширення фронту полум'я при згорянні гомогенних паливоповітряних сумішей?

16. Яка тривалість інтенсивного (видимого) згорання в двигунах з іскровим запалюванням?

17. Які відбуваються процеси при дисоціації?

18. Визначте вплив дисоціації на ефективність перетворення теплоти в механічну роботу.

19. Що собою являє детонаційне згорання паливоповітряних сумішей?

20. Визначте фактори, що обумовлюють детонаційне згорання паливоповітряних сумішей.

21. Визначте фактори, що обумовлюють циклову нестабільність процесу згоряння паливоповітряних сумішей.
22. Наведіть основні характеристики процесу згоряння паливоповітряних сумішей і методи їхнього визначення.
23. Поясніть метод розрахунку процесів згоряння-розширення Грині-вещького–Мазінга в двигуні з іскровим запалюванням та визначте його недоліки.
24. Наведіть особливості математичного моделювання процесу згоряння в двигуні з іскровим запалюванням і його можливості.
25. Як визначається зміна тиску в надпоршневій порожнині при згорянні-розширенні за кутом оберту колінчатого вала?

Список література до розділу 10

1. Орлов В.А., Лосев В.Е. Автомобильные карбюраторы. – Л.: Машиностроение, 1977. – 246 с.
2. Greiner M., Romman P., Steinbrenner U. Bosch fuel injectors – new developments // SAE Technical Paper Series, 1987, 87/0124. – P. 1–11.
3. Scott D. Pneumatic fuel injection spurs two-stroke revival. – Automotive Engineering, 1986, vol. 94, № 8. – P. 74–79.
4. Сандомирский М.Г. Перспективы применения аккумуляторных форсунок в автотракторных двигателях // Вісник ХДТУСТ «Механізація сільськогосподарського виробництва». – Харків: ХДТУСТ, 2000, вип. 1. – С. 16–23.
5. Молчанов П.Н., Владимирский А.И., Бобровский В.А. Система впрыскивания бензина // Двигателестроение, 1990. – № 3. – С. 21–23.
6. Астахов В.А. Разработка рабочих процессов бензинового двигателя с расслоением заряда в дополнительной камере сгорания. – Автореф. канд. дисс. – Харьков: ХПИ, 1987. – 24 с.
7. Кадаков М. Будем непосредственнее! (Новый двигатель Mitsubishi). – Авторевю, 1996, № 2. – С. 22–23.
8. Воинов А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. – М.: Машиностроение, 1977. – 275 с.
9. Глезер Г.Н., Опарин И.М. Автомобильные электронные системы зажигания. – М.: Машиностроение, 1977. – 144 с.

10. Дмитриевский А.В., Тюфяков А.С. Бензиновые двигатели. – М.: Машиностроение, 1986. – 209 с.
11. Бела Буна. Электроника на автомобиле. – М.: Транспорт, 1979. – 190 с.
12. Воеводский В.В., Налбалдян А.Б. Окисление водорода. – Сб. трудов ин-та химической физики АН СССР «Кинетика цепных реакций окисления». – М.-Л.: АН СССР, 1950. – С. 11–37.
13. Чирков Н.М., Энтелис С.Г. Кинетика окисления этана. – Сб. трудов ин-та химической физики АН СССР «Кинетика цепных реакций окисления». – М.-Л.: АН СССР, 1950. – С. 118–156.
14. Иноземцев Н.В. Основы термодинамики и кинетики химических реакций. – М.: Машгиз, 1950. – 210 с.
15. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1981. – 159 с.
16. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. – М.: Машгиз, 1962. – 271 с.

Розділ 11

ПРОЦЕСИ СУМІШОУТВОРЕННЯ, ЗГОРЯННЯ І РОЗШИРЕННЯ В ДВИГУНАХ ІЗ САМОЗАЙМАННЯМ ПАЛИВА ВІД СТИСКУ

§ 1. Системи подачі палива в камеру згоряння дизеля

У перших конструкціях дизелів [1] подача палива здійснювалася спочатку в змішувальну камеру форсунки, а зі змішувальної камери в надпоршневу порожнину (камеру згоряння) – стиснутим повітрям. Стиснуте повітря подавалося в змішувальну камеру форсунки при тиску на 1,5–2 МПа більшому ніж тиск повітря в надпоршневій порожнині в кінці такту стиску, який досягав 3,2–3,5 МПа, а температура 550–600 °С. Подача палива в надпоршневу порожнину починалася до ВМТ. Момент початку подачі палива зі змішувальної камери форсунки в надпоршневу порожнину визначався моментом відкриття голки форсунки. Підйом голки форсунки здійснювався за допомогою кулачкового вала з приводом від колінчатого вала. Тривалість відкриття голки форсунки не залежала від навантаження. Як паливо використовувався гас.

Застосування стиснутого повітря для розпилювання і подачі палива в надпоршневу порожнину забезпечувало високу дисперсність його розпилу, інтенсивне перемішування дрібних крапель палива з гарячим повітрям, скорочення періоду затримки запалювання. Тому швидкість згоряння палива визначалася в основному швидкістю його надходження в надпоршневу порожнину. Процес згоряння при цьому відбувався практично при постійному тиску.

Винахід механічної системи подачі палива безпосередньо в камеру згоряння значно спростив конструкцію дизеля, систему керування, дозволив підвищити частоту обертання колінчатого вала дизеля. У сучасних дизелях використовується кілька типів механічних систем паливоподачі на базі плунжерних насосів високого тиску: роздільні системи паливоподачі (насос і форсунки – окремі вузли, з'єднані трубопроводом високого тиску); насос-форсунки (плунжерний насос високого тиску і форсунка в зага-

льному корпусі); акумуляторні системи паливоподачі з електронною системою керування переміщенням голки розпилювача форсунки.

Розглянемо як приклад особливості процесів подачі палива в камеру згоряння в дизелі з роздільною механічною системою (рис. 11.1).

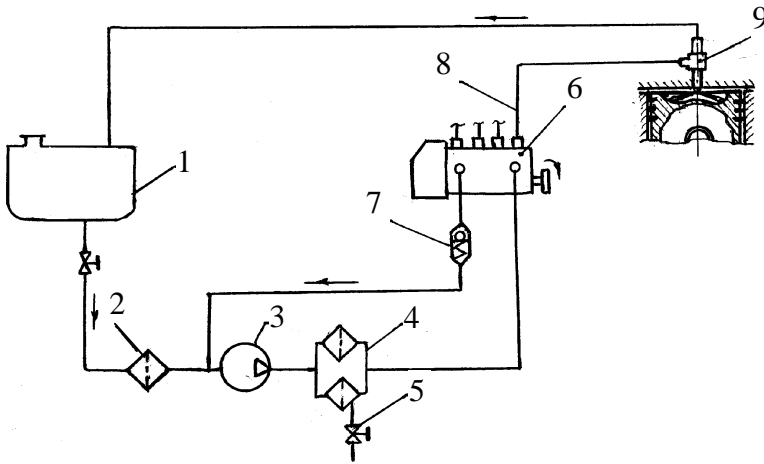


Рисунок 11.1 – Схема системи подачі палива в автотракторному дизелі:

1 – паливний бак; 2 – фільтр грубої очистки палива; 3 – підкачуючий паливний насос; 4 – фільтр тонкої очистки палива; 5 – вентиль для видалення з системи повітря; 6 – паливний насос високого тиску; 7 – зворотний клапан; 8 – трубопровід високого тиску; 9 – форсунка

Паливо з бака 1 паливним підкачуючим насосом 3 через фільтри грубої 2 і тонкої 4 очистки палива від механічних домішок підводиться до корпусу паливного насоса високого тиску 6 (рис. 11.1). Тиск у каналах підведення палива до нагнітальних секцій насоса підтримується на рівні 0,05–0,3 МПа зворотним клапаном 7. Нагнітальні секції з'єднані трубопроводами високого тиску 8 з форсунками 9. Паливо, що надійшло в порожнину пружини форсунки через зазор між голкою розпилювача і корпусом розпилювача, відводиться в паливний бак 1.

Нагнітальна секція паливного насоса високого тиску (рис. 11.2) містить вузол нагнітального клапана 3, втулку плунжера 4 з каналами для підведення палива в надплунжерну порожнину, плунжер 6 з відсічною канавкою 7, поворотну втулку 10, штовхач 11, пружину штовхача 12. Зміна циклової подачі палива в даній конструкції паливного насоса визначається зміною моменту відкриття кромкою відсічної канавки на плунжері 7 отвору 5 у втулці плунжера 4. Цей момент залежить від кута повороту плунжера 6, здійснюваного через поворотну втулку 10 рейкою 9 паливного насоса, з'єднаною тягою з відцентровим регулятором.

Переміщення плунжера 6 нагнітальної секції здійснюється через штовхач 11 кулачковим валом. Максимальний тиск у надплунжерній по-

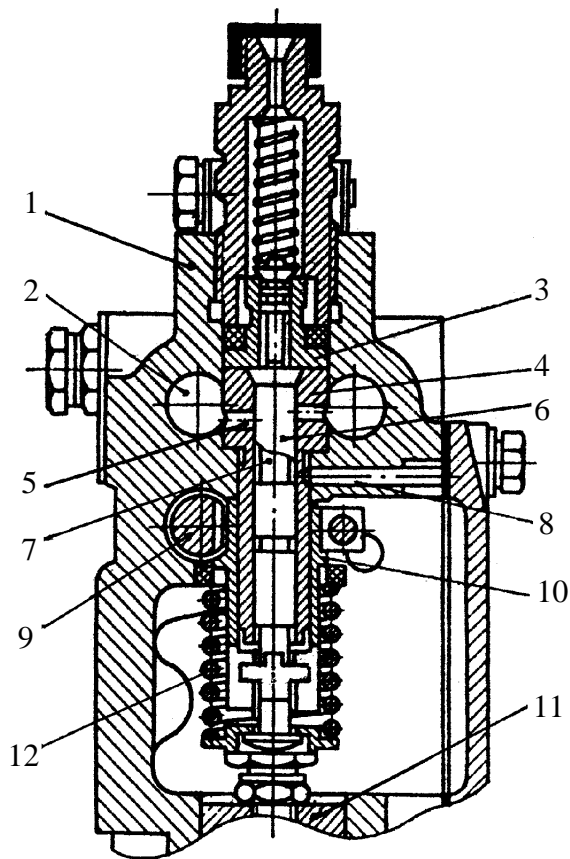


Рисунок 11.2 – Паливний насос (поперечний розріз):

- 1 – корпус; 2 – канали для палива;
- 3 – вузол нагнітального клапана;
- 4 – втулка плунжера; 5 – канали для палива у втулці плунжера;
- 6 – плунжер; 7 – відсічна канавка;
- 8 – штифт; 9 – рейка; 10 – поворотна втулка; 11 – штовхач; 12 – пружина штовхача

використовуються в швидкохідних дизелях з розділеними камерами згоряння (вихорокамерні і передкамерні дизелі).

Тиск палива в порожнині під голкою розпилювача 5, що відповідає моменту початку підйому голки розпилювача, визначається попереднім затягуванням пружини форсунки 2 (рис. 11.3) і залежить від типу камери згоряння й особливостей організації процесів сумішоутворення. У форсунках зі штифтовим розпилювачем цей тиск не перевищує 13 МПа, у форсунках з багатодірчатими розпилювачами тиск початку підйому голки розпилювача становить 17–30 МПа.

рожнині, а відповідно і перед форсункою, в роздільних системах паливонадачі складає 30–100 МПа. В насосфорсунках цей тиск може перевищувати і 150 МПа.

У роздільних системах паливонадачі використовуються в основному закриті форсунки з багатодірчатим розпилювачем (рис. 11.3, а) і зі штифтовим розпилювачем (рис. 11.3, б) з різною формою штифта. Форсунки з багатодірчатим розпилювачем застосовуються в дизелях з нерозділеними і напіврозділеними камерами згоряння. Залежно від форми камери згоряння і її розташування відносно розпилювача форсунки, діаметра горловини камери згоряння й інтенсивності тангенціального вихору в надпоршневій порожнині кількість отворів розпилювача може бути 3–12; діаметр отворів розпилювача залежно від об'єму надпоршневої порожнини 0,2–1 мм і більше. Форсунки зі штифтовим розпилювачем (діаметр штифта 1–2 мм) ви-

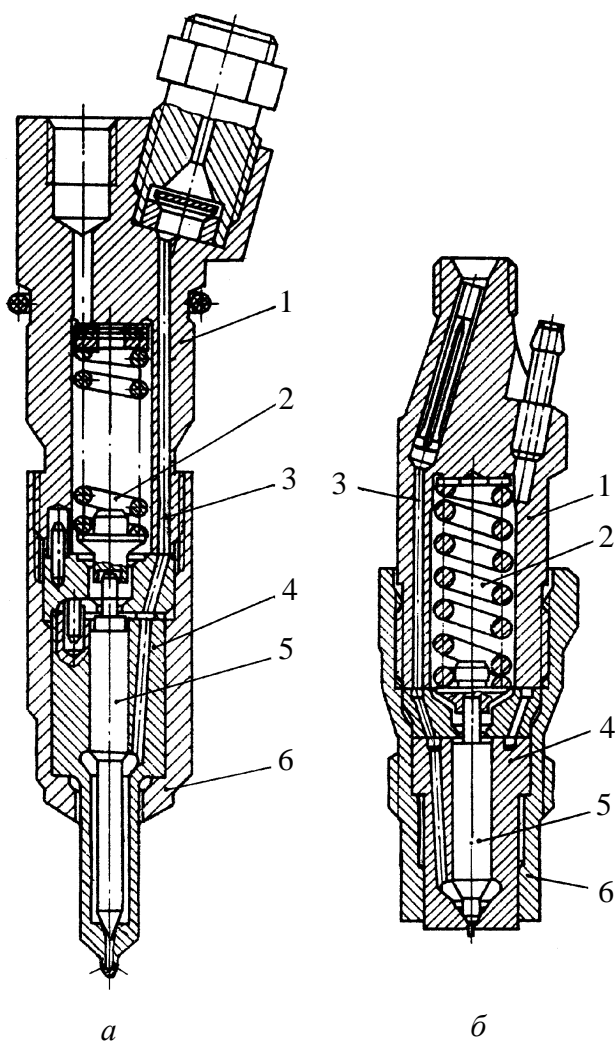


Рисунок 11.3 – Форсунки:

a – з багатодірчатим розпилювачем;
б – з штифтовим розпилювачем;
 1 – корпус форсунки; 2 – пружина; 3 – канал підведення палива до розпилювача; 4 – корпус розпилювача; 5 – голка розпилювача; 6 – накидна гайка

або 1,8 мс) в камеру згоряння надходить 28,4 мм³ палива. Максимальний тиск палива перед форсункою не перевищує 19,5 МПа. Залежно від частоти обертання колінчатого вала, величини циклової подачі палива ці параметри процесу паливоподачі будуть змінюватися.

Розглянемо для приклада особливості процесів подачі палива у вихорокамерному дизелі з форсункою зі штифтовим розпилювачем при частоті обертання колінчатого вала двигуна 5000 об/хв (рис. 11.4). Залишковий тиск у трубопроводі високого тиску $p_{\text{зал}}$ складає приблизно 0,6 МПа. Початок підйому голки розпилювача форсунки відносно моменту початку підвищення тиску палива перед форсункою зміщується приблизно на 15 °ОКВ. Відносно ВМТ поршня випередження початку підйому голки розпилювача форсунки становить 17 °ОКВ. У цей момент тиск палива перед форсункою досягає значення, що відповідає тиску затягування пружини ($p_{\text{в.пр}} \approx 13$ МПа). Тривалість підйому голки форсунки ($h_{\text{гол}} = 0,8$ мм) приблизно 18,5 °ОКВ, виствою – 27 °ОКВ, посадки голки – 8,5 °ОКВ. Протягом цього проміжку часу (54 °ОКВ

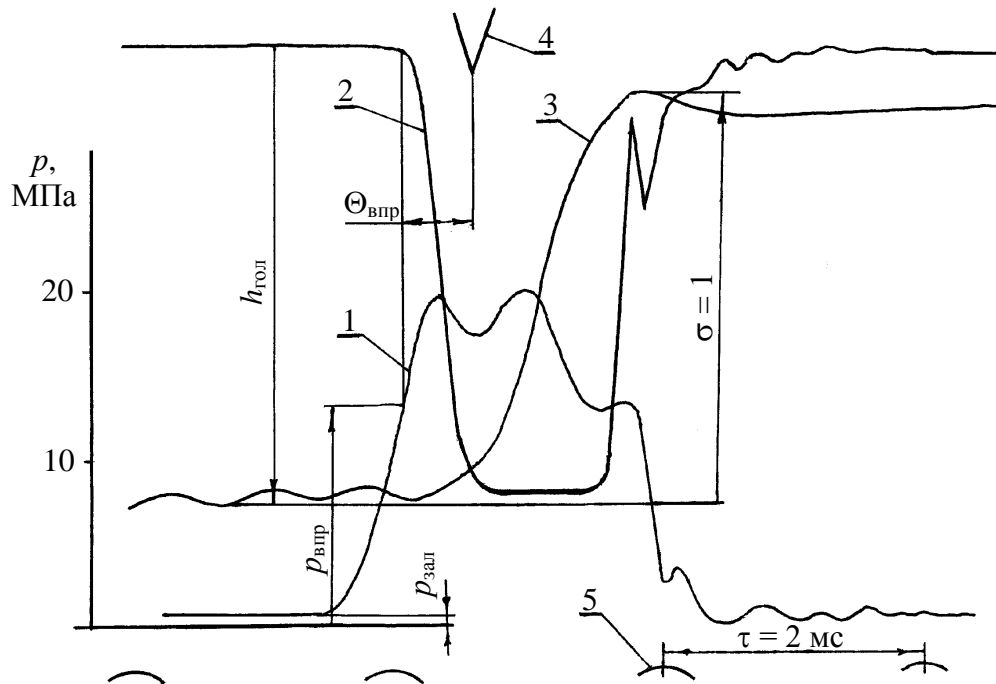


Рисунок 11.4 – Осцилограма зміни параметрів паливоподачі у вихорокамерному дизелі ВА3-341 ($S/D = 80/76$) при частоті обертання колінчатого вала 5000 об/хв і цикловій подачі $28,4 \text{ мм}^3/\text{цикл}$:

- 1 – тиск палива перед форсункою; 2 – підйом голки форсунки ($h_{\text{гол}} = 0,8 \text{ мм}$);
 3 – закон подачі палива σ ; 4 – позначка ВМТ поршня; 5 – позначка часу

§2. Процеси сумішоутворення

Ефективність процесу згорання палива в дизелях значною мірою залежить від тонкості й однорідності розпилювання палива, розподілу палива по об'єму камери згорання, взаємодії факелів вприснутого палива зі стінками камери згорання і потоками повітря (продуктів згорання) в камері згорання. При підвищених циклових подачах подача палива в камеру згорання продовжується і після початку згорання, тобто процеси сумішоутворення і згорання в дизелях протікають протягом деякого часу одночасно.

Якість розпилювання палива визначається тонкістю й однорідністю розпилу палива, далекобійністю факела, структурою факела розпиленого палива. *Тонкість розпилювання палива характеризується величиною се-*

реднього діаметра крапель палива, а однорідність розпилювання палива – граничними відхиленнями діаметра крапель палива від середнього значення. Ці показники якості розпилювання палива, як і далекобійність факела, кут конуса факела, залежать від особливостей конструкції розпилювачів, тиску палива біля отворів розпилювача (під голкою розпилювача) і характеру його зміни протягом вприскування, густини середовища (повітря, продуктів згоряння), в яке здійснюється вприскування, інтенсивності турбулізації середовища.

Вприскування палива в камеру згоряння дизеля залежно від особливостей організації робочих процесів, частоти обертання колінчатого вала починається за 10–40 °ОКВ до ВМТ і продовжується залежно від величини циклової подачі палива 10–60 °ОКВ. Тиск повітря в камері згоряння до початку вприскування в дизелях без наддуву досягає залежно від ступеня стиску 3–6 МПа, в дизелях з наддувом – до 10 МПа, температура повітря 900–1100 К. Протягом подачі палива в камеру згоряння змінюється тиск палива перед сопловими каналами розпилювача, тиск, температура і густина повітря (продуктів згоряння) в камері згоряння, а відповідно і перепад тиску на сопловому каналі розпилювача. Цей перепад тиску залежить також і від місцевих опорів каналу (гостроти кромки каналу, шорсткості поверхні стінок каналу).

Дійсна швидкість витікання палива із соплового каналу, м/с:

$$W_c = \varphi \sqrt{\frac{2(p_{\text{п}} - p_{\text{пр}})}{\rho_{\text{п}}}}, \quad (11.1)$$

де $\varphi = 0,7\text{--}0,8$ – швидкісний коефіцієнт; $p_{\text{п}}$, $p_{\text{пр}}$ – тиск палива перед сопловим каналом (під голкою) і повітря в камері згоряння, Па; $\rho_{\text{п}}$ – густина палива перед сопловим каналом, кг/м³.

Для прикладу (табл. 11.1) визначимо швидкість витікання палива із соплового каналу при густині палива $\rho_{\text{п}} = 850$ кг/м³, швидкісному коефіцієнті $\mu_c = 0,7$, що враховує зменшення швидкості витікання внаслідок тертя потоку палива об стінки каналу і внутрішнього тертя, тиску повітря в камері згоряння $p_{\text{пр}} = 4$ МПа.

Таблиця 11.1 – Зміна швидкості витікання палива з соплового каналу залежно від перепаду тиску на сопловому каналі

$(p_{\text{п}} - p_{\text{пр}}) \cdot 10^{-5}$, Па	60	160	260	460	960	1460
$W_{\text{с}}$, м/с	83	136	173	230	333	410

Розпад струменя палива на виході з отвору розпилювача, утворення факела розпиленого палива залежить від конструкції розпилювача, швидкості витікання палива, тиску і густини газового середовища, що визначають аеродинамічний опір середовища, в яке здійснюється вприскування. На розпад струменя значний вплив мають також початкові збурювання в сопловому каналі, які залежать від стану кромek отворів соплового каналу, відношення довжини соплового каналу до його діаметра, шорсткості стінок соплового каналу, пухирців пари палива і повітря в струмені палива, стисливості палива. Центральна частина факела складається з великих крапель і тонких ниток палива, що відходять від неї, які потім руйнуються під впливом сил аеродинамічного опору газового середовища, утворюючи оболонку факела з дрібних крапель. Швидкість крапель палива в оболонці факела внаслідок аеродинамічного опору газового середовища з віддаленням від осі факела різко зменшується.

При вприскуванні палива у вакуум розпад струменя на виході із соплового отвору залежить тільки від початкового завихрення в сопловому каналі. Якщо початкове завихрення в сопловому каналі незначне, на виході з його отвору утвориться щільний струмінь (рис. 11.5, *а*) або пухкий струмінь палива (рис. 11.5, *б, в*) [2]. Заміна циліндричного штифта в розпилювачі (рис. 11.5, *а*) на штифт зі зворотним конусом (рис. 11.5, *г*) збільшила початкове завихрення в каналі розпилювача [2]. На виході із соплового отвору струмінь палива розпадається на тонкі нитки, що потім розриваються, утворюючи окремі краплі. З підвищенням протитиску газового середовища (повітря) у бомбі, в яке здійснюється вприскування палива, з 30–40 мм рт. ст. до атмосферного (760 мм рт. ст.) аеродинамічний опір середовища зріс приблизно пропорційно збільшенню густини газового середовища і квадратів швидкості крапель палива. Це збільшило швидкість розпаду струменя, дроблення часток палива безпосередньо на виході із соплового каналу (рис. 11.6, *а*). Вихори повітря, що утворюються при цьому,

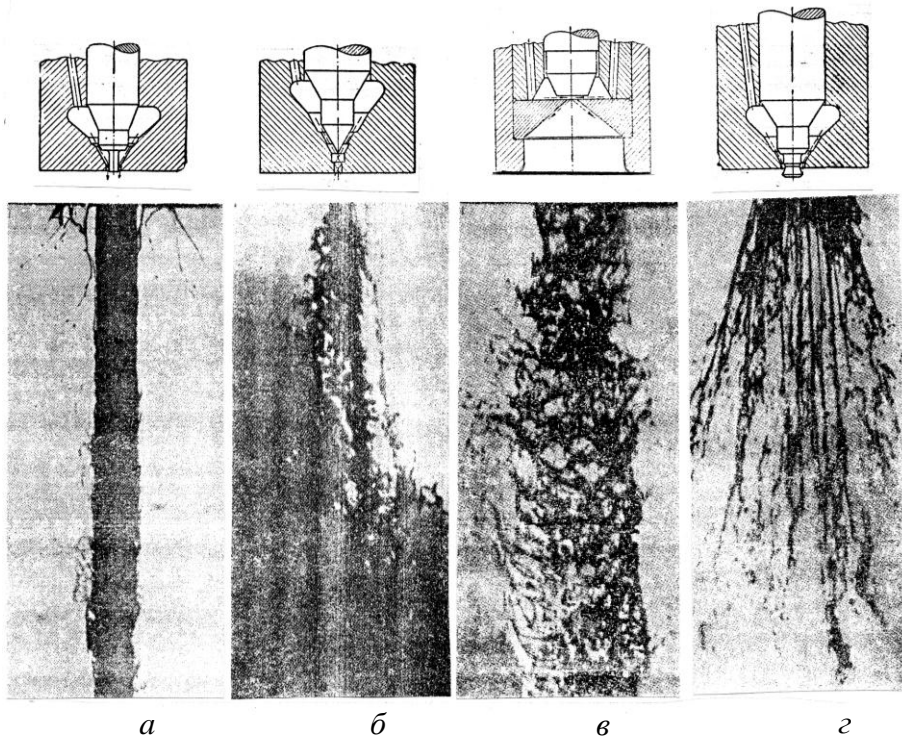


Рисунок 11.5 – Вприскування палива у вакуум (абсолютний тиск газового середовища в бомбі, у яку здійснювалося вприскування, 30 – 40 мм рт. ст.)

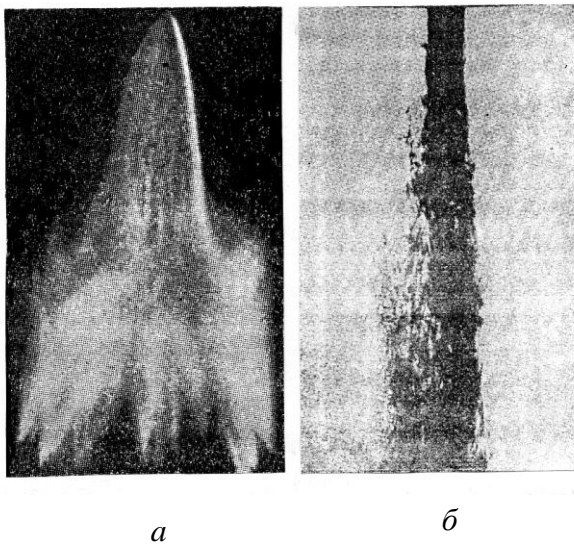


Рисунок 11.6 – Вприскування палива в газове середовище з протитиском:

a – $p_{\text{пр}} = 0,1$ МПа, розпилювач штифтовий зі зворотним конусом – рис. 11.5, *г*;
б – $p_{\text{пр}} = 1,6$ МПа, розпилювач штифтовий з циліндричним штифтом – рис. 11.5, *а*

переносять дрібні краплі палива на периферію факела, утворюючи його оболонку в формі конуса. Якщо початкове завихрення в сопловому каналі незначне (штифтовий розпилювач з циліндричним штифтом – рис. 11.5, *а*), то при збільшенні протитиску газового середовища до 1,6 МПа на виході із соплового каналу формується щільний струмінь палива, що розпадається на помітному видаленні від отвору каналу розпилювача (рис. 11.6, *б*).

При вприскуванні палива через дірчастий розпилювач (рис. 11.7, *а*) при постійному ти-

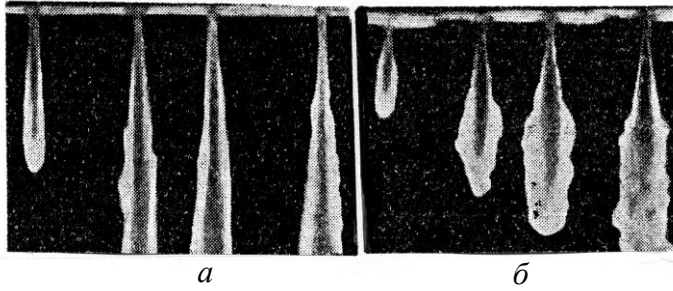


Рисунок 11.7 – Вприскування палива в газове середовище при постійному тиску палива в акумуляторі ($p_{ак} = 56$ МПа) і протитиску $p_{пр} = 0,1$ МПа (а) і $p_{пр} = 1,4$ МПа (б) (розпилювач дірчатий – рис. 11.5, б; $d_c = 0,56$ мм)

лива, що вприскується [3]. Дрібні частки палива, що утворюються на поверхні ядра, вихорами повітря виносяться з цієї зони на периферію факела. З підвищенням протитиску газового середовища до 1,4 МПа зростає інтенсивність утворення дрібних крапель палива в зоні ядра факела, інтенсивність їхнього переносу вихорами повітря на периферію факела; збільшується кут конуса факела, однорідність розпилювання палива (рис. 11.7, б).

Протитиск (густина газового середовища, в яке здійснюється вприскування палива) впливає і на далькобійність $L_{ф}$ і на кут $\beta_{ф}$ конуса факела (рис. 11.8) [2]. З підвищенням протитиску газового середовища далькобійність факела зменшується, збільшується кут конуса факела. На якість розпилу палива і далькобійність факела впливає діаметр соплових каналів дірчастого розпилювача (рис. 11.9, 11.10) [2]. Зі зменшенням

ску палива в акумуляторі, а відповідно і перед отвором каналу розпилювача, і протитиску 0,1 МПа по осі факела утвориться більш щільне ядро, що складається з великих крапель. Вершина цього ядра трохи відстає від переднього фронту факела. У ядрі факела знаходиться основна маса па-

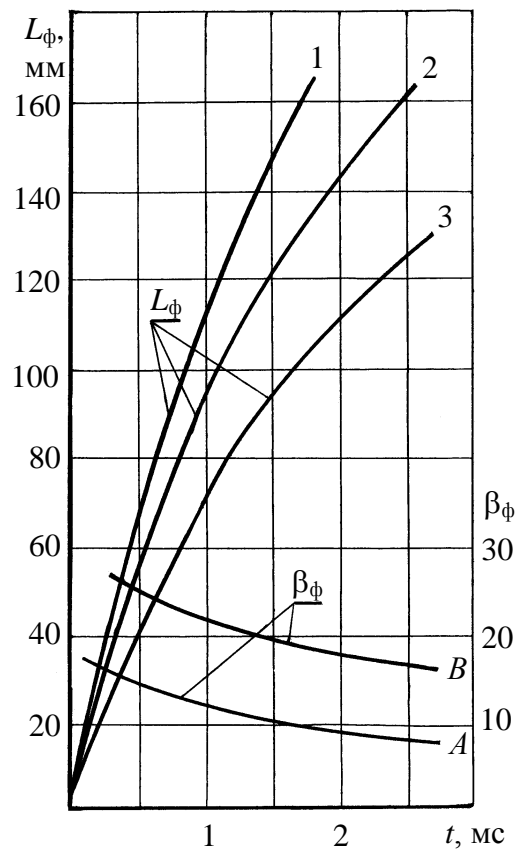


Рисунок 11.8 – Вплив протитиску газового середовища на далькобійність факела $L_{ф}$ і на кут конуса факела $\beta_{ф}$ (розпилювач багатодірчатий з $d_c = 0,8$ мм, тиск початку підйому голки форсунки 20 МПа, частота обертання кулачкового вала $n_k = 800$ об/хв):

1 – $p_{пр} = 0,1$ МПа; 2 – $p_{пр} = 1$ МПа;
3 – $p_{пр} = 2,1$ МПа; А – $p_{пр} = 0,7$ МПа;
В – $p_{пр} = 1,73$ МПа

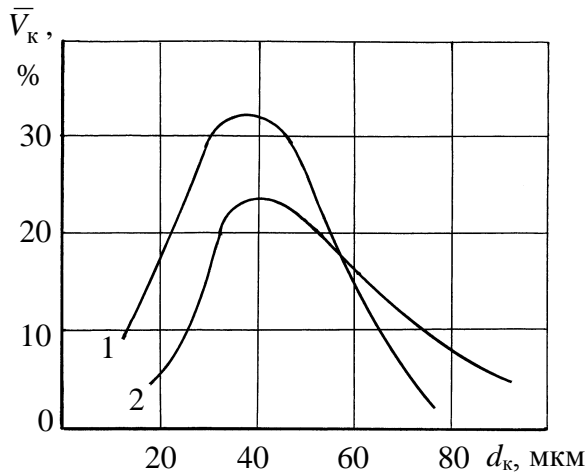


Рисунок 11.9 – Вплив діаметра соплового каналу дірчастого розпилювача на якість розпилювання палива: тиск вприскування постійний; $p_{впр} = 17,5$ МПа; 1 – $d_c = 0,203$ мм; 2 – $d_c = 0,508$ мм

діаметра соплового каналу поліпшується тонкість і однорідність розпилювання палива – збільшується відносний сумарний об'єм крапель \bar{V}_k з меншим діаметром d_k і зменшуються граничні значення діаметра краплі (рис. 11.9). Далекобійність факела зі зменшенням діаметра соплового каналу також зменшується (рис. 11.10). На далекобійність факела, кут конуса факела і дисперсність розпилювання палива впливає не стільки діаметр соплового каналу, скільки співвідношення між діаметром і довжиною

соплового каналу. Чим менше відношення довжини соплового каналу дірчастого розпилювача (товщини стінки розпилювача) до його діаметра, тим тонше розпилювання палива, більший кут конуса факела. Далекобійність факела при цьому зменшується. Мінімальна товщина стінки дірчастого розпилювача в зоні соплових каналів звичайно визначається механічною міцністю стінки порожнини під голкою розпилювача.

Швидкість крапель палива і їхній розмір у факелі за фронтом факела змінюються незначно, оскільки вони переміщуються по трасах зі знизеним опором за фронтальними частками палива. З утратою швидкості краплями палива у фронті факела наступні за ними краплі палива наздоганяють їх, зли-

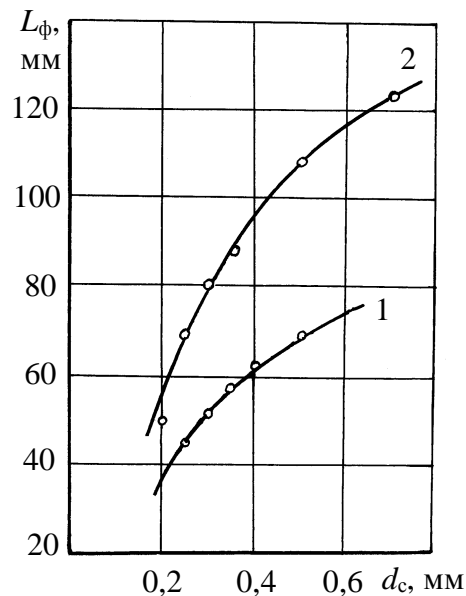


Рисунок 11.10 – Вплив діаметра соплового каналу багатодірчастого розпилювача на далекобійність факела: тиск початку підйому голки розпилювача $p_{впр} = 20$ МПа; протитиск середовища $p_{пр} = 1,5$ МПа; 1 – через 1 мс після початку вприскування; 2 – через 3 мс після початку вприскування

ваються з ними, надаючи їм додаткового імпульсу для подальшого поступального руху. Тому діаметр крапель палива у фронтальній зоні факела буде поступово збільшуватися. Досягши поверхні стінок камери згорання, краплі палива фронтальної зони факела розтікаються по поверхні, утворюючи тонку плівку. Швидкість випаровування палива з поверхні плівки залежить від температури поверхні стінки камери згорання, швидкості потоків газу над плівкою.

Взаємодія факела палива, що вприскується, з потоками газового середовища в надпоршневій порожнині, інтенсивність перемішування пари палива з повітряним зарядом залежить від типу і форми камери згорання, напрямку руху фронту факела і газових потоків. У двигунах з нерозділеними камерами згорання й об'ємним сумішоутворенням (рис. 11.11), які використовуються в стаціонарних, тепловозних і судових дизелях, на інтенсивність процесу змішування пари палива з повітряним зарядом в основному впливає інтенсивність кругового руху повітряного заряду в кінці такту стиску. Круговий рух повітряного заряду досягається за рахунок використання тангенціального напрямку каналів підведення повітря в головці циліндрів чотиритактних дизелів, заширмлення впускних клапанів або тангенціального напрямку продувочних вікон в гільзі циліндрів двотактних дизелів. При тангенціальній швидкості повітряного заряду на периферії камери згорання до 20 м/с у напрямку руху заряду зміщається тільки зовнішня оболонка факела з дрібними краплями палива (рис. 11.11, *a*). При тангенціальній швидкості повітряного заряду до 50 м/с викривляється вісь факела (рис. 11.11, *б*), а при тангенціальній швидкості повітряного заряду понад 50 м/с – відбувається руйнування факела. Тому в дизелях з нерозділеною камерою згорання з дірчастим розпилювачем кількість отворів розпилювача підбирають таким чином, щоб на режимі роботи дизеля при максимальній цикловій подачі палива до початку самозаймання не відбувалося накладення факелів палива. При накладенні факелів розпиленого палива при підвищених циклових подачах виникають зони з перезбагаченням паливоповітряної суміші, що знижує ефективність використання повітряного заряду, повноту згорання палива, збільшує викиди твердих частинок і токсичних речовин з відпрацьованими газами.

Для виключення накладення факелів палива, що вприскується, можливе зміщення вершин факела за період затримки самозаймання палива

при підвищених циклових подачах палива повинно бути меншим довжини дуги по периферії камери згоряння між осями факелів, тобто

$$W_T \tau_i < \frac{\pi D_K}{n_c}, \quad (11.2)$$

де W_T – тангенціальна швидкість повітряного заряду на периферії камери згоряння, м/с;

τ_i – період затримки самозаймання, с;

D_K – діаметр камери згоряння (рис. 11.11, *a*), м;

n_c – кількість соплових отворів у розпилювачі.

Зі зміною частоти обертання колінчатого вала це співвідношення практично не змінюється внаслідок протилежного характеру зміни W_T і τ_i від частоти обертання колінчатого вала.

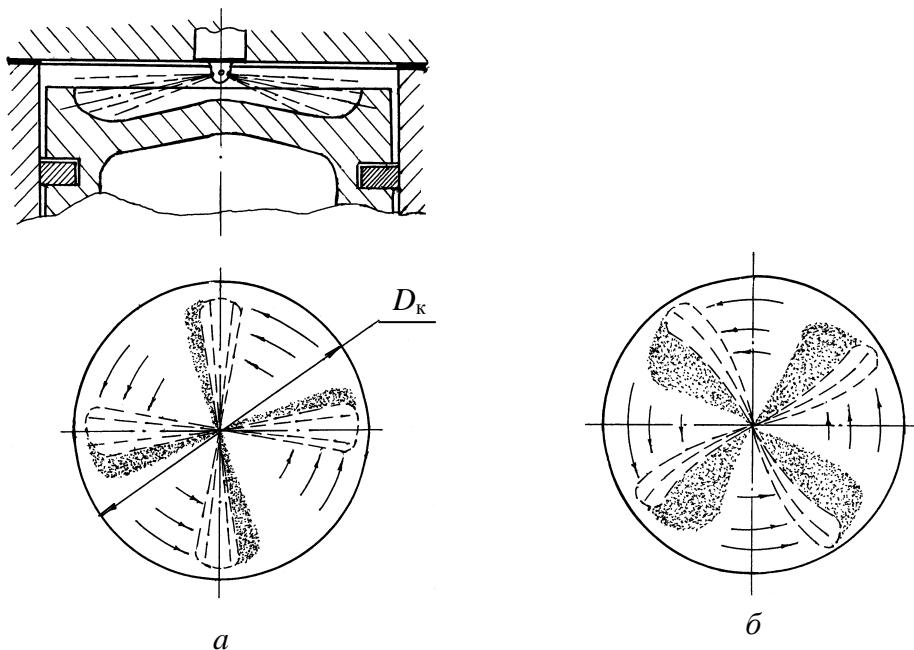


Рисунок 11.11 – Схема взаємодії факелів палива, що вприскується з повітряним зарядом в нерозділеній камері згоряння:

a – тангенціальна швидкість повітряного заряду на периферії камери згоряння $W_T < 20$ м/с; *б* – 20 м/с $< W_T < 50$ м/с

У двигунах з напіврозділеними камерами згоряння, які використовуються в основному в швидкохідних автотракторних дизелях, камери згоряння різних форм (тороїдальні, циліндричні, кульові і т.п.) звичайно роз-

міщають в днищі поршня. Об'єм камери згоряння в поршні становить 75–80 % об'єму камери стиску V_c . При відношенні діаметра камери згоряння в поршні до діаметра циліндра $D_k/D > 0,5$ використовують об'ємне сумішоутворення, при відношенні $D_k/D < 0,4$ – об'ємно-плівкове або плівкове. При плівковому сумішоутворенні використовують звичайно однодірчасті або дводірчасті розпилювачі, при об'ємному й об'ємно-плівковому – багатодірчасті розпилювачі. Інтенсивність змішування пари палива з повітряним зарядом визначається тангенціальною, радіальною й осьовою швидкостями перетікання повітря з надпоршневого об'єму в порожнину камери згоряння в поршні, тобто залежить від відношення діаметра горловини камери до діаметра циліндра, глибини камери, надпоршневого зазору, частоти обертання колінчатого вала, напрямку і форми каналу підведення повітря до впускного клапана. Значне збільшення тангенціальної складової швидкості повітряного заряду на вході в камеру згоряння в поршні до кінця такту стиску досягається також вифрезеруванням спіральних поглиблень на поверхні днища поршня, що забезпечують інтенсивне закручення повітряного заряду.

Розглянемо для прикладу особливості процесів плівкового сумішоутворення (М-процес), реалізованого в автотракторних дизелях фірми МАН з напіврозділеною камерою згоряння сферичної форми (рис. 11.12) [4, 5]. Паливо вприскується форсункою з однодірчастим розпилювачем під невеликим кутом до поверхні стінок камери згоряння в напрямку обертання повітряного заряду в камері згоряння. Інтенсивне обертання повітряного заряду в надпоршневій порожнині в камері згоряння досягається тангенціальним напрямком впускного каналу і спіральних поглиблень 2 на поверхні днища поршня. Напрямок осі факела 1 палива, що вприскується під невеликим кутом ($< 15^\circ$) до сферичної поверхні стінки камери згоряння в напрямку обертання повітряного заряду, забезпечує рівномірне розтікання палива по сферичній поверхні стінки, утворення тонкої плівки палива. Швидкість випаровування палива з поверхні плівки, інтенсивність утворення пароповітряної суміші визначається температурою поверхні стінки камери згоряння ($\approx 300\text{--}350^\circ\text{C}$), тангенціальною швидкістю повітряного заряду (до 90 м/с). Внаслідок відносно повільного випаровування палива з поверхні плівки температура повітряного заряду в камері згоряння знижується незначно, що скорочує період затримки самозаймання, знижує швид-

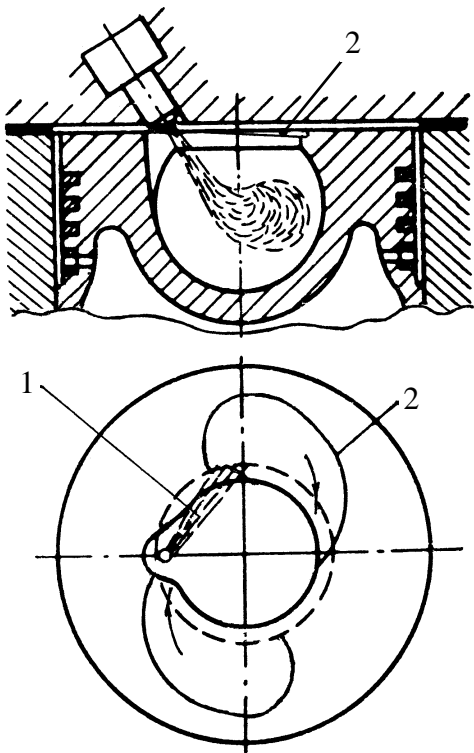


Рисунок 11.12 – Схема взаємодії факела палива, що вприскується з повітряним зарядом у напів-розділеній камері згоряння з плівковим сумішоутворенням

кість наростання тиску, рівень шуму при згорянні. Після самозаймання випаровування палива з поверхні плівки відбувається в основному за рахунок теплоти продуктів згоряння, випромінювання полум'я. Повнота згоряння палива при плівковому сумішоутворенні не нижча, ніж у двигунах з об'ємним сумішоутворенням. При цьому коефіцієнт надлишку повітря, що відповідає початку димлення при плівковому сумішоутворенні, знижується до 1,1–1,2.

У дизелях з розділеними камерами згоряння (вихровими, передкамерними) ступінь стиску залежно від діаметра циліндра становить 18–23. Канали, що з'єднують камеру згоряння з надпоршневою порожниною, виконані у вставках 1 з жароміцного матеріалу (рис. 11.13). Температура цих вставок при підвище-

них навантаженнях може досягати 600–700°C, що визначає підвищення температури повітряного заряду, який перетікає з надпоршневої порожнини в додаткову камеру згоряння, швидке випаровування палива, скорочення періоду затримки самозаймання до 0,3–0,4 мс, зниження швидкості наростання тиску, рівня шуму при згорянні. Об'єм вихрових камер згоряння (сферичних, циліндричних) зі спрямованим по дотичній до поверхні стінок камери згоряння рухом потоку повітря з надпоршневої порожнини становить 40–60 % від об'єму камери стиску, площа поперечного перерізу з'єднуючого каналу буде 0,01–0,03 від площі поршня. Об'єм передкамер не перевищує 30 % від об'єму камери стиску, площа поперечного перерізу з'єднуючих каналів не перевищує 0,01 від площі поршня. При цих співвідношеннях максимальна швидкість перетікання повітря з надпоршневої порожнини в додаткову камеру згоряння може досягати 200–300 м/с. У вихрових камерах згоряння за один оберт колінчатого вала повітряний заряд зробить 30–50 обертів, а за період затримки самозаймання – 2–5 обертів.

Втрати енергії на перетікання повітряного заряду з надпоршневої порожнини у вихрову камеру згоряння досягають у швидкохідних дизелях 5–10 Дж/цикл. У вихрових камерах згоряння факел палива перетинає повітряний заряд, що обертається, практично по діаметру вихрової камери. У передкамерах факели повітря з отворів у стінці вставки 1 створюють інтенсивну безладну турбулізацію повітряного заряду. Ефективне сумішоутворення у випадку вихрових камер згоряння й у випадку передкамер досягається завдяки великим швидкостям потоків повітря в камері згоряння.

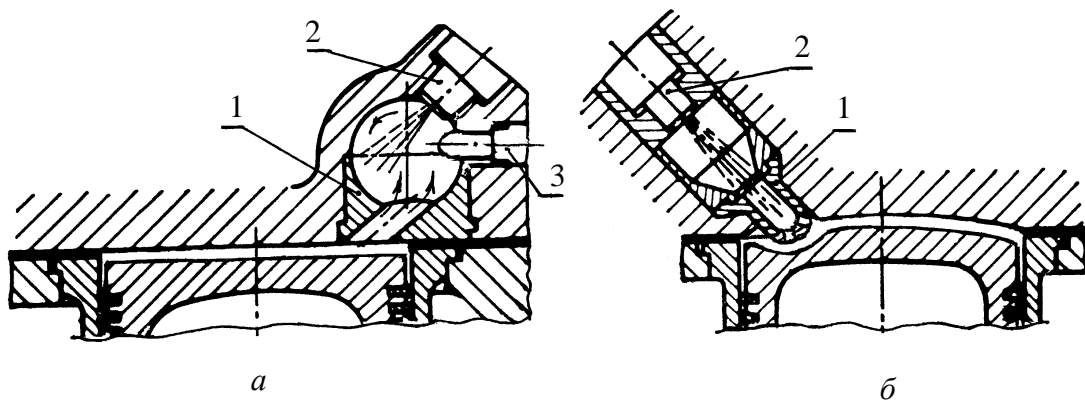


Рисунок 11.13 – Схеми взаємодії факелів палива, що вприскується з повітряним зарядом в розділених камерах згоряння:

- a* – вихрова камера; *б* – передкамера;
- 1 – вставка з жароміцного сплаву;
- 2 – форсунка; 3 – свічка накаливання

У дизелях з розділеними камерами згоряння звичайно використовуються штифтові розпилувачі при тисках початку підйому голки розпилувача форсунки 11,5–13 МПа. Максимальний тиск вприскування палива перед форсункою не перевищує 30 МПа.

Вихрові камери згоряння застосовуються в дизелях з діаметром циліндра до 150 мм, передкамери – у дизелях з діаметром циліндра до 300 мм. Коефіцієнт надлишку повітря в дизелях з розділеними камерами згоряння при максимальних навантаженнях знижується до 1,1–1,3.

§3. Процеси самозаймання, згоряння і розширення

Процеси самозаймання і згоряння в двигунах із запалюванням палива від стиску відбуваються при значній неоднорідності за складом і температурою паливоповітряної суміші в окремих зонах камери згоряння. Краплі палива, що вприскується, переміщуються з великою швидкістю (до 400 м/с) у газовому середовищі з високою температурою ($> 600\text{ }^{\circ}\text{C}$) і тиском ($> 3\text{ МПа}$), розігріваються, випаровуються, утворюють у шлейфі краплі суміші пари палива і повітря. Оскільки дизельне паливо має широкий фракційний склад з різною температурою кипіння окремих фракцій (від 180 до 360 $^{\circ}\text{C}$), спочатку з поверхні крапель випаровуються легкі фракції з температурою самозаймання 350–500 $^{\circ}\text{C}$, потім більш важкі фракції з більш низькою температурою самозаймання ($< 300\text{ }^{\circ}\text{C}$). Тому пари легких фракцій палива прогріваються швидше і до більш високих значень температури. Однак самозаймання палива починається в тих зонах факела палива, що вприскується, де концентрація важких вуглеводнів з відносно нижчою температурою самозаймання досягає значень, при яких можливе самоприскорення реакцій окиснювання вуглеводнів палива. Кількість зон самозаймання палива, від яких полум'я поширюється на суміжні зони гетерогенної паливоповітряної суміші, небагато. Швидкість поширення фронту полум'я від зон самозаймання залежно від складу паливоповітряної суміші, тиску і температури суміші, інтенсивності її турбулізації змінюється в межах 100–300 м/с, тоді як при згорянні гомогенних паливоповітряних сумішей вуглеводневих палив швидкість фронту полум'я не перевищує 80 м/с [4].

Процеси самозаймання і згоряння палива в дизелях умовно можна розділити залежно від особливостей протікання фізико-хімічних процесів на кілька періодів [2, 4]:

- період затримки самозаймання I;
- період швидкого згоряння II;
- період керованого згоряння III (інтенсивність згоряння визначається в основному швидкістю подачі палива в камеру згоряння);
- період догоряння IV (інтенсивність згоряння визначається швидкістю дифузії кисню в зону згоряння палива).

Періоду затримки самозаймання (ділянка I) відповідає проміжок часу τ_i від моменту початку надходження палива в камеру згоряння (моменту початку підйому голки розпилювача) до моменту початку видимого згоряння, що відповідає моменту різкого підвищення тиску в камері згоряння (рис. 11.14, 11.15). Тривалість періоду затримки самозаймання залежить від температури й тиску повітряного заряду до моменту початку надходження в камеру згоряння палива, температури самозаймання палива. Чим вищі температура і тиск повітряного заряду в кінці стиску і нижча температура самозаймання палива (вище цетанове число), тим менший період затримки самозаймання палива. Наприклад, у дизелі з напіврозділеною камерою згоряння типу ЦНІДІ ($S/D = 140/120$; $\varepsilon = 16,5$; $n = 1700$ об/хв; $\Theta_{\text{впр}} = 20$ °ОКВ; $p_{\text{впр}} = 17,5$ МПа; паливо – дизельне літнє з температурою самозаймання 310 °С; ЦЧ ≈ 45) період затримки самозаймання $\tau_i \approx 1,3$ мс (13 °ОКВ) (рис. 11.14). При використанні замість дизельного палива

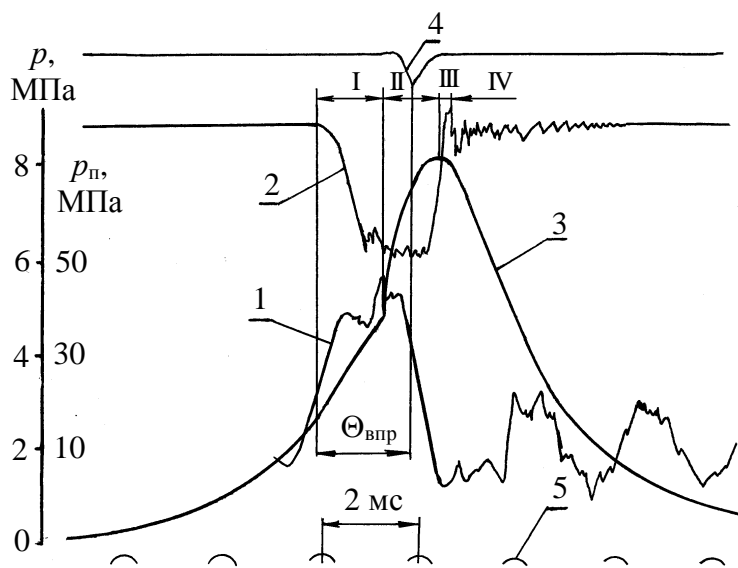


Рисунок 11.14 – Осцилограми зміни параметрів робочих процесів у дизелі СМД-14Н (з камерою згоряння в поршні типу ЦНІДІ) при $n = 1700$ об/хв:

$S/D = 140/120$; $\varepsilon = 16,5$; діаметр плунжера $d_{\text{пл}} = 8,5$ мм; $\Theta_{\text{впр}} \approx 20$ °ПКВ; $\alpha = 1,5$; $p_e \approx 0,65$ МПа;

1 – тиск палива $p_{\text{п}}$ перед форсункою; 2 – підйом голки форсунки; 3 – тиск газів p у надпоршневій порожнині; 4 – позначка ВМТ; 5 – позначка часу ($\Delta t = 2$ мс)

бензину А-72 (температура самозаймання $400\text{--}470$ °С, ЦЧ ≈ 10) період затримки самозаймання зростає майже вдвічі. У швидкохідному вихорокамерному автомобільному дизелі на режимі зовнішньої швидкісної характеристики при $n = 3000$ об/хв, $\tau_i = 0,81$ мс (14,5 °ОКВ) (рис. 11.15). Зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала до 5000 об/хв період затримки самозаймання за часом трохи зменшується, а за кутом оберту колінчатого вала зростає, процес згоряння зміщується від ВМТ на такт розширення.

Молекули вуглеводнів палива, що випаровуються з поверхні крапель, зіштовхуючись між собою або з молекулами азоту, води можуть розщеплюватися на атоми або групи атомів, утворюючи хімічно більш активні речовини з меншою енергією активації. А зіштовхуючись з молекулами кисню, утворюють за схемою нерозгалуженої ланцюгової реакції спирти, альдегіди, окис вуглецю, перекиси, вільні радикали. Ці реакції супроводжуються люмінесцентним світінням без помітного виділення теплоти. Потім в реакцію з киснем вступають альдегіди, вільні радикали з утворенням більш активних перекисів і появою вторинного холодного полум'я. В міру збільшення активних центрів реакцій окиснювання зростають швидкості реакцій окиснювання, виділення теплоти, починається теплове самоприскорення реакцій, що переходить у згоряння з жовтим полум'ям у зоні реакцій окиснювання.

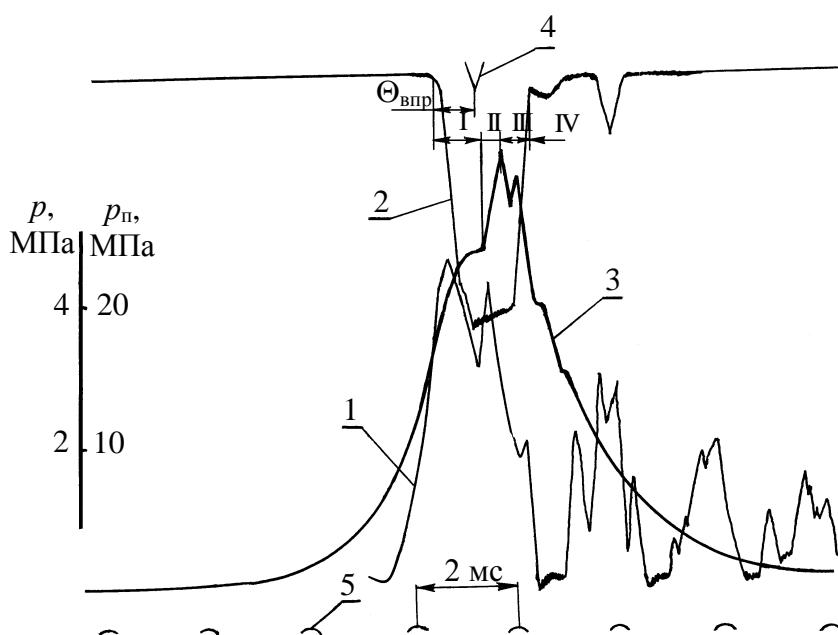


Рисунок 11.15 – Осцилограми зміни параметрів робочих процесів вихорокамерного дизеля ВА3-341 при $n = 3000$ об/хв:

$S/D = 80/76$; $\varepsilon = 23$; $\Theta_{впр} \approx 14,5$ °ОКВ; $p_{впр} = 13$ МПа;
 $p_e \approx 0,65$ МПа;

1 – тиск палива p_p перед форсункою; 2 – підйом голки форсунки; 3 – тиск газів p у надпоршневій порожнині; 4 – позначка ВМТ; 5 – позначка часу ($\Delta t = 2$ мс)

Тривалість періоду затримки самозаймання мало залежить від дисперсності розпилювання палива, через те, що в факелі палива, яке впорскується, завжди є дрібні краплі, що визначають утворення зон зі сприятливими умовами для виникнення зон самозаймання пари палива. Трохи більше впливає на період затримки самозаймання далекобійність і напрямок факелів розпиленого палива.

Подібний механізм самозаймання палива характерний для дизелів з відносно невисокими ступенями стиску, що відповідають тиску в кінці стиску $p_c = 3\text{--}4$ МПа і температурі повітряного заряду $500\text{--}700$ °С. При більш високих значеннях тиску і температури повітряного заряду, наприклад, у дизелях з жаровими накладками на поршні період затримки самозаймання скорочується до часток мс (до 0,1 мс), тобто фази передполум'яних реакцій окиснювання вуглеводнів дизельного палива згладжуються. Процес самозаймання палива стає практично одностадійним. Період затримки самозаймання палива наближається до граничного значення, обумовленого часом, необхідним для розпаду струменя палива, що вприскується, і часткового випаровування дрібних крапель палива. Зі зменшенням періоду затримки самозаймання все більша частина палива надходить у зону згоряння з недостатнім вмістом кисню. При цьому знижується швидкість реакцій окиснювання вуглеводнів, прискорюються процеси термічного розщеплення вуглеводнів з виділенням вільного вуглецю, утворенням сажі.

Внаслідок складних взаємозв'язків факторів, що визначають швидкість протікання передполум'яних реакцій окиснювання вуглеводнів палива, тривалість періоду затримки самозаймання оцінюють за експериментальними даними або за емпіричними залежностями визначення тривалості затримки самозаймання для подібних схем організації процесів згоряння. Приклад визначення періоду затримки самозаймання в дизелях з різними схемами організації робочих процесів за осцилограмами зміни параметрів робочих процесів поданий вище (рис. 11.14 і 11.15). Період швидкого згоряння (період II на рис. 11.14, 11.15) супроводжується різким наростанням тиску і температури робочого тіла. Цьому періодові згоряння палива відповідає проміжок часу від початку самозаймання до моменту досягнення максимального тиску газів у надпоршневій порожнині. Для розглянутих, наприклад, режимів роботи дизеля з напіврозділеною камерою згоряння (рис. 11.14) і вихровою камерою згоряння (рис. 11.15) при роботі на дизельному паливі тривалість періоду швидкого згоряння становить відповідно 1,2 мс ($12,3$ °ОКВ) і 0,33 мс (6 °ОКВ) швидкість наростання тиску за кутом оберту $\Delta p_{II}/\Delta \varphi_{II} = 0,33$ і $0,22$ МПа/°ОКВ. При використанні замість дизельного палива (ЦЧ = 45–50) бензину (ЦЧ $\cong 10$) тривалість періоду швидкого згоряння зменшується в 2–3 рази, зростає в кілька разів швидкість наро-

стання тиску. Тут Δp_{II} – підвищення тиску газів у надпоршневій порожнині протягом другого періоду згоряння і $\Delta \varphi_{II}$ – тривалість другого періоду згоряння, °ОКВ.

Високі швидкості наростання тиску газів у надпоршневій порожнині в період швидкого згоряння обумовлені високими швидкостями поширення полум'я (> 100 м/с) від зон samozаймання, що з'являються до початку періоду швидкого згоряння. Спочатку згоряє суміш повітря і пари палива, що випарувалося. Чим більше палива випарується протягом періоду затримки samozаймання, тим вища буде швидкість наростання тиску.

Реакції окиснювання перекисів, які утворилися протягом періоду затримки samozаймання, і вуглеводнів випаровуваного палива у фронті полум'я, що переміщається від зони samozаймання, як і в двигуні з іскровим запалюванням (див. підрозділ 10.3), є багатостадійними і розвиваються за схемою розгалужених ланцюгових реакцій. Більш високі температура і тиск паливоповітряних сумішей у дизелях, багатозонний характер їхнього samozаймання, інтенсивна турбулізація паливоповітряних сумішей визначають високі швидкості реакцій окиснювання палива, високі швидкості поширення фронту полум'я від зон samozаймання.

Швидкість наростання тиску в період швидкого згоряння визначає динамічність процесу згоряння, рівень динамічних навантажень на деталі кривошипно-шатунного механізму, рівень шуму процесу згоряння. Висока динамічність процесу згоряння, а відповідно і динамічні навантаження на деталі кривошипно-шатунного механізму, можуть бути істотно знижені застосуванням двофазної подачі палива [6]. На початку подається на такті стиску (за 60–120 °ОКВ до ВМТ) невелика частка циклової подачі палива (до 20 %), потім основна. До моменту початку подачі основної частки циклової подачі палива та частка, що раніше була вприснута на такті стиску, практично цілком випарується, і у паливоповітряній суміші утвориться значна кількість продуктів розпаду молекул вуглеводнів, проміжних продуктів їхнього окиснювання. Тому період затримки samozаймання зменшиться в кілька разів, і швидкість наростання тиску буде визначатися в основному швидкістю надходження палива в надпоршневу порожнину.

Періоду керованого згоряння (ділянка III на рис. 11.15) відповідає проміжок часу від моменту досягнення в надпоршневій порожнині максимального тиску газів до моменту посадки голки розпилювача (припинення

подачі палива). Швидкість згоряння палива в цей проміжок часу визначається в значній мірі швидкістю подачі палива. Цим і обумовлена назва даного періоду. На осцилограмі, поданій на рис. 11.14, цей період практично відсутній, тому що період швидкого згоряння продовжується майже до моменту посадки голки форсунки на сідло.

Протягом четвертого періоду відбувається догоряння палива, що надійшло в надпоршневу порожнину протягом I і II періоду згоряння, і згоряння палива, що надійшло в надпоршневу порожнину в третьому періоді процесу згоряння. Оскільки в цей період реакції окиснювання вуглеводнів палива відбуваються при значному надлишку кисню і високій температурі газів, процеси випаровування палива й інтенсивність турбулізації не лімітують швидкість реакцій окиснювання вуглеводнів палива. Процес запалювання палива, що надходить, відбувається за одностадійною схемою, супроводжується внаслідок високої температури розривом внутрішньомолекулярних зв'язків, утворенням активних радикалів з вільними валентними зв'язками, що можуть взаємодіяти безпосередньо з молекулами кисню. Як і при згорянні гомогенних паливоповітряних сумішей, процес окислювання вуглеводнів палива в гетерогенних паливоповітряних сумішах дизелів є багатостадійним, супроводжується утворенням розгалужених ланцюгів, що поширюються від початкових зон реакцій окиснювання по всьому об'єму надпоршневої порожнини.

У дизелях із плівковим сумішоутворенням основна частина палива (80–95 % від циклової подачі) потрапляє на поверхню стінки камери згоряння, утворюючи тонку плівку палива. Швидкість згоряння палива в цьому випадку визначається не швидкістю надходження палива в надпоршневу порожнину, а інтенсивністю випаровування палива з поверхні плівки палива на стінках камери згоряння. Механізм запалювання і згоряння пари палива практично той же, що й у випадку об'ємного сумішоутворення.

Початковий період догоряння (уповільненого згоряння палива) відповідає моменту посадки голки розпилювача форсунки на сідло корпусу розпилювача (рис. 11.14, 11.15). До цього моменту згоряє 70–85 % циклової подачі палива, значно знижуються середні і локальні значення концентрації кисню в газовій суміші. Швидкості реакцій окиснювання вуглеводнів палива різко знижуються і можуть продовжуватися при підвищених циклових подачах і невисоких початкових значеннях коефіцієнта надлишку

повітря ($\alpha < 1,5$) до моменту початку відкриття випускних клапанів. Чим довше триває догорання палива на такті розширення, тим нижче ефективність перетворення теплоти в механічну роботу, нижче економічність двигуна. Організація інтенсивної турбулізації газів у надпоршневій порожнині (розділені і напіврозділені камери згорання) значно скорочує період догорання палива. Наприклад, у дизелях з передкамерою, що забезпечує високу турбулізацію продуктів згорання на такті розширення, повнота згорання досягається і при початкових значеннях коефіцієнта надлишку повітря $\alpha = 1,1-1,2$. Повнота згорання палива в дизелях з розділеними камерами згорання, більш низькі максимальні значення температури продуктів згорання і визначають менші викиди токсичних речовин з відпрацьованими газами.

Процеси згорання палива в надпоршневій порожнині супроводжуються інтенсивною втратою теплоти в стінки. Значна частка втрат теплоти в стінки (до 25 %) обумовлена випромінюванням полум'я. Після завершення процесу згорання зберігається тільки конвективний теплообмін між продуктами згорання і стінками надпоршневої порожнини, інтенсивність якого залежить від різниці температури між продуктами згорання і поверхнею стінок надпоршневої порожнини, інтенсивності турбулізації продуктів згорання на такті розширення.

На відміну від двигунів з іскровим запалюванням процеси згорання в дизелях характеризуються високою стабільністю параметрів циклу ($p_c, p_z, \lambda, L_i, p_e$), що обумовлено, насамперед, високою стабільністю процесів паливоподачі. Тому оцінка показників процесів згорання в дизелях за дійсними індикаторними діаграмами, знятими електропневматичним індикатором, досить достовірна.

Процеси згорання палива в дизелях, як і у двигунах з іскровим запалюванням (див. підрозділ 10.3), характеризуються максимальним тиском згорання p_z , ступенем підвищення тиску при згоранні λ , швидкістю наростання тиску на ділянці II індикаторної діаграми (рис. 11.14, 11.15), індикаторним коефіцієнтом виділення теплоти x_i , коефіцієнтом виділення теплоти x (законом згорання), коефіцієнтом ефективного виділення теплоти ξ_{c-z} .

Індикаторний коефіцієнт виділення теплоти x_i визначається за індикаторною діаграмою, знятою електропневматичним індикатором, або за усередненою індикаторною діаграмою, побудованою за декількома десят-

ками осцилограм, і параметрами циклу. При цьому необхідне коректування індикаторних діаграм (коректування положення лінії ВМТ) за індикаторною роботою циклу L_i і «згладжування» кривої тиску за кривою зміни температури в надпоршневій порожнині за кутом оберту кривошипа.

У дизелях різної розмірності, з різними камерами згоряння інтенсивне виділення теплоти починається за 0–10 °ОКВ до ВМТ і продовжується 40–50 °ОКВ (рис. 11.16, *a*). Протягом цього проміжку часу згоряє 70–85 % циклової подачі палива. Зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала зростає інтенсивність турбулізації робочого тіла в надпоршневій порожнині, інтенсивність процесу згоряння за часом (рис. 11.16, *б*), що дозволяє зберегти інтенсивність згоряння по куту оберту колінчатого вала (рис. 11.16, *a*), ефективність перетворення теплоти згоряння палива в механічну роботу газів. Завдяки саме цій обставині індикаторний ККД дизелів з частотою обертання колінчатого вала від 500 до 5000 об/хв при відповідному доведенні робочих процесів підтримується на рівні 0,47–0,53.

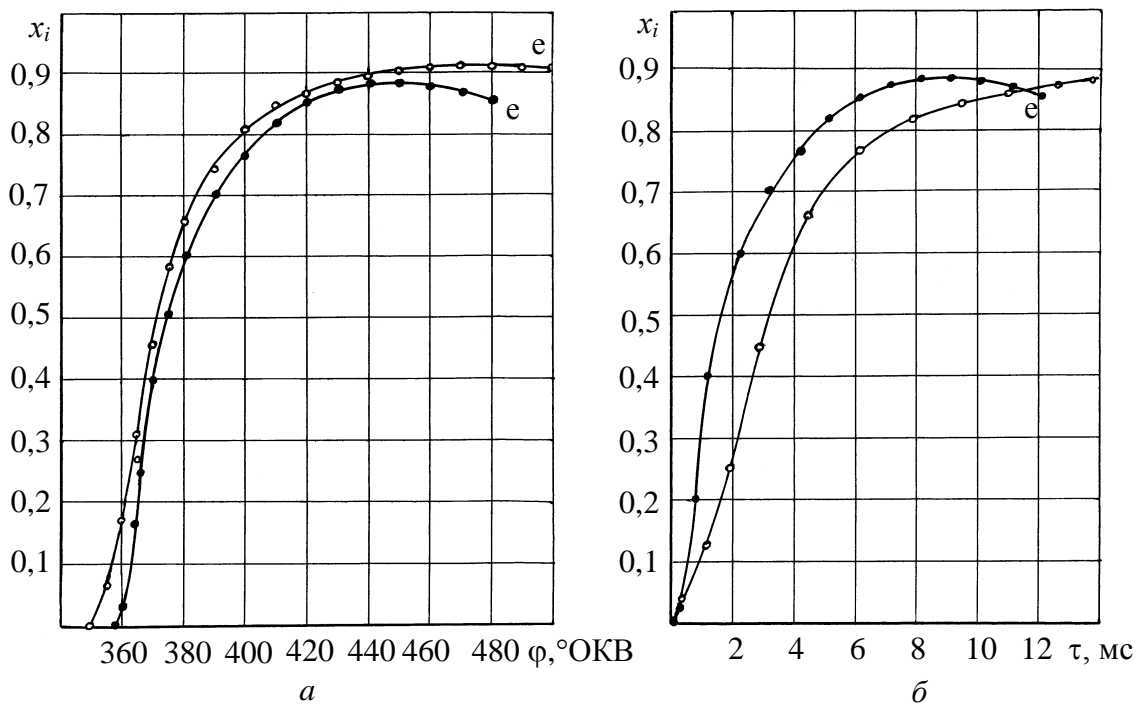


Рисунок 11.16 – Зміна індикаторного коефіцієнта виділення теплоти за кутом оберту колінчатого вала (*a*) і в функції часу (*б*):

- – дизель 16ЧН24/27; $\varepsilon = 13$; $d_{пл} = 18$ мм; $p_s = 0,25$ МПа; $t_s = 65^\circ\text{C}$; $\alpha = 2,05$; $p_e = 1,35$ МПа; $n = 1000$ об/хв;
- – дизель СМД-14Н з камерою згоряння ЦНІДІ; $S/D = 140/120$; $\varepsilon = 16,5$; $d_{пл} = 8,5$ мм; $\alpha = 1,5$; $p_e = 0,65$ МПа; $n = 1700$ об/хв

Різниця $(1 - x_i)$ до моменту відкриття випускних органів газорозподілу (точка e на рис. 11.16, 11.17) характеризує частку теплоти (від теплоти згоряння циклової подачі палива $B_{ц} Q_H$), що втрачається в стінки надпоршневої порожнини внаслідок теплообміну і неповноти згоряння. При значеннях коефіцієнта надлишку повітря, що перевищують 1,5, втрата теплоти внаслідок неповноти згоряння палива не перевищує 1–2 % залежно від рівня доведення процесів сумішоутворення і згоряння.

Крива закону згоряння палива може бути побудована, якщо розрахунком (див. підрозділ 4.3) визначити частку втрат теплоти від газів у стінки $\delta_{т(н-ф)}$ внаслідок теплообміну за кутом оберту колінчатого вала від моменту початку згоряння:

$$x = x_{i\phi} + \delta_{т(н-ф)},$$

де $\delta_{т(н-ф)} = \frac{Q_{т(н-ф)}}{B_{ц} Q_H}$ – відносна втрата теплоти в стінки надпоршневої по-

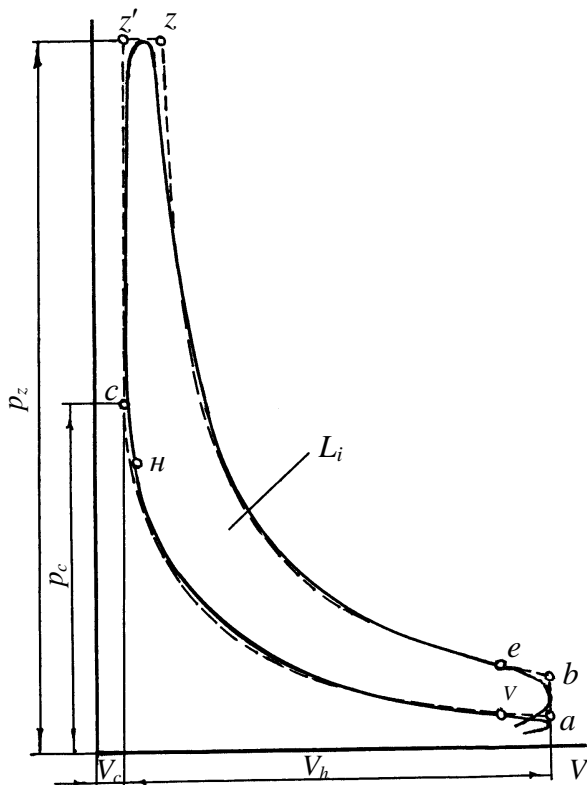


Рисунок 11.17 – Схема заміни експериментальної індикаторної діаграми дизеля розрахунковою

роожнини внаслідок теплообміну;

$Q_{т(н-ф)}$ – втрата теплоти в стінки внаслідок теплообміну від точки n (рис. 11.17) до поточного кута оберту кривошипа.

Коефіцієнт ефективного виділення теплоти визначається, як і в двигуні з іскровим запалюванням (підрозділ 10.3), шляхом заміни усередненої експериментальної індикаторної діаграми, відкоректованої за індикаторною роботою циклу L_i , розрахунковою [7, 8]. Оскільки в дизелях ступінь попереднього розширення ρ значно більший ($\rho > 1,2$), ніж у двигунах з іскровим запалюванням ($\rho = 1,05-1,15$), схема заміни усередненої експериментальної індикаторної діаграми розрахунковою

трохи змінюється (рис. 11.17). Передбачається, що частина процесу згоряння в розрахунковій індикаторній діаграмі (ділянка діаграми $c-z'$) відбувається при постійному об'ємі, а частина – при постійному тиску (ділянка діаграми $z'-z$). Догорання палива (15–25 % від циклової подачі палива) здійснюється після точки z . Параметри розрахункового циклу (циклова подача палива, склад, тиск, маса і температура робочого тіла) у вузлових точках циклу (точки v, c, z', z, e) відповідають дійсному циклові.

Об'єм надпоршневої порожнини V_z , що відповідає точці z (рис. 11.17) визначається при умові рівності індикаторної роботи газів за усередненою експериментальною індикаторною діаграмою і за розрахунковою:

$$L_i = \psi L_{ip} = \psi(L_{c-z} + L_{z-b} - L_{a-c}) =$$

$$= \psi \left[p_z(V_z - V_c) + \frac{p_z V_z - p_b V_b}{\lg p_z/p_e - 1} - \frac{p_c V_c - p_a V_a}{\lg p_c/p_v - 1} \right]. \quad (11.3)$$

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми ψ при даній схемі заміни усередненої експериментальної індикаторної діаграми розрахунковою становить 0,95–0,98.

У дизелях з нерозділеними і напіврозділеними камерами згоряння при $\alpha > 1,5$ коефіцієнт ефективного виділення теплоти $\xi_{c-z} = 0,8-0,85$, в дизелях з розділеними камерами згоряння – 0,75–0,8.

§4. Методи розрахунку процесів згоряння і розширення у двигунах із samozайманням палива від стиску

Кінцевою метою розрахунку процесів згоряння і розширення в двигунах із запалюванням палива від стиску, як і в двигунах із запалюванням паливоповітряної суміші від іскри, є побудова індикаторної діаграми на ділянці згоряння-розширення. Для наближеного визначення параметрів робочого тіла у вузлових точках розрахункової індикаторної діаграми дизеля на ділянці згоряння-розширення (точки z', z, e) також використовується

метод Гринівецького–Мазінга [9]. Початкові дані розрахунку (значення коефіцієнта ефективного виділення теплоти ξ_{c-z} і ступінь підвищення тиску при згорянні λ) приймаються за експериментальними даними для двигуна-прототипу. У дизелях з розділеною камерою згорання $\xi_{c-z} = 0,75-0,80$, $\lambda = 1,3-1,5$; у дизелях з нерозділеною і напіврозділеною камерами згорання $\xi_{c-z} = 0,80-0,85$, $\lambda = 1,5-2$.

Значення температури робочого тіла в точці z визначаємо з рівняння теплового балансу для ділянки процесу згорання від точки c до точки z (рис. 11.17):

$$\xi_{c-z} B_{ц} Q_{ц} = \Delta U_{c-z} + L_{c-z} = U_z - U_c + p_z (V_z - V'_z). \quad (11.4)$$

Після перетворень рівняння (11.4) приводиться до вигляду:

$$\frac{\xi_{c-z} Q_{ц}}{\alpha M'_0 (1 + \gamma)} = \beta \mu C_{vmz} t_z - \mu C_{vmc} t_c + \beta R_0 T_z - \lambda R_0 T_c. \quad (11.5)$$

Визначивши з рівняння (11.5) значення температури робочого тіла T_z (у точці z), з рівняння стану (10.23) знаходимо об'єм робочого тіла у точці z (V_z).

Метод наближеного розрахунку процесу розширення, визначення середнього показника політропи розширення n_p , тиску і температури робочого тіла у точці e , що відповідає моменту початку відкриття випускних органів (випускних клапанів або вікон) той же, що і при розрахунку процесу розширення у двигуні з іскровим запалюванням (див. підрозділ 10.4).

При використанні наближеного методу розрахунку параметрів робочого тіла у вузлових точках розрахункової індикаторної діаграми дизеля на ділянці згорання (точки z' , z , e) необхідно прийняти за даними експериментальних досліджень двигуна-прототипу також три параметри: λ , ξ_{c-z} і W_e . Використання ж уточненого методу розрахунку зміни складу і параметрів робочого тіла в надпоршневій порожнині за кутом оберту кривошипа на ділянці індикаторної діаграми від моменту запалювання палива (точка n на рис. 11.17) до моменту відкриття випускних органів (точка e на рис. 11.17) вимагає знання значно більшої кількості параметрів, значення

яких також приймаються за експериментальними даними двигуна-прототипу. У двигунах із запалюванням палива від стиску при розрахунку процесів у надпоршневій порожнині на ділянках згоряння і розширення звичайно використовуються залежність для закону згоряння (10.29), що запропонована І.І. Вібе, і залежність для коефіцієнта тепловіддачі (4.43), що запропонована Г. Вошні.

Як приклад розглянемо особливості уточненого методу визначення зміни параметрів робочого тіла в надпоршневій порожнині на ділянці від моменту закриття впускних органів газорозподілу до моменту відкриття впускних органів газорозподілу в дизелі з нерозділеною камерою згоряння. У двигунах з нерозділеними і напіврозділеними камерами згоряння буде виходити на кожній розрахунковій ділянці з однозонної моделі процесів у припущенні рівноважного стану робочого тіла, що складається з повітря і продуктів згоряння, співвідношення об'ємів яких змінюється на кожній розрахунковій ділянці. В дійсності ж система буде знаходитися не в рівноважному стані через те, що в кожній зоні запалювання і згоряння, у кожного елемента поверхні стінок надпоршневої порожнини склад і параметри робочого тіла будуть різні. Утворення зон запалювання і згоряння палива, їхнє зникнення в окремих зонах надпоршневої порожнини в кожному циклі є випадковим явищем. Тому використання багатозонних моделей розрахунку процесів у надпоршневій порожнині набагато ускладнює обчислення без помітного підвищення точності визначення кінцевих показників циклу.

Як і при розрахунку процесів газообміну в надпоршневій порожнині, для обчислення зміни тиску робочого тіла в надпоршневій порожнині на ділянках індикаторної діаграми, що відповідають процесам стиску, згоряння і розширення використаємо диференціальне рівняння зміни тиску для відкритої термодинамічної системи (4.28). Якщо не враховувати втрати робочого тіла через поршневі кільця (в технічно справному двигуні вони незначні), то для кінцевого значення тривалості розрахункового проміжку часу $\Delta\tau_i$ (кута оберту кривошипа $\Delta\varphi_i$) рівняння (4.28) для ділянки стиску (від точки v до точки n на рис. 11.17) набуває вигляду:

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_i p_i}{V_i} \left[\pm \frac{\kappa_i - 1}{\kappa_i} \frac{\Delta Q_{Ti}}{p_i} - \Delta V_{ni} \right]; \quad (11.6)$$

для ділянки згоряння-розширення (від точки n до точки e на рис. 11.17)

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_i p_i}{V_i} \left[V_i (\beta - 1) \Delta x_i + \frac{\kappa_i - 1}{\kappa_i} \frac{\Delta Q_{xi} - \Delta Q_{ti}}{p_i} - \Delta V_{pi} \right]. \quad (11.7)$$

Умовні позначення параметрів, початкові дані для розрахунку подамо у формі таблиці (табл. 11.2), прийнявши, в основному, ті ж умовні позначення, що і при розрахунку процесів газообміну (табл. 6.2).

Таблиця 11.2 – Умовні позначення параметрів

№ п/п	Параметри і розрахункові залежності	Прийняті позначення
1	2	3
1	Діаметр циліндра D , м	D
2	Хід поршня S , м	S
3	Довжина шатуна L , м	L
4	Робочий об'єм циліндра V_h , м ³	VH
5	Ступінь стиску ε	E
6	Об'єм камери стиску V_c , м ³	VC
7	Частота обертання колінчатого вала n , хв ⁻¹	N0
8	Середня швидкість поршня C_m , м/с	CM
9	Тангенціальна складова швидкості робочого тіла щодо поверхні стінок циліндра C_T , м/с	CT
10	Кути обертання колінчатого вала в °ОКВ, що відповідають: <ul style="list-style-type: none"> • закриттю впускних органів φ_4 • відкриттю випускних органів φ_1 • початкові згоряння φ_H • тривалості згоряння $\Delta\varphi_z$ • кінцю процесу згоряння φ_z 	FS2 FB1 FN DFZ FZ
11	Елементарний склад палива:	
	C	C
	H	H
	O	O

Таблиця 11.2 – Продовження

1	2	3
12	Зміст кисню в повітрі r_{O_2}	RO2
13	Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива M'_0 , кмоль/кг	M0
14	Коефіцієнт надлишку повітря α	LB
15	Циклова подача палива $B_{ц}$, кг/цикл	BC
16	Універсальна газова стала R_{μ} , кДж/(кмоль·К)	R0
17	Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни $\beta_0 = 1 + \frac{H/4 + O/32}{\alpha M'_0}$	BX
18	Коефіцієнт залишкових газів γ	G
19	Коефіцієнт молекулярної зміни $\beta = \frac{\beta_0 + \gamma}{1 + \gamma}$	BM
20	Нижча теплота згорання палива Q_H , кДж/кг	QN
21	Параметри і склад робочого тіла в надпоршневій порожнині в точці v : <ul style="list-style-type: none"> • p_v, Па • V_v, м³ • M'_v, кмоль • $T_v = p_v V_v / R_0 M'_v$, К • $M'_{цсв} = M'_v / (1 + \gamma)$, кмоль • $M'_{\gamma v} = M'_{цсв} \gamma$, кмоль • $r_{\gamma v} = M'_{\gamma v} / M'_v$ 	PV VV MV TV MCSV MGV RGV
22	Поточне значення параметрів робочого тіла: <ul style="list-style-type: none"> • p_i, Па • V_i, м³ • M'_i, кмоль • $M'_{\gamma i}$, кмоль • $r_{\gamma i} = M'_{\gamma i} / \{M'_v [1 + (\beta - 1) x_i]\}$ 	E PI VI MI MGI RGI

Таблиця 11.2 – Продовження

1	2	3
23	Частка спаленого палива від циклової подачі: <ul style="list-style-type: none"> • на початку розрахункової ділянки $x_i = 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi_i - \varphi_H}{\Delta\varphi_z} \right)^{m+1} \right]$ <ul style="list-style-type: none"> • протягом розрахункового проміжку часу $\Delta x_{(i)}$ 	X(I) DX(I)
24	Показник динаміки згоряння m	M
25	Питомі молярні теплоємності, кДж/(кмоль·К) <ul style="list-style-type: none"> • для повітря $\mu c_{vpi} = a_{\text{п}} + b_{\text{п}} t_i$ • для продуктів згоряння $\mu c_{vTi} = a_{\text{т}} + b_{\text{т}} t_i$ 	MCVIII MCVTI
26	Коефіцієнти $a_b, b_b, a_{\text{т}}, b_{\text{т}}$: <ul style="list-style-type: none"> • $t_i < 1000$ °С: $\begin{matrix} a_{\text{п}} \\ b_{\text{п}} \\ a_{\text{т}} \\ b_{\text{т}} \end{matrix}$ • $t_i > 1000$ °С: $\begin{matrix} a_{\text{п}} \\ b_{\text{п}} \\ a_{\text{т}} \\ b_{\text{т}} \end{matrix}$ 	АП1 ВП1 АТ1 ВТ1 АП2 ВП2 АТ2 ВТ2
27	Значення показника адіабати на розрахунковій ділянці $\kappa_i = 1 + \frac{8,314}{a_{\text{п}}(1 - r_{\gamma i}) + a_{\text{т}} r_{\gamma i} + [b_{\text{п}}(1 - r_{\gamma i}) + b_{\text{т}} r_{\gamma i}](T_i - 273)}$	KI
28	Коефіцієнт тепловіддачі α_{Ti} , Дж/(м ² ·с) <ul style="list-style-type: none"> • при $\varphi_i \leq \varphi_H$ $\alpha_{\text{Ti}} = 128 D^{0,2} (10^{-5} p_i)^{0,8} T_i^{-0,53} [(2,28 + 0,308 C_{\text{т}}/C_m) C_m]^{0,8}$ • при $\varphi_i > \varphi_H$ $\alpha_{\text{Ti}} = 128 D^{0,2} (10^{-5} p_i)^{0,8} T_i^{-0,53} \left\{ \left(2,28 + 0,308 \frac{C_{\text{т}}}{C_m} \right) C_m + \right.$ $\left. + 3,24 \cdot 10^{-3} \frac{T_i}{p_i V_i} V_h \left[p_i - p_v \left(\frac{V_v}{V_i} \right)^{\kappa_c} \right] \right\}^{0,8}$ 	LTI

Таблиця 11.2 – Продовження

1	2	3
29	Середні значення температури поверхні, К <ul style="list-style-type: none"> • поршня $T_{\text{п}}$ • головки циліндра $T_{\text{г}}$ • циліндра $T_{\text{ц}}$ 	ТП ТГ ТС
30	Площа поверхні стінок надпоршневої порожнини, м ² <ul style="list-style-type: none"> • днища поршня $F_{\text{п}} = \frac{\pi}{4} D^2$ • головки циліндра $F_{\text{г}} = \frac{\pi}{4} D^2 + \pi D \Delta_z$ • циліндра $F_{\text{ц}} = \pi D \cdot 0,5S \left\{ 1 - \cos\varphi_i + \frac{S}{8L} [1 - \cos(2\varphi_i)] \right\}$ 	ФП ФГ FCI
31	Надпоршневий зазор при положенні поршня у ВМТ Δ_z , м	DZ
32	Кількість теплоти, переданої від стінок до робочого тіла або від робочого тіла до стінок надпоршневої порожнини, Дж: <ul style="list-style-type: none"> • на розрахунковій ділянці ΔQ_{Ti} • до початку розрахункової ділянки Q_{Ti} 	DQTI QTI
33	Об'єм надпоршневої порожнини V_i , м ³ : $V_i = V_c + 0,5 V_h \left\{ 1 - \cos\varphi_i + \frac{S}{8L} [1 - \cos(2\varphi_i)] \right\}$	VI
34	Зміна об'єму надпоршневої порожнини на розрахунковій ділянці ΔV_{Pi} , м ³	DVI
35	Крок розрахунку: <ul style="list-style-type: none"> • $\Delta\varphi_i$, °ОКВ 	DF
	<ul style="list-style-type: none"> • $\Delta\tau_i = \frac{\Delta\varphi_i}{6n}$, с 	DT

Таблиця 11.2 – Продовження

1	2	3
36	<p>Зміна тиску робочого тіла на розрахунковій ділянці, Па:</p> <ul style="list-style-type: none"> при $\varphi_i < \varphi_H$ $\Delta p_i = \frac{\kappa_i p_i}{V_i} \left[\frac{\kappa_i - 1}{\kappa_i} \frac{\Delta Q_{Ti}}{p_i} - \Delta V_{Pi} \right]$ <ul style="list-style-type: none"> при $\varphi_i > \varphi_H$ $\Delta p_i = \frac{\kappa_i p_i}{V_i} \left[V_i (\beta - 1) \Delta x_i + \frac{\kappa_i - 1}{\kappa_i} \frac{\Delta Q_{xi} - \Delta Q_{Ti}}{p_i} - \Delta V_{Pi} \right]$	DPI
37	<p>Середнє значення показника політропи:</p> <ul style="list-style-type: none"> на ділянці стиску $n_c = \frac{\ln(p_H/p_v)}{\ln(V_v/V_H)}$ на ділянці розширення $n_p = \frac{\ln(p_z/p_e)}{\ln(V_e/V_z)}$ 	NC NR
38	<p>Робота стиску $L_c = L_{c1} + L_{c2}$, Дж:</p> $L_{c1} = L_{c(v-c)} = \sum_{i=1}^{i=N} 0,5(p_i + p_{(i+1)})(V_{(i+1)} - V_i)$ $L_{c2} = L_{c(a-v)} = (p_v V_v - p_a V_a) / (n_c - 1)$	LC LC1 LC2
39	<p>Робота розширення $L_p = L_{p1} + L_{p2}$, Дж:</p> $L_{p1} = L_{p(c-e)} = \sum_{i=1}^{i=N} 0,5(p_i + p_{(i+1)})(V_{(i+1)} - V_i)$ $L_{p2} = L_{p(e-b)} = (p_e V_e - p_b V_b) / (n_p - 1)$	LR LR1 LR2
40	Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми ψ	KP
41	Індикаторна робота газів $L_i = \psi (L_p - L_c)$, Дж	LI
42	Середній індикаторний тиск $p_i = \frac{L_i}{V_h}$, Па	PIS
43	Індикаторний ККД $\eta_i = \frac{L_i}{B_{ц} Q_H}$	KKDI

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми і в цьому випадку також дорівнює 0,95–0,98.

Умовні позначення параметрів двигуна і різних фізичних величин спрощують складання алгоритму обчислень (рис. 11.18) і програми розрахунку.

У запропонованій схемі алгоритму розрахунку параметрів і складу робочого тіла на ділянках індикаторної діаграми, що відповідають процесам стиску, згоряння і розширення, обчислення розбиті на ряд блоків (I – XIII), які використовуються у визначеній послідовності. Приймаючи значення початкових даних (блок I на рис. 11.18), обчислюємо значення параметрів, що не змінюються протягом усього циклу обчислень (блок II). Потім обчислюємо зміни об'єму надпоршневої порожнини протягом розрахункового проміжку часу; площу поверхні стінок циліндра (блок III); кількість теплоти, що передана на розрахунковій ділянці від стінок надпоршневої порожнини до робочого тіла або від робочого тіла до стінок ΔQ_{Ti} (блок IV); показник адіабати для робочого тіла на початку розрахункової ділянки (блок V); зміну тиску робочого тіла до кінця розрахункової ділянки Δp_i ; параметри робочого тіла в кінці розрахункової ділянки; кількість теплоти $Q_{T(i+1)}$; роботу стиску $L_{c1(i+1)}$ – блок VI. Результати розрахунків виводяться на друк, і цикл обчислень повторюється до моменту, коли кінець останньої розрахункової ділянки співпадає з кутом оберту кривошипа φ_n , що відповідає моменту початку згоряння. На цьому завершується обчислення параметрів робочого тіла на ділянці стиску від точки v до точки n (рис. 11.17). Склад робочого тіла на цій ділянці індикаторної діаграми, що характеризується коефіцієнтом залишкових газів γ і об'ємною часткою продуктів згоряння в суміші газів r_γ , – постійний.

На ділянці згоряння-розширення від точки n до точки e індикаторної діаграми (рис. 11.17) послідовність обчислень приблизно та ж, що і на ділянці стиску, але цикл обчислень доповнюється блоками обчислення кількості теплоти ΔQ_{xi} (блок IX), що передається робочому тілу на розрахунковій ділянці внаслідок реакцій окиснювання палива, і зміни складу робочого тіла (блок X) внаслідок збільшення кількості продуктів згоряння $M'_{\gamma i}$. У блоках XI і XII обчислюються залежно від температури робочого тіла значення показника адіабати робочого тіла κ_i на розрахунковій ділянці.

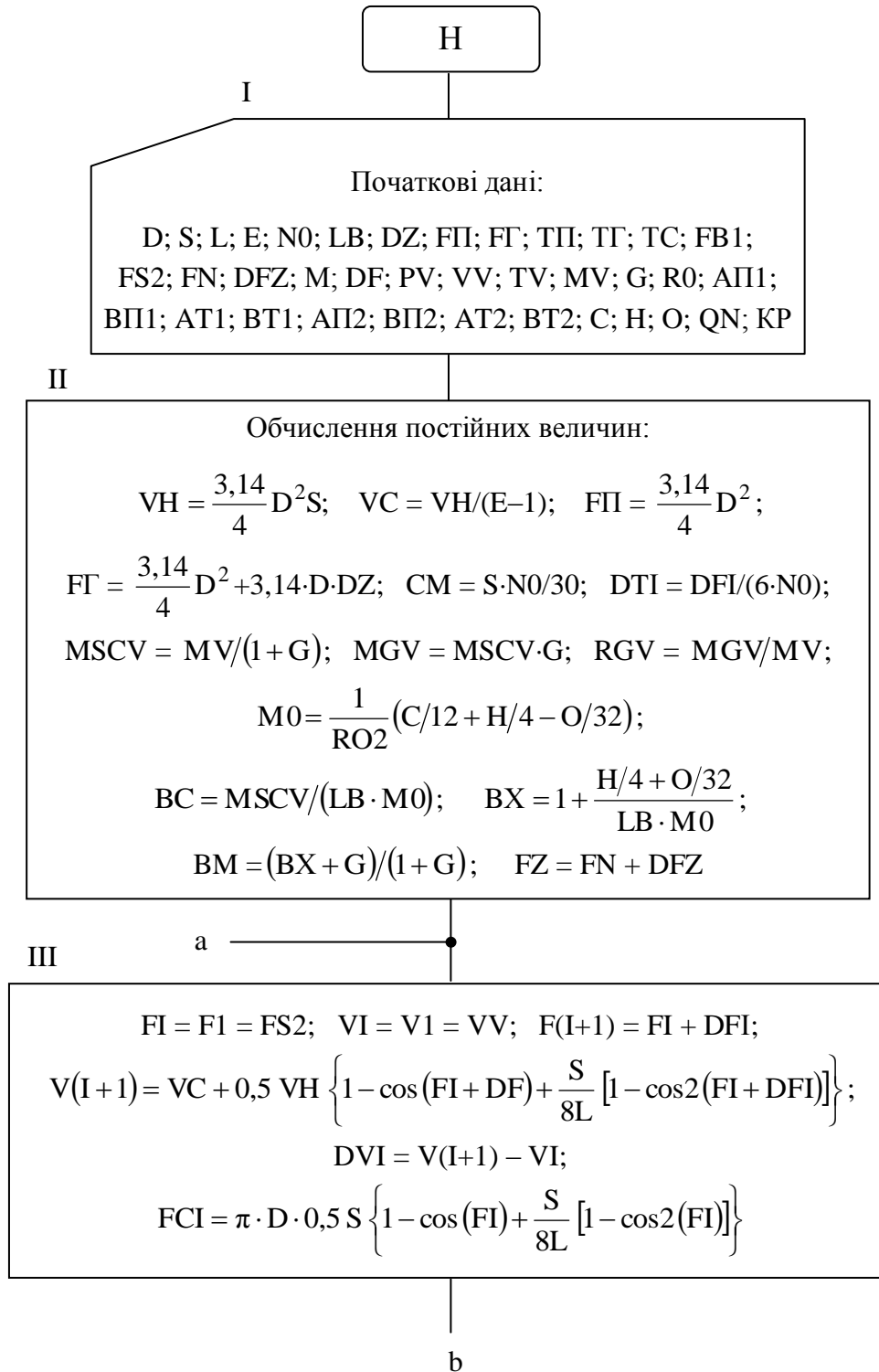


Рисунок 11.18 – Блок-схема алгоритму розрахунку процесів стиску, згоряння і розширення

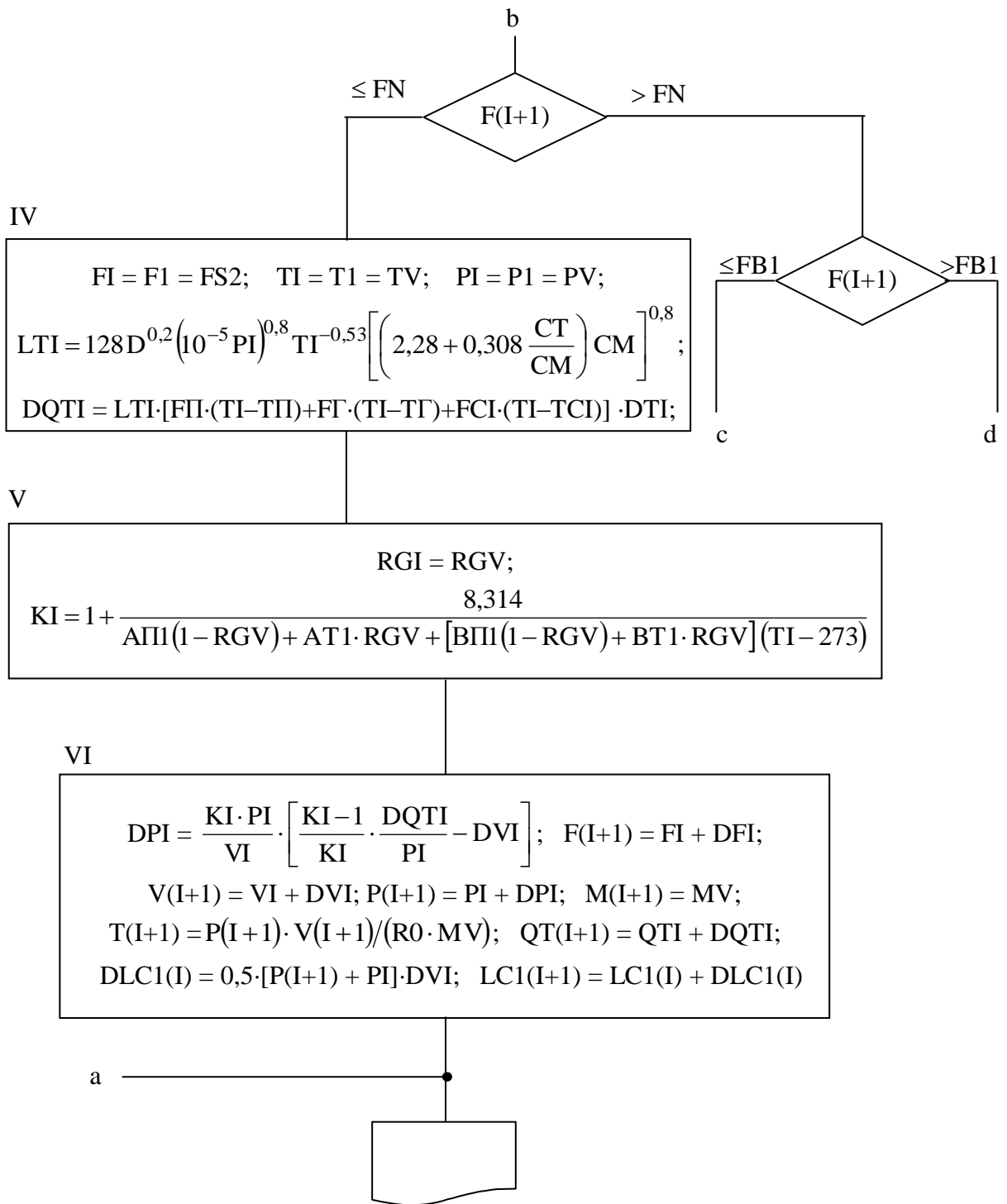


Рисунок 11.18 – Продовження

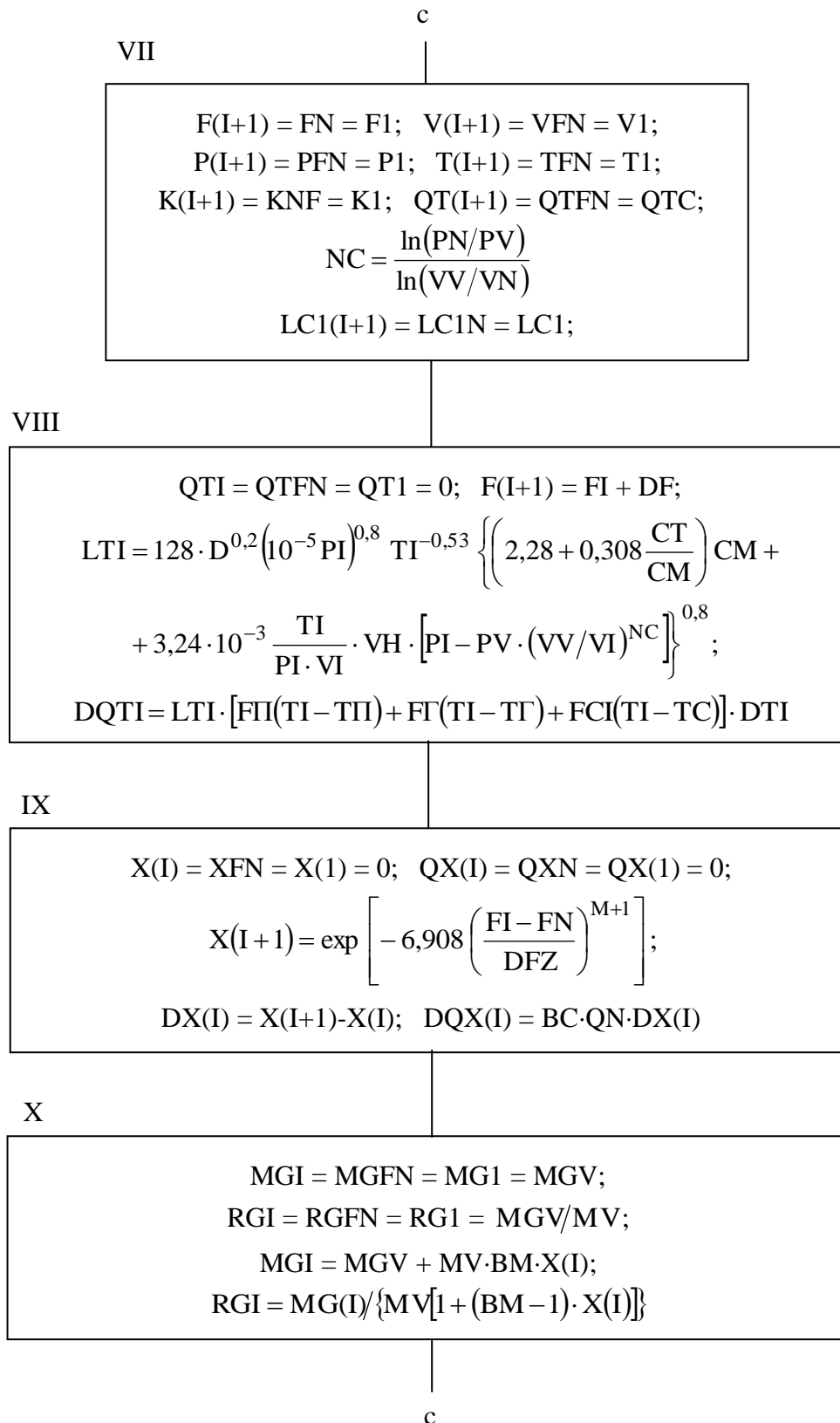


Рисунок 11.18 – Продовження

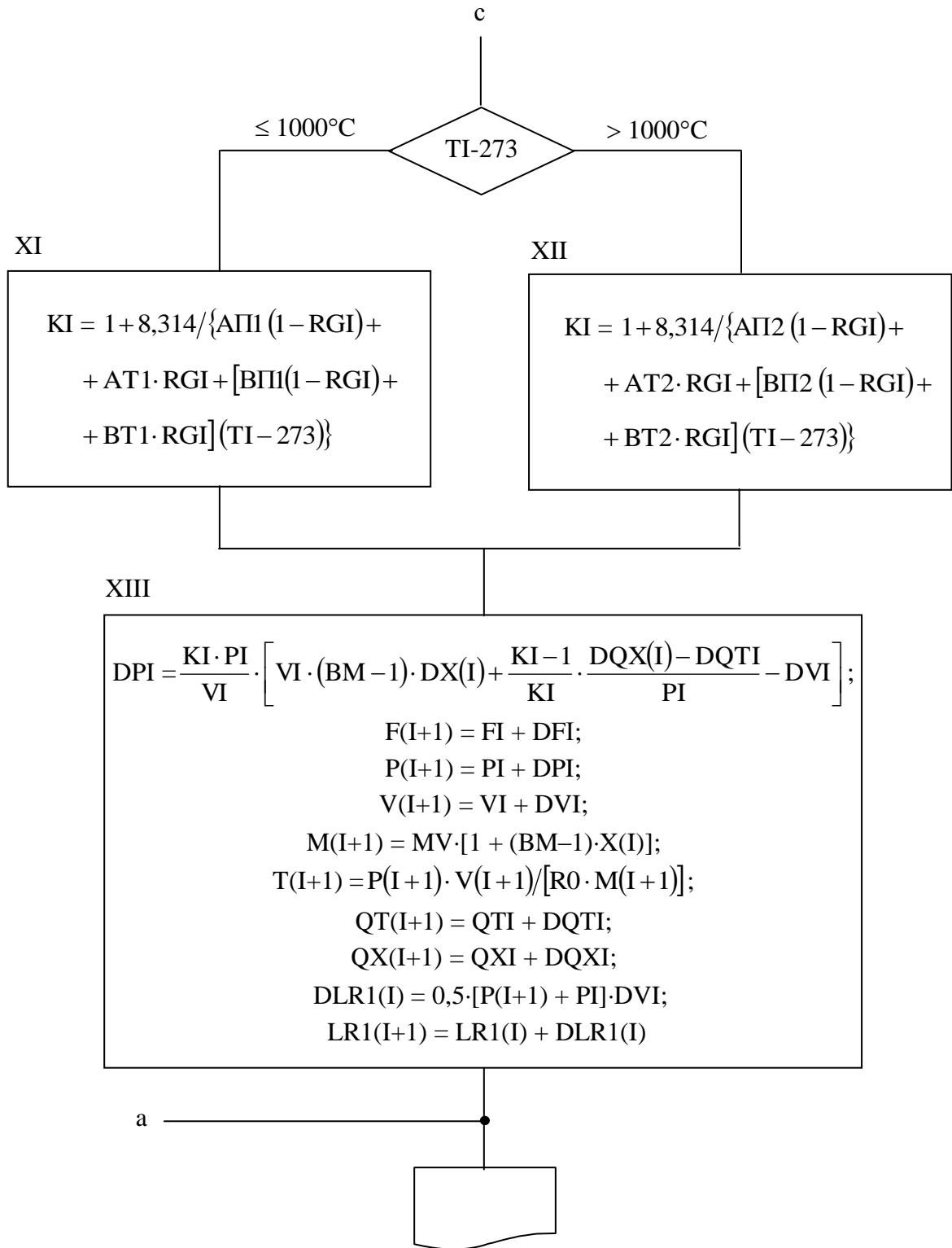


Рисунок 11.18 – Продовження

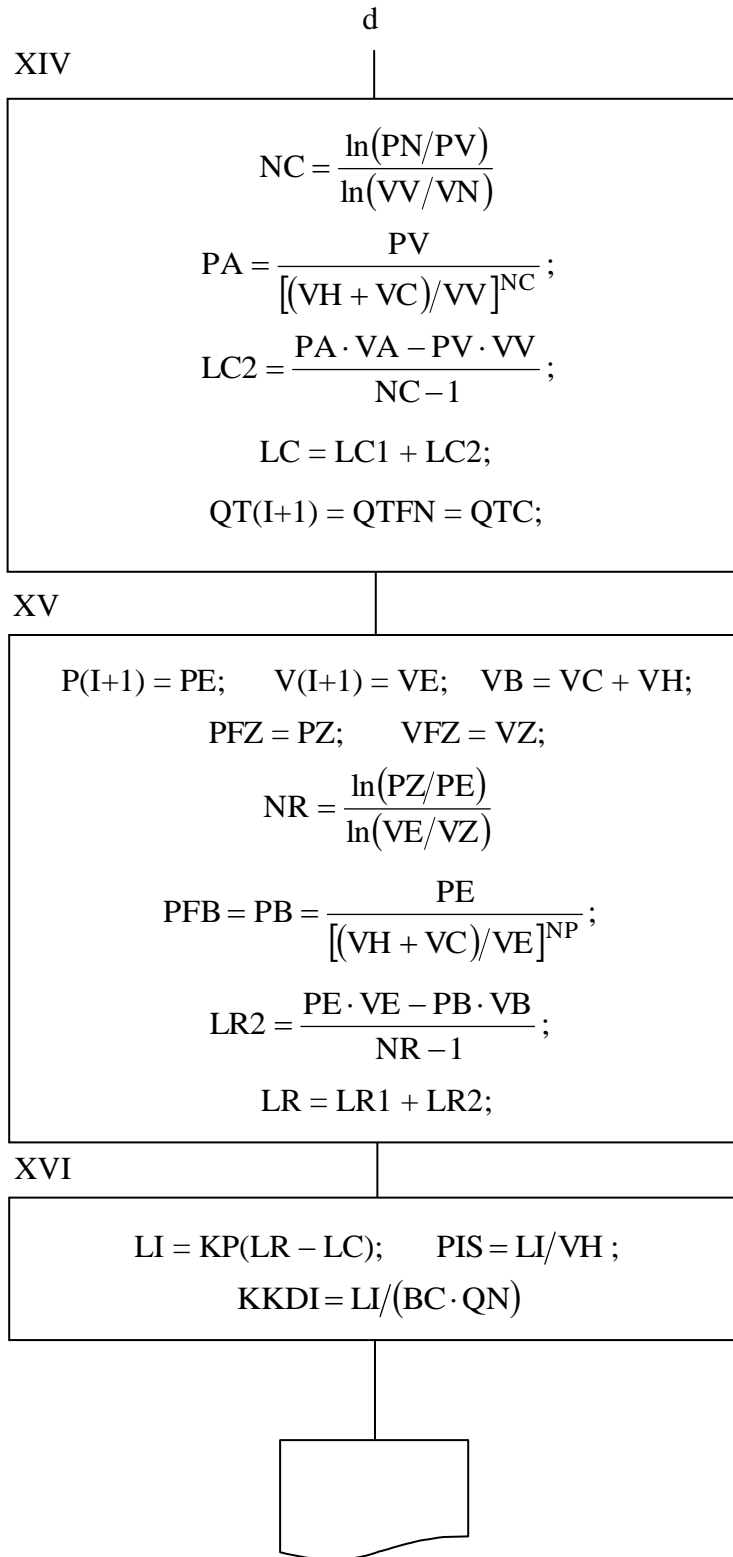


Рисунок 11.18 – Продовження

Завершується цикл обчислень (блок XIII) визначенням: зміни тиску робочого тіла на розрахунковій ділянці Δp_i і параметрів робочого тіла в кінці розрахункової ділянки ($p_{(i+1)}$, $V_{(i+1)}$, $M_{(i+1)}$, $T_{(i+1)}$); кількості теплоти, підведеної до робочого тіла $Q_{x(i+1)}$, і відведеної від робочого тіла в стінки надпоршневої порожнини $Q_{T(i+1)}$; роботи розширення робочого тіла $L_{p1(i+1)}$ до кінця розрахункової ділянки. При досягненні кута оберту кривошипа φ_z , що відповідає закінченню процесу згоряння, в блоці обчислень IX значення $x_{(i)}$ і $\Delta x_{(i)}$ будуть змінюватися незначно. При досягненні кута оберту кривошипа φ_1 , що відповідає моменту відкриття випускних органів, обчислюються індикаторні показники двигуна (блоки XIV – XVI).

Контрольні запитання та завдання

1. Які типи систем паливоподачі використовуються в дизелях?
2. Вкажіть основні елементи систем паливоподачі дизелів.
3. Які типи форсунок систем паливоподачі використовуються в дизелях?
4. Визначте параметри і показники процесів паливоподачі в дизелях.
5. Наведіть характеристики процесу розпилювання палива при вприскуванні.
6. Як впливає тип розпилювача на процеси розпилювання палива?
7. Як впливає тиск палива перед форсункою і протитиск середовища на процеси розпилювання палива?
8. Наведіть типи камер згоряння в дизелях.
9. Поясніть особливості процесів сумішоутворення в дизелях з нерозділеними і напіврозділеними камерами згоряння.
10. Поясніть особливості процесів сумішоутворення в дизелях з розділеними камерами згоряння.
11. Як відбувається самозаймання палива в дизелях?
12. Як відбувається процес згоряння палива в дизелях?
13. Наведіть характеристики процесів згоряння палива в дизелях.
14. Які відбуваються процеси в надпоршневій порожнині при розширенні?

15. Наведіть послідовність наближеного розрахунку процесів згоряння і розширення в дизелях.

16. Наведіть послідовність уточненого розрахунку процесів згоряння і розширення в дизелях.

17. Опишіть особливості блок-схеми математичного моделювання процесів стиску, згоряння і розширення в дизелях.

Список літератури до розділу 11

1. Гюльднер Г. Двигатели внутреннего сгорания: Перевод с немецкого Калиша Г.Г. и Алексеева С.И. – М.: МАКИЗ, 1928. – Т.2. – 864 с.

2. Брилинг Н.Р., Вихерт М.М., Гутерман И.И. Быстроходные дизели. – М.: Машгиз, 1951. – 520 с.

3. Файнлейб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей. Справочник – Л.: Машиностроение, 1990. – 349 с.

4. Воинов А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. – М.: Машиностроение, 1977. – 277 с.

5. Беттгер И.И. Анализ бесшумного горения в дизелях // Труды лаборатории двигателей АН СССР «Сгорание и смесеобразование в дизелях». – М.: АН СССР, 1960. – С. 18–31.

6. Дьяченко В.Г., Сандомирский М.Г. Двухфазная подача топлива с независимым регулированием момента и количества топлива, подаваемого в каждой из фаз // Респ. межвед. научно-техн. сб. «Двигатели внутреннего сгорания». – № 3. – 1966. – С. 3–8.

7. Глаголев Н.М. Способы повышения КПД тепловозных двигателей. Индикаторный КПД // Труды ХПИ «Тепловозные и судовые двигатели». – Т. XXXII, 1961. – С. 5–24.

8. Дьяченко В.Г. Резервы улучшения экономичности двигателя с высоким газотурбинным наддувом при понижении его быстроходности // Труды ХПИ, сер. «Энергомашиностроение». – Вып. 3. – Т. XLIII, 1963. – С. 114–125.

9. Методические указания к курсовой работе «Расчет рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания» по дисциплине «Теория двигателей внутреннего сгорания». – Сост. Дьяченко В.Г. – Харьков: ХНАДУ, 2001. – 36 с.

Розділ 12

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА

§1. Індикаторні показники

Джерелами визначення індикаторних показників двигуна є індикаторна діаграма (розрахункова або експериментальна) і циклова подача палива. При експериментальних дослідженнях циклова подача визначається прямими вимірами, а при моделюванні робочих процесів – за величиною свіжого заряду надпоршневої порожнини і коефіцієнтом надлишку повітря. Основними індикаторними показниками є індикаторна робота газів за цикл, індикаторна потужність, індикаторний коефіцієнт корисної дії.

Індикаторна робота газів за цикл за індикаторними діаграмами визначається як різниця роботи розширення L_p і роботи стиску $L_{ст}$:

$$L_i = L_p - L_{ст}. \quad (12.1)$$

За експериментальними індикаторними діаграмами робота розширення і стиску визначається звичайно як сума елементарних робіт, що відповідають кутові оберту кривошипа в межах 5–10 °ОКВ. Індикаторна робота газів за цикл в Дж за розрахунковими індикаторними діаграмами визначається за параметрами робочого тіла у вузлових точках діаграми:

- двигун з іскровим запалюванням (індикаторна діаграма подана на рис. 10.15):

$$L_i = \psi \left[\frac{p_z + p_c}{2} (V_z - V_c) + \frac{p_z V_z - p_b V_b}{n_p - 1} - \frac{p_c V_c - p_a V_a}{n_c - 1} \right]; \quad (12.2)$$

- двигун із запалюванням від стиску (індикаторна діаграма подана на рис. 11.17):

$$L_i = \psi \left[p_z (V_z - V_c) + \frac{p_z V_z - p_b V_b}{n_p - 1} - \frac{p_c V_c - p_a V_a}{n_c - 1} \right]. \quad (12.3)$$

Тут n_c і n_p – середні значення показників політропи стиску і розширення, що відповідають параметрам робочого тіла в точках v, c, z і e розрахункових індикаторних діаграм (рис. 10.15, 11.17):

$$n_c = \frac{\ln p_c / p_v}{\ln V_v / V_c}, \quad (12.4)$$

$$n_p = \frac{\ln p_z / p_e}{\ln V_e / V_z}. \quad (12.5)$$

Значення параметрів в умовних точках a і b розрахункових індикаторних діаграм визначаються в припущенні, що політропи стиску $v-c$ і розширення $z-e$ продовжені до НМТ, тобто

$$p_a V_a^{n_c} = p_c V_c^{n_c}; \quad (12.6)$$

$$p_b V_b^{n_c} = p_z V_z^{n_c}; \quad (12.7)$$

або

$$p_a = p_z / \varepsilon^{n_c}; \quad (12.8)$$

$$p_b = p_z / \delta^{n_p}. \quad (12.9)$$

Внаслідок наближеного подання на розрахункових індикаторних діаграмах процесів у надпоршневій порожнині індикаторна робота газів, визначена за цими діаграмами, відрізняється від експериментальних даних. Ця відмінність враховується коефіцієнтом повноти діаграми $\psi = 0,95-0,98$.

Якщо індикаторну роботу газів за цикл визначати через параметри розрахункових індикаторних діаграм, то у випадку двигуна з іскровим запалюванням

$$L_i = \frac{\Psi p_c V_h}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda + 1}{2} (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_p - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_p - 1}} \right) - \frac{1}{n_c - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}} \right) \right]; \quad (12.10)$$

у випадку дизеля

$$L_i = \frac{\Psi p_c V_h}{\varepsilon - 1} \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_p - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_p - 1}} \right) - \frac{1}{n_c - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}} \right) \right]. \quad (12.11)$$

Визначивши індикаторну роботу газів за цикл, визначаємо:

- питому індикаторну роботу, Дж/м³, Дж/см³, і середній індикаторний тиск, Па, МПа:

$$l_i = |p_i| = L_i / V_h; \quad (12.12)$$

- індикаторну потужність, кВт:

$$N_i = \kappa L_i; \quad (12.13)$$

- індикаторний ККД:

$$\eta_i = \frac{L_i}{B_{\text{ц}} Q_{\text{н}}} = \frac{3600 N_i}{B_{\text{г}} Q_{\text{н}}}; \quad (12.14)$$

- питому індикаторну витрату палива, кг/(кВт·год):

$$g_i = \frac{B_{\text{г}}}{N_i}. \quad (12.15)$$

Тут, як і раніше (розділ 1), κ – число робочих циклів за 1 с, $B_{\text{ц}}$ – циклова подача палива, $Q_{\text{н}}$ – нижча теплота згоряння палива.

Індикаторні показники двигунів залежать від тактності, способу сумішоутворення і запалювання, наддуву, виду палива, умов навколишнього

середовища і змінюються в широких межах (табл. 12.1). Використання наддуву дозволяє значно підвищити питому індикаторну роботу l_i (середній індикаторний тиск p_i). Індикаторний ККД при цьому змінюється значно менше.

Таблиця 12.1 – Індикаторні показники різних двигунів, працюючих на паливах з нафти

Тип двигуна	Показники			
	l_i , Дж/см ³	p_i , МПа	η_i	g_i , кг/(кВт·год)
Двигуни з іскровим запалюванням:				
• без наддуву	0,7 – 1,2	0,7 – 1,2	0,30 – 0,40	0,205 – 0,270
• з наддувом	1,2 – 1,8	1,2 – 1,8	0,35 – 0,40	0,205 – 0,235
Дизелі:				
• без наддуву	0,6 – 0,9	0,6 – 0,9	0,45 – 0,50	0,170 – 0,190
• з наддувом	1,2 – 2,5	1,2 – 2,5	0,45 – 0,50	0,170 – 0,190

При використанні газового палива (природного газу, зрідженого газу, біогазу) питома індикаторна витрата палива оцінюється в $\text{нм}^3/(\text{кВт}\cdot\text{год})$. Питома індикаторна робота (середній індикаторний тиск), індикаторна потужність при переході двигуна на газове паливо знижуються на 10–20 % внаслідок збільшення об'ємної частки газового палива в суміші газу і повітря.

Вплив різних факторів на індикаторну роботу газів за цикл можна оцінити за залежністю (12.14):

- у випадку двигуна з зовнішнім сумішоутворенням і іскровим запалюванням

$$L_i = B_{\text{ц}} Q_{\text{н}} \eta_i = \frac{\eta_{\text{vs}} \rho_s V_h}{\alpha M_0 + 1} Q_{\text{н}} \eta_i; \quad (12.16)$$

- у випадку двигуна з внутрішнім сумішоутворенням, наприклад, дизеля

$$L_i = B_{\text{ц}} Q_{\text{н}} \eta_i = \frac{\eta_{\text{vs}} \rho_s V_h}{\alpha M_0} Q_{\text{н}} \eta_i. \quad (12.17)$$

Таким чином, основними факторами впливу на індикаторну роботу газів за цикл є:

- коефіцієнт наповнення η_{vs} , що характеризує ступінь досконалості процесів газообміну;
- густина повітря (паливоповітряної суміші) ρ_s перед впускними клапанами, що залежить у двигунах з наддувом від тиску наддуву p_k і температури повітря після повітроохолоджувача T_s ;
- робочий об'єм циліндра (діаметр циліндра D і хід поршня S);
- коефіцієнт надлишку повітря α ;
- нижча теплота згоряння палива Q_H ;
- індикаторний ККД, що характеризує ступінь досконалості процесів сумішоутворення і згоряння.

Деякий вплив на індикаторну роботу газів за цикл мають і характеристики палива (Q_H, M_0).

Індикаторний ККД двигуна в свою чергу також визначається рядом факторів:

- ККД термодинамічного циклу η_t , що залежить у загальному випадку від відношення ступеня розширення робочого тіла δ_p до ступеня стиску ε_δ і ступеня підвищення тиску λ (див. підрозділ 2 розділу 1);
- властивостями робочого тіла (складу, теплоємності), що характеризується відносним коефіцієнтом η_c ;
- повнотою згоряння палива й ефективністю використання теплоти згоряння палива, що характеризуються коефіцієнтом ефективного виділення теплоти ξ_{c-z} або відносним коефіцієнтом η_ξ ;
- втратами теплоти від газів у стінки W_e на ділянці розширення робочого тіла або відносним коефіцієнтом η_w .

Неточності подання реальних процесів у надпоршневій порожнині в схематизованих циклах, в яких послідовно враховуються властивості робочого тіла, повнота згоряння й ефективність використання теплоти палива, втрати теплоти від робочого тіла в стінки надпоршевої порожнини враховуються відносним коефіцієнтом повноти розрахункової індикаторної діаграми $\eta_\psi = \psi = 0,95-0,98$. Таким чином, індикаторний ККД двигуна може бути поданий як добуток термічного ККД циклу на ряд відносних коефіцієнтів (відносних ККД):

$$\eta_i = \eta_t \cdot \eta_c \cdot \eta_\xi \cdot \eta_w \cdot \eta_\psi \quad (12.18)$$

Значення відносних ККД визначають шляхом послідовного переходу спочатку від термодинамічного циклу з ідеальним робочим тілом ($\mu_{c_v} = \text{const}$) до циклу з реальним робочим тілом ($\mu_{c_v} = f(t)$, $\xi_{c-z} = 1$, $W_e = 0$), потім без теплообміну зі стінками надпоршневої порожнини ($\mu_{c_v} = f(t)$, $\xi_{c-z} < 1$, $W_e = 0$) і, нарешті, до дійсного циклу ($\mu_{c_v} = f(t)$, $\xi_{c-z} < 1$, $W_e > 0$). Приклади послідовного переходу від термодинамічного циклу до дійсного для двигуна з іскровим запалюванням і різних чотиритактних дизелів подані на рис. 12.1, 12.2 і 12.3.

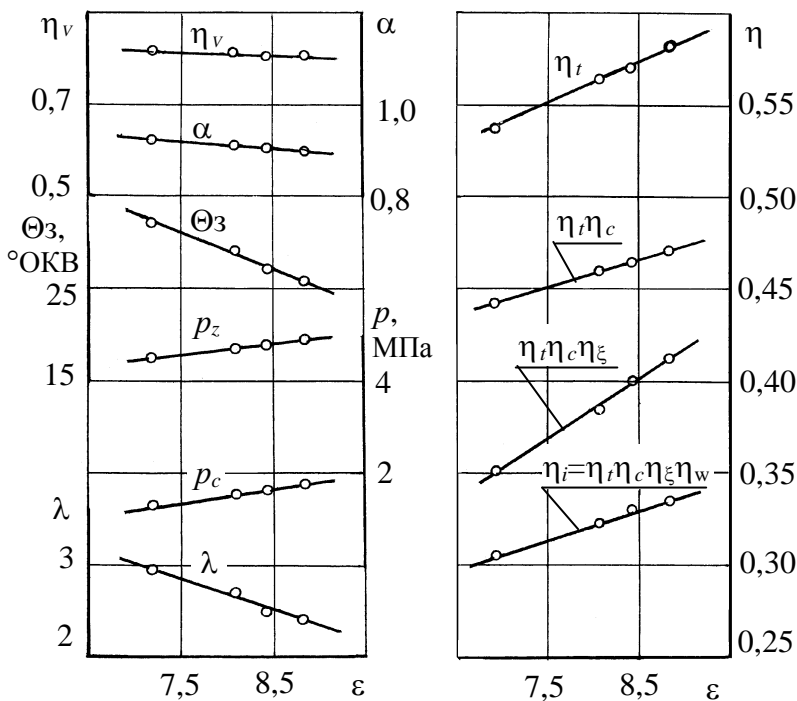


Рисунок 12.1 – Вплив ступеня стиску на параметри і показники дійсного циклу карбюраторного двигуна ВАЗ-2103 ($S/D = 80/76$, $n = 3000$ об/хв)

Як у двигуні з іскровим запалюванням і зовнішнім сумішоутворенням, так і в дизелях відмінність властивостей реального робочого тіла від ідеального газу знижує ККД циклу на 12–13 %. Неповнота згоряння палива (в двигуні з іскровим запалюванням $\alpha < 1$) і зміщення підведення теплоти згоряння палива від ВМТ на лінію розширення знижує ефективність перетворення теплоти в механічну роботу газів, ККД циклу

зменшується ще на 11–13 % (рис. 12.1). У дизелях ($\alpha > 1$) вплив ефективності перетворення теплоти, підведеної до робочого тіла, в механічну роботу газів на ККД циклу не перевищує 11 %, і чим вище α , тим менше цей вплив (рис. 12.2, 12.3). Втрати частки підведеної теплоти до робочого тіла в стінки надпоршневої порожнини знижує ККД циклу і в двигуні з іскровим запалюванням і в дизелі – на 10–11 % (рис. 12.1, 12.2, 12.3). Використання

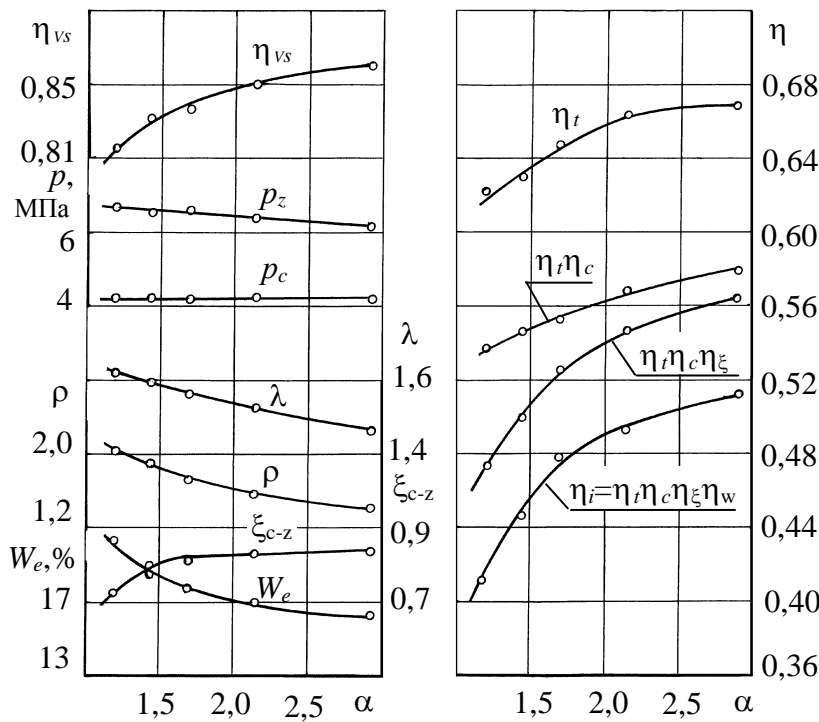


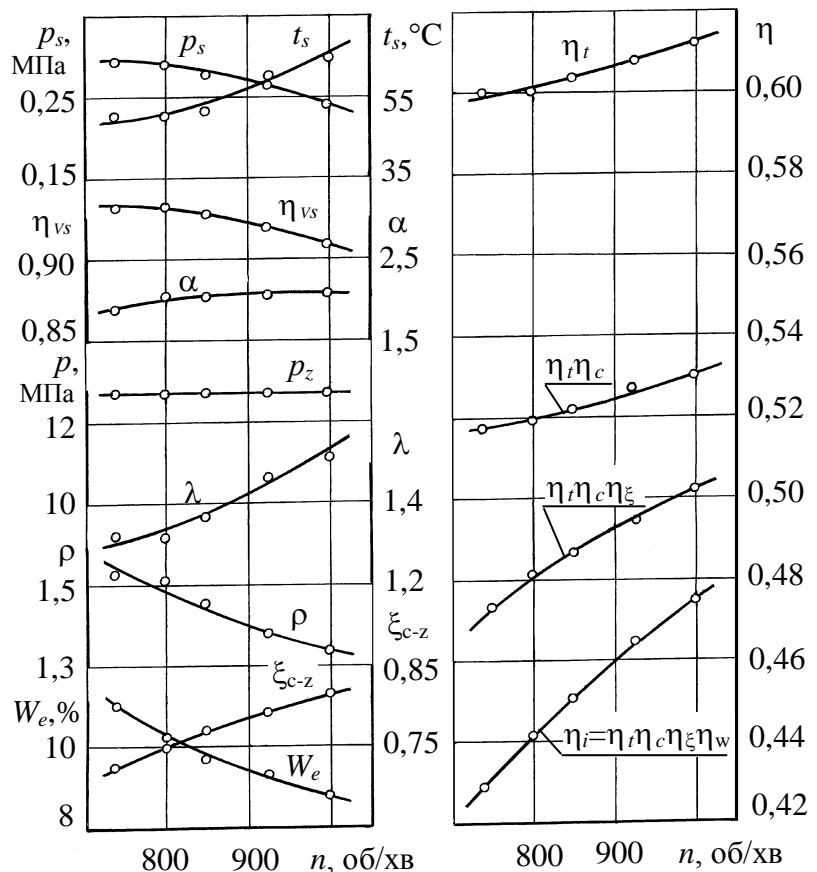
Рисунок 12.2 – Вплив коефіцієнта надлишку повітря на параметри і показники дійсного циклу вихорокамерного дизеля СМД-14А ($S/D = 140/120$, $\varepsilon = 16,5$, $n = 1700$ об/хв)

високого наддуву впливає на співвідношення впливу цих факторів на ККД дійсного циклу.

Можливості впливу на властивості робочого тіла, теплообмін між робочим тілом і стінками надпоршневої порожнини вкрай обмежені. Тому основні резерви підвищення ККД дійсного циклу будуть визначатися й у віддаленій перспективі можливістю підвищення ККД термодинамічного циклу, наприклад, використанням в двигунах з іскровим запалюванням циклу з продовженим розширенням ($\varepsilon_\delta < 10$, $\delta_p > 15$) і вдосконалюванням процесів сумішоутворення і згоряння.

наприклад, використанням в двигунах з іскровим запалюванням циклу з продовженим розширенням ($\varepsilon_\delta < 10$, $\delta_p > 15$) і вдосконалюванням процесів сумішоутворення і згоряння.

Рисунок 12.3 – Вплив частоти обертання колінчатого вала на параметри і показники дійсного циклу дизеля Д-70 при $p_z = \text{const}$ і $N_e = \text{const}$ (16ЧН 24/27, $\varepsilon = 13$, $N_e = 2200$ кВт)



§2. Механічні втрати

Індикаторна робота газів за цикл або за 1 с (індикаторна потужність) не може бути цілком використана на вихідному валу для виконання корисної роботи (для привода різних пристроїв, агрегованих із двигуном, переміщення транспортних засобів і т.ін.). Частина індикаторної роботи газів необхідно використати на власні витрати двигуна:

- на подолання сил тертя в рухливих сполученнях двигуна – $L_{\text{тер}}$;
- на привід допоміжних агрегатів – $L_{\text{доп}}$ (водяного насоса, масляного насоса, паливного насоса, механізму газорозподілу, генератора і т.п.);
- на подолання аеродинамічного опору повітря обертанню або переміщенню деталей двигуна – $L_{\text{аер}}$ (колінчатого вала, маховика, шатунів і т.д.);
- на здійснення в чотиритактному двигуні процесів газообміну – $L_{\text{н.в}}$ (насосні втрати – втрати на видалення з надпоршневої порожнини продуктів згоряння і створення в ній розрідження для її заповнення свіжим зарядом);
- на привід нагнітача – $L_{\text{н}}$ (в двигуні з механічним приводом нагнітача).

Як і індикаторну роботу газів за цикл складові витрат індикаторної роботи на власні витрати за цикл варто подавати в джоулях.

Суму втрат індикаторної роботи газів за цикл на подолання тертя в рухливих сполученнях, привід допоміжних агрегатів, подолання аеродинамічного опору обертанню або переміщенню деталей двигуна прийнято називати *механічними* втратами в двигуні за цикл:

$$L_{\text{тер}} + L_{\text{доп}} + L_{\text{аер}} = L_{\text{мд}}. \quad (12.19)$$

В сумарних механічних втратах індикаторної роботи газів за цикл (без насосних втрат) на частку втрат в поршневій групі (поршень–циліндр, поршневі кільця – циліндр) припадає 60–70 %, на тертя в підшипниках – 1–5 %, на привід допоміжних агрегатів, включаючи і механізм газорозподілу – 25–35 %, на подолання аеродинамічного опору повітря рухові деталей – 1–2 %.

Механічні втрати в механізмах двигуна, як і потужність механічних втрат ($N_{\text{мд}} = \kappa L_{\text{мд}}$), за абсолютною величиною залежать від діаметра циліндра D , ходу поршня S , частоти обертання колінчатого вала n , способу організації робочих процесів і ряду інших факторів, тобто вони не можуть характеризувати ступінь досконалості конструкції різних двигунів за рівнем механічних втрат. Більш універсальними показниками, що характеризують ступінь досконалості конструкції двигуна за рівнем механічних втрат, є питома робота механічних втрат $l_{\text{мд}}$, Дж/см³, або середній тиск механічних втрат $p_{\text{мд}}$, МПа:

$$l_{\text{мд}} = |p_{\text{мд}}| = L_{\text{мд}}/V_h. \quad (12.20)$$

Ці показники практично не залежать від діаметра циліндра і ходу поршня.

Внаслідок великої кількості факторів, що впливають на механічні втрати, значення $l_{\text{мд}}$ ($p_{\text{мд}}$) для проектного двигуна приймають за експериментальними даними для двигуна-прототипу. Можливі межі зміни $l_{\text{мд}}$ ($p_{\text{мд}}$) для різних типів двигунів на режимах номінальної потужності подані у табл. 2.2. У двотактних двигунах, робочий цикл у яких здійснюється протягом двох тактів (одного оберту колінчатого вала), питома робота механічних втрат і середній тиск механічних втрат приблизно в 1,5–2 рази менші, ніж у чотиритактних, але потужність механічних втрат змінюється незначно (якщо порівнювати двотактний і чотиритактний двигуни з однаковим літражем).

Таблиця 12.2 – Питома робота механічних втрат двигунів на режимах номінальної потужності в двигунах різних типів

Тип двигуна	$l_{\text{мд}}$, Дж/см ³ ($l_{\text{мд}} = p_{\text{мд}} $)	
	$C_m = 7 - 11$ м/с	$C_m = 11 - 15$ м/с
Двигуни з іскровим запалюванням:		
• чотиритактні	0,14 – 0,21	0,21 – 0,26
• двотактні	0,08 – 0,12	0,12 – 0,18
Дизелі:		
• чотиритактні	0,18 – 0,25	0,25 – 0,35
• двотактні	0,10 – 0,14	0,14 – 0,20

У конкретному двигуні визначальним фактором зміни $p_{мд}$ ($l_{мд}$) є частота обертання колінчатого вала (рис. 12.4). Зміна навантаження в двигунах без наддуву від режиму холостого ходу до максимального навантаження при незмінних частоті обертання колінчатого вала і тепловому режимі двигуна незначно впливає на питомі механічні втрати (до 10 %), у двигунах з високим наддуванням – до 15 %.

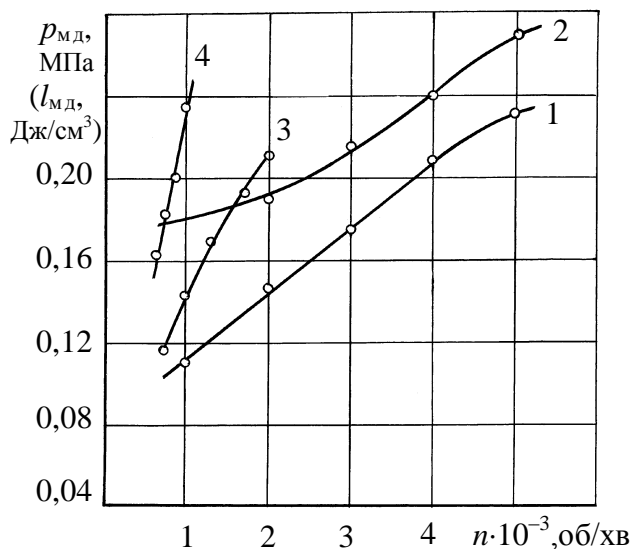


Рисунок 12.4 – Вплив частоти обертання колінчатого вала на питому роботу (середній тиск) механічних втрат:

- 1 – двигун з іскровим запалюванням ВАЗ-2103 ($S/D = 80/76$, $\epsilon = 8,5$);
- 2 – вихорокамерний дизель ВАЗ-341 ($S/D = 80/76$, $\epsilon = 23$);
- 3 – дизель СМД-14 ($S/D = 140/120$, $\epsilon = 16,5$);
- 4 – дизель Д-70 ($S/D = 270/240$, $\epsilon = 13$)

При конвертації карбюраторного двигуна на вихорокамерний варіант питомі механічні втрати внаслідок гідравлічних втрат на перетікання робочого тіла з надпоршневої порожнини в додаткову камеру згоряння і навпаки, втрат індикаторної роботи на привід паливного насоса, збільшення втрат на тертя в поршневій групі зростають на 0,04–0,06 Дж/цикл (рис. 12.4). Зі зменшенням ходу поршня (відношення S/D) при інших рівних умовах питомі втрати індикаторної роботи на тертя в поршневій групі практично не змінюються, тому що ці втрати, як і робочий об'єм циліндра V_h , пропорційні

ходу поршня S . Інші складові механічних втрат (втрати на привід допоміжних механізмів, на тертя в підшипниках, на аеродинамічний опір рухові деталей) зберігаються за абсолютною величиною практично постійними, але питомі значення цих складових зростають приблизно обернено пропорційно зменшенню ходу поршня. Наприклад, при незмінній частоті обертання колінчатого вала зменшення ходу поршня в одноциліндровому чотиритактному дизелі з нерозділеною камерою згоряння ($S/D = 140/125$, $\epsilon = 16$) з 140 до 90 мм [1] і в чотирициліндровому чотиритактному карбюраторному двигуні ($S/D = 80/76$, $\epsilon = 8,5$) – з 80 до 49,5 мм [2] практично не

вплинуло на значення питомої роботи механічних втрат у поршневій групі. Інші складові питомих механічних втрат при цьому зросли внаслідок зменшення робочого об'єму циліндра.

За експериментальними даними для різних типів чотиритактних двигунів [1, 2, 3] залежність середнього тиску механічних втрат, МПа, (питомої роботи механічних втрат за цикл, Дж/цикл, для режимів номінальної потужності може бути подана рівнянням:

$$p_{\text{мд}} = a + b \frac{n}{n_{\text{н}}}, \quad (12.21)$$

де a, b – постійні коефіцієнти для визначеного типу двигуна:

- для двигунів з іскровим запалюванням з частотою обертання колінчатого вала 4000 – 6000 об/хв $a \cong 0,08$; $b \cong 0,15$; $n_{\text{н}} \cong 5000$ об/хв;
- для дизелів легкових автомобілів з частотою обертання колінчатого вала 4000 – 5000 об/хв $a \cong 0,10$; $b \cong 0,15$; $n_{\text{н}} \cong 4000$ об/хв;
- для автотракторних дизелів з нерозділеною камерою згоряння і частотою обертання колінчатого вала 1500 – 3000 об/хв $a \cong 0,06$; $b \cong 0,15$; $n_{\text{н}} \cong 2000$ об/хв; (для автотракторних дизелів з розділеною камерою згоряння $a = 0,08$);
- для дизелів з частотою обертання колінчатого вала 500 – 1500 об/хв $a \cong 0,08$; $b \cong 0,15$; $n_{\text{н}} \cong 1000$ об/хв.

Ці залежності можуть бути використані при виконанні курсових і дипломних проектів для попередньої оцінки рівня значень середнього тиску механічних втрат. Потім отримані значення $p_{\text{мд}}$ уточнюються за даними експериментальних досліджень двигунів-прототипів, що були поставлені на виробництво, оскільки розвиток двигунобудування характеризується безперервним удосконалюванням конструкції деталей і двигунів у цілому, технології їхнього виробництва, використанням нових матеріалів, покриттів, мастил і т.д.

§3. Ефективні показники

До ефективних показників двигуна відносяться:

- ефективна робота на вихідному валу двигуна за цикл, Дж/цикл:

$$L_e = L_i - (L_{мд} + L_{н.в} + L_n); \quad (12.22)$$

- *питома ефективна робота на вихідному валу двигуна (ефективна робота на вихідному валу двигуна, Дж, віднесена до 1 см³ робочого об'єму) або середній ефективний тиск в МПа:*

$$l_e = |p_e| = L_e / V_h; \quad (12.23)$$

- ефективна потужність, що розвиває двигун на вихідному валу в кВт:

$$N_e = \kappa L_e 10^{-3}, \quad (12.24)$$

де $\kappa = \frac{n}{60} \frac{1}{\tau} z$ – кількість робочих циклів у циліндрах двигуна за 1 с;

(τ – коефіцієнт тактності (для двотактних двигунів $\tau = 1$, для чотири-тактних – 2);

- *ефективний ККД (відносна частка теплоти палива, що перетворена в корисну роботу):*

$$\eta_e = \frac{L_e}{B_{ц} Q_H} = \frac{3600 N_e}{B_{г} Q_H} = \frac{3600}{g_e Q_H}; \quad (12.25)$$

де $B_{ц}$, $B_{г}$ – подача палива за цикл і часова витрата палива;

$g_e = B_{г} / N_e$ – питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·год).

Важливим показником, що характеризує ефективність перетворення індикаторної роботи газів у циліндрах двигуна в роботу на валу двигуна, є механічний ККД двигуна:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{\kappa p_e V_h}{\kappa p_i V_h} = \frac{p_i - (p_{\text{мд}} + p_{\text{н.в}} + p_{\text{н}})}{p_i}, \quad (12.26)$$

де $p_{\text{н}} = |l_{\text{н}}| = \frac{N_{\text{н}}}{\kappa} \frac{10^3}{V_h}$ – середній тиск механічних втрат на привід нагнітача,

Па.

Механічний ККД залежить від рівня механічних втрат, насосних втрат, втрат на привід нагнітача (у двигунах з механічним наддувом) і навантаження. На режимі холостого ходу ($N_e = 0$, $\eta_m = 0$) індикаторна робота газів цілком витрачається на власні нестатки:

$$L_i = L_{\text{мд}} + L_{\text{н.в}} + L_{\text{н}} \quad (12.27)$$

або

$$N_i = N_{\text{мд}} + N_{\text{н.в}} + N_{\text{н}}, \quad (12.28)$$

де $L_{\text{н}} = \frac{N_{\text{н}} \cdot 10^3}{\kappa}$ – втрата індикаторної роботи газів на привід нагнітача, що приходить на 1 цикл, Дж/цикл;

$N_{\text{мд}}$, $N_{\text{н.в}}$, $N_{\text{н}}$ – потужність, що витрачається на механічні втрати, насосні втрати і на привід нагнітача відповідно.

Ефективний ККД характеризує ступінь досконалості робочих процесів двигуна (через індикаторний ККД) і ступінь досконалості конструкції двигуна за рівнем механічних втрат (через механічний ККД):

$$\eta_e = \frac{3600 N_e}{B_{\Gamma} Q_{\text{н}}} = \frac{3600 N_i \eta_m}{B_{\Gamma} Q_{\text{н}}} = \eta_i \eta_m; \quad (12.29)$$

Оскільки в умовах експлуатації двигун звичайно працює в широкому діапазоні зміни частоти обертання колінчатого вала і навантаження, у зоні визначальних (за витратою палива) режимів роботи двигуна ефективний ККД повинен бути близьким до максимального значення.

Залежно від типу двигуна ефективні показники двигуна змінюються в широких межах (табл. 12.3).

Таблиця 12.3 – Ефективні показники двигунів різних типів
на режимах номінальної потужності

Тип двигуна	Показники			
	l_e , Дж/см ³	p_e , МПа	η_e	g_e , кг/(кВт·год)
Чотиритактні з іскровим запалюванням	0,7 – 0,9	0,7 – 0,9	0,25 – 0,30	0,272 – 0,325
Чотиритактні дизелі:				
• без наддуву	0,6 – 0,7	0,6 – 0,7	0,30 – 0,40	0,215 – 0,285
• з наддувом	1,0 – 2,3	1,0 – 2,3	0,35 – 0,45	0,190 – 0,245
Двотактні дизелі:				
• з наддувом	0,6 – 1,2	0,6 – 1,2	0,40 – 0,50	0,170 – 0,190

У сучасних тихохідних двотактних дизелях з газотурбінним наддувом досягнуто значень індикаторного ККД 0,50–0,55, ефективного ККД – 0,45–0,50. Підвищення ефективного ККД в автотракторних двигунах до значень 0,40–0,45 можливо тільки при використанні нетрадиційних рішень з організації робочих процесів і конструкцій. Наприклад, при використанні циклу з продовженим розширенням, в якому ступінь розширення продуктів згоряння в 2–2,5 рази більше дійсного ступеня стиску, ефективний ККД двигуна з іскровим запалюванням може бути підвищено до 0,40–0,45.

§4. Складові теплового балансу

Тепловий баланс двигуна – це розподіл теплоти, що виділяється при згорянні палива, яке надійшло в двигун, на окремі складові.

Як граничну поверхню при складанні теплового балансу приймають поверхні стінок надпоршневої порожнини (внутрішній тепловий баланс) або поверхню, що обмежує об'єм, в якому знаходиться двигун з усіма допоміжними агрегатами (зовнішній тепловий баланс). Абсолютні значення теплових потоків через граничні поверхні, що відповідають визначеному режимові роботи двигуна протягом 1 години або 1 с, визначають в кДж.

Внутрішній тепловий баланс звичайно використовують при розрахункових дослідженнях робочих процесів двигуна для визначення температури відпрацьованих газів. Рівняння теплового балансу по внутрішньому

контуру надпоршневої порожнини являє собою рівність підведених і відведених потоків теплоти через граничну поверхню стінок надпоршневої порожнини за 1 годину роботи двигуна:

$$Q_{п.х} + Q_{п.ф} + Q_s = Q_i + Q_T + Q'_{в.г} \quad (12.30)$$

або

$$Q_{п.х} = Q_i + Q_T + (Q'_{в.г} - Q_{п.ф} - Q_s), \quad (12.31)$$

де $Q_{п.х} = B_{г} Q_{н}$ – теплота згоряння палива, підведеного в циліндр двигуна за 1 годину, кДж/год;

$Q_{п.ф} = B_{г} c_{п} t_{п}$ – фізична теплота палива, кДж/год;

$c_{п}$, $t_{п}$ – теплоємність палива і температура палива на вході в надпоршневу порожнину ($c_{п} \approx 2$ кДж/(кг·град); $t_{п} = 40-60$ °С);

$Q_s = G_s c_{pms} t_s$ – теплота повітря, що надійшло в циліндр двигуна за 1 годину, кДж/год;

G_s – витрата повітря через циліндр двигуна за 1 годину, кг/год;

c_{pms} – середня питома масова теплоємність повітря при постійному тиску, кДж/(кг·К);

t_s – температура повітря на вході в надпоршневу порожнину, °С;

$Q_i = 3600 \cdot N_{iц}$ – індикаторна робота газів в одному циліндрі двигуна за 1 годину, кДж/год;

$Q_T = W_T B_{г} Q_{н}$ – втрати теплоти від робочого тіла в стінки надпоршневої порожнини за 1 годину, кДж/год;

W_T – відносні втрати теплоти від робочого тіла в стінки надпоршневої порожнини (0,09–0,20);

$Q'_{в.г} = (G_s + B_{г}) c_{рмв.г} t_{в.г}$ – теплота відпрацьованих газів, що пішли з надпоршневої порожнини за 1 годину, кДж/год;

$c_{рмв.г}$ – середня питома масова теплоємність відпрацьованих газів при постійному тиску, кДж/(кг·К);

$t_{в.г}$ – температура відпрацьованих газів на виході з надпоршневої порожнини, °С.

Значення відносних втрат теплоти від робочого тіла в стінки надпоршневої порожнини W_T звичайно приймається за експериментальними даними для подібних двигунів і подібних режимів роботи або визначається

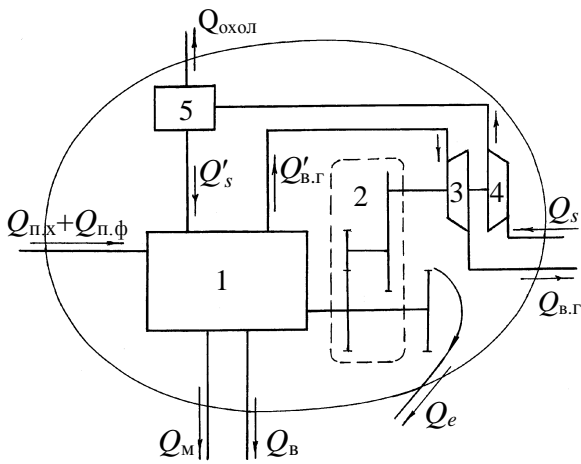


Рисунок 12.5 – Схема розподілу теплових потоків у комбінованому двигуні:

1 – двигун; 2 – редуктор; 3 – турбіна; 4 – нагнітач; 5 – повітроохолоджувач

розрахунком при чисельному моделюванні робочих процесів у надпоршневій порожнині. Визначивши з рівняння (12.29) втрати теплоти з відпрацьованими газами $Q'_{в.г}$, знаходимо температуру відпрацьованих газів на виході з надпоршневої порожнини.

Рівняння теплового балансу по зовнішньому контуру також являє собою рівність підведених і відведених потоків теплоти через граничну поверхню (поверхня об'єму, в якому знаходиться двигун з усіма допоміжними агрегатами – рис. 12.5) за 1 годину роботи двигуна:

$$Q_{п.х} + Q_{п.ф} + Q_s = Q_e + Q'_{в.г} + Q_{в} + Q_{м} + Q_{охол} + Q_{зал} \quad (12.32)$$

або

$$Q_{п.х} = Q_e + (Q'_{в.г} - Q_{п.ф} - Q_s) + Q_{в} + Q_{м} + Q_{охол} + Q_{зал}, \quad (12.33)$$

де $Q_e = 3600N_e$ – ефективна робота на вихідному валу двигуна за 1 годину, кДж/год;

$Q_{в} = G_{вод} c_{вод} (t''_{в} - t'_{в})$ – відвід теплоти в систему охолодження двигуна

за годину, кДж/год;

$G_{вод}$ – витрата води через двигун за годину, кг/год;

$c_{вод}$ – теплоємність води, кДж/(кг·К);

$t'_{в}$, $t''_{в}$ – температура води в системі охолодження двигуна на вході і виході, °С;

$Q_{м} = G_{м} c_{м} (t''_{м} - t'_{м})$ – відвід теплоти в систему змащення двигуна за

1 годину, кДж/год;

$t'_{м}$, $t''_{м}$ – температура мастила в системі змащення двигуна на вході і виході з двигуна, °С;

$G_{м}$ – витрата мастила через двигун за годину, кг/год;

c_m – теплоємність мастила, кДж/(кг·К);

$Q_{\text{охол}}$ – відвід теплоти від охолоджувача наддувочного повітря за годину, кДж/год;

$Q_{\text{зал}}$ – залишковий член теплового балансу, кДж/год.

Залишковий член теплового балансу містить у собі втрати теплоти в навколишнє середовище від зовнішніх поверхонь стінок двигуна і його агрегатів, неповноту згоряння палива внаслідок нестачі кисню ($\alpha < 1$) або недосконалості процесів сумішоутворення і згоряння (в дизелях з $\alpha < 1,5$). У двигунах з іскровим запалюванням залишковий член теплового балансу містить в собі і відвід теплоти в систему змащення двигуна Q_m , оскільки в цих двигунах не передбачається спеціальна система охолодження мастила. Мастило охолоджується в піддоні картера потоком повітря, що набігає (автомобільні двигуни), або потоком повітря, створюваного з допомогою вентилятора. Якщо ліву і праву частини рівняння (12.32) розділити на теплоту згоряння палива, що надійшло в двигун за 1 годину роботи ($B_g Q_H$), то права частина рівняння буде являти собою розподіл потоків теплоти через граничну поверхню у відносних величинах:

$$1 = q_e + q_{v.g} + q_m + q_v + q_{\text{охол}} + q_{\text{зал}}, \quad (12.34)$$

де $q_e = \eta_e$ – відносна частка теплоти палива, що перетворена в ефективну роботу на вихідному валу двигуна;

$q_{v.g}$, q_v , q_m , $q_{\text{охол}}$, $q_{\text{зал}}$ – відповідно відносні втрати теплоти з відпрацьованими газами, в системи охолодження і змащення двигуна, в повітроохолоджувачі, в навколишнє середовище і внаслідок неповноти згоряння.

Складається тепловий баланс по зовнішньому контуру за даними експериментальних досліджень на режимах максимальних навантажень і використовується для розрахунку параметрів агрегатів системи охолодження і змащення двигуна. Тепловий баланс двигуна по зовнішньому контуру дозволяє також оцінити ефективність перетворення теплоти палива в механічну роботу на вихідному валу двигуна, можливі резерви підвищення ефективного ККД двигуна.

Розподіл теплових потоків через граничну поверхню (зовнішній тепловий баланс) залежить від типу двигуна, особливостей його конструкції, режиму роботи і ряду інших факторів (рис. 12.6, 12.7). Наприклад, у дви-

гунах з кількісним регулюванням потужності зі зменшенням навантаження (зменшенням коефіцієнта наповнення η_v , циклової подачі $B_{ц}$) відносні втрати теплоти в систему охолодження q_v зростають більш інтенсивно, ніж у дизелі. Це обумовлено, насамперед, більш високими абсолютними значеннями температури робочого тіла в надпоршневій порожнині протягом

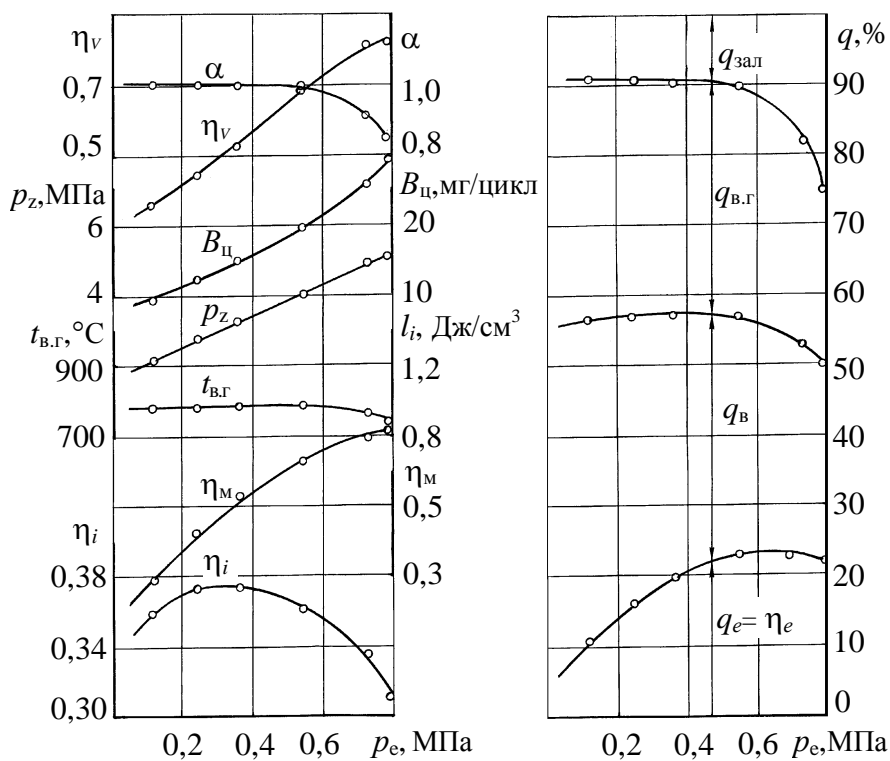


Рисунок 12.6 – Вплив навантаження на показники робочих процесів і складові теплового балансу двигуна з іскровим запалюванням ВАЗ-2103 при $n = 5600$ об/хв ($S/D = 80/76$, $\varepsilon = 8,5$)

циклу, більш високою температурою відпрацьованих газів $t_{в.г}$ у двигуні з іскровим запалюванням, яка майже не залежить від навантаження (рис. 12.6). У дизелях же температура робочого тіла в надпоршневій порожнині, температура відпрацьованих газів зі зменшенням навантаження від режиму максимальної потужності до режиму холостого

ходу знижується в кілька разів. Варто також звернути увагу і на той факт, що частота обертання колінчатого вала істотно не вплинула на відносні втрати теплоти в систему охолодження двигунів, які значно відрізняються і за організацією робочих процесів і за конструкцією (у двигуні з іскровим запалюванням $n = 5600$ об/хв, у дизелі – 1700 об/хв). У двигунах з іскровим запалюванням значний вплив на розподіл потоків теплоти в тепловому балансі по зовнішньому контуру мають також втрати теплоти внаслідок неповноти згоряння палива (при $\alpha < 1$), що входять в залишковий член теплового балансу.

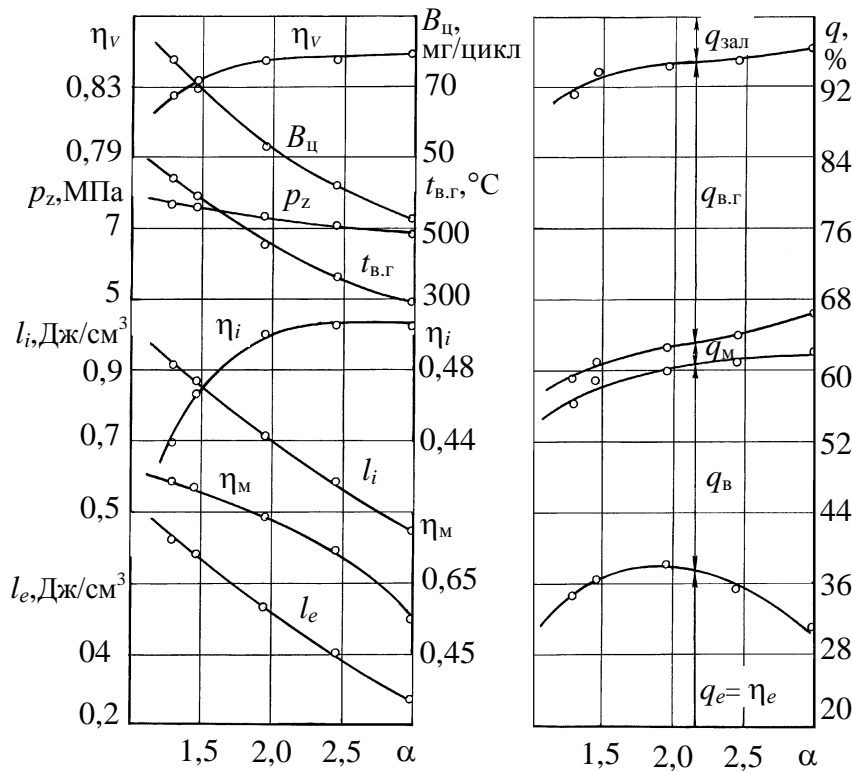


Рисунок 12.7 – Вплив коефіцієнту надлишку повітря на показники робочих процесів і складові теплового балансу дизеля СМД-14Н ($S/D = 140/120$; $\varepsilon = 16,5$; $n = 1700$ об/хв; камера згоряння в поршні)

Ефективність перетворення теплоти палива в механічну роботу може бути помітно підвищена (на 5–6 % від теплоти палива) в комбінованому двигуні з силовою турбіною – рис. 12.5 [3]. Подальше підвищення ступеня використання теплоти палива досягається утилізацією теплоти відпрацьованих газів, теплоти, що відводиться в систему охолодження двигуна.

Приблизний розподіл теплових потоків по зовнішньому контуру в двигунах різних типів і різного призначення на режимах номінальної потужності поданий в табл. 12.4.

Таблиця 12.4 – Складові зовнішнього теплового балансу в двигунах різних типів

Тип двигуна	Складові теплового балансу					
	q_e	q_v	q_m	$q_{охол}$	$q_{в.г}$	$q_{зал}$
Двигуни з іскровим запалюванням	0,20–0,30	0,20–0,30	–	–	0,25–0,40	0,08–0,30
Дизелі:						
• без наддуву	0,30–0,40	0,20–0,30	0,03–0,05	–	0,20–0,35	0,04–0,10
• з високим наддувом	0,45–0,50	0,15–0,20	0,03–0,05	0,04–0,06	0,15–0,30	0,04–0,06

Можливості перетворення теплоти, що відводиться в систему охолодження двигуна ($q_v = 0,15-0,30$) та в механічну роботу, обмежені і пов'язані зі значним ускладненням конструкції силової установки. Більш істотні резерви підвищення ефективного ККД двигунів внутрішнього згорання, особливо двигунів з іскровим запалюванням, являють втрати теплоти з відпрацьованими газами ($q_{в.г} = 0,20-0,40$). Найбільш реальний шлях зниження втрат теплоти з відпрацьованими газами без істотного ускладнення конструкції двигуна – використання циклу з продовженим розширенням (ступінь розширення продуктів згорання в 2–2,5 рази більше дійсного ступеня стиску). У цьому випадку втрати теплоти з відпрацьованими газами можуть бути знижені на 40–50 %. Знизяться при цьому і втрати теплоти в стінки надпоршневої порожнини внаслідок зниження середньої температури циклу.

Контрольні запитання та завдання

1. Які параметри характеризують дійсний цикл двигуна?
2. Які фактори визначають індикаторну роботу газів за цикл?
3. Що характеризує індикаторний ККД двигуна і який рівень значень індикаторного ККД у двигунах різних типів?
4. Як впливають властивості реального робочого тіла на перетворення теплоти палива в механічну роботу?
5. Як впливають процеси згорання і теплообміну на індикаторний ККД?
6. Обґрунтуйте шляхи підвищення індикаторного ККД двигуна.
7. Як визначається індикаторна потужність двигуна?
8. Як визначаються складові механічних втрат?
9. Як визначається ефективна робота газів на валу двигуна (за цикл, за 1 с)?
10. Від яких чинників залежить питома ефективна робота газів на валу двигуна і середній ефективний тиск?
11. Визначте:
 - ефективну потужність двигуна;
 - механічний ККД двигуна;

- ефективний ККД і питому ефективну витрату палива.
12. Наведіть рівень значень середнього ефективного тиску й ефективного ККД у двигунах різних типів.
 13. Обґрунтуйте шляхи підвищення ефективного ККД двигунів з іскровим запалюванням.
 14. Обґрунтуйте шляхи підвищення ефективного ККД дизелів.
 15. Які фактори визначають ефективну потужність двигуна?
 16. Як визначаються складові теплового балансу по внутрішньому контуру (поверхні стінок надпоршневої порожнини)?
 17. Як визначаються складові теплового балансу по зовнішньому контуру (поверхня об'єму, в якому знаходиться двигун зі всіма агрегатами)?
 18. Які фактори впливають на значення складових теплового балансу по зовнішньому контуру?

Список літератури до розділу 12

1. Сахаревич В.Д. Влияние отношения хода поршня к диаметру цилиндра. – Автореф. канд. дисс. – Харьков: ХИМЭСХ, 1971. – 19 с.
2. Коржов М.А. Исследование и выбор основных параметров двигателей легковых автомобилей. – Автореф. канд. дисс. – Харьков: ХИИТ, 1978. – 21 с.
3. Дьяченко В.Г. Влияние числа оборотов на основные показатели комбинированного двигателя. – Автореф. канд. дисс. – Харьков: ХПИ, 1963. – 20 с.

Розділ 13

ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

§1. Режими роботи

Двигуни внутрішнього згоряння використовуються в різних силових установках з різним характером зміни зовнішнього навантаження, параметрів і показників робочих процесів. *Режими роботи двигуна характеризуються сукупністю значень параметрів і показників робочих процесів.* Умовно вони можуть бути розділені на *сталі* (значення параметрів і показників незмінні) і *несталі* (якщо з часом змінюється хоча б один з параметрів робочих процесів).

Сукупність режимів роботи з визначеною закономірністю зміни параметрів і показників робочих процесів називається характеристикою двигуна. Характеристики ДВЗ можна розділити на 3 групи:

- *регульовальні* (зміна параметрів і показників робочих процесів визначається зміною, за інших рівних умов, регульовального параметра);
- *експлуатаційні* (зміна параметрів і показників робочих процесів обумовлена особливостями навантаження двигуна в реальних умовах експлуатації);
- *спеціальні* (зміна параметрів і показників робочих процесів визначається особливими умовами навантаження двигуна, наприклад, умовами навантаження, що відповідають режимам їздового циклу, холостого ходу, постійної потужності та ін.).

§2. Регульовальні характеристики

Ці характеристики визначають звичайно в умовах стендових випробувань з метою визначення оптимального значення регульовального параметра для конкретного режиму роботи двигуна. Як критерій вибору оптимального значення регульовального параметра приймається один або кіль-

ка найважливіших показників робочих процесів – питома ефективна витрата палива, потужність, димність, викиди оксидів азоту та ін. Розглянемо декілька регулювальних характеристик ДВЗ – регулювальні характеристики за кутом випередження подачі палива, за кутом випередження запалювання і за складом суміші.

Регулювальна характеристика дизеля за кутом випередження подачі палива. При визначенні цієї характеристики частота обертання колінчатого вала n , циклова подача палива $B_{ц}$, годинна витрата палива $B_{г}$, параметри повітря на впуску, тепловий режим дизеля підтримуються на кожному зі значень $\Theta_{п}$ незмінними. Кут випередження подачі палива реєструється за кутом початку підйому голки розпилювача (моментом відриву запірнього конуса голки розпилювача від сідла розпилювача). Зі зміною кута випередження подачі палива закон подачі палива σ (відношення кількості палива B_{ϕ} , що надійшло в циліндр до визначеного кута оберту кривошипа, до циклової подачі $B_{ц}$) практично не змінюється (рис. 13.1, в).

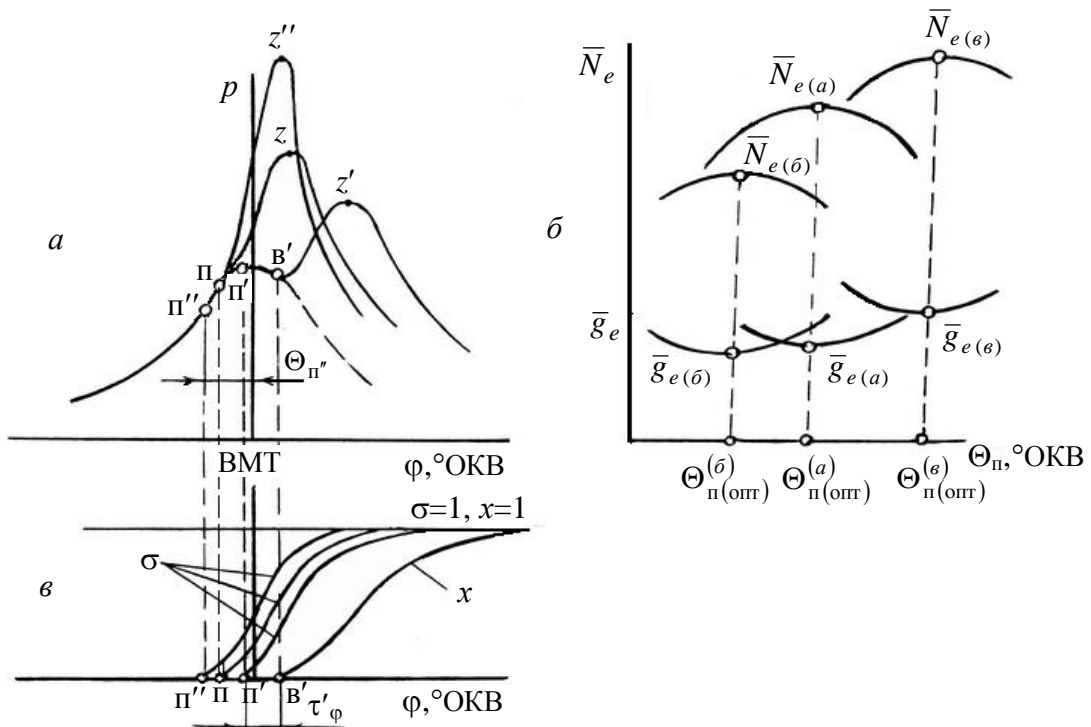


Рисунок 13.1 – Зміна параметрів і показників робочих процесів дизеля залежно від кута випередження подачі палива:

$n_{(\delta)} < n_{(a)} < n_{(\epsilon)}$; $\Theta_{п}$; $\Theta_{п'}$; $\Theta_{п''}$ – кут випередження початку подачі палива;
 $\sigma = B_{\phi}/B_{ц}$ – закон подачі палива; $x = Q_{\phi}/B_{ц}Q_{п}$ – закон згоряння;
 \bar{N}_e і \bar{g}_e – відносне значення (по відношенню до значень N_e і g_e при куті випередження подачі палива $\Theta_{п(опт)}$)

Закон згоряння x (відношення кількості теплоти, підведеної до робочого тіла Q_ϕ до визначеного кута оберту кривошипа; до теплоти, еквівалентної хімічній енергії палива, що надійшло в циліндр за цикл) також змінюється незначно. Тому при значеннях кута випередження подачі палива, менших оптимального ($\Theta_{п'} < \Theta_{п}$), процес згоряння зміщується на такті розширення від ВМТ (рис. 13.1, *a, в*), ефективність використання теплоти, підведеної до робочого тіла, знижується, індикаторна робота газів, а відповідно і потужність двигуна зменшуються, питома ефективна витрата палива зростає (рис. 13.1, *б*). При кутах випередження подачі палива $\Theta_{п''} > \Theta_{п}$ ефективна потужність також зменшується, а питома ефективна витрата палива (рис. 13.1, *б*) зростає. У даному випадку зменшення індикаторної роботи й ефективної потужності дизеля обумовлено збільшенням тиску в надпоршневій порожнині до ВМТ (рис. 13.1, *a*), а відповідно і роботи стиску.

Оптимальному куту випередження подачі палива $\Theta_{п(опт)}$ (за максимальною потужністю або мінімальною питомою ефективною витратою палива – рис. 13.1, *б*) відповідає кут випередження видимого згоряння $\Theta_{в} = 3\text{--}10$ град. оберту колінчатого вала ($^{\circ}\text{ОКВ}$) до ВМТ (рис. 13.1, *a*), значення якого практично не залежать від частоти обертання колінчатого вала. Однак оптимальний кут випередження подачі палива зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала зростає, тому що зростає в градусах оберту колінчатого вала період затримки запалювання τ_ϕ . При незмінній частоті обертання колінчатого вала навантаження (величина циклової подачі) практично не впливає на оптимальне значення кута випередження подачі палива.

В автотракторних дизелях з гідромеханічною системою подачі палива для коректування кута випередження подачі палива використовують відцентрові муфти випередження подачі палива, а у випадку акумуляторних систем вприскування високого тиску з електронними системами керування – мікропроцесор зі спеціальною програмою коректування $\Theta_{п}$ за частотою обертання колінчатого вала. Діапазон зміни оптимального кута випередження подачі палива залежить від особливостей організації робочих процесів і конструкції дизеля, системи паливоподачі, умов експлуатації і становить $10\text{--}40$ $^{\circ}\text{ОКВ}$.

Регулювальна характеристика ДВЗ з іскровим запалюванням за кутом випередження запалювання. При визначенні цієї регулювальної характеристики частота обертання колінчатого вала n , положення дросельної заслінки (розрідження за дросельною заслінкою), склад суміші, тепловий режим двигуна підтримуються на кожному зі значень Θ_3 незмінними. Зі зміною кута випередження Θ_3 змінюється і кут випередження початку видимого згоряння Θ_B (рис. 13.2, *a*). Закон згоряння x при цьому змінюється незначно, тому що при збереженні частоти обертання колінчатого вала n розрідження за дросельною заслінкою і склад суміші, час стабілізації зони запалювання біля електродів свічки запалювання і швидкість поширення фронту полум'я зберігаються практично без змін. Тому зміна тиску в надпоршневій порожнині за кутом оберту кривошипа, ефективної потужності, питомої ефективної витрати палива залежно від кута випередження запалювання (рис. 13.2, *a*; 13.2, *б*) визначається тими ж факторами, що і при зміні кута випередження подачі палива в дизелі (рис. 13.1, *a*; 13.1, *б*).

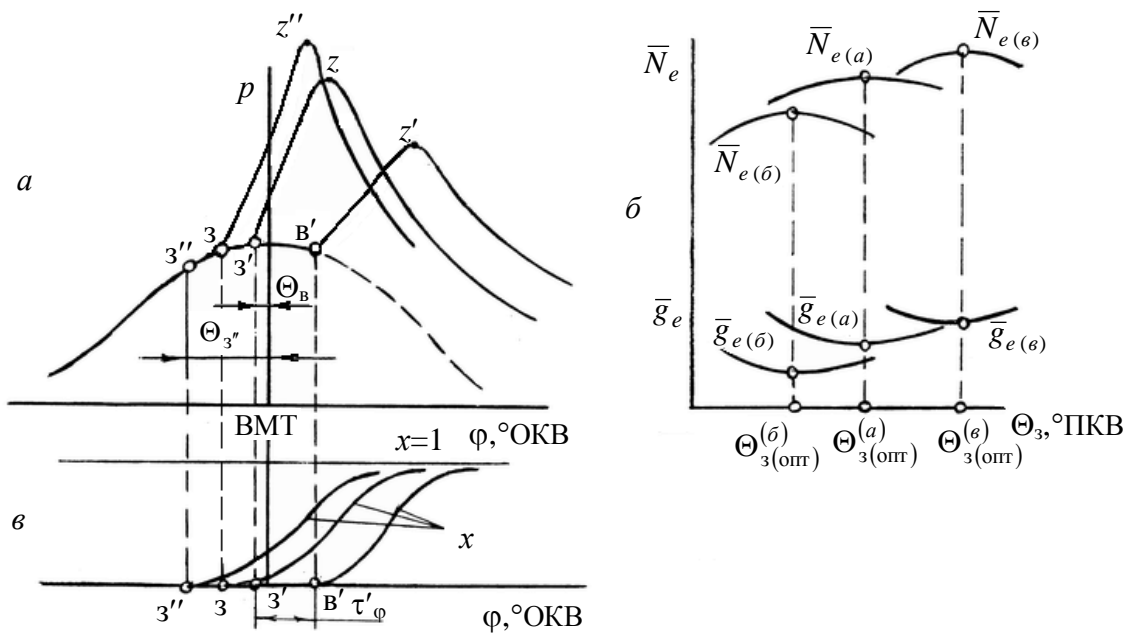


Рисунок 13.2 – Зміна параметрів і показників робочих процесів двигуна з іскровим запалюванням залежно від кута випередження запалювання:

$$n_{(\delta)} < n_{(a)} < n_{(\epsilon)}$$

Оптимальному куту випередження запалювання (за максимальною потужністю або мінімальною питомою ефективною витратою палива) відповідає кут випередження початку видимого згоряння $\Theta_v = 3\text{--}10^\circ \text{ОКВ}$ до ВМТ (рис. 13.2, а; 13.2, б). Зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала ($n_{(б)} < n_{(а)} < n_{(в)}$) $\Theta_{з(опт)}$ зростає (рис. 13.2, б), тому що зростає в градусах ОКВ період стабілізації зони запалювання τ_ϕ (кут оберту кривошипа від моменту електричного розряду на електродах свічки запалювання (точка з) до моменту початку видимого згоряння (точка в)). При збільшенні розрідження за дросельною заслінкою при незмінній частоті обертання колінчатого вала $\Theta_{з(опт)}$ також буде зростати, оскільки зростатиме кількість залишкових газів у суміші, час стабілізації зони запалювання, тривалість згоряння (швидкість поширення фронту полум'я зі збільшенням кількості залишкових газів зменшується).

У карбюраторних ДВЗ з традиційною системою запалювання для коректування кута випередження запалювання залежно від частоти обертання колінчатого вала і розрідження за дросельною заслінкою передбачені відцентровий регулятор і вакуум-коректор. У ДВЗ з електронною системою вприскування і електронною системою керування кутом випередження запалювання здійснюється за частотою обертання колінчатого вала, розрідженням за дросельною заслінкою, початком детонації й іншими параметрами. Межі коректування $\Theta_{з(опт)}$ може досягати $5\text{--}30^\circ \text{ОКВ}$ залежно від особливостей організації робочих процесів і конструкції двигуна, системи вприскування, умов експлуатації.

Регульовальна характеристика ДВЗ з іскровим запалюванням за складом суміші. У традиційних карбюраторних ДВЗ потужність, економічність, рівень викидів токсичних компонентів з відпрацьованими газами на кожному з режимів роботи значною мірою визначаються складом суміші. Регульовальна характеристика для конкретного режиму роботи двигуна, наприклад для режиму номінальної потужності, визначається при незмінних частоті обертання колінчатого вала, положенні дросельної заслінки (кількості повітря, що надходить в циліндр) і тепловому режимі роботи двигуна. Склад суміші змінюється шляхом зміни площі прохідного перерізу каналу головного паливного жиклера або за допомогою регульовальної голки. Зі збільшенням площі прохідного перерізу каналу головного паливного жиклера збільшується кількість палива, що надходить по каналах до

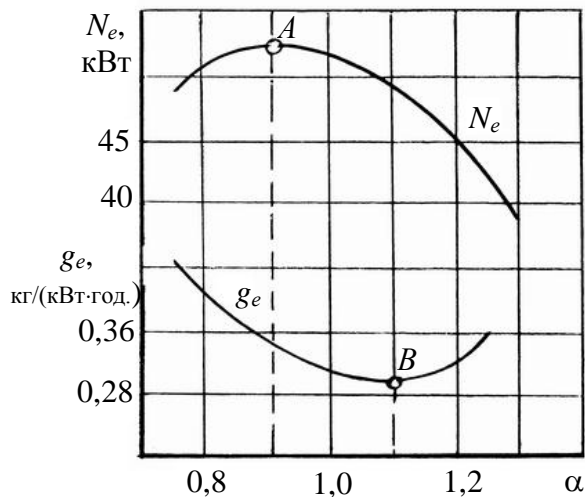


Рисунок 13.3 – Регульовальна характеристика за складом суміші (двигун ВА3-2103):
 $S/D = 80/76$; $zV_h = 1,45$ л;
 $\epsilon = 8,5$; $n = 5000$ хв⁻¹

внаслідок неповноти згоряння палива питома ефективна витрата палива зростає. Мінімальній питомій ефективній витраті палива (точка B) відповідає незначне збіднення суміші ($\alpha = 1,05$ – $1,15$). При подальшому збідненні паливоповітряної суміші знижується швидкість поширення фронту полум'я, ефективність використання теплоти палива. Тому можливі два варіанти регулювання карбюратора – потужнісне ($\alpha = 0,85$ – $0,9$) і економічне ($\alpha = 1,05$ – $1,10$). Потужнісне регулювання необхідне на режимах підвищених значень крутильного моменту (потужності), економічне – на режимах часткових навантажень. На режимах холостого ходу для забезпечення стабільної роботи двигуна, виключення пропусків запалювання паливоповітряної суміші, карбюратор повинен також забезпечувати збагачення паливоповітряної суміші ($\alpha = 0,8$ – $0,9$). Підтримка на експлуатаційних режимах роботи двигуна раціонального складу суміші (співвідношення паливо – повітря) досягається шляхом використання в конструкції карбюратора ряду систем коректування складу суміші (головні дозуючі системи, системи потужнісних режимів, перехідна система, система холостого ходу, система пуску та ін.).

У ДВЗ з електронною системою впорскування палива на впуску і каталітичному нейтралізаторі потрібної дії необхідний склад суміші підтри-

дифузора карбюратора, паливоповітряна суміш збагачується, потужність двигуна зростає (рис. 13.3). Максимального значення потужності двигуна (точка A) набуває при співвідношенні паливо/повітря $1/12,5$ ($\alpha \approx 0,85$ – $0,9$). Збільшення потужності двигуна при збагаченні паливоповітряної суміші обумовлено збільшенням хімічного коефіцієнта молекулярної зміни робочого тіла (збільшенням об'єму робочого тіла в результаті хімічних реакцій окиснювання вуглеводнів палива) і збільшенням швидкості поширення фронту полум'я. Однак при цьому

мується мікропроцесором системи керування за сигналами від декількох датчиків (датчик розрідження за дросельною заслінкою, датчик частоти обертання колінчатого вала, датчик швидкості потоку повітря, датчик температури охолоджувальної рідини, датчик контролю вмісту кисню у відпрацьованих газах та ін.). На основній частині експлуатаційних режимів роботи двигуна для забезпечення оптимальних умов роботи нейтралізатора відпрацьованих газів мікропроцесор підтримує склад паливоповітряної суміші з точністю до 0,5% ($\alpha = 0,995-1,005$).

§3. Експлуатаційні характеристики

Характер зміни режимів роботи двигуна в реальних умовах експлуатації залежить від типу енергетичної установки. Один і той же двигун можна використовувати в різних типах енергетичних установок з різним характером навантаження. Залежно від особливостей зміни режимів роботи експлуатаційні характеристики можна розділити на навантажувальні, регуляторні, швидкісні, гвинтові, генераторні. Схематично умови навантаження можна подати кривими зміни потужності або крутного моменту залежно від частоти обертання колінчатого вала (рис. 13.4).

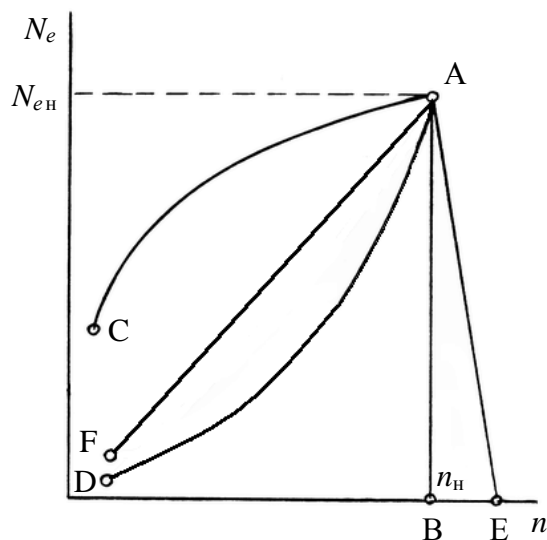


Рисунок 13.4 – Експлуатаційні характеристики:

- точка А – режим номінальної потужності ($N_e = N_{eH}; n = n_H$);
- АВ – навантажувальна характеристика;
- АС – зовнішня швидкісна характеристика;
- AD – гвинтова характеристика;
- AE – регуляторна характеристика;
- AF – генераторна характеристика

При роботі двигуна на привід генератора, компресора, насосів та ін. частота обертання колінчатого вала підтримується постійною. Зміна параметрів і показників робочих процесів визначається зовнішнім навантажен-

ням (рис. 13.5). Зі збільшенням зовнішнього навантаження зростає годинна витрата палива B_r , але питома ефективна витрата палива g_e знижується, що обумовлено, в основному, збільшенням механічного ККД.

Характер зміни коефіцієнта наповнення η_v і коефіцієнта надлишку повітря залежно від зовнішнього навантаження визначається способом регулювання потужності. У карбюраторному двигуні (кількісне регулювання потужності) кількість суміші, що надходить у циліндр, визначається положенням дросельної заслінки. Зі збільшенням відкриття дросельної заслінки розрідження $\Delta p_{др}$ зменшується, зростає коефіцієнт наповнення, кількість паливоповітряної суміші, що надходить у циліндр. Склад суміші, яка характеризується коефіцієнтом надлишку повітря α , змінюється незначно (рис. 13.5, а). У дизелі (якісне регулювання потужності) кількість повітря, що надходить у циліндр, а відповідно і коефіцієнт наповнення змінюються незначно. Кількість палива, що надходить у двигун, практично пропорційна навантаженню. Коефіцієнт надлишку повітря зі збільшенням навантаження знижується від 6–8 – на режимі холостого ходу до 1,3 – при максимальному навантаженні (рис. 13.5, б).

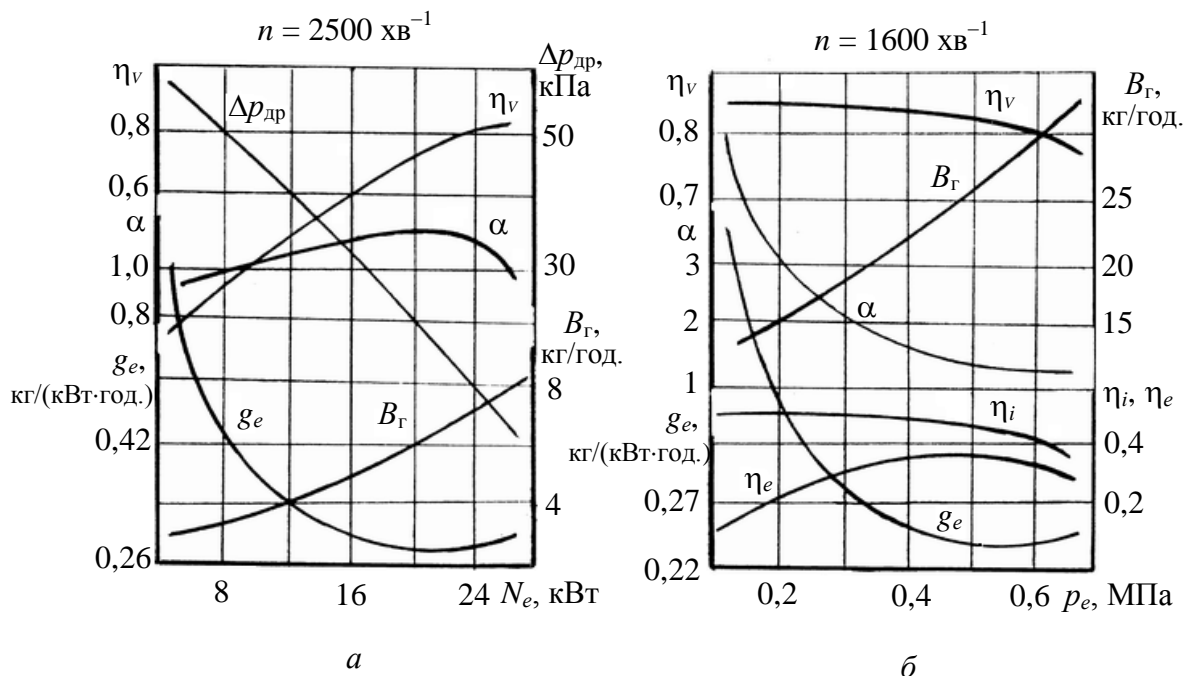


Рисунок 13.5 – Навантажувальні характеристики:

а – карбюраторний двигун М412: $zV_h = 1,5 \text{ л}$, $\varepsilon = 8,5$;

б – дизель ЯМЗ-238: $zV_h = 14,9 \text{ л}$, $\varepsilon = 16,5$

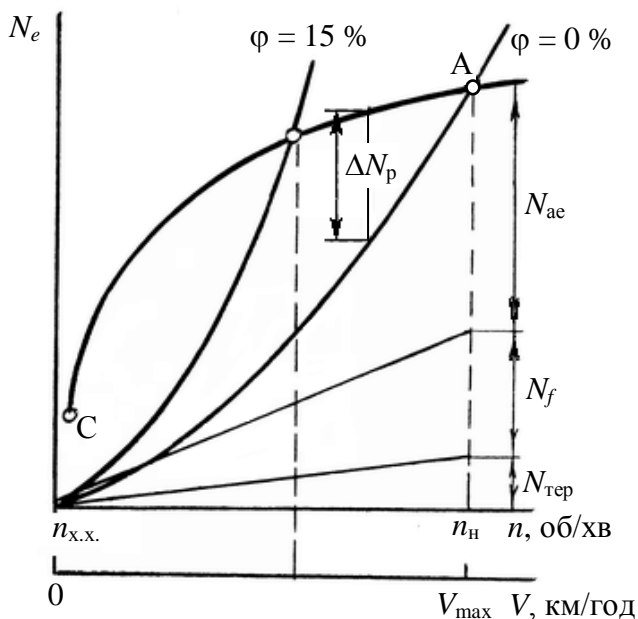


Рисунок 13.6 – Структура затрат потужності автомобільного двигуна:

- точка А – режим номінальної потужності;
- АС – зовнішня швидкісна характеристика;
- $N_{\text{тер}}$ – витрати потужності в трансмісії;
- N_f – витрати потужності на опір перекочуванню коліс;
- $N_{\text{аер}}$ – витрати потужності на аеродинамічний опір повітря;
- ΔN_p – резерв потужності;
- ϕ – підйом (відношення висоти підйому до пройденого шляху в %)

швидкість руху автомобіля.

Максимальній швидкості руху автомобіля на рівній дорозі з твердим покриттям відповідає максимальна (номінальна) потужність двигуна (точка А). Якщо орган керування подачею палива або паливоповітряної суміші знаходиться в проміжному положенні (між положеннями, що відповідають режимові холостого ходу і режимові максимальної потужності), то *такі характеристики називаються частковими швидкісними*, а якщо орган керування подачею палива або паливоповітряної суміші знаходиться в положенні, що відповідає максимальній потужності, то такі характеристики називаються *зовнішніми швидкісними* (рис. 13.7).

Транспортний двигун (наприклад, автомобільний) працює на режимах швидкісних характеристик (положення органа керування подачею палива або паливоповітряної суміші незмінне). Частота обертання колінчатого вала визначається при цьому зовнішнім навантаженням – витратами потужності на тертя в трансмісії $N_{\text{тер}}$ (5–10 %), на опір перекочуванню коліс N_f (20–60 %), на подолання аеродинамічного опору повітря $N_{\text{аер}}$ (15–65 %). Значення витрат потужності, структура їх розподілу, запас потужності двигуна ΔN_p залежать від швидкості руху транспортного засобу і підйому дороги (рис. 13.6). Чим вищий підйом, тим менший запас потужності, тим менша максимально можлива

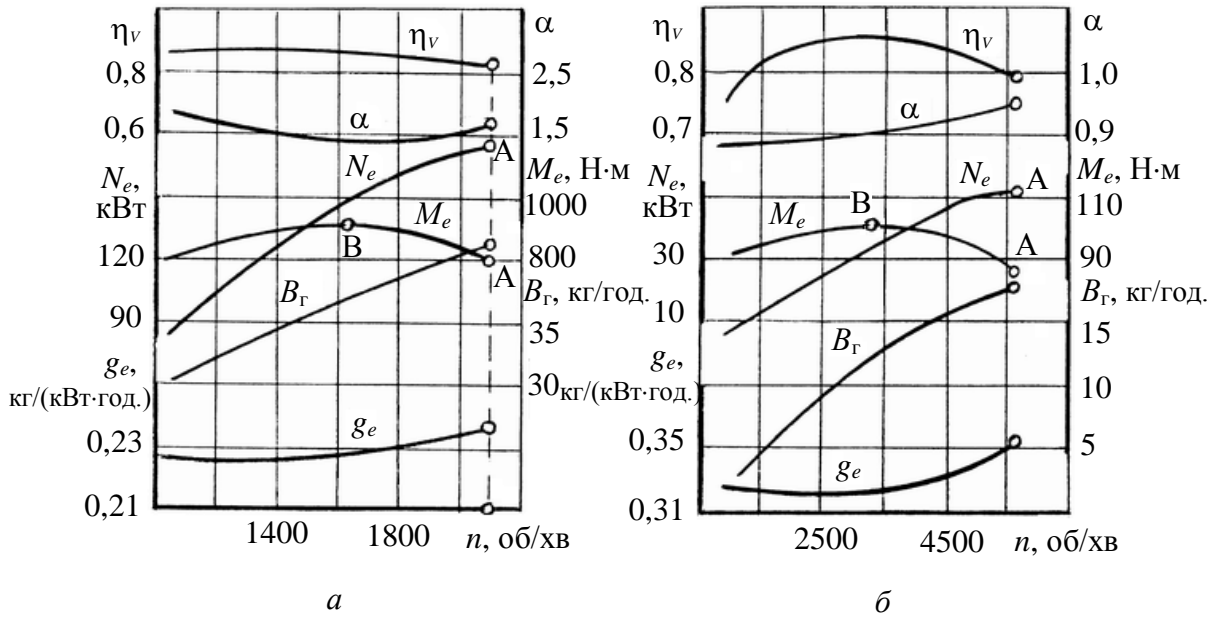


Рисунок 13.7 – Зовнішні швидкісні характеристики автомобільних двигунів:

a – дизеля ЯМЗ-238; *б* – карбюраторного двигуна ВАЗ-2103;

А – режим номінальної потужності;

В – режим максимального крутильного моменту

Крутний момент на колінчатому валі двигуна на режимах зовнішньої швидкісної характеристики, Н·м:

$$M_e = \frac{1}{2\pi\tau} B_{\text{ц}} Q_{\text{н}} 10^3 z \eta_e = \frac{1}{2\pi\tau} \frac{Q_{\text{н}}}{M_0} z \eta_v \rho_0 V_h \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_m, \quad (13.1)$$

де M_0 – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива;
 τ – коефіцієнт тактності (для чотиритактних двигунів $\tau = 2$, для двотактних – $\tau = 1$);

$B_{\text{ц}}$ – циклова подача палива, кг/цикл;

$Q_{\text{н}}$ – нижча теплота згоряння палива, кДж/кг;

$z \cdot V_h$ – літраж двигуна, л;

ρ_0 – густина атмосферного повітря, кг/м³;

η_v – коефіцієнт наповнення;

η_i – індикаторний ККД;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

η_m – механічний ККД.

Таким чином, зміна крутного моменту двигуна на режимах зовнішньої швидкісної характеристики за інших рівних умов залежить від частоти обертання колінчатого вала, коефіцієнта наповнення, відношення індикаторного ККД до коефіцієнта надлишку повітря, що характеризує ступінь досконалості робочих процесів на конкретному режимі, механічного ККД. За вихідний режим на зовнішній швидкісній характеристиці приймається режим номінальної потужності (точка А на рис. 13.7). Зі зниженням частоти обертання колінчатого вала крутний момент на колінчатому валу двигуна на режимах зовнішньої швидкісної характеристики зростає внаслідок збільшення коефіцієнта наповнення η_v , відношення η_i/α і механічного ККД. У автомобільних дизелях збільшення крутильного моменту відносно крутного моменту на режимі максимальної потужності становить 10–15 %, у карбюраторних двигунах – 15–25 %.

Відношення максимального крутного моменту на режимах зовнішньої швидкісної характеристики (точка В) до крутного моменту на режимі номінальної потужності (точка А) називається коефіцієнтом пристосованості двигуна,

$$k = \frac{M_{e\max}}{M_{en}}. \quad (13.2)$$

У автомобільних дизелях $k = 1,05\text{--}1,15$, у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням $k = 1,15\text{--}1,25$. Чим вище коефіцієнт пристосованості, тим більший підйом дороги може подолати транспортний засіб без переключення передачі, тим легше його керування.

Зміна ефективної потужності на режимах зовнішньої швидкісної характеристики визначається крутним моментом і частотою обертання колінчатого вала (рис. 13.7). Якщо на режимах зовнішньої швидкісної характеристики зі зниженням частоти обертів колінчатого вала крутний момент буде збільшуватися обернено пропорційно зменшенню частоти обертів колінчатого вала, потужність двигуна буде постійною (рис. 13.8). Для цього необхідно зі зниженням частоти обертів колінчатого вала збільшувати відповідно циклову подачу палива. При недостатньому тиску повітря p_n за нагнітачем зменшується зі зниженням частоти обертів колінчатого вала коефіцієнт надлишку повітря α , підвищується температура газів

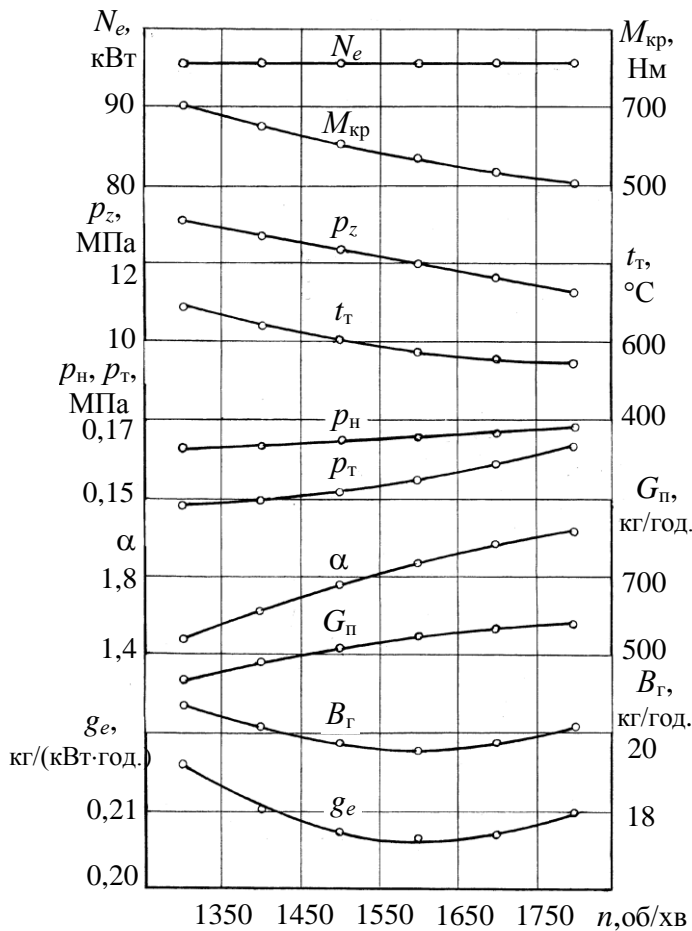


Рисунок 13.8 – Швидкісна характеристика дизеля СМД-18НП при постійній потужності ($S/D = 140/120$, $z = 4$, $n_n = 1800$ об/хв)

перед турбіною t_t , допустиме максимальне значення якої залежить від термічної міцності матеріалу робочих лопаток турбіни. Підвищення тиску повітря p_n за нагнітачем зі зменшенням частоти обертів колінчатого вала обмежене зростанням максимального тиску газів у надпоршневому об'ємі, допустимими механічними навантаженнями деталей, підшипників кривошипно-шатунного механізму.

Використання двигуна постійної потужності як енергетичної установки, наприклад трактора, забезпечує підвищення продуктивності машино-тракторного агрегату на 10–15 % і зниження експлуатаційних витрат палива на 5–10 %.

При роботі двигуна на електрогенератор навантаження на двигун залежить від сили взаємодії магнітних полів якоря і статора (від електричного навантаження на електрогенератор). Максимальне значення потужності, яка потрібна для обертання вала генератора, приблизно пропорційне частоті обертання вала:

$$N_e = k_r n, \tag{13.3}$$

де k_r – коефіцієнт пропорційності, значення якого залежать від електромагнітних характеристик електрогенератора.

При роботі двигуна на гребний гвинт зміна навантаження на двигун залежить від потужності, що потрібна для обертання гвинта при визначеній частоті обертання,

$$N_e = K_{ГВ} n^3, \quad (13.4)$$

де $K_{ГВ}$ – коефіцієнт пропорційності, значення якого залежать від кроку гвинта $H_{ГВ}$, його діаметра $D_{ГВ}$ і густини середовища, в якому працює гвинт (повітря, вода), тобто $K_{ГВ} = f(H_{ГВ}/D_{ГВ}, \rho)$. Для більш повного використання потужності двигуна при різних частотах обертання гвинта використовуються гвинти з регульованим кроком.

§4. Спеціальні характеристики

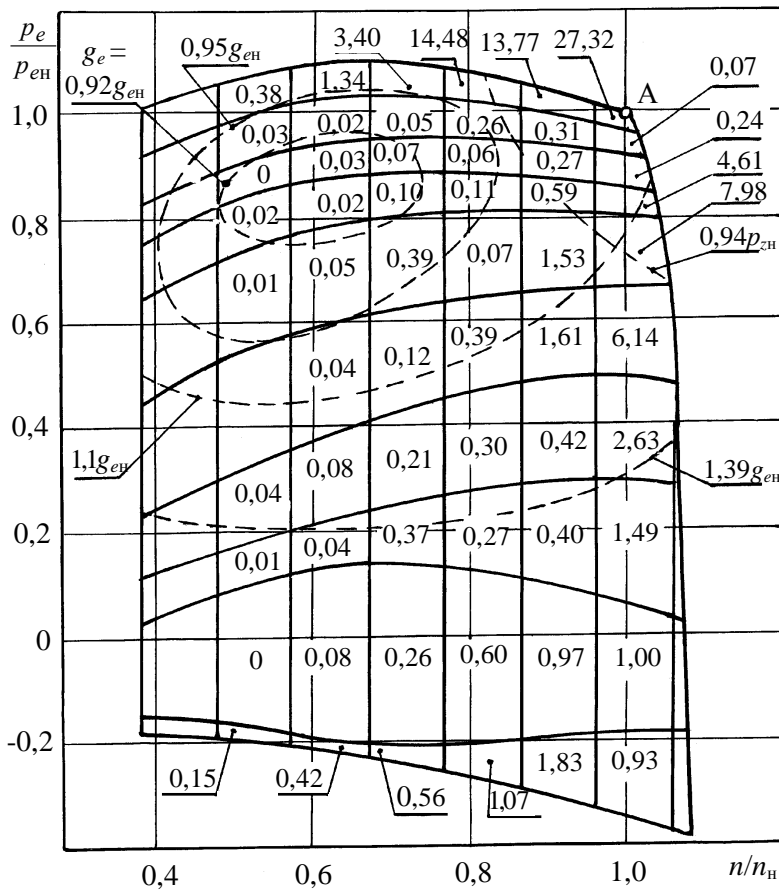


Рисунок 13.9 – Розподіл режимів роботи дизеля ЯМЗ-238 у відсотках за часом на автопоїзді КрАЗ-257 за межами приміської зони: маса поїзда – 37,5 т; дорога з твердим покриттям; місцевість слабкогорбувата; $n_n = 2100$ об/хв; $N_{ен} = 176$ кВт

Спеціальні характеристики будують за даними стендових випробувань двигуна або за даними реєстрації параметрів і показників двигуна в реальних умовах експлуатації конкретної машини з метою оцінки визначених якостей або показників двигуна (наприклад, експлуатаційної економічності, визначальної за часом частоти обертання колінчатого вала). Прикладами спеціальних характеристик можуть бути різні багатопараметрові характеристики (рис. 13.9, 13.10, 13.11), зміна параметрів

рів і показників роботи комбінованого двигуна з силовою газовою турбіною залежно від тиску газів перед турбіною (рис. 13.12).

Багатопараметрова характеристика двигуна в конкретних умовах роботи автомобіля, трактора дозволяє визначити не тільки середньоексплуатаційну питому ефективну витрату палива

$$g_{e\varepsilon} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} N_{ei} g_{ei} \tau_i}{\sum_{i=1}^{i=n} N_{ei} \tau_i}, \quad (13.5)$$

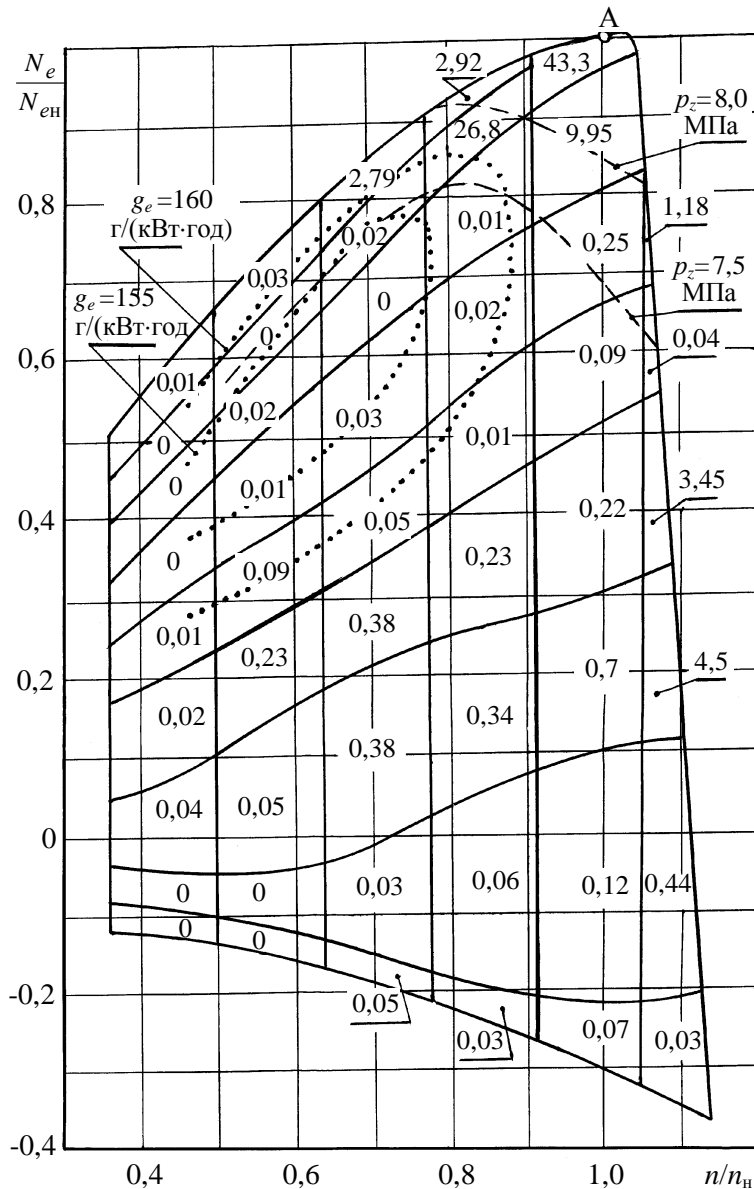


Рисунок 13.10 – Розподіл режимів роботи дизеля ЯМЗ-238НБ у відсотках за часом на тракторі К-700А на оранці:
фон – стерня; $n_H = 1700$ об/хв; $N_{eH} = 147$ кВт

визначальну частоту обертання колінчатого вала, але і рівень досконалості робочих процесів у зоні основних експлуатаційних режимів роботи двигуна, ступінь погодженості характеристик двигуна з характеристиками трансмісії і рушія машини (рис. 13.9, 13.10) [1]. При використанні дизеля ЯМЗ-238 як на автопоїзді (рис. 13.9), так і на тракторі (рис. 13.10) в зоні режимів роботи, що відповідають мінімальним значенням питомих ефективних витрат палива, дизель практично не працює. Для суміщення зони режимів роботи дизеля, що відповідають мінімальним питомим ефективним витратам палива, з основною зоною експлу-

атаційних режимів роботи дизеля необхідно не тільки удосконалювання робочих процесів дизеля на режимах, близьких до режиму номінальної потужності, але й істотне коректування характеристик трансмісії і рушія (кількості передач і кроку передач коробки зміни передач (у випадку механічної передачі), передаточного числа головної передачі, радіуса ведучих коліс і т.д.).

Багатопараметрові характеристики двигуна щодо викидів токсичних речовин з відпрацьованими газами (рис. 13.11) дозволяють встановити режими з підвищеними викидами окремих токсичних компонентів, оцінити рівень доведення робочих процесів на цих режимах, рівень викидів токсичних компонентів з відпрацьованими газами в г/(кВт·год) або г/км на різних швидкісних режимах руху транспортного засобу або для умов їздових циклів. Для даної комплектації і регулювання двигуна підвищені викиди оксиду вуглецю CO і вуглеводнів C_nH_m мають місце на режимах підвищених навантажень і в зоні режимів холостого ходу, оксидів азоту – в зоні підвищених навантажень і частот обертання колінчатого вала. Зниження викидів токсичних речовин з відпрацьованими газами в даному двигуні до рівня регламентованих вимог їздових циклів можливе тільки при використанні замість карбюратора електронних систем впорскування і регулювання зі зворотним зв'язком за допомогою датчика вмісту кисню у відпрацьованих газах.

Характеристика комбінованого двигуна з силовою газовою турбіною щодо тиску газів перед турбіною (рис. 13.12) дозволяє встановити оптимальне значення тиску газів перед силовою турбіною за ефективним ККД установки (η_{ey}) [2]. При відношенні тиску газів перед турбіною p_T до тиску повітря за нагнітачем p_n , рівному приблизно 0,75, потужність турбіни $N_{турб}$ дорівнює потужності на привід нагнітача N_n (рис. 13.12). Зі збільшенням тиску газів перед турбіною зростає кількість залишкових газів у надпоршневій порожнині, втрати індикаторної роботи газів на видалення з надпоршневої порожнини продуктів згоряння (збільшується середній тиск насосних втрат $p_{н.в}$). Коефіцієнт наповнення η_v , віднесений до умов навколишнього середовища, знижується з 2,17 (на турбокомпресорному режимі, $\Delta_{турб} = \Delta_n$) до 1,98 при відношенні $p_T/p_s = 1,3$. Індикаторний ККД η_i дизеля в досліджуваному діапазоні зміни відношення $p_T/p_s = 0,75-1,3$

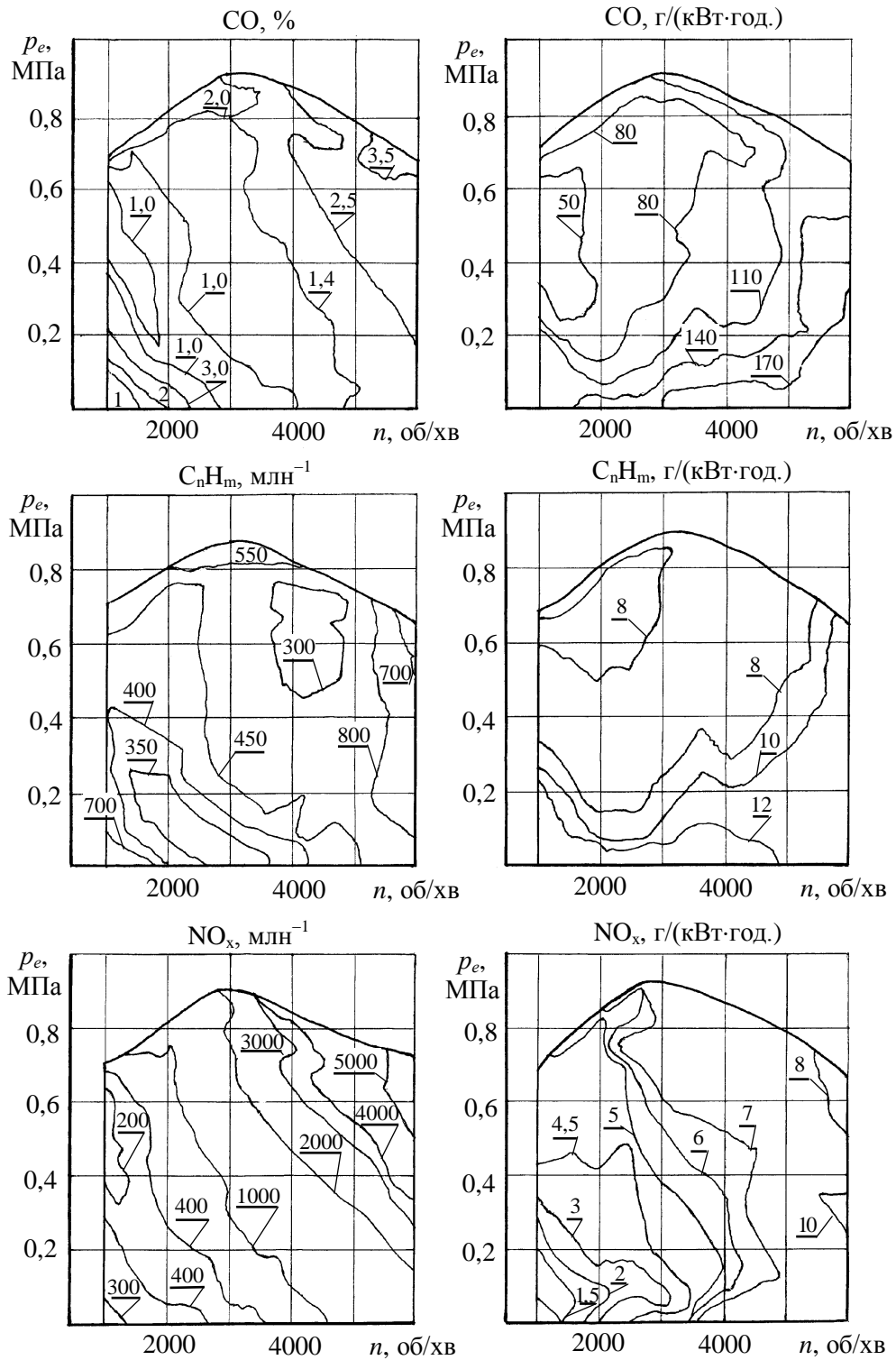


Рисунок 13.11 – Характеристики карбюраторного двигуна ВАЗ-2103 за викидами токсичних речовин з відпрацьованими газами ($S/D = 80/76$; $\varepsilon = 8,5$; $z = 4$)

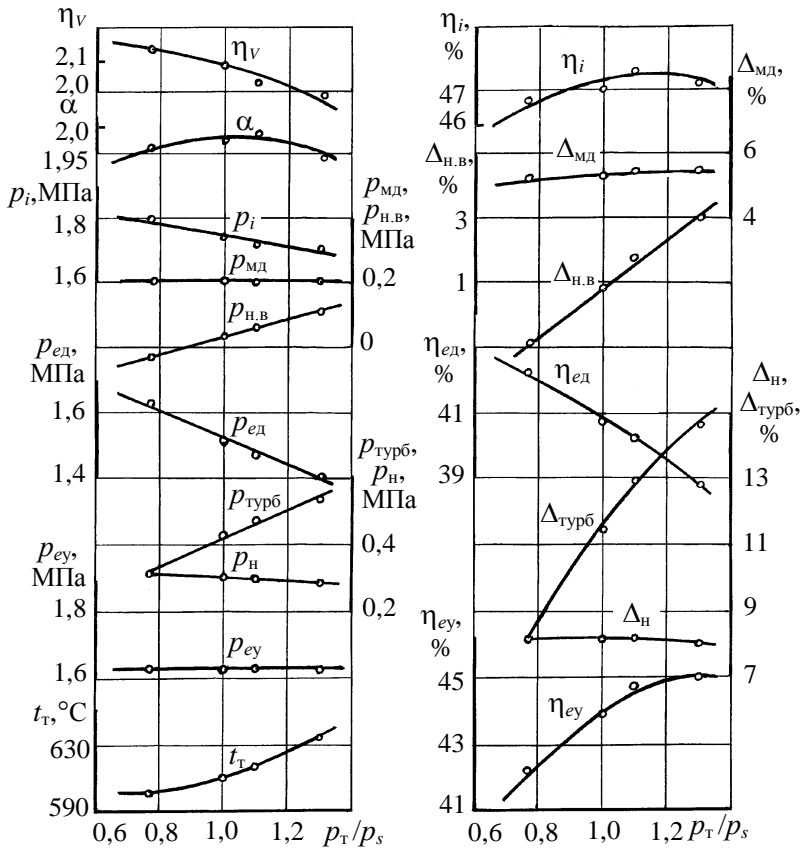


Рисунок 13.12 – Вплив тиску газів перед силовою турбіною на показники комбінованого двигуна Д70Б (16ЧН24/27, $N_{ey} = 2200$ кВт; $n = 850$ об/хв; $p_s = 0,255$ МПа; $t_s = 65^\circ\text{C}$):

$$p_{турб} = N_{турб} / (\kappa V_h); \quad \kappa = n z / (60 \tau); \quad p_n = N_n / (\kappa V_h);$$

$$p_{еу} = p_{ед} + p_{турб} - p_n; \quad \Delta_{мд} = 3600 N_{мд} / (B_\Gamma Q_H);$$

$$\Delta_{н.в} = 3600 N_{н.в} / (B_\Gamma Q_H); \quad \eta_{ед} = 3600 N_{ед} / (B_\Gamma Q_H);$$

$$\Delta_{турб} = 3600 N_{турб} / (B_\Gamma Q_H); \quad \Delta_n = 3600 N_n / (B_\Gamma Q_H);$$

$$\eta_{еу} = 3600 N_{еу} / (B_\Gamma Q_H)$$

ККД установки відповідають відношення $p_t/p_s \approx 1,2-1,3$.

При експериментальному удосконаленню робочих процесів і конструкції двигунів використовуються і ряд інших спеціальних характеристик для оцінки, наприклад, температурних умов роботи деталей двигуна, багатопараметрових характеристик за кутом випередження запалювання, кутом випередження подачі палива і т.д.

змінюється незначно. Частка роботи турбіни $\Delta_{турб}$ в тепловому балансі силової установки збільшується з 8,3 % (на турбокомпресорному режимі) до 14,7 % (від теплоти палива, що надійшло в дизель) при відношенні $p_t/p_s = 1,3$. Надлишкова частка роботи турбіни ($\Delta_{турб} - \Delta_n$) зі збільшенням тиску газів перед турбіною компенсує збільшення частки роботи насосних втрат ($\Delta_{н.в}$), помітно знижує частку ефективної роботи дизеля $\eta_{ед}$. При цьому ефективний ККД установки $\eta_{еу}$ зростає з 42,2 до 45 % (приблизно на 6,6 %). Оптимальному ефективному

Контрольні запитання та завдання

1. Поясніть поняття: режим роботи, характеристика ДВЗ.
2. Наведіть класифікацію характеристик ДВЗ.
3. Як визначають регулювальні характеристики щодо кута випередження подачі палива та кута випередження запалювання ?
4. Як визначають регулювальну характеристику щодо складу суміші?
5. Наведіть класифікацію експлуатаційних характеристик.
6. Як визначають навантажувальні характеристики ДВЗ?
7. Як визначають швидкісні характеристики?
8. Від чого залежить коефіцієнт пристосованості?
9. Які характеристики ДВЗ відносять до спеціальних?

Список літератури до розділу 13

1. Терещук А.Г. Исследование эксплуатационных режимов работы и топливной экономичности автомобильного дизеля. – Автореф. канд. дисс. – Харьков: ХИИТ, 1980. – 20 с.
2. Дьяченко В.Г. О возможности понижения быстроходности двигателя 16ЧН24/27 при сохранении номинальной мощности // Труды ХПИ, серия «Энергомашиностроение». – Т. XLIII, вып. 3. – Харьков, 1963. – С. 170–177.

Розділ 14

ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ КОНСТРУКЦІЇ І РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ДВИГУНА

§1. Вимоги, що ставляться до двигуна

В основі вимог, що ставляться до двигуна внутрішнього згоряння як енергетичної установки конкретного призначення (судової, тепловозної, автомобільної, тракторної) щодо ККД, терміну служби, питомої маси і т.д., повинно бути досягнення найкращих техніко-економічних показників в цілому для установки за весь період її експлуатації. Одним з найважливіших техніко-економічних показників є загальна сума витрат на одиницю роботи (кВт·год, т·км, га умовної оранки і т.ін.). У витратах на одиницю роботи знаходять сумарну оцінку різні характеристики не тільки двигуна, але і всієї установки в цілому: ККД (через витрати на паливомастильні матеріали), довговічність і надійність (через витрати на ремонти і технічне обслуговування), потужність (через витрати на паливомастильні матеріали, оплату праці обслуговуючого персоналу, поновлення), маса і складність конструкції (через витрати на поновлення і ремонти) і т.д. Аналіз структури витрат на одиницю роботи енергетичних установок різного типу і призначення показує, що основним видом витрат на одиницю роботи є витрати на паливомастильні матеріали, ремонти і технічне обслуговування. Витрати на поновлення не перевищують, як правило, 3–7 % від сумарних витрат на одиницю роботи, тобто вартість виробництва не є визначальним фактором при виборі параметрів двигуна [1, 2].

Загальною тенденцією розвитку двигунобудування є підвищення параметрів робочих процесів шляхом застосування наддуву і більш високого рівня доведення робочих процесів, частоти обертання колінчатого вала для того, щоб максимально знизити масу енергетичної установки, зменшити її габарити. Однак до питання підвищення параметрів робочих процесів й особливо швидкохідності двигуна необхідно підходити з урахуванням конкретних умов виробництва й експлуатації, що визначає в остаточному підсумку вартість одиниці роботи. При підвищенні частоти обертання колінчатого вала двигуна знижується його маса, габарити, відповідно змен-

шуються витрати на виробництво, але підвищення швидкохідності двигуна знижує його надійність і довговічність, а найчастіше й економічність.

У даний час у двигунобудуванні не існує чітких обмежень відносно визначення параметрів робочих процесів, основних параметрів конструкції двигуна (діаметра циліндра, відношення ходу поршня до діаметра циліндра, середньої швидкості поршня, числа циліндрів і т.д.), але для кожного типу двигунів (автомобільних, тракторних, тепловозних, судових, стаціонарних) прийняті певні обмеження у визначенні параметрів робочих процесів і числових співвідношень значень номінальної частоти обертання колінчатого вала, діаметра циліндра, відношення ходу поршня до діаметра циліндра, середньої швидкості поршня і т.д. Разом з тим на світовому ринку існує величезна кількість однотипних двигунів, що істотно відрізняються за параметрами робочих процесів і конструкцій. У переважній більшості випадків це не тільки не виправдано, але і є загальним злом, що гальмує розвиток двигунобудування. Ще на початку минулого сторіччя з цього приводу відомий німецький інженер Г. Гюльднер писав [3]: «Найбільш небезпечною перешкодою для внутрішнього розвитку всякого роду машин є занадто велика різноманітність їхніх конструктивних форм. Впливаючи не з дійсної необхідності, а з честолюбства неспокійних винахідників ці форми у 9 випадках з 10 суперечать самим елементарним правилам конструювання. Якщо такого роду вироби і мстять за себе самі своєю недовговічністю, то в той же час вони є загальним злом, гальмуючи правильний хід розвитку даної галузі промисловості, кидаючи тінь сумніву на дійсно правильні і доцільні конструкції».

Вдало створені конструкції двигунів витримують конкуренцію протягом десятиліть, безупинно удосконалюючись, не поступаються кращим зразкам знову створюваних. Прикладом вдалої конструкції серед вітчизняних двигунів може служити дизель В-2, створений на ВО «Завод ім. В.А. Малишева» в тридцятих роках минулого сторіччя. Модифікації цього дизеля знаходяться у виробництві понад 60 років і в даний час не поступаються за техніко-економічними показниками кращим зразкам закордонних дизелів цього типу. Перспективними також є конструкції тепловозних дизелів цього ж ВО, автомобільних дизелів Ярославського моторного заводу, тракторних дизелів Мінського моторного заводу, автомобільних двигунів АвтоВАЗа та ін.

Перші спроби обґрунтувати визначення параметрів робочих процесів, основних параметрів конструкції двигуна відносяться до початку розвитку двигунобудування. У наступні роки теорія, конструкція і розрахунок двигунів внутрішнього згоряння знайшли подальший розвиток у працях М.Р. Брилінга, А.С. Орліна, В.Т. Цветкова, М.М. Глаголева, В.А. Ваншейдта, М.Г. Круглова та ін.

При проектуванні двигуна поряд з таким найважливішим критерієм оцінки визначення основних параметрів двигуна, як вартість одиниці роботи, враховується і ряд інших техніко-економічних показників виходячи з конкретних умов виробництва й експлуатації двигуна. Ці показники умовно можуть бути розділені на дві групи. Перша група являє собою техніко-економічні показники, що визначають характеристики двигуна як енергетичної установки конкретного призначення: потужність, кВт; маса, кг, т; габаритний об'єм, м³; або габаритні розміри (довжина × ширина × висота в м), термін служби до капітального ремонту, год. Друга група – техніко-економічні показники, що визначають питомі показники двигуна: літрова потужність, кВт/л; середній ефективний тиск, МПа; питома літрова маса двигуна, кг/л; питома маса двигуна, кг/кВт; питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·год); або ефективний ККД.

Необхідність у розробці нового двигуна виникає, коли двигуни, що випускаються, не відповідають зростаючому рівню розвитку двигунобудування або при зміні вимог, що ставляться до двигуна споживачем. Остання обставина визначається зміною вимог відносно продуктивності машин, що випускаються споживачем, відносно потужності, економічності й екологічних характеристик енергетичних установок.

Цілком очевидно, що перш ніж приступити до розробки нового двигуна, варто провести аналіз двигунів, що випускаються, з метою оцінки можливості їхньої модернізації, підвищення їхніх показників до необхідного рівня. Модернізація двигуна вимагає незрівнянно менших капітальних витрат, ніж розробка і постановка на виробництво нового двигуна. Постанова на виробництво нового двигуна буде виправдана тільки у випадку, коли неможливо виконати вимоги, висунуті розвитком техніки і виробництва, на базі двигунів, що випускаються, шляхом їхньої модернізації.

Створення нового двигуна включає кілька етапів: складання проектного завдання, розробка ескізного і технічного проектів, створення одно-

циліндрових відсіків і удосконалення робочих процесів, створення експериментальних зразків двигуна і відпрацювання елементів конструкції, експлуатаційні випробування і перевірка відповідності показників двигуна вимогам проектного завдання.

Обґрунтування вимог проектного завдання, яким повинні задовольняти техніко-економічні показники нового двигуна, має принципове значення. Вимоги, що ставляться до нового двигуна, визначають не тільки рівень техніко-економічних показників двигуна як енергетичної установки конкретного призначення (автомобільної, тракторної, тепловозної і т.д.), але й перспективи його подальшого удосконалювання. Тому складання проектного завдання вимагає всебічного аналізу існуючих конструкцій двигунів, рівня наукових розробок, технології виробництва, умов експлуатації двигуна в галузі або на підприємствах, для яких він розробляється, можливого характеру їх зміни, а відповідно і зміни вимог щодо двигуна протягом очікуваного періоду його випуску.

Потужність двигуна залежить від призначення енергетичної установки. Цей показник значною мірою визначає особливості конструкції двигуна, рівень ряду питомих техніко-економічних показників. В енергетичних установках автотракторного типу використовуються в основному чотиритактні дизелі потужністю до 200 кВт, в енергетичних установках залізничного транспорту – чотиритактні і двотактні дизелі потужністю від кількох сотень до кількох тисяч кВт, в суднових і стаціонарних енергетичних установках – дизелі від декількох десятків до десятків тисяч кВт. Нижня межа значень потужностей чотиритактних дизелів відповідає декільком кВт, верхня межа – більш ніж 10 тисячам кВт. Дизелі більшої потужності – звичайно двотактні крейцкопфні.

Габаритні розміри, маса двигуна, як і потужність, залежать від призначення енергетичної установки і значною мірою визначають компоновку двигуна, число і розташування циліндрів.

Термін служби двигуна до капітального ремонту (моторесурс) визначається типом енергетичної установки, її потужністю. Зі збільшенням потужності двигуна все більш високі вимоги ставляться до терміну служби двигуна до капітального ремонту. Для автомобільних двигунів з іскровим запалюванням термін служби до капітального ремонту становить 2000–4000 мотогодин, для дизелів автотракторного типу в умовах нашої

країни економічно доцільний термін служби до капітального ремонту повинен бути не менше 10 тис. годин, для тепловозних, суднових, стаціонарних двигунів потужністю понад 1000 кВт – 20–30 тис. годин. Термін служби двигуна до капітального ремонту, загальний термін служби двигуна, як правило, відповідають терміну служби до капітального ремонту, загальному термінові служби автомобіля, трактора, тепловоза і т.д. Таким чином, техніко-економічні показники першої групи практично цілком визначаються призначенням силової установки.

Техніко-економічні показники другої групи є більш універсальними і можуть бути використані як для оцінки якостей двигуна конкретного призначення, так і для порівняльної оцінки різних за конструкцією і призначенням двигунів (автомобільних, тракторних, тепловозних і т.п.).

§2. Частота обертання колінчатого вала

Частота обертання колінчатого вала двигуна на режимі номінальної потужності є одним з основних факторів, що визначають параметри конструкції, робочих процесів, моторесурс і техніко-економічні показники двигуна [2]. Рівень таких найважливіших техніко-економічних показників як питома літрова потужність, питома маса практично однозначно (при тому самому рівні форсування за середнім ефективним тиском, однаковим числом циліндрів, однаковими матеріалами основних деталей) визначається частотою обертання колінчатого вала. Питома літрова потужність, кВт/л:

$$N_{\text{л}} = N_e / (z V_h) = \frac{10^{-7}}{6 \tau} p_e n; \quad (14.1)$$

питома маса, кг/кВт:

$$g = M / N_e = g_{\text{л}} / N_{\text{л}}, \quad (14.2)$$

де p_e – середній ефективний тиск, Па;

τ – коефіцієнт тактності (для чотиритактних двигунів $\tau = 2$, для двотактних – 1);

V_h – робочий об'єм одного циліндра, л;

z – число циліндрів;

$g_{л} = M/zV_h$ – питома літрова маса, кг.

За інших рівних умов виходить, що чим вище частота обертання колінчатого вала, тим більша літрова потужність, ніжче питома маса. З цього погляду частоту обертання колінчатого вала на режимі номінальної потужності проектованого двигуна варто вибирати якомога більшою. Цією обставиною визначається також і тенденція неухильного підвищення номінальної частоти обертання колінчатого вала двигунів внутрішнього згоряння різного типу, починаючи з перших років їхнього виробництва і до даного часу.

Рівень форсування за частотою обертання колінчатого вала знов створюваних двигунів на кожному конкретному історичному етапі їхнього розвитку лімітувався двома факторами. *По-перше*, зі збільшенням номінальної частоти обертання колінчатого вала двигуна скорочується час, що відводиться на здійснення робочих процесів, зростають труднощі їх удосконалювання. *По-друге*, зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала зростає інтенсивність зносу основних деталей двигуна, скорочуються міжремонтні терміни служби. Тому темпи росту номінальної частоти обертання колінчатого вала знову створюваних двигунів визначалися і визначаються в даний час темпами удосконалювання конструкції і технології виробництва двигунів, застосовуваними матеріалами, зміною вимог до міжремонтних термінів служби двигунів. Остання обставина визначається тим, що, з одного боку, неухильне зростання темпів технічного прогресу скорочує економічно доцільний термін служби машин (в тому числі й енергетичних установок до них – двигунів), з іншого боку, неухильне збільшення парку машин скорочує середньорічне завантаження машин, тривалість роботи машини (двигуна) в годинах за період служби. Для досягнутого рівня розвитку технології виробництва двигунів, використовуваних матеріалів, сучасних вимог щодо моторесурса двигунів орієнтовне співвідношення між терміном служби і визначальною частотою обертання колінчатого вала в реальних умовах експлуатації для двигунів різного призначення подано в таблиці 14.1.

Таблиця 14.1 – Співвідношення між терміном служби до капітального ремонту і визначальною частотою обертання колінчатого вала

№ п/п	Визначальна частота обертання колінчатого вала, об/хв	Термін служби до капітального ремонту, год	Переважаюча область використання
1	4000–5000	1000–2000	Мототехніка
2	3000–4000	2000–4000	Двигуни для легкових автомобілів
3	1500–3000	4000–10000	Автотракторні дизелі
4	1000–1500	10000–30000	Стаціонарні, судові, тепловозні дизелі
5	500–1000	3000–50000	Стаціонарні, судові дизелі

Визначальна частота обертання колінчатого вала двигуна залежить від умов експлуатації машини. Наприклад, для двигунів легкових автомобілів визначальна частота обертання колінчатого вала залежно від дорожніх умов у 1,5–2 рази нижча, ніж частота обертання колінчатого вала на режимі номінальної (максимальної) потужності; для двигунів вантажних автомобілів і тепловозів визначальна частота обертання колінчатого вала становить 0,7–0,8 від номінальної; для судових дизелів – 0,8–0,9 від номінальної; для тракторних і стаціонарних двигунів – приблизно дорівнює частоті обертання колінчатого вала на режимі номінальної потужності. Середньоексплуатаційне навантаження (середньоексплуатаційне значення p_e), рівень форсування двигуна за наддувом має відносно незначний вплив на інтенсивність зносу деталей циліндро-поршневої групи, підшипників, а відповідно і на міжремонтні терміни служби. Тому, виходячи з призначення й умов експлуатації двигуна, прийнявши визначальну частоту обертання колінчатого вала, в першому наближенні встановлюють частоту обертання колінчатого вала для режиму номінальної потужності. Вона звичайно повинна бути кратною 100.

Вплив частоти обертання колінчатого вала на показники процесів газообміну (коефіцієнт наповнення, середній тиск насосних втрат) позначається через зміну гідравлічних втрат на клапанах, оптимальних значень фаз газорозподілу, умов теплообміну між свіжим зарядом і стінками

циліндра. Якщо розглядати вплив частоти обертання колінчатого вала на показники процесів газообміну різних за розмірностями двигунів при оптимальних значеннях фаз газорозподілу, то він незначний. Наприклад, коефіцієнт наповнення при умовах на впуску η_{vs} дизеля Д-70 ($n = 1000$ об/хв; $S/D = 270/240$; $p_e = 1,4$ МПа; $p_s = 0,25$ МПа) дорівнює 0,91 (див. рис. 12.3); дизеля СМД-14 ($n = 1700$ об/хв; $S/D = 140/120$; $p_e = 0,6$ МПа) – 0,84 (див. рис. 12.7); карбюраторного двигуна ВАЗ-2103 ($n = 5600$ об/хв; $S/D = 80/76$; $\varepsilon = 8,5$; $p_e = 0,8$ МПа) – 0,82 (див. рис. 12.6). Вплив же частоти обертання колінчатого вала на показники процесів газообміну конкретного двигуна з конкретними газоповітряними системами при незмінних умовах на впуску і випуску, оптимальних значеннях фаз газорозподілу на кожному із швидкісних режимів визначається зміною середньої швидкості поршня, теплообміну між свіжим зарядом і стінками циліндра. Зміна ж конструкції і параметрів газоповітряних систем двигуна має значно більший вплив не тільки на характер залежності показників процесів газообміну від частоти обертання колінчатого вала, але й на абсолютне значення показників газообміну (див. рис. 8.19).

Залежність показників індикаторних процесів від частоти обертання колінчатого вала обумовлена зміною процесів паливоподачі, сумішоутворення і згоряння, теплообміну. Фактор часу при цьому є одним з основних. Зменшення тривалості робочих процесів з підвищенням частоти обертання колінчатого вала вимагає усе більших витрат часу і матеріальних засобів на їхнє удосконалювання. Однак значення найважливішого показника індикаторних процесів двигуна (індикаторного ККД) визначається не стільки вибором номінальної частоти обертання колінчатого вала (в межах досягнутих значень для визначеного типу двигуна), скільки вибором способу організації процесів сумішоутворення і згоряння, рівнем їхнього удосконалення. Удосконалювання робочих процесів конкретного двигуна здійснюється, як правило, на режимі номінальної потужності, і відхилення частоти обертання колінчатого вала від номінальної, за інших рівних умов, викликає зниження індикаторного ККД. Значення індикаторного ККД різних за швидкохідністю і розмірністю дизелів при однаковому способі організації процесів сумішоутворення і згоряння, досить високому рівні їхнього удосконалення знаходяться приблизно на одному рівні.

Середній тиск сумарних механічних втрат являє собою питому (віднесено до літражу двигуна) роботу тертя в рухливих сполученнях деталей двигуна, роботу насосних втрат і роботу привода допоміжних механізмів за цикл. Тому при однаковій індикаторній роботі за цикл, однаковій середній швидкості поршня і однаковому відношенні площі прохідних перерізів клапанів до площі поршня, однаковому температурному режимові роботи рухомих з'єднань і в'язкості мастила середній тиск сумарних механічних втрат дизелів, різних за розмірністю і номінальними частотами обертання колінчатого вала, відрізняється незначно (див. §2 розділу 12).

Середній тиск сумарних механічних втрат дизеля визначеної розмірності з підвищенням частоти обертання колінчатого вала зростає внаслідок збільшення насосних втрат і втрат на тертя, привід допоміжних механізмів. Відповідно зменшується механічний ККД при незмінному значенні середнього індикаторного тиску.

Ефективні показники двигуна p_e , η_e визначаються за інших рівних умов зміною залежно від частоти обертання колінчатого вала коефіцієнта наповнення, індикаторного і механічного ККД.

Вплив частоти обертання колінчатого вала на параметри і показники робочих процесів двигуна залежить від особливостей його конструкції, особливостей організації робочих процесів і від рівня їхнього удосконалення. Тому кількісна оцінка впливу частоти обертання колінчатого вала на параметри і показники робочих процесів двигуна може бути здійснена тільки для конкретного двигуна.

§3. Хід поршня і відношення ходу поршня до діаметра циліндра

Визначення ходу поршня проектованого двигуна практично однозначно залежить від максимальної частоти обертання колінчатого вала в експлуатації і допустимих значень напруження в деталях від сил інерції зворотно-поступального руху деталей кривошипно-шатунного механізму. Максимальна частота обертання колінчатого вала на режимах холостого ходу приймається на 5–10 % більшою частоти обертання колінчатого вала на режимі номінальної потужності. Допустимі значення напруження зале-

жать від матеріалу і технології обробки деталей кривошипно-шатунного механізму.

Розглянемо для прикладу залежність напруження розтягування або стиску в деталях кривошипно-шатунного механізму від сил інерції деталей, що рухаються зворотно-поступально:

$$\sigma_p = P_j / F, \quad (14.3)$$

де $P_j = M_{\text{п}} R \omega^2 (1 + \lambda)$ – максимальне значення сили інерції;

$M_{\text{п}}$ – маса деталей, що рухаються зворотно-поступально;

R – радіус кривошипа ($R = \frac{1}{2} S$);

ω – кутова швидкість кривошипа ($\omega = \pi n / 30$);

$\lambda = R / L$ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна;

F – площа поперечного перерізу розглянутої деталі.

Якщо виразити площу поперечного перерізу розглянутої деталі F і масу деталей $M_{\text{п}}$, що рухаються зворотно-поступально, як функцію лінійного розміру (ходу поршня S), кутову швидкість – як функцію частоти обертання колінчатого вала, то для геометрично подібних двигунів [2, 4]

$$\sigma_p = \frac{k_1 S^4 n^2}{k_2 S^2} = k_3 S^2 n^2 = k_4 C_m^2, \quad (14.4)$$

де k_1, k_2, k_3, k_4 – коефіцієнти пропорційності.

Аналогічні залежності мають місце і для напруження вигинання і крутіння, тобто в геометрично подібних двигунах напруження від сил інерції деталей, що рухаються зворотно-поступально, пропорційні квадратові середньої швидкості поршня. Якщо виходити з умов збереження напруження від сил інерції зворотно-поступального руху деталей (напруження відповідають умові надійності конструкції), то для геометрично подібних двигунів, деталі яких виконані з однакового матеріалу, середня швидкість поршня повинна бути однією і тією ж ($C_m = \text{idem}$), тобто зміна ходу поршня, інших лінійних розмірів деталей кривошипно-шатунного механізму повинна бути обернено пропорційною частоті обертання колінчатого

вала. Наприклад, для дизелів із середньою швидкістю поршня 9 м/с ($C_m = S n/30$) хід поршня, м

$$S \cong 270 \cdot n^{-1}, \quad (14.5)$$

для двигунів з іскровим запалюванням із середньою швидкістю поршня 13 м/с

$$S \cong 390 \cdot n^{-1}. \quad (14.6)$$

Більш високі середні швидкості поршня (до 15 м/с) у двигунах з іскровим запалюванням обумовлені значно меншими навантаженнями від сил тиску газів на деталі кривошипно-шатунного механізму, а відповідно значно меншою їхньою масою.

У реальних конструкціях двигунів залежність ходу поршня від частоти обертання колінчатого вала на режимі номінальної потужності відрізняється від наведених внаслідок впливу ряду факторів, що визначають параметри конструкції двигуна (терміну служби до капітального ремонту, способу організації робочих процесів, характеристик транспортного засобу, для якого проектується двигун, та інших факторів). Наприклад, обробка методами математичної статистики даних за параметрами конструкції тільки базових моделей чотиритактних дизелів більш ніж 500 фірм і підприємств з частотою обертання колінчатого вала на режимах номінальної потужності до 3000 об/хв дає наступну залежність ходу поршня від частоти обертання колінчатого вала, м, [2]:

$$S \cong 130 \cdot n^{-0.9}. \quad (14.7)$$

Для реальних автомобільних двигунів з іскровим запалюванням з частотою обертання колінчатого вала на режимі номінальної потужності до 6000 об/хв хід поршня приблизно дорівнює значенням:

$$S \cong 170 \cdot n^{-0.9}, \quad (14.8)$$

тобто хід поршня відповідає значенням середньої швидкості поршня 12–14 м/с. При цих значеннях ходу поршня і відповідних їм частотах обертання колінчатого вала на режимі максимальної потужності напруження в

деталях кривошипно-шатунного механізму від сил інерції зворотно-поступального руху деталей не перевищують припустимих.

Відношення ходу поршня до діаметра циліндра в реальних конструкціях двигунів з іскровим запалюванням відповідає 0,8–1,1; у чотиритактних дизелях $S/D = 1–1,2$; у тихохідних стаціонарних і суднових дизелях відношення S/D збільшують до 4,5. Діапазон зміни відношення S/D у двигунах різного типу і призначення визначається наступними факторами [2, 5, 6, 7].

- Відношення S/D незначно впливає на питомі габаритні і масові показники двигуна (у межах 5–10 %) за інших рівних умов (однакових значеннях частоти обертання колінчатого вала, числа циліндрів, однакових матеріалах) [2].

- Показники процесів газообміну при збереженні середньої швидкості поршня й інших рівних умов (збереженні відношення площі прохідних перерізів клапанів до площі поршня, оптимальних фаз газорозподілу, умов на впуску і випуску) практично не залежать від відношення S/D .

- Питомі механічні втрати двигуна при збереженні середньої швидкості поршня й інших рівних умов (збереженні матеріалів і технології обробки деталей, температурного режиму, в'язкості мастила) також незначно залежать від відношення S/D [2, 7].

- Відношення S/D незначно впливає і на відносні втрати теплоти від газів у стінки надпоршневої порожнини. Наприклад, при зниженні відношення S/D у швидкохідному дизелі з 1,2 до 0,8 відносні втрати теплоти від газів у стінки надпоршневої порожнини знижуються на 10–20 % [2, 6, 7]. Це зниження відносних втрат теплоти від газів у стінки надпоршневої порожнини може вплинути на індикаторний ККД двигуна в межах 0,5–1 %.

- Індикаторні показники двигуна також незначно залежать від відношення S/D . Тільки в дизелях при зменшенні відношення S/D до значень, менших 1, помітно зростають труднощі в удосконалюванні процесів сумішоутворення і згоряння [2, 7].

Основними факторами, що визначають вибір відношення S/D у двигунах для наземних транспортних засобів, є обмеження за висотою двигу-

на. Через те що в стаціонарних і суднових енергетичних установках висота двигуна не лімітована, то чим більше буде хід поршня при збереженні циліндрової потужності, тим нижча буде номінальна частота обертання колінчатого вала, меншими будуть механічні втрати, більшими будуть міжремонтні терміни служби двигуна.

У швидкохідних двигунах транспортного типу з досить значними вимогами до висоти двигуна відношення $S/D < 1,2$. Нижня межа значень S/D у швидкохідних дизелях звичайно приймається не меншою 1, тому що чим менше відношення S/D , тим менша висота камери згоряння, тим складніше удосконалювання процесів сумішоутворення і згоряння в двигунах з нерозділеною камерою згоряння. У двигунах з іскровим запалюванням зменшення відношення S/D до 0,8 значно менше впливає на ефективність процесів згоряння. Це дозволяє в значно більших межах варіювати значенням відношення S/D , значеннями номінальної частоти обертання колінчатого вала, а відповідно, і значеннями робочого інтервалу зміни частоти обертання колінчатого вала.

§4. Число і розташування циліндрів

Вибір числа і розташування циліндрів залежить не тільки від призначення двигуна, його компоновання на транспортному засобі, але й від ряду інших факторів, зокрема від вимог до питомих масових і габаритних показників двигуна, урівноваженості від сил інерції зворотно-поступального руху деталей. Можливості зниження, наприклад, питомої літрової маси шляхом використання більш легких матеріалів (алюмінієвих і магнієвих сплавів, пластмаси) або матеріалів з більш високими механічними характеристиками цілком очевидні. Установити ж вплив числа циліндрів, їхнього розташування на питомі габаритні і масові показники можливо, в основному, тільки за даними реальних конструкцій двигунів з різним числом циліндрів і різним їх розташуванням за умови збереження особливостей конструкції, технології виробництва, застосовуваних матеріалів, тобто порівнюючи дані щодо двигунів однієї і тієї ж фірми (підприємства) з різним числом циліндрів і різним їх розташуванням [2].

Вплив розташування циліндрів на питомий габаритний об'єм двигуна (відношення габаритного об'єму до літражу двигуна), а відповідно і на питому літрову масу, може бути оцінений у першому наближенні, якщо розглядати тільки основний об'єм, утворений циліндрами, головкою блоку, картером, залежність якого від розташування циліндрів може бути подана досить простими аналітичними залежностями. Для двигунів з однаковою відстанню між осями циліндрів і числом циліндрів 4–10 відношення питомого об'єму двигуна з V-подібним розташуванням циліндрів до питомого об'єму двигуна з рядним розташуванням циліндрів становить 0,81–0,89. Перехід від рядного розташування циліндрів до V-подібного при збереженні відстані між осями циліндрів шляхом використання вилкових шатунів або головного і причіпного шатунів дозволяє на 11–19 % зменшити питомий габаритний об'єм двигуна. Очевидно, в цих же межах варто очікувати зменшення питомої g і літрової g_L маси двигуна. При послідовному розташуванні шатунів на шатунній шийці колінчатого вала відстань між осями циліндрів у двигуна з V-подібним розташуванням циліндрів помітно більша, ніж у рядного двигуна. Тому питомий габаритний об'єм двигуна при переході від рядного розташування циліндрів до V-подібного знижується менше, ніж у попередньому випадку. У реальних же конструкціях двигунів однакової розмірності, з приблизно однаковими співвідношеннями конструктивних розмірів, що випускаються однією і тією ж фірмою (підприємством), тільки при ретельному відпрацюванні конструкції перехід від рядного розташування циліндрів до V-подібного дозволяє знизити питомий габаритний об'єм, питому літрову масу двигуна більш ніж на 10 % [2]. Перехід від рядного до V-подібного розташування циліндрів дозволяє на 40–50 % зменшити довжину двигуна, але при цьому його ширина зростає на 30–40 %.

За даними реальних конструкцій чотиритактних дизелів з різним числом циліндрів, що випускаються однією і тією ж фірмою, збільшення числа циліндрів з 1 до 4 значно (у 2–2,5 рази) знижує питому літрову масу двигуна практично незалежно від робочого об'єму циліндра (рис. 14.1) [2]. Це цілком зрозуміло, тому що маса двигуна приблизно пропорційна робочому об'єму циліндра. Зі збільшенням же числа циліндрів з 4 до 6 питома літрова маса знижується вже тільки на 15–20 %, з 6 до 8 – приблизно на 10 %, а з 8 до 16 – не більше ніж на 15 % (табл. 14.2) [2].

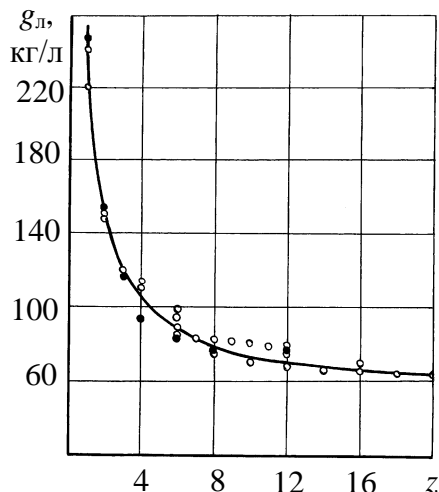


Рисунок 14.1 – Вплив числа циліндрів на питому літрову масу двигуна:

○ – стаціонарні суднові і тепловозні дизелі; ● – автотракторні дизелі

Таблиця 14.2 – Залежність питомої літрової маси від числа циліндрів

№ п/п	Число циліндрів	Питома літрова маса, кг/л
1	1	220–50
2	2	140–160
3	4	80–120
4	6	75–100
5	8	70–80
6	12	65–75
7	16	60–65

З цих даних випливає, що при проектуванні двигуна треба за інших рівних умов виходити з можливо більшого числа циліндрів. Можливості зменшення літрової маси двигуна шляхом зміни відношення ходу поршня до діаметра циліндра, розташування циліндрів вкрай обмежені (у межах 10–15 %).

§5. Приклад визначення основних параметрів конструкції і робочих процесів двигуна

Як приклад розглянемо обґрунтування типу і послідовність визначення основних параметрів конструкції і робочих процесів найбільш масового двигуна – двигуна легкового автомобіля. Світовий парк легкових автомобілів перевищує п'ятсот мільйонів, річний випуск – більш сорока мільйонів автомобілів. Основний тип використовуваних енергетичних установок легкових автомобілів сьогодні – поршневий чотиритактний двигун з іскровим запалюванням, незважаючи на те, що дизель як енергетична установка легкового автомобіля істотно перевершує його з експлуатаційної економічності. У міському циклі експлуатаційних режимів роботи шляхова витрата палива легкового автомобіля з дизелем на 20–30 % менша, ніж із двигуном з іскровим запалюванням, а при експлуатації за містом – на

5–10 %. Потрібно при цьому враховувати і ту обставину, що вартість дизельного палива на 20–30 % нижче вартості високооктанового бензину. Разом з тим дизелю властивий і ряд істотних недоліків у порівнянні з двигунами з іскровим запалюванням [8].

По-перше, при однаковій потужності маса і габарити дизеля помітно більші, ніж двигуна з іскровим запалюванням.

По-друге, у дизеля вищі викиди твердих часток з відпрацьованими газами, абсорбуючих на поверхні канцерогенні поліциклічні вуглеводи; альдегідів і формальдегідів, що мають неприємний запах.

По-третє, для дизелів ще не створені досить надійні і довговічні сажеві фільтри, системи нейтралізації оксидів азоту у відпрацьованих газах.

По-четверте, у дизелів вищий рівень шуму.

По-п'яте, необхідна більша енергоємність акумуляторів для забезпечення надійного запуску дизеля, особливо в умовах знижених температур.

По-шосте, обмежені ресурси дизельного палива. Вихід дизельного палива при існуючій технології переробки нафти становить 10–15 %, а із супутніми фракціями (палива широкого фракційного складу) – 25 %, тоді як вихід бензину досягає 60 %. У двигуні з іскровим запалюванням можуть використовуватися як моторне паливо спирти (етиловий, метиловий), природний і зріджений газ.

Метиловий спирт, бензин можуть бути отримані також і безпосередньо із природного газу. Собівартість бензину, метилового спирту з природного газу при існуючій технології виробництва порівнянна із собівартістю виробництва бензину з нафти. Виробництво ж дизельного палива з природного газу (синтез важких вуглеводнів із природного газу) набагато дорожче, ніж виробництво метилового спирту і бензину з природного газу.

У випадку дизеля використання природного газу як моторного палива значно ускладнює системи живлення і керування. Варто враховувати і той факт, що при використанні газодизельного процесу, наприклад в автомобільних дизелях, тривалість роботи на режимах холостого ходу і малих навантажень перевищує 50 %, частка рідкого палива в сумарних витратах палива досягає 20–30 %. У стаціонарних і суднових дизелях частка рідкого палива в сумарних витратах палива при газодизельному процесі знижується до 5–10 %. Ці фактори і визначають переважне використання двигунів з іскровим запалюванням як енергетичної установки легкових автомобілів,

невеликих вантажних автомобілів, мототехніки й інших транспортних засобів. Однак резерви подальшого підвищення економічності, зниження викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами у двигунах з іскровим запалюванням при використанні традиційних методів вдосконалювання робочих процесів (підвищення ступеня стиску, інтенсифікації процесів сумішоутворення і згоряння, використання збіднених паливоповітряних сумішей, зниження механічних втрат і т.ін.) практично вичерпані. Більш жорсткі вимоги до екологічних характеристик автомобільного двигуна з іскровим запалюванням обумовили перехід на електронні системи вприскування палива на впуску, електронні системи запалювання і керування робочими процесами, використання каталітичних систем нейтралізації відпрацьованих газів, ефективна робота яких можлива тільки при паливоповітряній суміші, склад якої близький до стехіометричного ($\alpha = 0,995-1,005$). Вартість електронних систем вприскування і керування робочими процесами, систем каталітичної нейтралізації відпрацьованих газів порівнянна з вартістю двигуна.

До нетрадиційних методів вдосконалювання робочих процесів двигуна з іскровим запалюванням варто віднести, насамперед, використання безпосереднього вприскування палива в камеру згоряння, розшарування паливоповітряної суміші, доцільність використання якого вперше була висловлена Н. Отто в патенті № 532 (Німеччина, з пріоритетом від 13 березня 1878 р.). Безпосереднє вприскування, розшарування паливоповітряної суміші забезпечують можливість роботи автомобільного двигуна з іскровим запалюванням у зоні основних експлуатаційних режимів при середніх значеннях коефіцієнта надлишку повітря $\alpha > 1,5$ і підтримці складу паливоповітряної суміші біля електродів свічки запалювання в межах займистості ($\alpha = 0,4-1,2$). Ряд фірм уже запропонували споживачам легкові автомобілі з подібними двигунами. Наприклад, фірма Mitsubishi розробила на базі чотирициліндрового шістнадцятиклапанного двигуна з іскровим запалюванням двигун з вприскуванням палива безпосередньо в камеру згоряння відкритого типу при тиску палива до 5 МПа [9]. Форма поверхні днища поршня, момент і напрямок вприскування палива, напрямок потоків повітря в надпоршневій порожнині в кінці такту стиску забезпечують на режимах часткових навантажень підтримку складу суміші біля електродів свічки запалювання в межах займистості при середніх значеннях коефіцієнта над-

лишку повітря $\alpha = 2-2,7$. Зниження експлуатаційної витрати палива при русі автомобіля в місті становить 17–25 %, за містом – 15–20 % при швидкості руху автомобіля 60–100 км/год.

Фірма Orbital Engine Co. на базі двотактного двигуна з кривошипно-камерною продувкою розробила трициліндровий двигун з безпосереднім вприскуванням палива в напіврозділену камеру згорання, розташовану в головці циліндра [10]. Форсунка і свічка запалювання встановлені у верхній частині камери згорання. Висока ефективність розпилювання палива досягається використанням стиснутого повітря при тиску до 0,55 МПа. Моменти відкриття клапана пневматичної форсунки і запалювання підтримуються оптимальними залежно від частоти обертання колінчатого вала і навантаження електронною системою керування. На режимах часткових навантажень середнє значення коефіцієнта надлишку повітря не перевищує 1,7, тобто розшарування паливоповітряної суміші відносно незначне. Шляхова витрата палива, викиди токсичних речовин з відпрацьованими газами легкового автомобіля з цим двигуном знаходяться приблизно на тому ж рівні, що й у легкового автомобіля з вихорокамерним дизелем. Технічні рішення щодо цього двигуна і його систем захищені більш ніж 800 патентами. Більшість ведучих автомобілебудівних фірм уклали з фірмою Orbital Engine Co. ліцензійні угоди з використання її розробок щодо двигуна з безпосереднім вприскуванням.

На кафедрі двигунів НТУ «ХПІ» на двотактному двигуні з кривошипно-камерною продувкою, безпосереднім вприскуванням палива в додаткову камеру згорання, розташовану в головці циліндра, іскровим запалюванням досягнутий той же рівень паливної економічності і викидів токсичних речовин з відпрацьованими газами, що й у двотактного двигуна фірми Orbital Engine Co. [11]. На режимах холостого ходу і часткових навантажень середнє значення коефіцієнта надлишку повітря досягає 2–2,2. Однак двотактні двигуни з кривошипно-камерною продувкою і безпосереднім вприскуванням палива будуть мати обмежене застосування внаслідок недосконалої системи змащення в порівнянні з чотиритактними двигунами. Цей недолік у двотактних двигунах легко усувається переходом до клапанного газорозподілу [12, 13], використанням привідного нагнітача.

Наступним помітним кроком у вдосконалюванні поршневих двигунів внутрішнього згорання з іскровим запалюванням будуть двотактні двигуни

з клапанним газорозподілом, безпосереднім вприскуванням палива, глибоким розшаруванням паливоповітряної суміші і продовженим розширенням [12, 13], оскільки не ступінь стиску, а ступінь розширення визначає термічний, а відповідно й індикаторний ККД циклу (див. §2 розділу1). Використання продовженого розширення (ступінь розширення 15–20) дозволить знизити ступінь стиску до 7–8 і замість високооктанових бензинів використовувати низькооктанові бензини, вартість яких порівнянна з вартістю дизельного палива. Помітно зменшаться у двигунах з продовженим розширенням навантаження на деталі циліндро-поршневої групи. При цьому зберігаються всі переваги традиційного чотиритактного двигуна з іскровим запалюванням.

Таким чином, з урахуванням зростаючих вимог до економічності двигунів легкових автомобілів, до їх екологічних характеристик, доцільно як базовий прийняти двотактний двигун з клапанним газорозподілом, безпосереднім вприскуванням палива, глибоким розшаруванням паливоповітряного заряду і продовженим розширенням. Повну масу автомобіля, для якого розробляється двигун, прийемо рівною 1100 кг.

Послідовність вибору основних параметрів конструкції і робочих процесів двигуна повинна бути приблизно наступною.

1. Уточнюються вимоги, що ставляться до проектного двигуна, і можлива їхня зміна протягом найближчих 10–15 років. Для порівняння необхідно вибрати прототип з числа відомих конструкцій двигунів, основні параметри і показники яких досить повно характеризують досягнутий світовий рівень показників, насамперед з економічності, викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами. Відносно даного випадку (двигун для масового легкового автомобіля) як прототип для порівняння за основними техніко-економічними і екологічними показниками прийемо вихорокамерний дизель ВАЗ-341, модифікації якого використовуються як енергетичні установки легкових автомобілів Волзького автозаводу повною масою до 1350 кг.

Експлуатаційна економічність легкового автомобіля з вихорокамерним дизелем у міському циклі на 20–30 % вища, ніж з двигуном з іскровим запалюванням, на заміському шосе – на 5–10 %. По викидах оксиду вуглецю і вуглеводнів з відпрацьованими газами вихорокамерний дизель на ос-

новних експлуатаційних режимах роботи не поступається двигуну з іскровим запалюванням і системою нейтралізації відпрацьованих газів.

2. Номінальна потужність двигуна легкового автомобіля залежить, в основному, від трьох факторів – маси автомобіля, необхідного часу розгону автомобіля до швидкості 100 км/год, що характеризує маневреність автомобіля й значною мірою його безпеку, і від необхідної максимальної швидкості руху автомобіля по горизонтальній дорозі з твердим покриттям.

Універсальною характеристикою енергооснащеності автомобіля є питома потужність \bar{N} – потужність, що припадає на одиницю маси автомобіля, кВт/т. Питома потужність двигунів сучасних легкових автомобілів повною масою до 1200 кг змінюється в межах 40–60 кВт/т, максимальна швидкість руху автомобіля по горизонтальній дорозі з твердим покриттям – 130–160 км/год, час розгону до 100 км/год – 13–20 с (рис. 14.2). Більші значення питомої потужності двигуна характерні для легкових автомобілів вищого класу, підвищеної комфортабельності.

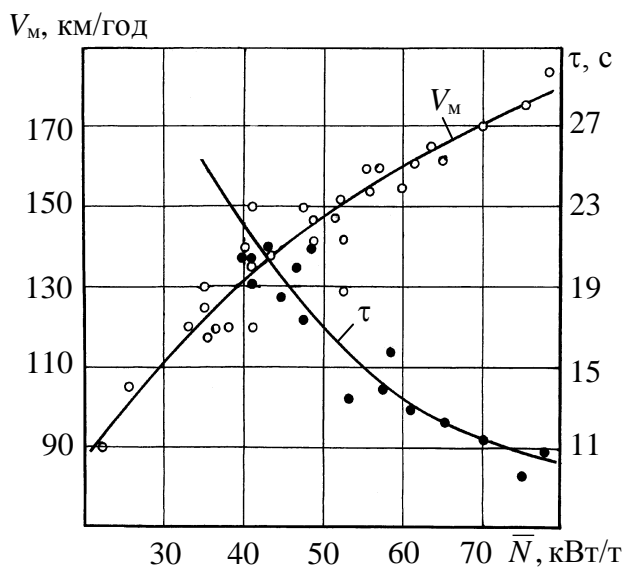


Рисунок 14.2 – Залежність максимальної швидкості V_M і часу розгону τ легкового автомобіля до швидкості 100 км/год від питомої потужності двигуна \bar{N}

Для середнього значення питомої потужності двигуна (50 кВт/т) номінальна потужність проєктованого двигуна повинна бути приблизно рівною 55 кВт (повна маса легкового автомобіля прийнята рівною 1100 кг). При цій потужності час розгону легкового автомобіля масою 1,1 т до швидкості 100 км/год становить, приблизно, 15 с, максимальна швидкість руху по горизонтальній дорозі з твердим покриттям – 155 км/год.

3. Вибір частоти обертання колінчатого вала двигуна легкового автомобіля на режимі номінальної (максимальної) потужності залежить від визначальної (за терміном служби двигуна до капітального ремонту) частоти обертання колінчатого вала в умовах експлуатації. Для двигунів легкових автомобілів масового

випуску визначальна частота обертання колінчатого вала в умовах експлуатації становить 3000–4000 об/хв, номінальна частота обертання колінчатого вала – 4000–6000 об/хв. Прийнемо для проєктованого двигуна визначальну за терміному служби до капітального ремонту частоту обертання колінчатого вала рівною 3500 об/хв, номінальну частоту обертання колінчатого вала – 5000 об/хв. При цій визначальній частоті обертання колінчатого вала, існуючій технології виготовлення і використовуваних матеріалів деталей двигуна термін служби двигуна до капітального ремонту становить не менш 3000 год (150–200 тис. км пробігу автомобіля) – табл. 14.2.

4. Прийнятій частоті обертання колінчатого вала на режимі максимальної потужності і допустимим значенням напруження стиску, розтягання, вигину від сил інерції зворотно-поступального руху деталей кривошипно-шатунного механізму відповідає хід поршня $S \cong 80$ мм (див. §3 розділу 14). Діаметр циліндра прийнемо таким же, як і в прототипу ($D = 76$ мм), тобто робочий об'єм циліндра, як і в прототипу, буде рівним $362,7 \text{ см}^3$.

5. Число циліндрів є одним з основних факторів, що визначають питому літрову масу двигуна (див. §4 розділу 14), а відповідно і масу двигуна в цілому. У переважній більшості двигунів легкових автомобілів число циліндрів дорівнює 4. При такому числі циліндрів питома літрова маса двигунів залежно від досконалості конструкції, використовуваних матеріалів знаходиться в межах 80–120 кг/л. У двигуна-прототипу (чотирициліндровий вихорокамерний дизель) літрова маса становить приблизно 95 кг/л. Для проєктованого двигуна прийнемо число циліндрів також рівним 4, а значення питомої літрової маси варто прийняти ближче до нижньої межі діапазону зміни питомої літрової маси ($g_{\text{л}} \approx 80\text{--}85$ кг/л), орієнтуючись на більш прогресивні конструкції двигунів легкових автомобілів, збільшення кількості деталей з легких сплавів і пластмаси.

6. Спосіб здійснення робочих процесів прийнято за патентами [12, 13]. Один такт практично цілком використовується на процес розширення продуктів згорання, а другий такт – на процеси газообміну і стиску повітря (рис. 14.3). Паливо в камеру згорання подається на початку стиску. Для збільшення часу-перерізу клапанів впускний і випускний клапани відкриваються і закриваються одночасно. Моменту початку відкриття клапанів відповідає 30°OKB до НМТ, моменту посадки клапанів на сідло –

110 °ОКВ після НМТ. Геометричний ступінь розширення приймаємо трохи меншим ($\delta_p = 17$), ніж у двигуна-прототипу ($\delta_p = \varepsilon = 23$). Тоді при прийнятих фазах газорозподілу дійсний ступінь розширення $\delta_{p,d} = V_{e,d}/V_c = 366/22,7 = 16,1$; дійсний ступінь стиску $\varepsilon_d = V_{e,v}/V_c = 166,8/22,7 = 7,36$; відношення дійсного ступеня розширення до дійсного ступеня стиску $\delta_{p,d}/\varepsilon_d = 2,19$.

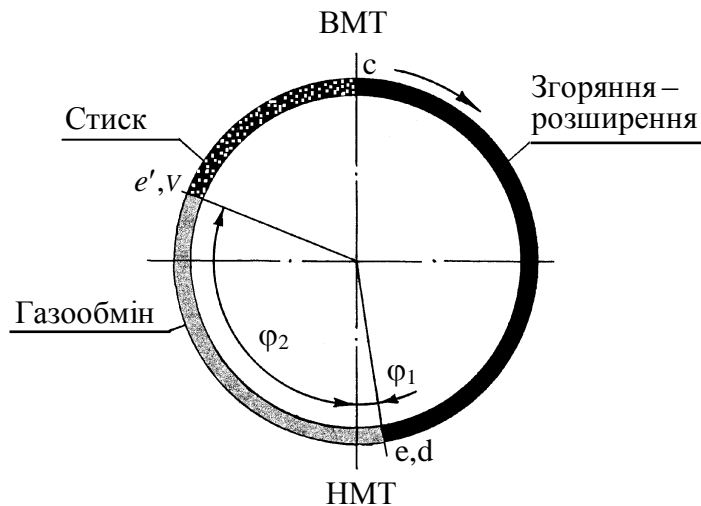


Рисунок 14.3 – Фази газорозподілу
($\varphi_1 = 30$ °ОКВ до НМТ;
 $\varphi_2 = 110$ °ОКВ після НМТ)

Проміжок між поршнем і площиною головки циліндрів при положенні поршня у ВМТ приймаємо рівним 1 мм для того, щоб виключити селективне складання двигуна. Цьому зазору і прийнятому геометричному ступеню розширення відповідають мінімальний надпоршневий об'єм $V_{c.п} = 4,5$ см³, об'єм камери згоряння в головці циліндрів $V_{к.з} = 18,2$ см³, мінімальний сумарний об'єм над поршнем $V_c = V_{c.п} + V_{к.з} = 4,5 + 18,2 = 22,7$ см³.

Для зниження викидів оксидів азоту на режимах підвищених навантажень (режими зовнішньої швидкісної характеристики) мінімальне значення коефіцієнта надлишку повітря обмежуємо значенням $\alpha = 1,3$. В зоні основних експлуатаційних режимів $\alpha > 2$ (максимальним викидам оксидів азоту в двигунах з іскровим запалюванням відповідає значення $\alpha = 1-1,1$).

7. Значення площі прохідних перерізів клапанів приймаємо за даними досліджень процесів газообміну в чотиритактних двигунах (див. §7 розділу б). При середній швидкості поршня більше 11 м/с (у проектного двигуна $C_m = 13,3$ м/с) відношення сумарної площі прохідних перерізів впускних клапанів if_s до площі поршня $F_{п}$ повинно бути не менше 0,20 для того, щоб перепад тиску повітря на впускних клапанах $\Delta p_{вп.кл}$ не перевищував 0,03 МПа. Перепад тиску на впускних клапанах повинен бути трохи меншим (приблизно 0,02 МПа). Перепад тиску газів на випускному

клапані порядку $\Delta p_{в.кл} = 0,02$ МПа може бути досягнуто, якщо площа прохідних перерізів випускних клапанів буде не менше площі прохідних перерізів впускних клапанів ($if_b \geq if_s$), через те що температура продуктів згоряння при газообміні в 1,5–2 рази вища, ніж температура повітря на впуску. Відповідно і швидкість витікання продуктів згоряння через випускні клапани буде в 1,2–1,4 рази вищою при тих же значеннях перепаду тиску, що і на впускних клапанах. Значення відношення $if_s/F_{п} > 0,2$ досягається, наприклад, при двох впускних клапанах ($d_{гс} = 25$ мм) або одному впускному клапані і діаметрі горловини каналу підведення повітря до клапана $d_{гс} = 35$ мм. Для полегшення розміщення клапанів у головці циліндрів, організації спрямованого руху потоків свіжого заряду і газів, що йдуть з надпоршневої порожнини, зменшення перемішування свіжого заряду з продуктами згоряння, на кожен циліндр передбачимо один впускний клапан ($d_{гс} = 35$ мм) і два випускних клапани ($d_{гв} = 25$ мм).

8. Необхідний для досягнення прийнятого значення номінальної потужності двигуна тиск наддуву визначається рядом послідовних розрахунків робочих циклів двигуна при різних значеннях тиску наддуву. Тиск повітря на впуску (тиск наддуву) передбачається постійним, що досягається підбором об'єму впускної системи для конкретного типу нагнітача. Приклад розрахунку процесів газообміну для режиму номінальної потужності без урахування теплообміну між робочим тілом і стінками надпоршневої порожнини (при $n > 1000$ об/хв вплив теплообміну на зміну тиску робочого тіла незначний) подано на рис. 14.4. У момент відкриття клапанів ($\varphi_{e,d} = 330$ °ОКВ) тиск продуктів згоряння в надпоршневій порожнині ($p_e \approx 0,25$ МПа) вище тиску наддуву ($p_s = 0,15$ МПа). Продукти згоряння з надпоршневої порожнини виходять у випускний канал ($p_{т} = 0,104$ МПа) і у впускний канал ($p_s = 0,15$ МПа). Тиск газів у надпоршневій порожнині знижується як внаслідок виходу робочого тіла з надпоршневої порожнини, так і внаслідок збільшення її об'єму, і до кута оберту кривошипа $\varphi = 10$ °ОКВ досягає значення, рівного тиску наддуву. У цей момент (точка k) закінчується і надходження продуктів згоряння у впускний канал. Продукти згоряння з впускного каналу цілком повертаються в надпоршневую порожнину до кута оберту кривошипа $\varphi \cong 25$ °ОКВ (точка m). На цій ділянці (до точки m) зміна тиску в надпоршневій порожнині визначається за рівнянням (4.28) в припущенні однозонної моделі газообміну:

- при $p_i > p_s$

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_{Ti} p_i}{V_i} \left[\frac{1}{\rho_i} (-dM_{цвi} - dM_{цсвi}) - \Delta V_{\pi i} \right]; \quad (14.9)$$

- при $p_i < p_s$

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_{Ti} p_i}{V_i} \left[\frac{1}{\rho_i} (-dM_{цвi} + dM_{свцi}) - \Delta V_{\pi i} \right], \quad (14.10)$$

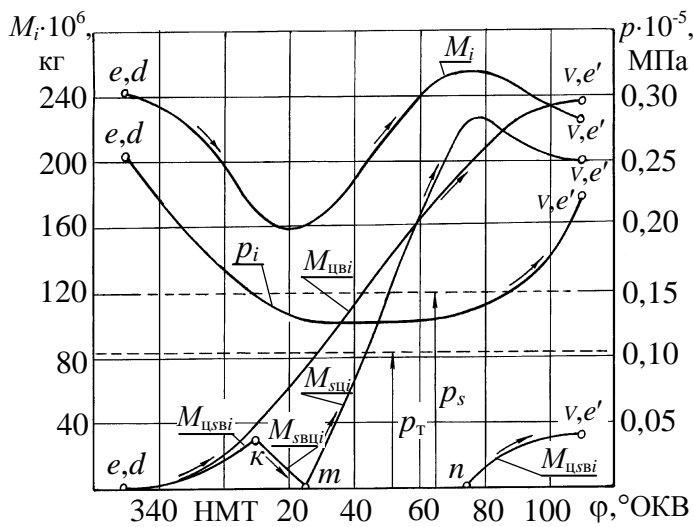


Рисунок 14.4 – Зміна тиску і маси робочого тіла в надпоршневій порожнині двигуна на ділянці газообміну:

$S/D = 80/76$; $n = 5000$ об/хв; $\varepsilon_d = 7,36$; $\delta_p = 17$;

$p_s = 0,15$ МПа; $T_s = 329$ К; $p_T = 0,104$ МПа;

p_i , M_i – тиск і маса робочого тіла в надпоршневій порожнині; $M_{цвi}$ – маса газів, що виходять через випускні клапани; $M_{цсвi}$ – маса продуктів згоряння, що надходять у впускний канал; $M_{свцi}$ – маса продуктів згоряння, що повертаються з впускного каналу у циліндр; $M_{сцi}$ – маса повітря, що надходить в циліндр; $M_{свsi}$ – маса повітря, що виходить з циліндра через випускні клапани (втрата повітря при продувці)

му кроці з впускного каналу в надпоршневу порожнину.

У кінці розрахункової ділянки визначаються:

- при $p_i > p_s$

де p_i , V_i , ρ_i – тиск, об'єм і густина продуктів згоряння в надпоршневій порожнині на початку розрахункового кроку відповідно;

κ_{Ti} – показник адіабати газів на початку розрахункової ділянки;

$\Delta M_{цвi}$ – елементарна маса газів, що вийшли з надпоршневої порожнини у випускний канал;

$\Delta M_{цсвi}$ – елементарна маса газів, що вийшли з надпоршневої порожнини у впускний канал;

$\Delta V_{\pi i}$ – зміна надпоршневого об'єму протягом розрахункового проміжку часу;

$\Delta M_{свцi}$ – елементарна маса продуктів згоряння, що надійшли на розрахунковому кроці з впускного каналу в надпоршневу порожнину.

$$p_{i+1} = p_i - \Delta p_i;$$

$$M_{i+1} = M_i - \Delta M_{цвi} - \Delta M_{цсвi};$$

- при $p_i < p_s$

$$M_{i+1} = M_i - \Delta M_{цвi} + \Delta M_{цсвi};$$

$$T_{(i+1)} = \frac{P_{(i+1)} V_{(i+1)}}{R M_{(i+1)}}.$$

Схема алгоритму розрахунку процесів газообміну подана на рис. 7.4 (розділ 7).

Після повного повернення продуктів згоряння з впускного каналу в надпоршневу порожнину (точка m , $\varphi_m = 25^\circ \text{ОКВ}$) у надпоршневу порожнину через впускний клапан починає надходити повітря, відтискуючи продукти згоряння до випускних клапанів. При цьому на границях потоку повітря, що надходить у надпоршневу порожнину, буде відбуватися часткове змішування повітря з продуктами згоряння. Чисельно врахувати інтенсивність змішування повітря, що надходить до надпоршневої порожнини з продуктами згоряння, з достатньою точністю практично неможливо. У двотактних двигунах зі спрямованим рухом потоку повітря, що надходить (при клапанній продувці в напрямку днища поршня), задовільні результати розрахунків показників газообміну досягаються, якщо приблизно для 50–70 % тривалості процесу продувки розрахунок процесу продувки виконувати у припущенні двозонної моделі, а потім – у припущенні «миттєвого» змішування свіжого заряду, що надходить на розрахунковій ділянці, з газами в надпоршневій порожнині. У даному випадку розрахунок процесу продувки в припущенні двозонної моделі виконуємо до кута оберту кривошипа $\varphi = 75^\circ \text{ОКВ}$ (протягом 50°ОКВ – до точки n), а надалі (протягом 45°ОКВ) – у припущенні «миттєвого» змішування свіжого заряду з газами в надпоршневій порожнині.

На початку процесу продувки (двезонна модель) зміну тиску газів у надпоршневій порожнині на розрахунковій ділянці визначаємо по зоні з продуктами згоряння:

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_{Ti} p_i}{V_i - V_{сцi}} \left[-\frac{1}{\rho_i} \Delta M_{цвi} + \frac{1}{\rho_{сцi}} \Delta M_{сцi} - \Delta V_{пi} \right], \quad (14.11)$$

де $V_{сцi}$ – об’єм свіжого заряду в надпоршневій порожнині;

$\rho_{сцi} = p/(RT_s)$ – густина свіжого заряду, що надійшов у надпоршневу порожнину, при тиску в надпоршневій порожнині (передбачається повне гальмування елементарної маси свіжого заряду, що надійшла);

$\Delta M_{сцi}$ – елементарна маса свіжого заряду, що надійшов у надпоршневу порожнину на розрахунковій ділянці.

У кінці розрахункової ділянки визначаються:

- тиск:

$$p_{(i+1)} = p_{(i)} - \Delta p_i;$$

- маса і температура продуктів згорання, що залишилися:

$$M_{(i+1)} = M_{(i)} - \Delta M_{цвi};$$

$$T_{(i+1)} = \frac{p_{(i+1)} V_{(i+1)}}{R M_{(i+1)}};$$

- маса й об’єм свіжого заряду:

$$M_{сц(i+1)} = M_{сц(i)} + \Delta M_{сцi};$$

$$V_{сц(i+1)} = M_{сц(i+1)} / \rho_{сцi}.$$

При значенні кута оберту кривошипа $\varphi_i = 75^\circ \text{OKB}$ (точка n) приймемо, що свіжий заряд, який надійшов, і продукти згорання в надпоршневій порожнині «миттєво» перемішалися (температура і склад газів стали однакові по всьому об’єму надпоршневої порожнини). Тоді температуру суміші, що утворилася, визначимо з рівняння теплового балансу:

$$Q_{\text{сум}} = Q_{\text{пр.зг}} + Q_{\text{св.зар}} \quad (14.12)$$

або

$$M_{\text{сум}} c_{pm \text{ сум}} t_{\text{сум}} = M_{\text{пр.зг}} c_{pm \text{ пр.зг}} t_{\text{пр.зг}} + M_{\text{св.зар}} c_{pm \text{ св.зар}} t_s; \quad (14.13)$$

$$t_{\text{сум}} = \frac{M_{\text{пр.зг}} c_{pm \text{ пр.зг}} t_{\text{пр.зг}} + M_{\text{св.зар}} c_{pm \text{ св.зар}} t_s}{M_{\text{сум}} c_{pm \text{ сум}}}, \quad (14.14)$$

де $M_{\text{сум}} = M_{\text{пр.зг}} + M_{\text{св. зар}}$ – маса суміші.

Потім обчислюємо тиск суміші і масові частки компонентів суміші:

$$p_{\text{сум}} = \frac{M_{\text{сум}} R_{\text{сум}} T_{\text{сум}}}{V_{\text{сум}}}; \quad (14.15)$$

◆ масова частка продуктів згоряння в суміші

$$r_{\gamma} = \frac{M_{\text{пр.зг}}}{M_{\text{сум}}}; \quad (14.16)$$

◆ масова частка свіжого заряду в суміші

$$r_s = \frac{M_{\text{св.зар}}}{M_{\text{сум}}} = 1 - r_{\gamma}. \quad (14.17)$$

Далі розрахунок процесу продувки виконується в припущенні «миттєвого» перемішування свіжого заряду, що надійшов у надпоршневу порожнину, з газами в надпоршневій порожнині. Зміна тиску суміші газів у надпоршневій порожнині на розрахунковій ділянці

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_i p_i}{V_i} \left[\frac{1}{\rho_i} (\Delta M_{\text{сци}} a_s - dM_{\text{цви}}) - \Delta V_{\text{пи}} \right], \quad (14.18)$$

де p_i , V_i , ρ_i , κ_i – тиск, об'єм, густина і показник адіабати суміші газів на початку розрахункової ділянки;

$a_s \approx T_s/T_i$ – коефіцієнт, що враховує відмінність густини свіжого заряду при тиску в надпоршневій порожнині ($\rho''_{\text{сци}} = p/RT_s$) від густини суміші ($\rho_i = p_i/RT_i$).

У кінці розрахункової ділянки визначаємо:

- тиск суміші газів

$$p_{(i+1)} = p_i + \Delta p_i;$$

- кількість і температуру суміші газів

$$M_{(i+1)} = M_i + \Delta M_{sци} - \Delta M_{цви};$$

$$T_{(i+1)} = \frac{p_{(i+1)} V_{(i+1)}}{R M_{(i+1)}};$$

- кількість свіжого заряду, що надійшов у надпоршневу порожнину й пішов з циліндра через випускні клапани $M_{цсв(i+1)}$

$$M_{sци(i+1)} = M_{sци} + \Delta M_{sци} - (1 - r_{\gamma i}) \Delta M_{цви};$$

$$M_{цсв(i+1)} = M_{цсви} + (1 - r_{\gamma i}) \Delta M_{цви}.$$

- кількість продуктів згоряння, що залишилися в надпоршневій порожнині і пішли з надпоршневої порожнини

$$M_{пр.зг(i+1)} = M_{пр.зг(\varphi=75^\circ)} - \sum_{\substack{i=1 \\ (\varphi=75^\circ)}}^i \Delta M_{цви} r_{\gamma i},$$

$$M_{в(i+1)} = M_e - M_{пр.зг(i+1)};$$

- масова частка продуктів згоряння в суміші

$$r_{\gamma(i+1)} = \frac{M_{пр.зг(i+1)}}{M_{(i+1)}}.$$

Розрахунок продувки продовжуємо до моменту закриття клапанів (точка e' , v ; $\varphi_{e',v} = 110^\circ \text{ОКВ}$). У даному прикладі маса суміші газів у ци-

ліндрі в точці e' (v) $M_v = 231,2 \cdot 10^{-6}$ кг, маса свіжого заряду $M_{\text{св.зар}} = 200,1 \cdot 10^{-6}$ кг, маса залишкових газів $M_\gamma = 31,1 \cdot 10^{-6}$ кг.

За даними розрахунку процесу продувки при прийнятих значеннях тиску наддуву ($p_s = 0,15$ МПа) і протитиску на випуску ($p_T = 0,104$ МПа) показники процесів газообміну будуть наступними:

- ◆ коефіцієнт наповнення, віднесений до атмосферних умов ($p_0 = 0,1013$ МПа, $t_0 = 20$ °С) $\eta_v \cong 0,46$;
- ◆ коефіцієнт залишкових газів $\gamma \cong 0,15$;
- ◆ коефіцієнт втрати продувочного повітря $\upsilon \cong 0,14$.

Подача палива в камеру згоряння здійснюється на початку такту сти-ску. Тривалість надходження палива до камери згоряння не перевищує 20 °ОКВ (точки n' і k' на рис. 14.5). Циклова подача палива, що відповідає значенню $\alpha = 1,3$,

$$B_{\text{ц}} = \frac{M_{\text{св.зар}}}{\alpha M_0} = \frac{200,1 \cdot 10^{-6}}{1,3 \cdot 14,93} = 10,31 \cdot 10^{-6} \text{ кг.}$$

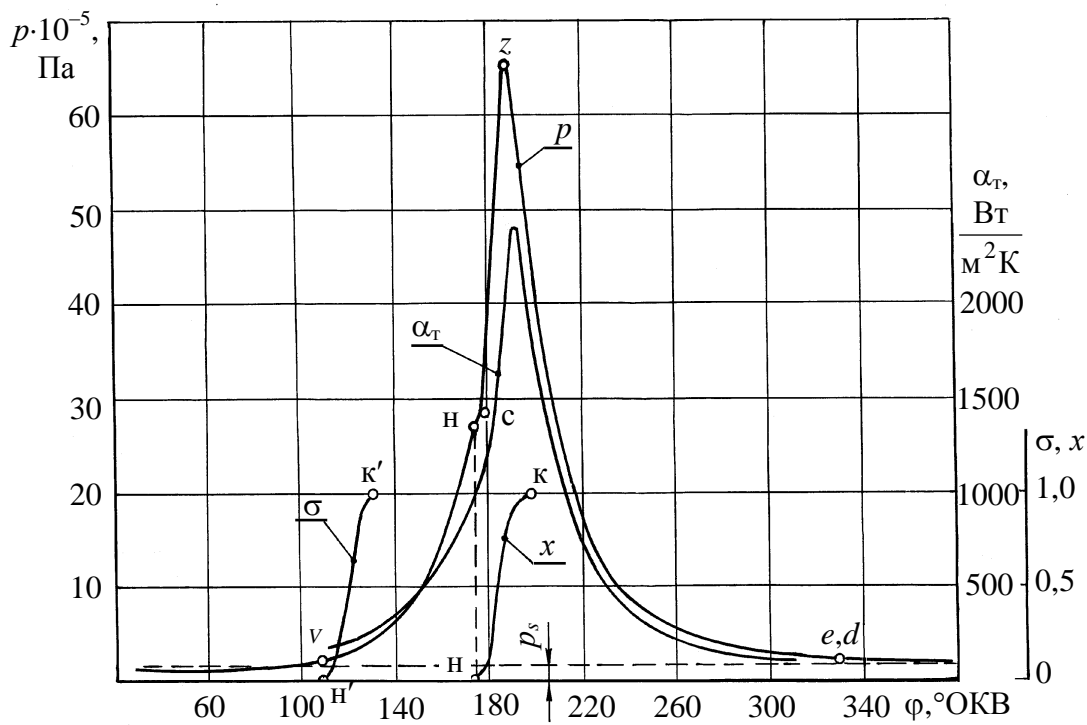


Рисунок 14.5 – Індикаторна діаграма двигуна з іскровим запалюванням і продовженим розширенням:

$$S/D = 80/76; n = 5000 \text{ об/хв}; \epsilon_d = 7,36; \delta_p = 17;$$

$$\alpha = 1,3; \varphi_H = 175 \text{ °ОКВ}; \Delta\varphi_z = \varphi_K - \varphi_H = 25 \text{ °ОКВ}$$

Після вприскування палива ($\sigma = 1$) і його випаровування маса робочого тіла в надпоршневій порожнині становить $241,5 \cdot 10^{-6}$ кг.

Для спрощення розрахунків процесу стиску приймемо наступні допущення:

- випаровування палива і його змішування з сумішшю газів у надпоршневій порожнині відбувається на початку процесу стиску (точка v);
- частка теплоти (50 % від необхідної кількості теплоти для випаровування палива і нагрівання пари палива до температури суміші газів) відбирається від поверхні стінок камери згоряння, тому що вприскування палива здійснюється на поверхню стінок камери, температура якої перевищує 300 °С;
- склад і температура суміші газів у надпоршневій порожнині і камері згоряння однакові.

Тоді зниження температури суміші газів становитиме приблизно 50 К ($T_v = 494$ К), а зниження тиску суміші газів – $0,19 \cdot 10^5$ Па ($p_v = 2,02 \cdot 10^5$ Па).

У дійсності випаровування плівки палива з поверхні стінок камери згоряння буде відбуватися протягом значної частини тривалості процесу стиску (до 50 °ОКВ) і тільки в камері згоряння, об'єм якої в точці v становить 16 % від сумарного об'єму циліндра над поршнем і об'єму камери згоряння. Тому температура і склад суміші газів у камері згоряння при стиску будуть помітно відрізнятися від температури і складу суміші газів у порожнині над поршнем. У кінці процесу стиску об'єм камери згоряння становитиме понад 80 % від сумарного надпоршневого об'єму і різниця температури і складу суміші газів в об'ємі над поршнем і в камері згоряння буде незначною.

Рівняння (4.28) для обчислення зміни тиску в надпоршневій порожнині на розрахунковому кроці, якщо не враховувати втрати робочого тіла через поршневі кільця, матиме вигляд (див. §2 розділу 9):

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_i p_i}{V_i} \left(-\frac{\kappa_i - 1}{\kappa_i} \frac{\Delta Q_{\Gamma i}}{p_i} - \Delta V_{\Pi i} \right). \quad (14.19)$$

Втрати теплоти від газів у стінки надпоршневої порожнини на розра-

хунковій ділянці (див. §3 розділу 4)

$$\Delta Q_{Ti} = \alpha_{Ti} [F_{\Gamma} (T_i - T_{\Gamma}) + F_{\text{к.з}} (T_i - T_{\text{к.з}}) + F_{\text{п}} (T_i - T_{\text{п}}) + F_{\text{ц}} (T_i - T_{\text{ц}})] \frac{\Delta \varphi_i}{6n}, \quad (14.20)$$

де $\alpha_{Ti} = C_0 D^{-0,2} p_i^{0,8} T_i^{-0,53} (C_1 C_m)^{0,8}$ – коефіцієнт тепловіддачі (в даних розрахунках $C_0 = 128$, $C_1 = 2,28$);

F_{Γ} , $F_{\text{к.з}}$, $F_{\text{п}}$, $F_{\text{ц}}$, T_{Γ} , $T_{\text{к.з}}$, $T_{\text{п}}$, $T_{\text{ц}}$ – площа і середні значення температури поверхні стінок головки циліндра, камери згоряння, поршня, циліндра відповідно.

Середні значення температури поверхні стінок головки циліндра, поршня, верхньої частини циліндра в двигунах з іскровим запалюванням становлять 250–300 °С. У розрахунках приймемо середні значення температури поверхні стінок надпоршневої порожнини однаковими і рівними 275 °С, сумарну площу поверхні стінок надпоршневої порожнини при положенні поршня у ВМТ – $11 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, крок розрахунку – 1°ОКВ. Площу стінок циліндра визначаємо за значенням відстані від поверхні головки циліндра до поверхні днища поршня ($F_{\text{ц}} = \pi D \bar{S}$). Алгоритм розрахунку зміни тиску робочого тіла в надпоршневій порожнині подано на рис. 11.18 (розділ 11).

Зміна тиску робочого тіла і коефіцієнта тепловіддачі на ділянці процесу стиску від точки v до початку процесу згоряння (точка n) показана на рис. 14.5. Робота стиску на цій ділянці становить приблизно 95 Дж, втрати теплоти від робочого тіла в стінки надпоршневої порожнини – 4,2 Дж (0,9 % від теплоти згоряння палива).

З огляду на те, що процес згоряння палива здійснюється в додатковій камері згоряння, діаметр якої приблизно в 2 рази менший діаметра циліндра, при інтенсивній турбулізації робочого тіла, обумовленій перетіканням робочого тіла з порожнини над поршнем в камеру згоряння, приймемо тривалість процесу згоряння $\Delta \varphi_z = 25$ °ОКВ (рис. 14.5), коефіцієнт динаміки процесу згоряння $m = 2$, тобто

$$x_i = 1 - e^{-6,908 \left(\frac{\varphi - \varphi_H}{\Delta \varphi_z} \right)^{m+1}} = 1 - e^{-6,908 \left(\frac{\varphi_i - 175}{25} \right)^3}. \quad (14.21)$$

Зміну тиску робочого тіла в надпоршневій порожнині на розрахунковій ділянці при згорянні-розширенні будемо визначати на початку процесу згоряння, виходячи з однозонної моделі (до значення $x_i = 0,5$), а потім, виходячи з двозонної моделі, за параметрам продуктів згоряння:

$$\Delta p_i = \frac{\kappa_i p_i}{V_i} \left(\frac{\kappa_i - 1}{\kappa_i} \frac{\Delta Q_{xi} - \Delta Q_{Ti}}{p_i} - \Delta V_{pi} \right), \quad (14.22)$$

де $\Delta Q_{xi} = B_{ц} Q_H \Delta x_i = 453,6 \Delta x_i$, Дж – кількість теплоти, що виділилася на розрахунковій ділянці;

Δx_i – частка палива, що згоріло на розрахунковій ділянці;

$$\Delta Q_{Ti} = \alpha_{Ti} (F_{Г} + F_{к.з} + F_{п} + F_{ц})(T_i - T_{ст}) \frac{\Delta \varphi_i}{6n} - \text{втрати теплоти в стінки на}$$

розрахунковій ділянці.

Схема алгоритму розрахунку процесів стиску, згоряння і розширення подана на рис. 11.18 (розділ 11).

Коефіцієнт тепловіддачі α_{Ti} від робочого тіла в стінки надпоршневої порожнини визначаємо за залежністю Г. Вошні (див. §3 розділу 4):

$$\alpha_{Ti} = C_0 D^{-0,2} p_i^{0,8} T_i^{-0,53} \left[C_1 C_m + C_2 \frac{T_i}{p_i V_i} V_h (p - p_{п}) \right]^{0,8}, \quad (14.23)$$

де C_0, C_1, C_2 – коефіцієнти, значення яких підбираються за експериментальними даними для подібних двигунів і подібних режимів роботи двигуна за умови рівності значень втрат теплоти від газів у стінки на ділянці згоряння-розширення (за даними розрахунку і за експериментальними даними).

У розглянутому прикладі розрахунку робочих процесів двигуна при значеннях коефіцієнтів $C_0 = 100$, $C_1 = 2,28$ і $C_2 = 3,24 \cdot 10^{-3}$ втрати теплоти від газів у стінки при згорянні і розширенні становлять приблизно 12 % від теплоти згоряння палива. Максимального значення коефіцієнт тепловіддачі досягає при максимальному значенні температури робочого тіла (в кінці процесу згоряння палива – рис. 14.5). Робота розширення газів на ділянці

індикаторної діаграми, що відповідає процесові згоряння і розширення, дорівнює 342 Дж.

Індикаторна діаграма зміни тиску робочого тіла протягом робочого циклу в системі координат p - V подана на рис. 14.6.

Площа індикаторної діаграми пропорційна індикаторній роботі газів за цикл:

$$L_i = L_{p(c-b)} - L_{b-v} - L_{сж(v-c)} = 341,6 - 95 - 32,6 = 214 \text{ Дж.}$$

Цьому значенню індикаторної роботи відповідають:

- індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{L_i}{B_{ц} Q_H} = \frac{214}{453,6} = 0,472;$$

- індикаторна потужність

$$N_i = \kappa L_i = \frac{n}{60} z L_i \cdot 10^{-3} = \frac{5000}{60} \cdot 4 \cdot 214 \cdot 10^{-3} = 71,3 \text{ кВт.}$$

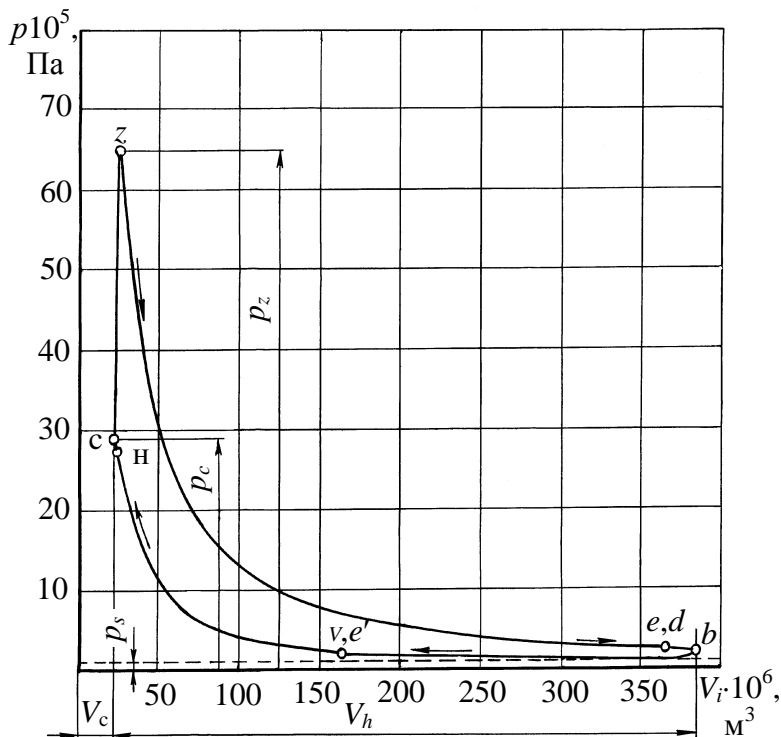


Рисунок 14.6 – Індикаторна діаграма двигуна з іскровим запалюванням і продовженим розширенням

Втрати індикаторної потужності на подолання сил тертя в рухомих сполученнях і на привід допоміжних агрегатів прийmemo такими ж, що й у карбюраторного двигуна ВАЗ-2103 при $n = 5000$ об/хв ($N_{мд} \approx 12,2$ кВт), оскільки за розмірністю, рівнем максимальних значень тисків циклу проєктований двигун відповідає карбюраторному двигунові ВАЗ-2103. Втрати індикаторної потужності на привід нагні-

тача визначимо за витратою повітря через двигун і ступенем підвищення тиску в нагнітачі ($\pi_k = 1,5$). Витрата повітря через двигун з урахуванням втрати повітря при продувці

$$G_B = \kappa \frac{M_{\text{св.зар}}}{1 - \nu} = \frac{5000}{60} \cdot 4 \cdot \frac{200,1 \cdot 10^{-6}}{1 - 0,14} = 0,0776 \text{ кг/с.}$$

Питома робота стиску повітря в нагнітачі

$$l_{\text{ад}} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R T_0 \left(\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \cdot 10^{-3} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 290 \cdot 293 \cdot \left(1,5^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) \cdot 10^{-3} = 36,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Потужність, необхідна для приводу нагнітача,

$$N_H = G_B l_{\text{ад}} \frac{1}{\eta_H} = 0,0776 \cdot 36,6 \cdot \frac{1}{0,7} = 4,06 \text{ кВт.}$$

Тоді

- ◆ ефективна потужність проектного двигуна

$$N_e = N_i - (N_{\text{мд}} + N_H) = 71,3 - (12,2 + 4,06) \cong 55 \text{ кВт};$$

- ◆ механічний ККД $\eta_M = N_e / N_i = 55 / 71,3 = 0,772$;

- ◆ ефективний ККД $\eta_e = 0,472 \cdot 0,772 = 0,364$.

Для порівняння техніко-економічних показників проектного двигуна і двигуна-прототипу (вихорокамерний дизель ВАЗ-341) на режимах номінальної потужності будемо виходити з однакових значень номінальної потужності (табл. 14.3).

Таблиця 14.3 – Техніко-економічні показники двигуна-прототипу і двигуна з іскровим запалюванням і продовженим розширенням для легкового автомобіля

№ п/п	Найменування показників і параметрів	Варіанти	
		Двигун-прототип (ВАЗ-341)	Двигун, що проектується
1	Тип	чотиритактний вихорокамерний дизель	двотактний з іскровим запалюванням
2	Потужність номінальна, кВт	55	55
3	Число циліндрів	4	4
4	Номінальна частота обертання колінчатого вала, об/хв	4800	5000
5	Діаметр циліндра/хід поршня	76/80	76/80
6	Літраж, л	1,45	1,45
7	Ступінь стиску/ступінь розширення	23/23	7,36/17
8	Система паливободачі	Мех. система впорскування	Безпосереднє впорскування
9	Система повітропостачання	Турбокомпресор	Нагнітач з приводом від колінчатого вала
10	Тиск наддуву, МПа	1,7	1,5
11	Коефіцієнт надлишку повітря α	1,5	1,3
12	Фази газорозподілу (при зазорі $\Delta = 0,3$ мм) – відкриття випускних клапанів – закриття випускних клапанів – відкриття впускних клапанів – закриття впускних клапанів	42°ОКВ до НМТ 10°ОКВ після ВМТ 12°ОКВ до ВМТ 40°ОКВ після НМТ	30°ОКВ до НМТ 110°ОКВ після ВМТ 30°ОКВ до НМТ 110°ОКВ після НМТ
13	Питома ефективна витрата палива на режимі номінальної потужності, кг/(кВт·год)	0,290	0,225
14	Вміст токсичних речовин у відпрацьованих газах на режимі номінальної потужності, млн ⁻¹ – CO – C _n H _m – NO _x	< 100 < 500 < 900	< 100 < 100 –
15	Маса, кг	145	~ 130

Підвищення потужності вихорокамерного дизеля ВАЗ-341 до 55 кВт досягається використанням газотурбінного наддуву. Питома ефективна витрата палива на режимі номінальної потужності у проектованого двигуна, незважаючи на більш низьку ступінь стиску ($\epsilon = 7,36$), ніж у вихорокамерного дизеля ($\epsilon = 23$), помітно нижча (приблизно на 30 %). У проектованому двигуні досягається більш ефективно перетворення теплоти згоряння палива в механічну роботу. Нижчі і викиди токсичних речовин (CO , C_nH_m) з відпрацьованими газами внаслідок більш досконалих процесів сумішоутворення і згоряння палива. Двигун, що проектується, буде помітно перевершувати вихорокамерний дизель не тільки за зменшенням викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами, а й за рівнем шуму, пристосованості до зовнішнього навантаження як внаслідок більш досконалих процесів сумішоутворення, так і внаслідок більш низьких механічних втрат. Остаточне порівняння проектованого двигуна і двигуна-прототипу виконується за даними моторних і експлуатаційних випробувань дослідних зразків проектованого двигуна.

Контрольні запитання та завдання

1. Які вимоги ставляться до двигуна конкретного призначення (стаціонарного, суднового, транспортного)?
2. Обґрунтуйте сучасні тенденції розвитку двигунів внутрішнього згоряння.
3. Обґрунтуйте критерії оцінки двигуна внутрішнього згоряння.
4. Які фактори визначають частоту обертання колінчатого вала на режимі номінальної потужності?
5. Поясніть вплив частоти обертання колінчатого вала:
 - на показники процесів газообміну;
 - на індикаторні показники дизеля;
 - на індикаторні показники двигуна з іскровим запалюванням.
6. Які фактори визначають хід поршня і відношення ходу поршня до діаметра циліндра?
7. Поясніть вплив розташування і числа циліндрів на питомий габаритний об'єм і питому літрову масу двигуна.

8. Визначте переваги та недоліки автомобільного двигуна з іскровим запалюванням у порівнянні з дизелем.

9. Порівняйте техніко-економічні показники двигуна з іскровим запалюванням і продовженим розширенням з традиційним чотиритактним двигуном з іскровим запалюванням.

10. Порівняйте техніко-економічні показники двигуна з іскровим запалюванням і продовженим розширенням з техніко-економічними показниками дизеля.

11. Обґрунтуйте недоліки двигуна з іскровим запалюванням і продовженим розширенням.

Список літератури до розділу 14

1. Глаголев Н.М. Современное состояние и перспективы развития двигателестроения // Труды ХПИ. – Т. 28, 1959. – С. 3–18.

2. Дьяченко В.Г. Исследование и выбор основных параметров четырехтактных быстроходных дизелей. – Автореф. докт. дисс. – Харьков: ХИИТ, 1973. – 40 с.

3. Гюльднер Г. Двигатели внутреннего сгорания. – Т.1 – М.: МАКИЗ, 1927. – 480 с.

4. Танатар Д.Б. Дизели. Компоновка и расчет. – Л.: Морской транспорт, 1963. – 439 с.

5. Брилинг Н.Р. Теория короткоходного дизеля // Труды лаборатории двигателей АН СССР. – Вып. III. – М.: Изд-во АН СССР, 1957. – С. 9 – 39.

6. Брилинг Н.Р. Исследование теплопередачи в поршневом двигателе внутреннего сгорания // Труды лаборатории двигателей АН СССР. – Вып. IV. – М.: Изд-во АН СССР, 1958. – С. 79–84.

7. Сахаревич В.Д. Влияние отношения хода поршня к диаметру цилиндра на основные показатели тракторного дизеля. – Автореф. канд. дисс. – Харьков: ХИМЭСХ, 1971. – 19 с.

8. Дьяченко В.Г. Дизель или двигатель с искровым зажиганием // Двигатели внутреннего сгорания // Всеукраинский научно-технический журнал. – Вып. 1. – 2004. – С. 27–29.

9. Кадаков М. Будем непосредственнее! Новый двигатель Mitsubishi // Авторевю. – 1996, № 2. – С. 22–23.

10. Scott D. Pneumatic fuel injection spurs two-stroke engine revival // Automotive Engineering. – 1986, Vol. 94. – № 8. – P. 74–79.

11. Дьяченко В.Г., Мацаренко И.П., Бобровский А.В. Двигатели с искровым зажиганием на пороге выбора новых направлений совершенствования // Труды НАМИ. – 1998. – С. 12–25.

12. Патент РФ № 2070974. МКИ F02B 23/10, F02B 17/00. Двигатель внутреннего сгорания. / В.Г. Дьяченко, И.В. Антонов, А.Г. Веселов. – Заявл. 22.06.1994, № 94023689. – Оpubл. 27.12.1996 в бюл. № 36.

13. Патент України № 69648А. МКИ F02B 23/10, F02B 17/00, F02B 41/04. Спосіб роботи двигуна внутрішнього згорання. / В.Г. Дьяченко, В.О. Астахов – Заявл. 10.11.2003, № 20031110093. – Оpubл. 15.09.2004 в бюл. № 9.

Навчальне видання

ДЯЧЕНКО Василь Григорович

Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія

За редакцією академіка АН
вищої школи України
А.П. Марченка

Підручник

Роботу рекомендував до видання проф. В.К. Белов

Редактор М.П. Єфремова

Коректор Н.В. Ковшарь

Комп'ютерний набір Л.Т. Жиліна

План 2006, п.25.

Підписано до друку 05.09.2007 р. Формат 70×100/16. Папір офсетний.

Гарнітура Times ET. Друк – офсетний. Ум. друк. арк. 25,0.

Обл.-вид. арк. 27,1. Тираж 300 прим. Зам № . Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХПІ». Україна, 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 107 від 10.07.2000 р.

Друкарня НТУ «ХПІ». Україна, 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21



ДРУКАРНЯ НТУ "ХП"