

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерно-технологічний
Кафедра агроінжинірингу

ТРАКТОРИ І АВТОМОБІЛІ

Конспект лекцій

**для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня вищої
освіти спеціальності 208 «Агроінженерія»
денної і заочної форм навчання**

СУМИ - 2024

УДК 378.147

Н 55

Укладачі:

Лебедєв А.Т., д.т.н., професор кафедри агроінжинірингу СНАУ;

Шуляк М.Л., .т.н., професор кафедри агроінжинірингу СНАУ;

Шелест М.С., асистент кафедри агроінжинірингу СНАУ

Автори: Лебедєв А.Т., Шуляк М.Л., Шелест М.С.

Н 55 Науково-методичне забезпечення навчального процесу: конспект лекцій з дисципліни «Трактори і автомобілі» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня вищої освіти спеціальності 208 «Агроінженерія» денної і заочної форм навчання / Лебедєв А.Т., Шуляк М.Л., Шелест М.С.. - Суми, 2024. – 65с.

В конспекті лекцій наведений зміст і послідовність викладення курсу лекцій з дисципліни «Трактори і автомобілі».

Рецензенти:

Зубко В.М., д.т.н., професор кафедри агроінжинірингу СНАУ;

Думанчук М.Ю., к.т.н., доцент кафедри технічного сервісу СНАУ.

Відповідальний за випуск: Шуляк М.Л., д.т.н., професор, завідувач кафедри агроінжинірингу СНАУ

Рекомендовано до видання навчально-методичною радою інженерно-технологічного факультету. Протокол № 6 від «22» 05 2024 року

© М. Л. Шуляк, А.Т. Лебедєв,
Шелест М.С. – 2024

© Сумський національний
аграрний університет, 2024

ЗМІСТ

Передмова	4
Тема 1. Теоретичні та дійсні цикли двигунів внутрішнього згорання	6
Тема 2. Параметри процесів дійсних циклів автотракторних двигунів	13
Тема 3. Індикаторні показники дійсного циклу	30
Тема 4. Ефективні показники дійсного циклу	33
Тема 5. Характеристики автотракторних двигунів	37
Тема 6. Аномалії в процесі згорання у двигунах і способи їх усунення	52
Список рекомендованої літератури	64

Передмова

Двигуни внутрішнього згоряння відносяться до найбільш розповсюджених теплових машин.

Пропозиція щодо спалювання палива усередині циліндра поршневої машини виникла в кінці XVIII століття, але тільки у другій половині XIX століття були розроблені перші двигуни внутрішнього згоряння. У 1860 році французьким механіком Є. Ленуаром був побудований двотактовий двигун, який працював на світильному газі і не мав перед згорянням попереднього стиску заряду. Коефіцієнт корисної дії його сягав 5 %.

У 1862 році кельнський механік Н. Отто побудував чотиритактовий двигун з попереднім стиском, який теж працював на газовому паливі. Це був значний крок уперед: двигун був упроваджений у промисловість.

Слід зазначити подальше досягнення капітана Балтійського флоту С. Костовича, який розробив бензиновий двигун для дирижабля.

Найбільш значний крок у конструюванні двигунів внутрішнього згоряння, пов'язаний з ім'ям Р. Дизеля. Він уперше розробив двигун із займанням палива від стиснення заряду, який працював на нафті.

Наступний етап у вдосконаленні двигунів – це поява так званих безкомпресорних двигунів, які теж працювали на важкому паливі, але відрізнялись від двигунів Р. Дизеля тим, що впорскування і розпил палива досягали в них не завдяки використанню стиснутого повітря (так звані компресорні двигуни), а за рахунок стиску самого палива, яке впорскувалось безпосередньо в циліндр двигуна під значним тиском. Значний внесок у розвиток цих двигунів зробили Г. В. Тринклер і Я. В. Мамін.

Розвиток теорії двигунів внутрішнього згоряння пов'язаний з ім'ям проф.

В. І. Гриневецького, який у 1906 році запропонував метод теплового розрахунку.

Цей метод у подальшому був удосконалений в роботах Н. Р. Брилінга, Е. К. Мазінга, Б. С. Стечкіна, А. С. Орліна, Д. Н. Вирубова, В. Н. Болтинського, І. М. Леніна, М. Г. Круглова й інших.

Двигуни внутрішнього згоряння зараз є головними енергетичними засобами для тракторів і автомобілів. Провідні наукові заклади та заводівиробники двигунів проводять значні дослідження для подальшого вдосконалення їх робочого процесу збільшення надійності та ресурсу і суттєвого покращення їх екологічних показників та експлуатаційних якостей.

Теорія автотракторних двигунів зараз є досить складною прикладною наукою, яка використовує методи технічної термодинаміки, газодинаміки, термохімії та інших наук.

Підготовка фахівця, здатного до подальшого розвитку цієї науки і на її базі створення нових більш удосконалених двигунів, відбувається у закладах вищої освіти конструкторського напрямку.

У закладах вищої освіти експлуатаційного напрямку відводять на підготовку з теорії двигунів значно менше часу, бо, по-перше, фахівець-

експлуатаційник за час навчання повинен вивчити багато різних машин і, по-друге, він зобов'язаний забезпечити стабільність роботи існуючих машин в експлуатації, тобто зводити до мінімуму відхилення показників машин від їх номінальних значень, а ця задача може бути вирішена при використанні спрощених математичних моделей.

У конспекті лекцій значну увагу приділено питанням раціонального використання спрощених розрахункових моделей, які можуть із достатньою точністю вирішувати експлуатаційні задачі.

ТЕМА 1 ТЕОРЕТИЧНІ ТА ДІЙСНІ ЦИКЛИ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

1.1 Цикли двигунів внутрішнього згорання

Дійсні цикли двигунів, зображені в координатах **P-V** та **P-φ** (де **P** - тиск газу в циліндрі, **V** - поточний об'єм циліндра, **φ** - кут повороту кривошипа, відлічений від ВМТ), називають індикаторними діаграмами, тому що їх можна зняти з працюючого двигуна за допомогою приладу, який зветься індикатором.

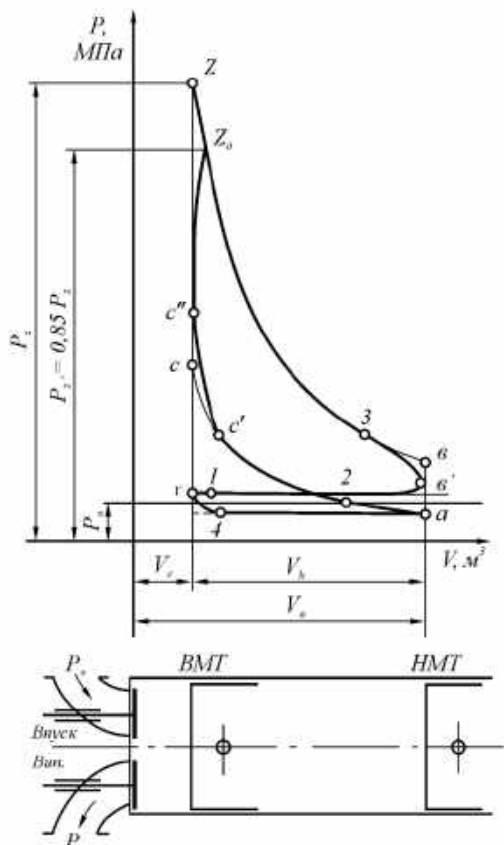


Рис. 1.1 – Індикаторна діаграма дійсного циклу чотиритактного бензинового двигуна

Індикаторну діаграму, зображену в координатах **P-φ**, називають розгорнутою індикаторною діаграмою.

На рис. 1.1 подано індикаторну діаграму дійсного циклу чотиритактного бензинового двигуна. Відношення повного об'єму циліндра **Va** до об'єму камери стиску **Vc** називають ступенем стиску ϵ , тобто:

$$\epsilon = \frac{V_a}{V_c}$$

Величина ступеня стиску в бензинових двигунах лежить у межах 7-14, а для дизелів $\epsilon = 14,5 - 18$.

Більш докладно вибір ϵ буде обґрунтований при розгляді процесу стиску.

Зважаючи, що $V_a = V_c + V_h$, де V_h - робочий об'єм циліндра, одержимо:

$$\epsilon - 1 = \frac{V_h}{V_c}$$

На діаграмі товстою лінією, яка з'єднує точки **r, a, c', c'', z, 3, в', r**, окреслено дійсний цикл двигуна.

Точка **r** - умовний момент кінця випуску; поршень знаходиться у ВМТ (верхній мертвій точці). Тиск у точці **r** завжди перевищує тиск навколишнього середовища **Po**, і тим він більший, чим вище опір випускної системи та частота обертання вала двигуна. Потрібно зазначити, що фактичний момент закінчення випуску відповідає точці **4**, оскільки випускний клапан закривається з запізненням на $10-20^\circ$. Однак кількість спрацьованого газу, який витікає з циліндра на ділянці **r-4**, досить мала через малість прохідного перерізу в клапанній щілині.

Лінія **r-a** показує процес впуску, а точка **a** - умовний кінець закінчення

впуску, коли поршень знаходиться в НМТ. У дійсності впускний клапан відчиняється з випередженням на $10-20^{\circ}$ до ВМТ - точка 1. Однак на дільниці 1-г прохідний переріз у клапанній щілині надто малий. На дільниці 1-г-4, таким чином, обидва клапани, впускний і випускний, відкриті. Тому цю дільницю називають перекриттям клапанів. Це забезпечує продувку камери згоряння та зменшення кількості залишкових газів. Однак у тракторних чотиритактних дизелях це перекриття складає $30-40^{\circ}$ та істотним чином на продувку не впливає через малість прохідних перерізів у клапанах. Наявність же фаз випередження відкриття впускного клапана та запізнення закриття випускного клапана забезпечує збільшення прохідного перерізу в клапанних щілинах при випускному та впускному ходах поршня, що сприятливо впливає на повноту газообміну.

Фактичною точкою припинення впуску виявляється точка 2, тобто впускний клапан залишається відкритим також на такті стиску на дільниці а-2, який називають запізненням закриття впускного клапана. Воно дорівнює $40-60^{\circ}$ оберту колінчастого вала. При цьому прохідний переріз у клапанній щілині ще досить великий, і тому може відбуватися на цій дільниці істотна дозарядка циліндра робочою сумішшю. Таке запізнення забезпечує великі прохідні перерізи в клапанній щілині протягом такту впуску, а отже, знижує гідравлічні втрати.

Далі при переміщенні поршня з НМТ у ВМТ. протікає такт стиску, який супроводжується підвищенням тиску та температури робочої суміші, яка складається з горючої суміші та залишкових газів (газів, що залишились у камері згоряння від попереднього циклу). Процес стиску протікає з теплообміном між робочою сумішшю та стінками циліндра та добре апроксимується політропічною залежністю.

У точці С' відбувається запалення робочої суміші (за рахунок іскри, що генерується системою запалення та виникає між електродами свічки запалення). Внаслідок розпочатого тепловиділення тиск у циліндрі зростає стрімкіше, ніж по політропі (остання пересікає лінію ВМТ у точці С). У дійсності тиск у ВМТ досягає точки С". За рахунок гарного сумішоутворення та гомогенності робочої суміші швидкість вигорання палива дуже велика. Це призводить до того, що до моменту практично повного вигорання палива поршень встигає відійти від ВМТ на незначну величину. Точка **Zg** визначає на діаграмі момент закінчення процесу згоряння.

Потім під впливом високого тиску поршень переміщується до нижньої мертвої точки - НМТ. Йде процес розширення (цей такт також називають робочим ходом). Очевидно, що процес розширення супроводжується теплообміном зі стінками циліндра та може також бути описаний політропічною залежністю, яка пересікає лінію НМТ у точці В.

Однак у дійсності, не доходячи до точки В, починає відкриватися з випередженням у $40-60^{\circ}$ повороту колінчастого вала випускний клапан - точка 3, що призводить на дільниці від цієї точки до НМТ до більш різкого падіння тиску за рахунок витікання продуктів згоряння під власним тиском крізь

випускний клапан (вільний випуск), що відкривається. У результаті у НМТ тиск знижується; на діаграмі цей стан зазначено точкою **В'**. Подальше очищення циліндра від спрацьованих газів проходить у такті випуску (примусовий випуск), коли поршень переміщується із НМТ до ВМТ - процес **В'-г**. Фаза випередження випуску **З-В'** забезпечує зниження втрат на виштовхуючий хід і спеціально підбирається при доведенні двигуна.

Як бачимо, дійсний цикл на індикаторній діаграмі зображується у формі двох умовно-замкнених кривих:

1) **ac''zg3e'a** та 2) **в'г4ав'**. Умовність замикання кривих створює відрізок **в'a**, на якому відводиться така кількість теплоти, яка дорівнює теплоті, яка передається навколишньому середовищу в результаті реального процесу газообміну.

Перша замкнена крива **ac''zg3в'a** зображує послідовність процесів, які в **P-V** діаграмі обертаються за годинниковою стрілкою, що, як відомо з термодинаміки, виявляється властивістю будь-якого теплового двигуна, а зроблена таким двигуном за цикл робота зображується площею, яку охоплює ця крива (якщо діаграма побудована в масштабі).

Друга замкнена крива **в'г4ав'** реалізується в **P-V**-діаграмі проти годинникової стрілки, а тому площа, яку вона охоплює, виражає величину

роботи, яку необхідно витратити (підвести зовні) для здійснення такої послідовності процесів. Цю роботу називають роботою насосних ходів або роботою газообміну.

На рис. 1.2 зображено індикаторну діаграму дійсного чотиритактного циклу дизеля.

Процеси, з яких формується цикл дизеля, відрізняються принципово від таких для карбюраторного двигуна тільки на ділянці горіння-розширення.

У дизелі здійснюється внутрішнє сумішоутворення, суть якого полягає у передчасному впуску та стиску в циліндрі повітря з невеликою домішкою залишкових газів і впорскуванням дизельного палива на такті стиску поблизу ВМТ, коли температура стиснутого повітря на 150-200 К перевищує температуру samozапалення палива. У результаті розпилу, випаровування та змішування палива з

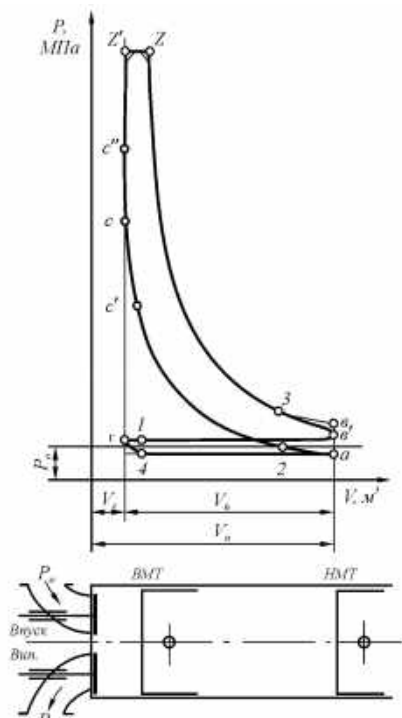


Рис. 1.2 – Індикаторна діаграма дійсного циклу чотиритактного дизеля

повітрям відбувається підготовка палива до згорання, проте якість сумішоутворення через малість відрізка часу, що відводиться для сумішоутворення, незважаючи на застосування численних заходів інтенсифікації цього процесу, не забезпечує повної гомогенізації робочої суміші. Тому в усіх дизелях згорання протікає в гетерогенній фазі, та для забезпечення повноти згорання при неоднорідному складі паливо-повітряної

суміші доводиться давати визначену кількість надлишкового повітря. Швидкість вигорання визначається в початковому періоді кінетикою хімічних реакцій, оскільки має місце велика кількість надлишкового повітря, у подальшому з часом утворення продуктів згорання, які змішуються з повітрям, швидкість обмежується дифузійними процесами.

Описаний у загальному вигляді механізм вигорання визначає форму індикаторної діаграми на ділянці горіння-розширення (рис. 1.2). У початковому періоді (ділянка $c'-z'$) тепловиділення протікає так бурхливо, що темп зростання тиску суттєво перевищує такий в карбюраторному двигуні та супроводжується ударним діянням на поршень з характерним добре чутиим стуком. Після переходу процесу на дифузійну фазу темп тепловиділення сповільнюється (ділянка $z'-z$), хоча загальна кількість виділеної в цій фазі теплоти перевершує таке для початкового періоду згорання. У результаті сповільнення процесу поршень встигає відійти від ВМТ на істотну величину. Таким чином, горіння протікає за одночасного розширення, з чим пов'язані незначні зміни тиску газу в цьому періоді теплопідводу. Точку z приймають за умовний кінець процесу згорання, хоч очевидно, що в силу дифузійного механізму вигорання незначний теплопідвод до газу продовжується й далі в процесі розширення, який прийнято враховувати при оцінці середнього показника політропи розширення $z-v$.

Розглянуті дійсні цикли досить складно математично описати, особливо на ділянках газообміну та згорання, хоча, як вище вказувалось, на сьогодні розроблені досить точні (та складні) математичні моделі.

1.2 Види термодинамічних циклів ДВЗ

Для наближеного опису циклу зазвичай наводять ряд припущень. Цикл, побудований з урахуванням припущень, що приймаються, називають теоретичним або розрахунковим.

1. Процеси газообміну супроводжуються затратою роботи, яку відносять до механічних втрат та оцінюють за дослідними даними аналогічних двигунів, а тиск на початку стиску (умовний кінець впуску) - точка a - приймають або за даними досліду, або встановлюють шляхом оцінки втрат у впускному тракті (без обліку конкретного конструктивного його виконання), або, нарешті, використовуючи відомості про коефіцієнт наповнення, які також одержують шляхом обробки даних по двигунах, аналогічних тому, що розраховуються.

2. Процес стиску $a-c$, який супроводжується складним теплообміном повітря або робочої суміші зі стінками циліндра, розглядають як політропний з середнім показником політропи.

3. Процес згорання:

а) у бензиновому двигуні (рис. 1.1) замінюють ізохорним теплопідводом $c-z$, при розрахунку параметрів точки z враховують зміну числа молів робочого тіла та залежність теплоємності останнього від складу робочого тіла та від температури. Враховують також повноту згорання у випадку використання багатих сумішей. У розрахунку, крім цього, враховують

теплообмін з стінками та часткову дисоціацію продуктів згоряння;

б) у дизельному двигуні (рис. 1.2) замінюють ізохорою $c-z'$ та ізобарою $z'-z$ та, в доповнення до перелічених факторів, враховують співвідношення в кількостях теплоти, яке підводиться по ізохорі та ізобарі шляхом введення прийнятого за дослідними даними значення ступеня підвищення тиску (співвідношення тисків P_z/P_c).

4. Процес розширення розглядається як політропний з середнім значенням показника політропи, який для карбюраторних двигунів з малим догоранням визначається за емпіричною формулою в функції частоти обертів (від якої залежить тривалість контакту газу зі стінкою, а отже, й теплообмін), а для дизелів (з великим догоранням) вибирається за дослідними даними аналогічних двигунів.

5. Параметри кінця випуску (точка r) оцінюються за дослідними даними залежно від типу двигуна та його швидкохідності.

Очевидно, що теоретичний цикл, побудований з переліченими припущеннями, буде відрізнятися за площею в $P-V$ -діаграмі від дійсного (а отже, і за величиною роботи, яка зроблена за цикл). Для переходу від даних теоретичного циклу до даних дійсного циклу вводиться поправочний коефіцієнт, що подає відношення площ дійсного та теоретичного циклів, який називають коефіцієнтом повноти діаграми ϕ . Цей коефіцієнт приймається також за дослідними даними.

На рис. 1.3 приведені теоретичні цикли бензинового та дизельного двигунів.

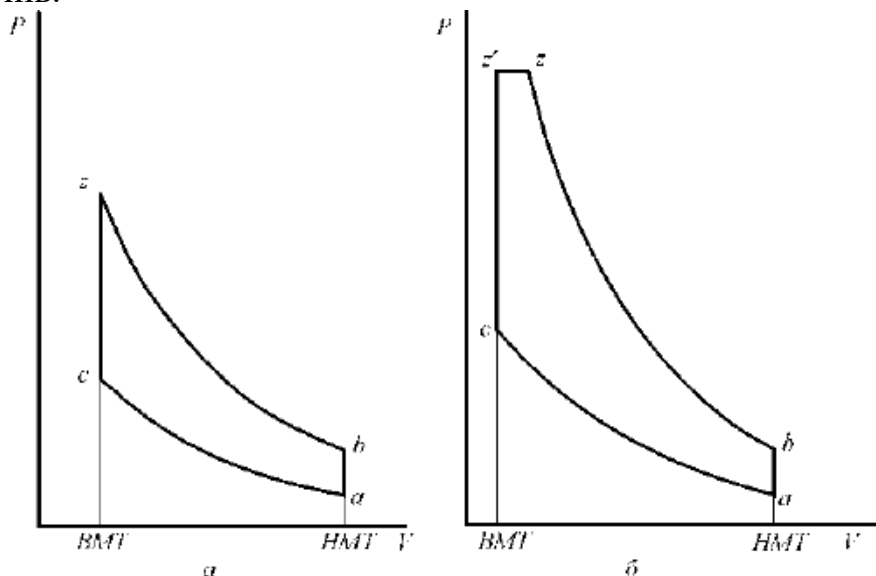


Рис. 1.3 - Теоретичні цикли бензинового двигуна (а) та дизеля (б)

1.3 Показники термодинамічних циклів

Розрахунок параметрів теоретичного циклу проводять зазвичай для номінального режиму, для чого вибирають цілий ряд параметрів на основі даних, одержаних при випробуваннях аналогічних типів двигунів (прототипів). При цьому параметри, які задають, варіюють у визначених інтервалах, що призводить до закономірних неточностей у результатах

розрахунку.

Відомостей про значення цих параметрів на неномінальних режимах для двигунів-прототипів є значно менше, що ускладнює проведення розрахунків.

Комплекс процесів, що періодично повторюються, в результаті яких відбувається перетворення теплоти на механічну роботу, зветься циклом.

При здійсненні циклу в поршневому двигуні внутрішнього згоряння протікають процеси в такій послідовності: впуск у циліндр повітря (в дизелі) або горючої суміші (в бензиновому двигуні), стиск, згоряння, розширення та випуск продуктів згоряння в навколишнє середовище.

Процеси впуску та випуску прийнято називати процесами газообміну. З термодинамічної точки зору ці процеси не є необхідними для перетворення теплоти на роботу шляхом здійснення циклу. Проте у зв'язку з організацією підводу теплоти до робочого тіла шляхом згоряння палива всередині циліндра необхідно для кожного наступного циклу замінювати продукти згоряння повітрям, необхідним для здійснення згоряння в наступному циклі.

Це заміщення продуктів згоряння повітрям здійснюється двома відомими способами:

1. Шляхом виштовхування продуктів згоряння поршнем у навколишнє середовище при відчинених випускних клапанах і потім - шляхом наповнення циліндра повітрям при усмоктувальному ході поршня та відкритих випускних клапанах. Таким чином, на процес газообміну в цьому разі витрачається 2 ходи поршня або один оберт колінчастого вала.

2. Шляхом продувки циліндра повітрям; продувка здійснюється шляхом викидання продуктів згоряння в навколишнє середовище спочатку під власним тиском, у кінці робочого ходу поршня - крізь відкриті випускні вікна або клапани та подачу в циліндр із певним запізненням попередньо стиснутого у картері двигуна повітря або робочої суміші, яка, заповнюючи циліндр, одночасно витискує з циліндра крізь все ще відкриті випускні органи продукти згоряння. подача повітря зазвичай здійснюється крізь продувочні вікна в циліндрі, які відчиняються поршнем після випускних вікон, при посуванні поблизу нижньої мертвої точки в кінці розширення (робочого ходу). Таким чином, на газообмін відводиться невелика частина ходу поршня в кінці процесу розширення і початку стиску.

Процес, що відбувається в циліндрі при переміщенні поршня від однієї мертвої точки до другої, називається тактом.

Тому двигун із першим способом здійснення газообміну називають чотиритактним, оскільки цикл складається з такту стиснення, такту згоряння - розширення та двох тактів, які витрачаються на газообмін. При цьому для здійснення циклу колінчастий вал здійснює два повних оберти.

Двигун за другим способом газообміну називають двотактним, оскільки цикл вміщує такт стиску, такт згоряння - розширення, а газообмін здійснюється на невеликих ділянках цих же тактів. При цьому колінчастий вал здійснює один повний оберт.

Через неминуче змішування частини продувочної горючої суміші з відпрацьованими газами має місце часткова втрата горючої суміші у випускну магістраль при продувці, яка знижує економічність двигуна. Ступінь очистки циліндра від продуктів згоряння в двотактному двигуні істотно поступається такій у чотиритактному двигуні, що зумовлює зменшення наповнення циліндра свіжим зарядом.

У результаті потужність двотактного двигуна, який має ті ж розміри циліндра та ту ж частоту обертання, що й чотиритактний, перевищує потужність останнього не в два рази, як можна було чекати, а в 1,4-1,6 разу.

ТЕМА 2 ПАРАМЕТРИ ПРОЦЕСІВ ДІЙСНИХ ЦИКЛІВ АВТОТРАКТОРНИХ ДВИГУНІВ

2.1 Процеси впуску і стиску

2.1.1 Процес впуску

Процес впуску, як було раніше показано (див. рис. 1.1), проводиться при переміщенні поршня із ВМТ (точка **r**) у НМТ (точка **a**). У точці **r** тиск у циліндрі завжди перевищує тиск навколишнього середовища **p_o**, оскільки в процесі примусового випуску, який відбувається перед процесом впуску, продукти згоряння виштовхуються крізь випускний клапан у випускну магістраль, яка створює опір виходу газів. Це призводить до того, що на початковій ділянці процесу впуску свіжий заряд (повітря або робоча суміш) не потрапляє в циліндр, незважаючи на те, що впускний клапан вже частково відкритий. Замість цього відбувається розширення залишкових газів і падіння їх тиску. У мить, коли вказаний тиск стає меншим **p_o**, починає поступати в циліндр свіжий заряд. Потім, у зв'язку зі зростанням швидкості поршня, збільшується надходження свіжого заряду, яке супроводжується, проте, зростанням розріджування, яке до кінця ходу впуску декілька знижується.

У зв'язку з малими абсолютними значеннями цих змін зазвичай приймають, що процес впуску протікає при постійному тиску **p_a**.

Зазвичай для двигунів без наддуву тиск **p_a < p_o**. Для двигунів з наддувом **p_k > p_a > p_o**, де **p_k** — тиск, створюваний нагнітачем.

Для опису теоретичного циклу (рис. 1.3) необхідно задати значення параметрів якої-небудь з основних точок циклу, прийнявши її за початкову, а потім визначити параметри останніх точок на основі розрахунків термодинамічних процесів.

В якості такої за початкову точку звичайно вибирають точку **a**.

Отже, досить складний процес наповнення, що формує значення тиску та температури в точці **a** залежно від конструктивних і режимних параметрів двигуна, замінюють вибором можливих величин **p_a** та **T_a**, керуючись дослідними даними для аналогічних двигунів, які варіюються у досить широких межах.

З метою зменшення можливої похибки при такій оцінці розглядають процес наповнення **r-a**, зображений на рис. 1.1 та 1.2.

При цьому попередньо оцінюють параметри точки **r**.

За даними чисельних досліджень встановлено, що тиск відпрацьованих газів у точці **r** збільшується при підвищенні швидкохідності двигуна і лежить у таких межах:

- для двигунів без наддуву (бензинових і дизельних)
- **p_r=(1,05-1,25)p_o**;
- для двигунів із наддувом

$$p_r=(1,05-1,1)p_k.$$

Температура відпрацьованих газів у точці **r** рівна:

$$\text{для дизелів } T_r=(800-900)K;$$

для бензинових двигунів $T_r=(900-1100)K$.

Тиск p_a істотним чином залежить від тиску навколишнього середовища p_0 та сумарного гідравлічного опору випускної системи.

Для бензинових двигунів:

$$p_a = (0,7 \div 0,9)p_0$$

а для дизелів без наддуву $p_a=(0,8-0,9)p_0$.

Для дизелів з наддувом $P_a \sim P_k$.

Можливо й іншим шляхом оцінити величину тиску p_a . Для цього треба попередньо розглянути два важливих коефіцієнти: коефіцієнт залишкових газів і коефіцієнт наповнення.

Коефіцієнтом наповнення називають відношення маси (або числа молів) свіжого заряду, який фактично надходить у циліндр у процесі впуску, до потенціального заряду циліндра, який визначається масою (або числом молів) повітря, яка може розміститися у робочому об'ємі циліндра V_h при параметрах повітря перед впускним клапаном.

Для двигуна без наддуву потенційний заряд визначають за параметрами навколишнього середовища p_0 і T_0 . Коефіцієнт наповнення в цьому випадку визначають з урахуванням усіх втрат у впускному такті.

Для двигуна з наддувом прийнято окремо врахувати втрати на ділянці впускного тракту від входу в повітроочисник до входу в компресор і від компресора в охолоджувач наддувочного повітря. Якщо система наддуву обладнана охолоджувачем, то параметри перед впускними клапанами відмічають підстроковим індексом s і потенційний заряд в цьому випадку визначають за параметрами P_s і T_s . Якщо в системі наддуву охолоджувача немає, то замість P_s і T_s у формулу для

підрахування потенційного заряду підставляють P_k і T_k (тиск і температуру після компресора). Для двигуна без наддуву потенційний заряд дорівнюватиме:

$$M_{\text{пов.н}} = \frac{P_0 \cdot V_h}{R \cdot T_0}, \quad (2.1)$$

Де $M_{\text{пов.н}}$ – потенційний заряд циліндра;

R – газова стала повітря; $R = 286$ Дж/(кг·К).

З урахуванням сказаного вище при наддуві у формулі (1.1) замість P_0 та T_0 слід підставити P_k та T_k , а при використанні ще охолоджувача – відповідно P_s та T_s . Коефіцієнт наповнення виражатиметься формулою:

$$\eta_v = \frac{M_{\text{пов.ф}}}{M_{\text{пов.н}}}, \quad (2.2)$$

де $M_{\text{пов.ф}}$ - фактична маса повітря, що надходить у циліндр при наповненні.

При випробуванні двигунів величину $M_{\text{пов.ф}}$ вимірюють шляхом

приєднання до впускного колектора того чи іншого вимірювального приладу (газового лічильника, діафрагми та ін.); $M_{пов.н}$ розраховують за приведеними формулами.

Одержані значення коефіцієнтів наповнення узагальнюють. Вони характеризуються наступними даними для чотиритактних двигунів:

η_v	Дизелі без наддуву	Дизелі з наддувом	Карбюраторні двигуни
	0,8-0,9	0,8-0,95	0,75-0,8

Коефіцієнтом залишкових газів називають відношення маси (або число молів) залишкових газів до фактичної маси (або числа молів) свіжого заряду

$$\gamma = \frac{M_{зг.г}}{M_{пов.н}} \quad (2.3)$$

де $M_{зг.г}$ - маса залишкових газів у точці $г$.

Виразимо масу $M_{зг.г}$ по рівнянню стану, а $M_{пов.н}$ - за формулою (2.2).

Тоді:

$$\gamma = \frac{\frac{P_r \cdot V_r}{R_r \cdot T_r}}{\eta_v \cdot M_{пов.н}}$$

де R_r - газова стала залишкових газів.

Для двигунів без наддуву:

$$\gamma = \frac{\frac{P_r \cdot V_r}{R_r \cdot T_r}}{\eta_v \frac{P_0 \cdot V_h}{R \cdot T_0}} = \frac{P_r \cdot T_0}{P_0 \cdot T_r \cdot \eta_v \cdot (\varepsilon - 1)} \quad (2.4)$$

Для двигунів із наддувом:

$$\gamma = \frac{P_r \cdot T_k}{P_k \cdot T_r \cdot \eta_{v_k} \cdot (\varepsilon - 1)} \quad (2.4a)$$

У зв'язку з малою різницею значень R_g та R , вони при виведенні формул скорочені.

Якщо прийнято за прототипом значення тиску кінця впуску P_a та за даними випробувань двигуна - прототипу відомий підігрів свіжого заряду у впускному колекторі ΔT , то коефіцієнт залишкових газів можна підрахувати за формулою (2.4б):

$$\gamma = \frac{P_r}{\varepsilon P_a - P_r} \cdot \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \quad (2.4б)$$

Для двигуна з наддувом і охолоджувачем:

$$\gamma = \frac{P_r \cdot T_s}{P_s \cdot T_r \cdot \eta_{v_s} \cdot (\varepsilon - 1)} \quad (2.4в)$$

Якщо попереду за дослідними даними для двигунів-прототипів оцінити можливе значення η_v та вибрати величину s (залежну від сорту палива та типу двигуна), то з урахуванням вищевикладеного можна підрахувати за приведеними формулами відповідні значення коефіцієнта залишкових газів.

Для різних типів чотиритактних двигунів величина γ лежить в таких межах:

γ	Дизелі без наддуву	Дизелі з наддувом	Карбюраторні двигуни
	0,03-0,06	0,02-0,06	0,06-0,08

Формулу (2.2) можна перетворити, якщо скористатися рівнянням стану і знехтувати різницею у значеннях газових сталих повітря і продуктів згоряння.

Для двигунів без наддуву:

$$\eta_v = \frac{M_{\text{пов.ф}}}{M_{\text{пов.н}}} = \frac{M_{\text{пов.а}} - M_{\text{зг.г}}}{M_{\text{пов.н}}} = \frac{\frac{P_a \cdot V_a}{R_a \cdot T_a} - \frac{P_r \cdot V_r}{R_r \cdot T_r}}{\frac{P_0 \cdot V_h}{RT_0}} = \left(\frac{\varepsilon P_a}{T_a} - \frac{P_r}{T_r} \right) \frac{T_0}{P_0 (\varepsilon - 1)} \quad (2.5)$$

Для дизеля з наддувом та для дизеля з наддувом і охолоджувачем повітря відповідні значення η_v можна підрахувати, якщо у формулі (2.5) замість P_0 і T_0 підставити P_k і T_k (у першому випадку) і P_s і T_s (у другому). Слід зазначити, що частота обертання суттєво впливає на коефіцієнт наповнення (рис. 2.1).

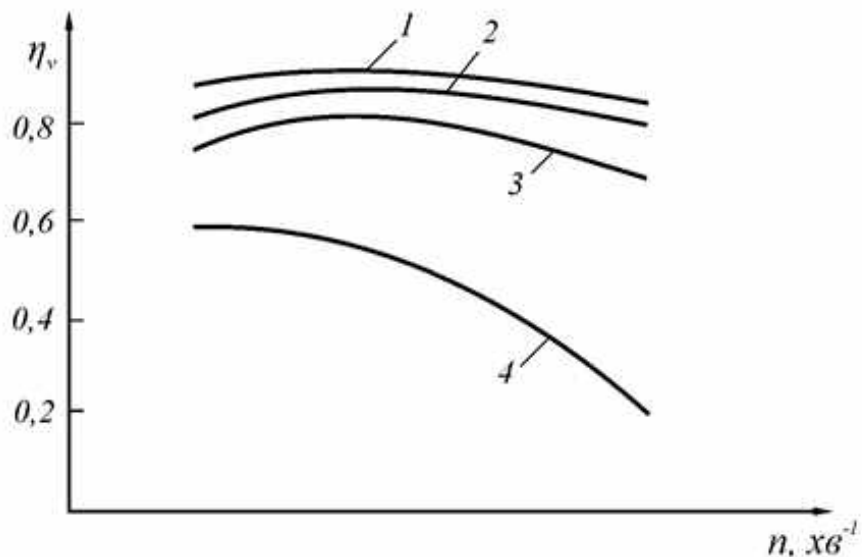


Рис. 2.1 – Вплив частоти обертання n на коефіцієнт наповнення η_v : 1 – дизель при роботі на холостому ході; 2 – дизель при повному навантаженні; 3 – карбюраторний двигун при прикритій дросельній заслінці; 4 – карбюраторний двигун при холостому ході

З підвищенням частоти обертання коефіцієнт наповнення знижується

через зростання гідравлічного опору і збільшення коефіцієнта залишкових газів, причому це зниження у бензинових двигунів з'являється більш різким внаслідок збільшеного опору впускної системи.

Особливо сильно це позначається при прикритті дросельної заслінки.

При досить низьких частотах спостерігається також зниження η_v через невідповідність швидкісного режиму вибраним фазам газорозподілу (внаслідок малості кінетичної енергії повітряного потоку у впускному колекторі та великої та незмінної фази запізнення закриття впускного клапана, підбраної для режиму більшої швидкохідності; має місце зворотний викид деякої кількості заряду у впускний колектор - дільниця **a-2** на рис. 1.1 та 1.2).

Якщо розв'язати формулу (2.5) відносно **Pa**, то одержимо:

$$P_a = \frac{T_a}{\varepsilon} \left[\frac{\eta_v \cdot P_0 (\varepsilon - 1)}{T_0} + \frac{P_r}{T_r} \right] \quad (2.6)$$

Для розрахунку величини **Pa** за формулою (1.6) необхідно попередньо визначити температуру **Ta**. Для визначення температури **Ta** можна скористатися рівнянням теплового балансу при допущенні відсутності теплообміну між зарядом, що поступає в циліндр, та його стінками. Останнє не викликає помітної похибки у зв'язку з малим перепадом температур між зарядом і стінкою та короткочасністю процесу.

Очевидно, що ентальпія свіжого заряду, що поступає при впуску в циліндр, та ентальпія залишкових газів, що залишились у циліндрі після випуску, повинні в сумі дорівнювати ентальпії в кінці впуску в точці **a**.

$$\begin{aligned} M_{\text{пов.ф}} \cdot C_p (T_0 + \Delta T) + M_{\text{з.г}} \cdot C_{p_r} \cdot T_r = \\ = (M_{\text{пов.ф}} + M_{\text{з.г}}) \cdot C_{p_a} \cdot T_a = M_{\text{см.а}} \cdot C_{p_a} \cdot T_a \end{aligned} \quad (2.7)$$

де **Cp**, **Cpr**, **Cpa** - відповідно ізобарні теплоємності свіжого заряду, залишкових газів і суміші свіжого заряду з залишковими газами;

ΔT - підігрів свіжого заряду у впускному колекторі;

Mсм.а - маса суміші свіжого заряду з залишковими газами в кінці впуску.

Нехтуючи різницею у величинах теплоємності та вирішуючи рівняння (2.7) відносно температури **Ta**, одержимо:

$$\text{Для двигунів без наддуву} \quad T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma T_r}{1 + \gamma} \quad (2.8)$$

При наддуві **T0** у формулі (1.8) слід замінити на **Tк**, а при використанні ще охолоджувача - на **Ts**.

Величина підігріву заряду **ΔT** складає:

- карбюраторні двигуни - 40-60 К;
- дизелі без наддуву - 10-25 К;
- дизелі з наддувом - 5-10 К.

Підігрів свіжого заряду у впускних колекторах карбюраторних двигунів організують спеціально для кращого випаровування бензину, що частково осідає на стінках та утворює плівку. З цією метою при компоновці двигуна впускні та випускні колектори розміщують по одній стороні блоку циліндра, а також здійснюють підігрів за допомогою рідини з системи охолодження двигуна. Виникає при цьому деяке зменшення коефіцієнта наповнення неминуче, однак для якісної організації робочого процесу перевагу віддають покращенню випаровування бензину.

Температура кінця впуску T_a варіюється в межах:

- карбюраторні двигуни - 340-380 К,
- дизелі - 310-360 К.

У дизелях з проміжним охолодженням наддувочного повітря орієнтоване зниження температури в охолоджувачі складає $\Delta T_{ox}=30-60$ К.

Звідси:

$$T_s = T_k - \Delta T_{ox}$$

У випадку застосування охолоджувачів наддувочного повітря вводять деяке коректування і у величину тиску наддувочного повітря перед впускними клапанами.

$$P_s = P_k - \Delta P_s \quad (2.9)$$

де ΔP_s - втрата тиску в охолоджувачі наддувочного повітря;

$$\Delta P_s = (0,002 \div 0,005) \text{ МПа}.$$

Оцінка величини T_s може бути проведена таким чином:

1. Оцінюють величину тиску при вході в компресор:

$$P_{ок} = P_0 - \Delta P_{ок} \quad (2.10)$$

де $\Delta P_{ок}$ - втрата тиску від входу до повітряочисника до входу в компресор; $\Delta P_{ок} = (0,002-0,005) \text{ МПа}$.

2. Визначають ступінь підвищення тиску в компресорі за заданою величиною P_k

$$\pi_k = \frac{P_k}{P_{ок}} \quad (2.11)$$

3. Розраховують показник адіабати процесу стиску в компресорі:

$$K_s = 1 + \frac{8,314}{20,1 + 1,735 \cdot 10^{-3} \cdot T_k} \quad (2.12)$$

4. Визначають температуру кінця стиску в компресорі:

$$T_k = T_0 \left(1 + \frac{\pi_k^{\frac{K_s-1}{K_s}}}{\eta_k} \right) \quad (2.13)$$

де η_k - ККД компресора; $\eta_k = 0,68-0,75$.

Обчислюють температуру повітря після охолодження:

$$T_s = T_k - E_x(T_k - T_0) \quad (2.14)$$

де E_x - коефіцієнт ефективності охолоджувача наддувочного повітря;
 $E_x=0,5 - 0,65$.

Розрахунок за формулами (2.12) та (2.13) являє собою ітераційний процес. Спочатку задають орієнтувальне значення T_k та за формулою (2.12) обчислюють K_s . Потім за формулою (1.13) знаходять величину T_k і порівнюють її з попередньо заданою. Якщо різниця $\Delta T_k = (1-2)K$, то розрахунок припиняють; інакше у формулу (2.12) вводять одержане значення T_k та розрахунок повторюють доти, доки не буде досягнута допустима розбіжність ΔT_k .

Приблизне значення температури T_k можна також визначити, якщо припустити, що стиснення в компресорі відбувається за політропою з показником $n_k = 1,4 \div 1,8$ за формулою:

$$T_k = T_0 \left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{n_k-1}{n_k}} \quad (2.14a)$$

2.1.2 Процес стиску

Процес стиску починається від точки r (рис. 1.1 та 1.2) та являє собою політропний процес зі складним характером теплообміну між газом (повітрям або робочою сумішшю) та стінками циліндра. Як вище було пояснено, за умовний початок цього процесу приймають точку a .

На початку стиску температура повітря або суміші нижче температури стінки циліндра, яка дорівнює 120.. 150 0С. Тому теплота передається від стінки до газу. Потім у зв'язку зі зростанням температури при стиску відбувається вирівнювання температур. У подальшому температура газу стає вище температури стінки та продовжує безперервно зростати. До кінця процесу стиску ця температура в карбюраторному двигуні може дістати 600-750 К, у дизелі без наддуву - 700-900 К, а в дизелі з наддувом - 1000 К. Це призводить до передачі теплоти у стінку.

Таким чином, фактично процес стиску протікає при змінному показнику політропи. Якщо ще врахувати неминучий якийсь витік газу крізь нещільність (сполуку поршень-гільза та клапани), то стає очевидним, що точний опис цього процесу являє досить складну задачу.

Зазвичай прийнято цей процес замінити деяким еквівалентним політропічним процесом із середнім показником політропи (визначеним експериментальним шляхом), при якому розрахункові параметри кінця стиску збігаються з такими в реальному процесі стиску. Для цього використовують модельні установки.

Якщо деталі, які утворюють камеру згоряння на модельній установці та в реальному двигуні, виконані з одних і тих же матеріалів та мають близькі геометричні розміри, а в системі охолодження моделі та реального двигуна

підтримується одна й та ж температура, то інтенсивність теплообміну в процесі стиску буде залежати від тривалості контакту газу зі стінкою, тобто від частоти обертання.

Професор В. Н. Петров виконав серії експериментів на моделях і встановив, що середній показник політропи стиску з допустимою точністю можна апроксимувати функцією, яка залежить тільки від частоти обертання (або кутової швидкості обертання колінчастого вала):

$$n_1 = 1,41 - \frac{100}{n} = 1,41 - \frac{10,45}{\omega} \quad (2.15)$$

де n_1 - середній показник політропи стиску;

n - частота обертання колінчастого вала двигуна, об./хв.;

ω - кутова швидкість, 1/с.

Параметри кінця стиску (точка С) зв'язані з параметрами кінця впуску (точка а) (рис. 1.1 та 1.2) рівнянням політропи:

$$\begin{aligned} p_c &= p_a \cdot \varepsilon^{n_1} \\ T_c &= T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \end{aligned} \quad (2.16)$$

де p_c , T_c - тиск і температура кінця стиску;

p_a , T_a - тиск і температура початку стиску;

ε - ступінь стиску.

З формул (2.15) та (2.16) виходить, що тиск і температура кінця стиску залежать від параметрів на початку стиску, швидкохідності та ступеня стиску.

Треба визначити, що, незважаючи на ряд допущень, зв'язаних із описом цього процесу, забезпечується досить добре наближення розрахункового опису процесу до фактично здійснюваного на двигуні.

Вибір ступеня стиску істотним чином впливає не тільки на параметри кінця стиску, але й на інші важливі показники двигуна.

З термодинаміки відомо, що підвищення ступеня стиску забезпечує збільшення ККД ідеального циклу двигуна. Аналогічно це збільшення виявляється і на ККД теоретичного та дійсного циклів. Останні зростають зі зростанням ε .

Тому при створенні двигунів завжди прагнуть до збільшення ступеня стиску ε .

У карбюраторних двигунах можливість підвищення ε обмежена явищем детонації - аномального горіння, при якому різко знижуються усі показники двигуна та яке не можна допускати в умовах експлуатації.

У зв'язку з випуском промисловістю декількох марок бензину з різною антидетонаційною стійкістю в карбюраторних двигунах, розрахованих на використання різних бензинів, застосовують різні ступені стиску $\varepsilon = 7-9$.

У дизельних двигунах явище детонації не виникає, а тому можна застосовувати значно більш високі ступені стиску. Це необхідно, в першу чергу, для досягнення високих температур у кінці такту стиску для забезпечення надійного запалення впорскуваного палива.

Однак слід ураховувати, що зі зростанням ϵ зростають газові навантаження на деталі двигуна, що примушує виконувати їх більш масивними, а це, своєю чергою, призводить до зростання сил інерції. Збільшені навантаження на пари тертя призводить до зростання механічних втрат. Водночас ККД теоретичного циклу при великих ступенях стику і при подальшому зростанні останніх зростає слабко, а це призводить до того, що ефективний ККД двигуна, який враховує механічні втрати, починає падати через більш суттєвий вплив механічних втрат. Тим самим встановлюється розумна межа збільшення ступеня стику.

Нижня межа ступеня стику обмежена пусковими якостями двигуна.

У результаті в дизелях ступені стику варіюються в межах $\epsilon = 14,5-18$.

Треба також мати на увазі, що в дизелях з наддувом приходиться приймати значення ступенів стику поблизу нижньої межі через необхідність обмеження максимальних тисків циклу.

У дизелях малорозмірних із вихровими камерами згоряння з метою покращення пускових якостей часто підвищують ступінь стику до значень $\epsilon = 23$.

Значення параметрів кінця стику:

	P_c , МПа	T_c , К
Карбюраторні двигуни	0,9-1,5	600-750
Дизелі	3,0-5,5	700-1000

2. 2 Процес згорання

2.2.1 Згоряння в дизельному двигуні

У процесі згоряння різних вуглеводневих палив має місце приблизно однакове тепловиділення, тобто різне за фізичними властивостями паливо (бензини, газойлі, дизельні та ін.) має приблизно однакові значення нижчої теплотворної здатності. Дещо меншу має альтернативне паливо. Це пояснюється тим, що, незважаючи на істотні відмінності хімічного складу вуглеводнів, які входять до цього палива, елементарний склад різного палива відрізняється незначно. А згідно з законом Гесса тепловий ефект хімічної реакції визначається елементарним складом палива.

Автомобільні бензини містять в 1 кг приблизно $g_c=0,85$ кг вуглецю та $g_H=0,15$ кг водню, а дизельні палива $g_c=0,856$ кг вуглецю, $g_H=0,134$ кг водню та $g_o=0,01$ кг кисню. Теплотворна здатність бензину $Q_H \sim 43000$ кДж/кг, а дизельного палива $Q_H \sim 42500$ кДж/кг.

Теоретично необхідну кількість кисню для згоряння 1 кг палива можна розрахувати, розглянувши реакції окислення вуглецю та водню, з яких легко визначається число кіломолив кисню, необхідне для згоряння, та число кіломолив продуктів згорання.

$$K_{\text{пов.о}} = \frac{1}{0,21} \left(\frac{g_c}{12} + \frac{g_H}{4} + \frac{g_o}{32} \right) \frac{\text{кмоль повітря}}{\text{кг палива}} \quad (2.17)$$

Оскільки елементарні складові відрізняються незначно, то й теоретично необхідні кількості повітря для згоряння 1 кг палива приблизно однакові.

Однак дійсні кількості повітря, необхідні для ефективної роботи двигуна, істотно відрізняються. Це пояснюється умовами сумішоутворення.

У карбюраторних двигунах з зовнішнім сумішоутворенням створюються добрі умови для змішування парів бензину та повітря, яке починається ще поза двигуном (в карбюраторі) та продовжується у впускному колекторі та в циліндрі протягом тактів впуску та стиску. Це призводить до гомогенізації суміші, коли виникають оптимальні умови для окислення палива киснем повітря.

У цьому разі, очевидно, повне згоряння палива може бути забезпечене при теоретичному складі робочої суміші, який визначається формулою (2.17).

У дизельних двигунах, у яких спалюється важке дизельне паливо, здійснюється внутрішнє сумішоутворення. У них поступає при впуску в циліндр свіже повітря, яке потім стискується на такті стиску, а паливо впорскується в циліндр форсункою поблизу ВМТ та незабаром вслід за тим запалюється від сильно розігрітого від стиску повітря. Очевидно, що часу для сумішоутворення тут відводиться край мало. Це призводить до того, що, незважаючи на всі вжиті при конструюванні камер згоряння заходи, суміш виходить гетерогенною із збагаченням складу в одних місцях камери при одночасному збідненні в інших. За таких умов добитися відносно повного вигорання палива можливо лише при надлишку кількості повітря в камері згоряння порівняно з теоретично необхідним.

Відношення дійсної кількості повітря до теоретично необхідного називають коефіцієнтом надлишку повітря α . Звідси:

$$K_{\text{пов.о}}^* = \alpha K_{\text{пов.о}}, \quad (2.18)$$

де $K_{\text{пов.о}}$ - дійсна кількість повітря, яка подається на 1 кг палива.

Зі сказаного вище вибір при розрахунку величини α істотно залежить від організації процесу сумішоутворення. У карбюраторних двигунах найбільша швидкість згоряння дістається при декілька збагачених паливних сумішах, тобто при $\alpha < 1$.

У цьому разі досягається найбільша потужність двигуна, тому що процес згоряння завершується поблизу ВМТ і площа індикаторної діаграми виявляється найбільшою. При цьому $\alpha = 0,8-0,9$. Однак через неповноту згоряння економічність двигуна знижується. Найбільша економічність має місце при $\alpha = 1-1,1$.

При сильному збідненні $\alpha > 1,3$ та сильному збагаченні $\alpha < 0,6$ швидкість згоряння різко падає і при деякому розширенні названих меж горіння зовсім припиняється, що зв'язане з механізмом розвитку процесу згоряння в цьому типі двигунів.

У дизелях, як вказувалось, $\alpha > 1$ та залежно від виду камери згоряння мають місце такі значення α :

- дизелі з розділеними камерами згоряння $\alpha = 1,35-1,45$;
- дизелі з нерозділеними камерами згоряння $\alpha = 1,5-1,75$;

-дизелі з наддувом $\alpha = 1,75-2$.

Число кіломолив продуктів згоряння залежить від складу суміші:

$$\begin{aligned} \text{при } \alpha \geq 1 \quad K_{\text{зг}} &= K_{\text{пов.}} + \frac{g_{\text{H}}}{4} + \frac{g_{\text{O}}}{32} \\ \text{при } \alpha < 1 \quad K_{\text{зг}} &= K_{\text{пов.}} + \frac{g_{\text{H}}}{4} + \frac{g_{\text{O}}}{32} + 0,21K_{\text{пов.о}}(1-\alpha) \end{aligned} \quad (2.19)$$

Із зіставлення формул виходить, що при $\alpha < 1$ має місце збільшення числа кіломолив порівняно з бідними сумішами.

Для оцінки зміни числа кіломолив у процесі згоряння вводять у розрахунок:

$$\text{- теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни } \beta_0 = \frac{K_{\text{зг}}}{K_{\text{пов.}}} \quad (2.20)$$

$$\text{- дійсний коефіцієнт молекулярної зміни } \beta = \frac{K_{\text{зг}} + K_{\text{зг.г}}}{K_{\text{пов.}} + K_{\text{зг.г}}} = \frac{\beta_0 + \gamma}{1 + \gamma} \quad (2.20a)$$

де $K_{\text{зг.г}}$ - число кіломолив залишкових газів.

Остання формула враховує присутність залишкових газів як у свіжому заряді, так і в продуктах згоряння.

Для розрахунку процесу згоряння необхідно мати ще формули для визначення теплоємностей. При цьому слід враховувати залежність останніх як від складу газу, так і від його температури.

Середню кіломольну теплоємність повітря в процесі при $V = \text{const}$ в інтервалі температур від 0 до T_c можна визначити за формулою:

$$\mu C_{v_m}^c = 20,1 + 1,735 \cdot 10^{-4} \cdot T_c \quad (2.21)$$

Для продуктів згоряння теплоємність повинна залежати також від складу робочої суміші (тобто від α).

Середню кіломольну теплоємність продуктів згоряння в процесі при $p = \text{const}$ в інтервалі температур від 0 до T_z (де T_z - температура наприкінці згоряння), значення якої необхідне для розрахунку дизеля, може бути визначено за формулою:

$$\mu C_{p_m}^z = 28,314 + \frac{0,92}{\alpha} + \left(\frac{13,8}{\alpha} + 15,45 \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z \quad (2.22)$$

Для розрахунку карбюраторного двигуна визначають середню кіломольну теплоємність продуктів згоряння в процесі при $V = \text{const}$ в інтервалі температур від 0 до T_z за формулою:

$$\mu C_{v_m}^z = 18,4 + 2,59\alpha + (13,87 \cdot \alpha + 15,4) \cdot 10^{-4} \cdot T_z \quad (2.23)$$

При спалюванні багатих сумішей ($\alpha < 1$) неминує виникати неповнота згоряння палива через нестачу кисню. Тому виникає і збиток теплоти від хімічної неповноти згоряння, який можна підрахувати:

$$\Delta Q = 61500(1 - \alpha) \text{ кДж/кг} \quad (2.24)$$

Звідси кожний кг палива може виділити тільки $(Q_n - \Delta Q)$ кДж теплоти.

2.2.2 Процес згоряння в карбюраторних двигунах

При розгляді процесу згоряння необхідно врахувати, в першу чергу, особливості процесу сумішоутворення. В карбюраторних двигунах згоряють гомогенні суміші, тобто такі, в яких має місце рівномірне за об'ємом змішування парів палива і повітря.

Відомо, що при здійсненні екзотермічної реакції перетворення енергії паливо-повітряної суміші на енергію продуктів згоряння необхідно для ініціювання реакції надати початковим продуктам додаткову енергію, яка потім у ході реакції повертається, яка називається енергією активації. Цю енергію в карбюраторному двигуні надає іскра, яка виникає між електродами свічки запалення. Для виникнення реакції необхідно, щоб енергія молекул реагуючих речовин дістала певної величини.

Очевидно, що чим вище температура реагуючих речовин, тим вище буде швидкість реакції внаслідок збільшення числа молекул з енергіями, які перевищують енергію активації.

У реакцію можуть вступати молекули реагентів при поглинанні ними різного виду енергії, в результаті чого вони перетворюються в активні центри реакції.

У результаті хімічних перетворень в зоні свічки після подачі іскри формується осередок полум'я протягом деякого часу, який називається періодом індукції. В цьому осередку утворюються активні центри реакції (вільні радикали), які відіграють роль початкових центрів для наступного розвитку реакції. В результаті реакція самоприскорюється та зростає швидкість тепловиділення. Коли тепловиділення перевищить тепловідвід, починається зростання температури суміші, яке приводить до саморозгону реакції та запалення суміші. Після запалення йде розвиток процесу горіння шляхом розповсюдження фронту полум'я. Процес посування фронту полум'я по камері проходить зі швидкістю 20-30 м/с та завершується підходом полум'я до зон камери, найбільш віддалених від свічки запалення.

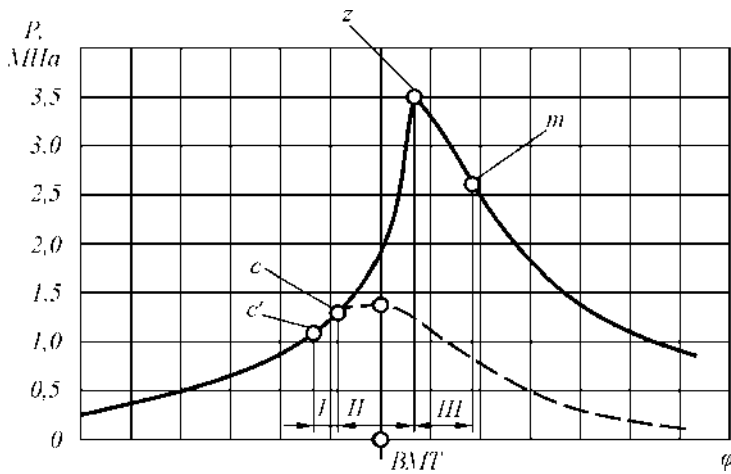


Рис. 2.2 - Фази згоряння в бензиновому двигуні:
 I - період індукції; II - фаза швидкого згоряння;
 III - фаза догоряння

На рис. 2.2 подано розгорнену індикаторну діаграму карбюраторного двигуна на ділянці горіння. На цій же діаграмі нанесено криву тиску-розширення (пунктирна лінія), одержану шляхом відключення запалення в тому циліндрі, в якому встановлено давач для запису індикаторної діаграми. Максимум цієї кривої добре збігається з ВМТ. На індикаторну діаграму за допомогою спеціального давача наноситься позначка подачі іскри - точка С'.

Наявність періоду індукції та визначеної тривалості вигорання суміші, що визначається розмірами камери та швидкістю посування фронту полум'я, приводить до необхідності подачі іскри з випередженням відносно верхньої мертвої точки (ВМТ) на $20-25^{\circ}$ повороту колінчастого вала з тим, щоб зона найбільш активного вигорання палива опинилась в районі ВМТ, коли, як відомо з термодинаміки, спостерігається найбільша ефективність використання теплоти (підвищується потужність та економічність). Це супроводжується й найбільшим приростом тиску при згорянні.

Як видно з поданої діаграми, на деякому інтервалі кутів повороту (С'-С) криві, записані при подачі іскри та при виключенні іскри, збігаються, що свідчить про відсутність тепловиділення, хоча в районі свічки передполум'яні реакції відбуваються. Цей період I й називають періодом індукції.

У точці С тепловідвод за рахунок самоприскорення реакції перевищує тепловтрати - відбувається саморозгін реакції і виникаючий фронт полум'я переміщується від свічки, залучаючи послідовно в горіння з тепловиділенням всю робочу суміш. У результаті тиск і температура різко зростають. Цю фазу називають фазою швидкого згоряння II.

У III фазі, розташованій на початковій ділянці процесу розширення, догоряє невелика кількість палива.

Тривалість згоряння залежить від багатьох факторів: сорту палива, ступеня стиску, величини турбулізації заряду, температури деталей, енергії іскри, кута випередження запалення та ін.

Виникнення догоряння, незважаючи на гомогенність суміші, викликається в карбюраторному двигуні частковою дисоціацією невеликої кількості продуктів згоряння внаслідок високої температури згоряння. У процесі розширення температура знижується, і виникають умови для догоряння продуктів, утворених раніше в результаті дисоціації. У зв'язку з тим, що при цьому теплота виділяється не у ВМТ, ефективність її використання знижується.

Описаний механізм вигорання палива характерний для нормального процесу. Важливим показником процесу згорання виявляється жорсткість процесу, яка оцінюється швидкістю приросту тиску в циліндрі у II фазі процесу згорання та рівній

$$\frac{\Delta p}{\Delta \phi} = 0,2 - 0,3 \text{ МПа / градо.к.в.}$$

Відхилення швидкості згорання від номінальної як в сторону зменшення, так і в сторону збільшення може привести до порушень у роботі двигуна.

За малої швидкості (наприклад, при збіднених сумішах при $\alpha > 1$) горіння може розтягуватись на весь робочий хід та продовжуватись протягом всього такту випуску; при цьому може навіть запалюватись суміш, яка поступає в кінці випуску крізь впускний клапан, що відчиняється з випередженням (точка 1 на рис. 1.1). У результаті полум'я проникає у впускний трубопровід і викликає так званий «хлопок» у карбюраторі.

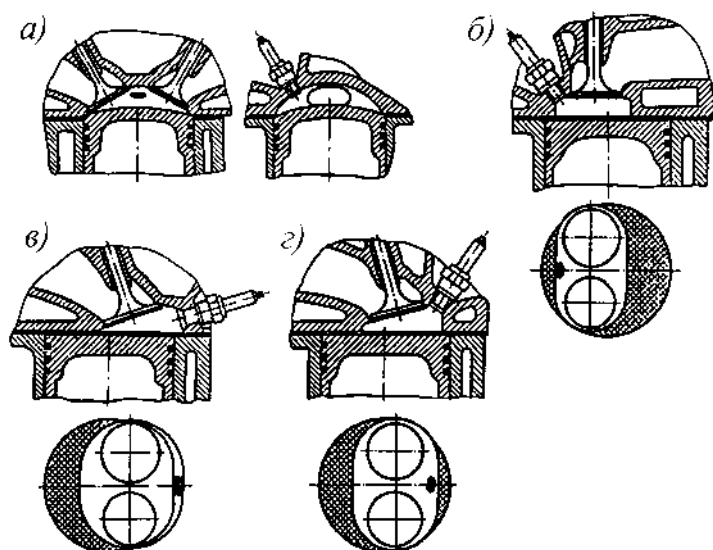


Рис. 2.3 - Схеми деяких типів камер згорання карбюраторних двигунів:

а - півсферична; б - плоскоовальна; в - клинова; г - півклинова

За великої швидкості може відбуватися надмірне підвищення температури в зоні камери згорання, найбільш віддаленій від свічки, в результаті чого може виникнути samozapалення частини суміші до підходу фронту полум'я, яке називається детонацією.

При цьому різко знижуються всі показники двигуна.

Варіанти виконання камер згорання в карбюраторних двигунах зображені на рис. 2.3.

При великому збідненні та великому збагаченні суміші горіння зовсім припиняється; цьому відповідає інтервал $1,35 < \alpha < 0,55$. Тобто в карбюраторному двигуні мають місце відносно вузькі межі горючості бензино-повітряних сумішей.

Одним із шляхів розширення цих меж у сторону збіднених сумішей виявляється застосування пошарового сумішоутворення зі збагаченням складу в районі свічки та істотним збідненням в зоні, віддаленій від свічки. Розробка двигунів з пошаровим сумішоутворенням являє складну науково-технічну задачу. На процес згорання в карбюраторному двигуні впливає комплекс факторів.

2.3 Процеси розширення і випуску

2.3.1 Процес розширення

Процес розширення інакше називають робочим ходом, оскільки гази, які розширюються, виконують роботу. У цьому процесі продукти згоряння беруть участь у складному теплообміні зі стінками циліндра, при чому втрати теплоти в стінки істотно перевищують втрати теплоти в такті стиску через значно більш високу температуру газів.

Великий вплив на протікання процесу розширення має догоряння. Особливо велике воно в дизелях внаслідок дифузійного характеру згоряння в заключній його фазі. При цьому догоряння може відбуватися на значній ділянці процесу розширення, а інколи й протягом усього процесу. Крім тепловтрат, через тепловіддачу в стінки та теплопідвод від догоряння на протікання процесу розширення впливає витікання газу крізь нещільність поршневих кілець, яке відбувається на характері змін тиску в тому ж напрямі, що й тепловтрати.

Інакше кажучи, через тепловтрати та витік тиск прагне сильніше падати при розширенні, а через догоряння - слабше.

У балансі впливу трьох перелічених факторів у дизелях велику роль має догоряння.

Дійсний процес розширення можна зобразити (за аналогією з процесом стиску) як політропний процес, що протікає при деякому середньому значенні показника політропи. Останній вибирається таким чином, щоб параметри кінця розширення в теоретичному процесі збігалися з такими ж у дійсному У зв'язку з залежністю догоряння від багатьох факторів величину середнього показника політропи n_2 вибирають, орієнтуючись на показники двигуна-прототипу.

Для дизелів $n_2 = 1,18 \div 1,28$.

У карбюраторних двигунах, які працюють без детонації, догоряння незначне.

Як було показано вище, у цих двигунах через високу якість сумішоутворення забезпечуються повнота та швидкість вигорання палива.

Однак температура в процесі згоряння досягає дуже великих значень ($2500 \div 2850$)К, що призводить до дисоціації деякої кількості продуктів згоряння (CO_2 та H_2O) на вихідні компоненти (CO , H_2 , O_2) з вбиранням теплоти. Під час розширення, яке супроводжується зниженням температури, ці компоненти знову вступають в хімічну реакцію з виділенням теплоти, однак останнє проходить на відстані від ВМТ, а тому малоефективне.

Загалом дисоціація мало позначається на величині середнього показника політропи розширення. Тому величина останнього визначається теплообміном та витіканням газу. При незмінних температурі в системі охолодження та конструктивних матеріалах, з яких виготовлені деталі двигунів, ці два фактори залежать від часу, тобто від швидкохідності двигуна.

За даними, одержаними проф. В. А. Петровим, величина середнього показника політропи розширення для карбюраторного двигуна добре апроксимується такою емпіричною залежністю:

$$n_2 = 1,23 + \frac{130}{n} = 1,23 + \frac{13,6}{\omega}, \quad (2.25)$$

де n та ω - відповідно частота та кутова швидкість обертання колінчастого вала.

Під час детонації в короткі відрізки часу температура в циліндрі карбюраторного двигуна може досягати 4000 К й вище. При цьому трапляється глибока дисоціація продуктів згоряння з утворенням вуглецю С у вигляді сажі, що й визначає колір випускних газів при детонації. Однак детонація являє собою аномальний вид згоряння, інколи виникаючий при перевантаженнях і знижених частотах обертання.

Важливо врахувати, що величина середнього показника політропи розширення n_2 залежить від коефіцієнта використання теплоти ξ . При малих значеннях ξ має місце велике догорання, а останнє приводить до зменшення величини n_2 .

Параметри кінця розширення - P_B та T_B (точка **в**) зв'язані з параметрами кінця згоряння - P_z та T_z (точка **z**) (рис. 1.1 та 1.2) рівнянням політропи.

$$P_B = \frac{P_z}{\left(\frac{V_B}{V_z}\right)^{n_2}}; \quad T_B = \frac{T_z}{\left(\frac{V_B}{V_z}\right)^{n_2-1}} \quad (2.26)$$

У карбюраторному двигуні $V_z = V_c$, а $V_B = V_a$. Тому $\frac{V_B}{V_z} = \frac{V_a}{V_c} \varepsilon$.

Звідси з (1.35) одержимо:

$$P_B = \frac{P_z}{\varepsilon^{n_2}}; \quad T_B = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} \quad (2.27)$$

У дизельному двигуні $V_z = pV_c$ (1.28). Тому:

$$\frac{V_B}{V_z} = \frac{V_B}{\rho V_c} = \frac{V_a}{\rho V_c} = \frac{\varepsilon}{\rho} = \delta \quad (2.28)$$

Відношення $\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$ називається ступенем наступного розширення (інколи просто ступенем розширення). Звідси із (2.26) для дизеля одержимо:

$$P_B = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}; \quad T_B = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \quad (2.29)$$

Значення параметрів кінця розширення

	P_B , МПа	T_B , К
Карбюраторні двигуни	0,35-0,5	1200-1700

У дизелів температура T_b менша, ніж у карбюраторних двигунів, у зв'язку з більш низькими значеннями температури T_z та більшими величинами ступеня розширення.

2.3.2 Процес випуску

Процес випуску повинен забезпечувати можливо найповнішу очистку циліндра від продуктів згоряння - спрацьованих газів, причому при найменшій витраті роботи. Тому випускний клапан зазвичай починають відкривати зі значним випередженням відносно моменту приходу поршня до НМТ при робочому ході (точка 3 на рис. 1.1 та 1.2).

У момент початку відкриття випускного клапана тиск у циліндрі в 3-4 рази перевищує тиск навколишнього середовища. Тому витікання відбувається зі швидкістю звука (600-700 м/с). По мірі зменшення кількості газу в циліндрі зменшується його тиск і в визначений момент (при тиску в циліндрі $\sim 0,2$ МПа) швидкість переходить у дозвукову (стає нижче критичної). Зазвичай це відбувається поблизу НМТ. До цього моменту випускний клапан встигає відкритись приблизно наполовину. Подальший процес випуску відбувається шляхом витіснення продуктів згоряння, що залишилися у циліндрі, поршнем при його переміщенні від НМТ до ВМТ.

Ділянка випуску від початку відкриття випускного клапана до НМТ називається вільним випуском, оскільки газ витікає під власним тиском. При цьому із циліндра видаляються 60-70 % спрацьованих газів. Ділянка випуску, яка здійснюється виштовхуванням газів, що залишилися, поршнем, називається примусовим випуском.

Попереднє відчинення випускного клапана призводить до деякої втрати роботи наприкінці розширення (що визначається площею $Z_{вв'}$ на рис. 2.1 та 1.2), однак за рахунок цього тиск у циліндрі (точка в') знижується до величини, рівної приблизно $\frac{p_0 + p_{в'}}{2}$. Це забезпечує зменшення протитиску випуску газів на ділянці примусового випуску, тобто економію роботи. Очевидно, момент початку випуску (точка 3) належить підбирати так, щоб сумарна втрата роботи за цикл була мінімальною.

Величина випередження відкриття випускного клапана складає 40-60° повороту колінчастого вала.

У результаті розрахунку процесу розширення визначають тиск і температуру умовного закінчення процесу розширення p_b та T_b .

Задану на початку розрахунку температуру T_r можна перевірити за формулою:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} \quad (2.30)$$

При розходженні більш 8 % треба розрахунок повторити, попередньо скоректувавши значення T_r , яке задається на початку розрахунку.

ТЕМА 3 ІНДИКАТОРНІ ПОКАЗНИКИ ДІЙСНОГО ЦИКЛУ

3.1 Параметри, що характеризують роботу двигуна

Індикаторні показники - це показники, які відносяться до процесів, що протікають всередині циліндра двигуна. До них відносяться: середній індикаторний тиск P_i , індикаторна потужність N_i , індикаторний ККД η_i , індикаторна питома витрата палива g_i .

Середній індикаторний тиск P_i - це умовний постійний тиск, який за один хід поршня здійснює роботу, рівну роботі газів за один дійсний цикл (за відрахуванням роботи на насосні ходи) (див. рис. 1.1 та 1.2).

При розгляді теоретичного циклу (див. рис. 1.3) вводять поняття теоретичного середнього індикаторного тиску P_i' , який за один хід поршня виконує роботу, рівну роботі газів за один теоретичний цикл L_i' .

Оскільки за один хід поршня відбувається зміна об'єму газу, який знаходиться в циліндрі, на величину V_h , то величину роботи (при постійному тиску) можна виразити формулою:

$$L_i' = p_i' \cdot V_h \quad (3.1)$$

Очевидно, в **P-V** діаграмі цю роботу можна подати у формі прямокутника. Площа цього прямокутника повинна бути рівною площі **aczva** - у карбюраторному двигуні або площі **acz'zva** - в дизелі (рис. 1.3).

З формули (3.1) виходить:

$$P_i' = \frac{L_i'}{V_h} \quad (3.1a)$$

Тому середній індикаторний тиск можна визначити також як питому роботу, тобто відношення роботи за цикл до робочого об'єму циліндра. Якщо у формулу (2.1 а) підставити величину L_i' , яку можна підрахувати методами термодинаміки як для циклу з ізохоричним підвидом теплоти, так і для циклу із змішаним підводом теплоти (частково при $V = \text{const}$, частково при $P = \text{const}$), то одержимо рівняння для визначення P_i' , виражені через параметри циклу.

Для теоретичного циклу бензинового двигуна:

$$P_i' = \frac{P_c}{\epsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (3.2)$$

Для теоретичного циклу дизельного двигуна:

$$P_i' = \frac{P_c}{\epsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (3.3)$$

У зв'язку з тим, що форма дійсного циклу (рис. 1.1 та 1.2) відрізняється від форми теоретичного циклу (рис. 1.3) наявністю ряду округлень в дійсному циклі, їх площі трохи відрізняються. Встановлено, що можлива різниця в площах лежить у межах 3-7 %.

Відношення площі дійсного циклу до площі теоретичного циклу називають коефіцієнтом повноти діаграми (або коефіцієнтом округлення) ϕ . Очевидно:

$$\phi = \frac{L_i}{L'_i}, \quad (3.4)$$

де L'_i та L_i - відповідно роботи за І цикл у теоретичному та дійсному циклах, виміряних їх площами в **P-V**-діаграмі;

ϕ - коефіцієнт повноти діаграми: ($\phi = 0,93-0,97$).

З урахуванням формули (2.1а) одержимо:

$$P_i = \phi \cdot P'_i \quad (3.5)$$

Таким чином, здійснюється перехід від параметрів теоретичного циклу до дійсного.

Робота дійсного циклу виражається формулою, аналогічною (3.1).

$$L_i = P_i \cdot V_h \quad (3.6)$$

Індикаторна потужність N_i являє собою індикаторну роботу, виконану газами за 1 с.

Якщо двигун розвиває n об/хв, то робота за хвилину двигуна, який має i штук циліндрів, буде рівна:

$L_{i_{хв}} = L_i \cdot n \cdot i$ - у двотактному двигуні;

$L_{i_{хв}} = L_i \cdot \frac{n}{2} \cdot i$ - у чотиритактному двигуні.

Якщо ввести позначення тактності для двотактного двигуна $\tau = 2$ та для чотиритактного $\tau = 4$, то будемо мати загальну формулу для:

$$L_{i_{хв}} = L_i \cdot \frac{n}{\tau/2} \cdot i$$

Звідси одержимо з урахуванням (3.1), (3.4) та (3.5):

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_h \cdot n \cdot i}{30\tau} = \frac{P_i \cdot V_h \cdot \omega \cdot i}{\pi \cdot \tau} \quad [\text{кВт}], \quad (3.7)$$

де P_i в кПа, V_h в м³, n в об/хв, ω в 1/с.

Індикаторний ККД η_i - це відношення індикаторної роботи до енергії, яка міститься у витраченому для її одержання паливі:

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot V_h}{Q_H}, \quad (3.8)$$

де V_h - сумарний робочий об'єм, який у цьому випадку доводиться на 1 кг витраченого палива.

З рівняння стану відповідно для точки С (див. рис. 1.3):

$$P_c V_c = 8,314 (K_{пов} + K_{зг.г}) \cdot T_c$$

Враховуючи, що $\frac{V_h}{V_c} = \epsilon - 1$, одержимо

$$V_h = V_c(\varepsilon - 1) = \frac{8,314 \cdot K_{пов} (1 + \gamma) \cdot T_c \cdot (\varepsilon - 1)}{P_c}$$

Отже:

$$\eta_i = 8,314 \frac{K_{пов} (1 + \gamma) \cdot T_c \cdot (\varepsilon - 1) \cdot P_i}{P_c \cdot Q_H} \quad (3.9)$$

Питома індикаторна витрата палива g_i - це витрата палива для одержання індикаторної роботи в 1 кВт-год. Оскільки для цієї мети витрачається g_i кг палива, то, кількість теплоти, витраченої при цьому, рівна $g_i \cdot Q_H$ кДж.

Таким чином, відношення теплоти, еквівалентної 1 кВтт, до величини $g_i \cdot Q_H$ є друге означення індикаторного ККД – η_i :

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \cdot Q_H}, \quad (3.10)$$

де 3600 -тепловий еквівалент 1-] кіловат-години, кДж. Звідси одержуємо:

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_H}, \quad (3.11)$$

Таблиця 3.1- Індикаторні показники двигунів

Тип двигуна	γ	P_i , МПа	η_i	g_i кг/кВт^Г)
Карбюраторний двигун	0,95-0,97	0,8-1,2	0,28-0,39	0,230-0,290
Дизель без наддуву	0,93-0,95	0,75-1,05	0,40-0,50	0,170-0,210
Дизель з наддувом	0,93-0,95	До 2,5	0,42-0,53	0,160-0,200
Газовий двигун	0,95-0,97	0,7-0,8	0,26-0,34	(10,5-14) МДж/(кВт^Год)

ТЕМА 4 ЕФЕКТИВНІ ПОКАЗНИКИ ДІЙСНОГО ЦИКЛУ

4.1 Середній ефективний тиск

Показники двигуна, віднесені до колінчастого вала, тобто до вала, з якого передається потужність споживачу, називають ефективними (від слова «ефект»). До них відносяться: середній ефективний тиск p_e , ефективна потужність N_e , ефективний ККД η_e , ефективна питома витрата палива g_e .

Рівень ефективних показників нижче відповідного рівня індикаторних у зв'язку з наявністю втрат у механізмах двигуна.

Потужність, яка витрачається на подолання механічних втрат, складається з втрат на тертя, втрат на газообмін і втрат на привід допоміжних агрегатів.

$$N_{MB} = N_T + N_{\Gamma} + N_{\Pi} \quad (4.1)$$

Детальний опис всіх складових механічних втрат являє досить складну задачу. У спрощених методах розрахунків для її оцінки використовують емпіричні формули. Потужність механічних втрат (як і ефективну потужність) можна подати у формі, аналогічній виразу (2.1), тобто:

$$N_{MB} = \frac{P_{MB} \cdot V_h \cdot n \cdot i}{30\tau} = \frac{P_{MB} \cdot V_h \cdot \omega \cdot i}{\pi\tau} \quad [\text{кВт}] \quad (4.2)$$

Звідси величину p_{MB} можна назвати умовним постійним тиском, який за один хід поршня виконує роботу, рівну роботі, яка витрачається на подолання механічних втрат за один робочий цикл.

$$L_{MB} = p_{MB} \cdot V_h \quad (4.3)$$

Середній тиск механічних втрат визначають експериментально та зображують для різних моделей двигунів у вигляді залежностей:

$$P_{MB} = P_{MD} + P_{NB}, \quad (4.4)$$

де p_{MD} — середній тиск, що визначається втратами на тертя та втратами на привід допоміжних агрегатів;

p_{NB} — середній тиск насосних втрат.

Як виходить з рис. 1.1 та 1.2, з достатньою точністю можна записати:

$$P_{NB} = P_r - P_a \quad (4.5)$$

Середній тиск p_{MD} згідно з багатьма дослідженнями, можна підрахувати за формулами:

$$P_{MD} = a + vw_{\Pi} \quad \text{або} \quad P_{MD} = a + vw_{\Pi} + cw_{\Pi}^2 \quad (4.6)$$

де a , v , c - постійні коефіцієнти;

w_{Π} - середня швидкість поршня, м/с.

$$w_{\Pi} = \frac{S \cdot n}{30}, \quad (4.7)$$

де S - хід поршня, м;

n - частота обертів колінчастого вала, об/хв.

наприклад, з урахуванням (4.7) та (4.6) для тракторних дизелів можна застосувати формулу:

$$P_{MD} = 0,09 + 0,0004 \cdot S \cdot n \quad [\text{МПа}] \quad (4.8)$$

Середній ефективний тиск p_e - за аналогією з середнім індикаторним тиском визначається як умовний постійний тиск, який за один хід поршня виконує роботу, рівну роботі, одержаній на колінчастому валу за один робочий цикл.

Ефективна робота за один робочий цикл виражається формулою:

$$L_e = p_e \cdot V_h \quad (4.9)$$

Із зіставленням (4.9) з (4.3) та (4.3) виходить:

$$p_e = p_i - p_{MB} \quad (4.10)$$

Зв'язок між середнім ефективним і середнім індикаторним тиском встановлюють також по їх відношенню, яке називають механічним ККД.

$$\eta_M = \frac{p_e}{p_i} \quad (4.11)$$

4.2 Ефективна потужність

Ефективна потужність - це потужність, яка знімається з колінчастого вала.

Очевидно, ефективну потужність можна виразити формулою:

$$N_e = N_i - N_{MB} \quad (4.12)$$

З другого боку, на основі визначення поняття середнього ефективного тиску ефективну потужність (за аналогією з індикаторною) можна визначити за формулою:

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot n \cdot i}{30\tau} = \frac{p_e \cdot V_h \cdot \omega \cdot i}{\pi\tau}, \quad [\text{кВт}] \quad (4.13)$$

де p_e - в кПа, V_h - в м^3 , n в - об/хв, ω - в 1/с.

Для чотиритактних двигунів при підстановці p_e не в кПа, а в МПа формула (2.24) записується так:

$$N_e = 6,548 \cdot p_e \cdot D^2 S \cdot n_n \cdot i \quad (4.13a)$$

Із зіставленням (4.13), (4.2) та (4.11) одержимо:

$$N_e = N_i \cdot \eta_M \quad (4.14)$$

4.3 Ефективний к. к. д.

Ефективний ККД η_e являє відношення роботи, одержаної на колінчастому валу, до енергії, яка міститься у витраченому паливі.

$$\eta_e = \frac{p_e \cdot V_h}{Q_H}, \quad (4.15)$$

де V_h - сумарний робочий об'єм, який приходить на 1 кг витраченого палива.

З зіставлення (4.15) и (4.17) виходить:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (4.16)$$

4.4 Питома ефективна витрата палива

Питома ефективна витрата палива g_e - це витрата палива на одержання ефективної роботи в 1 кВтт.

За аналогією з (4.1) одержимо:

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_H} \quad (4.17)$$

А з урахуванням (4.15), (4.16) та (4.1) будемо мати:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} \quad (4.18)$$

Таблиця 4.2 - Ефективні показники двигунів

Тип двигуна	η_m	P_e , МПа	η_e	g_e кг/(кВтт)
Карбюраторні двигуни	0,7-0,85	0,6-0,95	0,25-0,32	0,325-0,260
Дизелі без наддуву	0,7-0,82	0,55-0,85	0,33-0,40	0,255-0,210
Дизелі з наддувом	0,8-0,92	0,7-2,2	0,35-0,42	0,200-0,240
Газові двигуни	0,7-0,8	0,5-0,75	0,23-0,30	14-17 МДж/(кВтт)

4.5 Енергетичне рівняння потужності

Для подання ефективної потужності в явному виді через параметри, які визначають її, використовують, окрім формули 2.24, так зване енергетичне рівняння. Воно обґрунтоване на визначенні частки енергії палива, яка переходить в роботу; тому й називається енергетичним.

Оскільки на згоряння 1 кг палива витрачається $\alpha K_{пов.о}$ кіломолив повітря та виділяється при цьому Q_H теплоти, то, враховуючи, що 1 кіломоль повітря має масу 29 кг, одержуємо теплотворну здібність 1 кг робочої суміші:

$$\frac{Q_H}{29 \cdot \alpha K_{пов.о}} = \frac{Q_H}{\alpha M_{пов.о}}$$

де $K_{пов.о}$ – теоретично необхідна маса повітря в кіломолях для згоряння 1 кг палива, а $M_{пов.о}$ – визначено в кг на 1 кг палива.

При наповненні циліндра до нього надходить маса повітря $V_h \cdot \rho_v$, де ρ_v – густина в кг/м³.

У двигуні без наддуву ρ_v визначають за параметрами навколишнього середовища, а в двигуні з наддувом – за параметрами перед впускними клапанами.

Оскільки в секунду у кожний циліндр надходить маса повітря $V_h \cdot \eta_v \cdot \rho_v$ $30t_n$, то в багатоциліндровому двигуні, який містить i штук циліндрів, за цей час надходить маса повітря в i разів більша, а відповідна кількість теплоти палива дорівнюватиме:

$$\frac{Q_H}{\alpha M_{\text{пов.о}}} V_h \cdot \eta_v \cdot \rho_v \cdot \frac{n}{30\tau} \cdot i$$

Із введеної в секунду теплоти в індикаторну потужність перетворюється:

$$\frac{Q_H}{\alpha M_{\text{пов.о}}} V_h \cdot \eta_v \cdot \rho_v \cdot \frac{n}{30\tau} \cdot i \cdot \eta_i$$

Звідси одержимо з урахуванням (4.14)

$$N_c = \frac{Q_H}{M_{\text{пов.о}}} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot V_h \cdot \frac{n}{30\tau} \cdot i \cdot \eta_v \cdot \rho_v \eta_m \quad (4.19)$$

Це і є енергетичне рівняння потужності. Величина $Q/M_{\text{пов.о}}$ для всіх вуглеводневих палив, які одержані з нафти, коливається в незначних межах.

Величина η_i/α в карбюраторних двигунах у діапазоні $\alpha = 0,6-1,1$ змінюється в межах 10 % та досягає максимуму при $\alpha \gg 0,90$. Тому при цьому коефіцієнті надлишку повітря одержується максимальна потужність, а суміш з $\alpha=0,8+0,9$ на- зивають збагаченою.

У дизельних двигунах, що працюють при $\alpha \gg 1$, величина η_i/α зі зменшенням α істотно зростає.

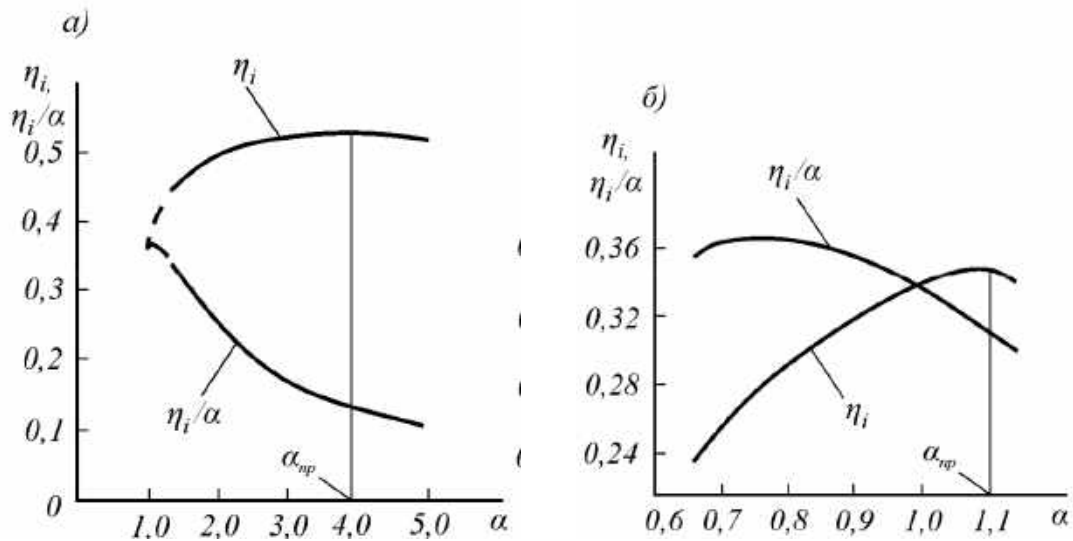


Рис. 4.1 – Залежності η_i та η_i/α від коефіцієнта надлишку повітря
а – для дизеля; б – бензинового двигуна

Тому зменшення α – це головний засіб збільшення потужності дизеля, однак при $\alpha < 1,4-1,5$ темп зростання η_i/α різко знижується за рахунок швидкого падіння η_i внаслідок недосконалості сумішоутворення та згоряння при малому надлишку повітря. Цією межею зазвичай обмежують форсування дизелів за рахунок збагачення суміші (рис. 4.1).

З формули (4.19) з наявністю виходить, що збільшення V_h , i , η_v , ρ_v та η_m приводить до підвищення потужності двигуна.

Формально потужність пропорційна частоті n та обернено пропорційна тактності τ . Однак вплив цих параметрів на потужність є більш складним через те, що інші параметри (η_v , η_m , η_i) також залежать від n та τ .

Зі зростанням n знижуються η_v та η_m , що приводить до менш істотного збільшення потужності, ніж це виходить з формули (2.30). Знижується при великих n також η_i . У дизелях підвищення n зв'язане з погіршенням робочого процесу та істотним зниженням η_i , що приводить до обмежування максимальної частоти обертання в автотракторних дизелях величинами $n = 2000-2600$ об/хв. У дизелях основним засобом форсування за потужністю виявляється збільшення густини повітря перед впускними клапанами – ρ_v , що досягається застосуванням газотурбінного наддуву.

У двотактних двигунах внаслідок значного (порівняно з чотиритактними) погіршення газообміну та, як наслідок, зниження η_v потужність двигуна (при однакових розмірах і швидкохідності) не в 2 рази перевищує потужність чотиритактного двигуна, а тільки в 1,4-1,6 рази.

ТЕМА 5 ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОТРАКТОРНИХ ДВИГУНІВ

5.1. Класифікація характеристик

Робота автотракторних двигунів протікає при взаємно незалежній зміні потужності і частоті обертання. На будь-якому зі швидкісних режимів роботи двигуна навантаження може бути зовсім відсутнім (режим холостого ходу) або змінюватись від любого часткового до максимального значення.

Характеристики двигунів – це залежності показників двигуна (ефективної потужності, економічності та ін.) від одного з впливаючих факторів при збереженні інших впливаючих факторів незмінними. Порядок знімання характеристик визначається за ГОСТ 18509-80 і ГОСТ 14846-86.

Розрахунковим шляхом побудувати характеристики при використанні вивченого вище методу розрахунку неможливо. Як було показано, є змога визначити з відомим наближенням параметри номінального режиму.

Тому на практиці характеристики двигунів визначають експериментальним шляхом. Статистична обробка цих характеристик дозволила запропонувати метод приблизної побудови характеристик, який використовують при виконанні тягового розрахунку трактора і автомобіля (побудови тягової характеристики трактора і динамічної характеристики автомобіля). Відповідні емпіричні формули включають номінальні показники двигуна, які встановлені при виконанні теплового розрахунку, та співмножники, які враховують відносні зміни навантаження і частоти обертання порівняно з номінальними.

Для експериментального визначення характеристик використовують спеціальні гальмівні стенди, за допомогою яких завантажують двигун, причому ступінь завантаження може змінюватись у широких межах між повною її відсутністю до величин, які перебільшують максимальні можливості двигуна.

Дослідні стенди, таким чином, складаються з гальмівного пристрою, який має обертальну частину – ротор, з'єднаний за допомогою муфти з двигуном, що випробується, і статор, у якому ротор обертається у підшипниках. Статор, своєю чергою, теж встановлений у підшипниках співвісно ротору. Підшипники статора змонтовані у кронштейнах на фундаменті, що дає змогу статору повертатися навколо своєї осі.

За наявності взаємодії між ротором і статором останній при обертанні ротора (тобто також вала двигуна) прагне повертатись у тому ж напрямі, що й ротор. Якщо загальмувати статор, приклавши до нього момент, то рівний момент зворотного напрямку буде діяти на ротор, а через нього на двигун. Величина цього моменту буде залежати від взаємодії між ротором і статором. Керуванням цією взаємодією можливо змінювати зовнішнє навантаження на двигун, величину якого можливо вимірювати по гальмівному моменту, який діє на статор.

Для цього до статора закріплюють важіль, так зване плече, що своїм кінцем навантажує той чи інший ваговий пристрій для вимірювання сили. Добуток сили, що показує останній на довжину плеча (від осі статора до місця

передачі сили), і є гальмівний момент, який показує ступінь зовнішнього навантаження двигуна.

Добуток цього моменту на кутову швидкість обертання вала, яку можна підрахувати через вимірювання частоти обертання за допомогою тахометра, дає величину ефективної потужності двигуна, а величина гальмівного моменту дорівнює крутному моменту двигуна.

Дослідні стенди відрізняються один від одного характером взаємодії між ротором і статором.

У деяких стендах використовують сухе або рідинне тертя для цієї взаємодії.

Досить широке використання одержали гідравлічні стенди, у яких гальмівний момент регулюється за допомогою зміни рівня води в статорі. Найбільше розповсюдження одержали різні електричні стенди, у яких має місце електромагнітна взаємодія між ротором і статором і яку легко змінювати регулюванням струму.

Незалежно від того, який використовують гальмівний стенд, спосіб обчислення потужності однаковий.

Для визначення витрати палива використовують ваговий та об'ємний методи, у яких вимірюють час витрати відомої кількості палива і за цими даними підраховують годинну витрату палива.

Дослідні стенди можуть доповнюватись різними допоміжними пристроями, наприклад, лічильниками для вимірювання витрати повітря, тиску на впуску та випуску, продуктивності систем обслуговування двигуна тощо.

Більш докладнішу інформацію про будову стендів для випробування двигунів можна знайти у відповідних книгах.

Перед розгляданням характеристик необхідно дати пояснення і позначення основних термінів, які використовують у стандартах на методи випробувань двигунів (ГОСТ 25033-81).

Номинальна потужність N_e (коротке формулювання було дане раніше). N_e – це ефективна потужність, яку призначає підприємство-виробник двигуна. Її повинен розвивати двигун при номінальній частоті обертання, повній подачі палива, нормальних атмосферних умовах, температурі і густині палива. Для її визначення на випробувальний стенд дизель встановлюють без вентилятора, повітроочисника, випускної труби і нейтралізатора відпрацьованих газів, а також без обладнання, яке поглинає потужність, яка не йде на його обслуговування.

Експлуатаційна потужність N_e – потужність за повної комплектації дизеля, за винятком обладнання, яке поглинає потужність, але не обслуговує двигун.

Номинальна частота обертання n_n – частота обертання колінчастого вала дизеля, за якої підприємством-виробником призначаються номінальна та експлуатаційна потужності.

Терміни та їх розшифровка для бензинових двигунів подані у ГОСТ 14846- 81. Вони доповнюються поняттями мінімальної і максимальної частот обертання та частоти, відповідної максимальному крутному моменту.

Серед багатьох відомих характеристик обмежимось лише тими, які використовують при аналізі роботи автотракторних двигунів. Характеристики останніх можна розділити на два види: регульовальні й експлуатаційні.

Регульовальні характеристики знімають з метою установалення або перевірки на двигунах оптимальних регулювань паливоподаючих систем і систем запалення. З теорії відомо, що для кожного двигуна слід забезпечити найвигідніший склад паливо-повітряної суміші і її згоряння в районі ВМТ.

Експлуатаційні характеристики дозволяють оцінити роботу двигуна на різних навантажувальних і швидкісних режимах.

1). Основними регульовальними характеристиками є:

а) Для бензинового двигуна:

1. Характеристика по витраті палива (або складу паливо-повітряної суміші).

2. Характеристика по куту випередження запалення.

б) Для дизеля:

1. Характеристика по витраті палива.

2. Характеристика по моменту подачі палива.

2) Експлуатаційними характеристиками є:

1. Навантажувальні характеристики.

2. Швидкісні характеристики.

В інших галузях техніки, де використовують двигуни внутрішнього згоряння, знімають інші експлуатаційні характеристики: тепловозні, гвинтові й ін.

Дизельні двигуни тракторів і автомобілів оснащують регуляторами паливоподачі прямої дії, які необхідні як для отримання стійкої експлуатаційної характеристики, так і для наближення форми характеристики до навантажувальної.

Бензинові двигуни для тракторів теж обладнують регуляторами, незважаючи на те, що їх експлуатаційні характеристики є стійкими, також з метою наближення форми характеристики до навантажувальної.

Регулятори, як на дизелях, так і на бензинових двигунах, які використовують на тракторах, дозволяють звільнити тракториста від керування двигуном для зосередження уваги на роботі машин і знарядь.

Експлуатаційні характеристики двигунів, які обладнані регуляторами паливоподачі, називають регуляторними.

Головними показниками, які підлягають визначенню при випробуванні двигуна, є: ефективна потужність, крутний момент, годинна та питома витрати палива, частота обертання, середній ефективний тиск і деякі інші, про які вище вказувалось.

Крутний момент визначають за допомогою балансирних гальмівних стендів:

$$M = P_T \cdot l \quad (5.1)$$

де M – крутний момент, Н.м;
 P_T – зусилля на кінці плеча гальма, Н;
 l – довжина плеча гальма, м.

Ефективна потужність визначається таким чином:

$$N_e = M \cdot \omega \cdot 10^{-3} = M \cdot \frac{\pi n}{30} \cdot 10^{-3} = 0,1046 \cdot 10^{-3} M \cdot n, \quad (5.2)$$

де N_e – ефективна потужність, кВт;
 ω – кутова швидкість, 1/с;
 n – частота обертання колінчастого вала, об/хв.

Годинну і питому витрати палива підраховують так:

$$M_{п.г.} = 3,6 \frac{\Delta M_{п.г.}}{\tau} \quad (5.3)$$

$$g_e = \frac{M_{п.г.}}{N_e}, \quad (5.4)$$

де $M_{п.г.}$ – годинна витрата палива, кг/год;
 $\Delta M_{п.г.}$ – маса палива в грамах, яка витрачена за одне випробування;
 τ – час у секундах, за який витрачено $\Delta M_{п.г.}$ грам палива;
 g_e – питома витрата палива, кг/(кВт.г).

$$p_e = 12,56 \cdot 10^{-3} \frac{M}{V_h \cdot i}, \quad (5.5)$$

де p_e – середній ефективний тиск, кПа;
 V_h – робочий об'єм одного циліндра, м³;
 i – кількість циліндрів.

Докладний опис техніки проведення випробувань викладено в практикумах по автотракторних двигунах.

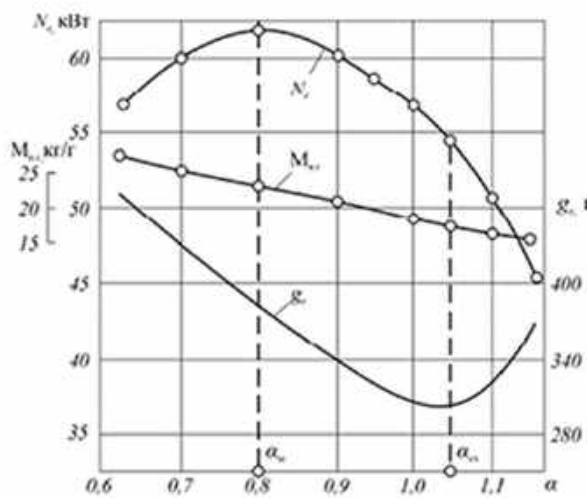
5.2 Регулювальні характеристики бензинового двигуна

5.2.1 Характеристика за витратою палива (або за складом паливо-повітряної суміші)

Характеристика за витратою палива являє собою залежність ефективної потужності N_e , питомої витрати палива g_e та інших показників від годинної витрати палива $M_{п.г.}$ (або від коефіцієнта надлишку повітря α) при сталій частоті обертання і найвигіднішому для цієї частоти куті випередження запалення Θ на нормально прогрітому двигуні (температура охолоджуючої води $t_v = 80 \div 90$ 0С).

Якщо двигун тракторний, то характеристику знімають при номінальній частоті; для автомобільного двигуна зазвичай приймають частоту, яка дорівнює приблизно 2/3 від номінальної. Вибір частот визначається найбільшим часом роботи двигуна на відповідних частотах.

Для тракторного бензинового двигуна характеристику знімають при повністю відкритій дросельній заслінці, для автомобільного бензинового двигуна – на експлуатаційному режимі, при якому має місце часткове відкриття заслінки (приблизно на 75 %). При цих режимах визначають оптимальну витрату палива, за якою установлюють розміри головного жиклера карбюратора. Розміри інших жиклерів визначають на основі найвигіднішої характеристики карбюратора, яка являє собою залежність потрібної годинної витрати палива (або коефіцієнта надлишку повітря) від розрідження у дифузорі карбюратора, яку одержують при випробуванні двигуна. При зніманні на гальмівному стенді регульовальної характеристики дросельну заслінку карбюратора установлюють у фіксоване положення, пропускну здатність головного жиклера змінюють або за допомогою голки



головного жиклера, якщо вона у конструкції карбюратора є, або шляхом заміни жиклерів. Вимогливу частоту обертання підтримують зміною навантаження. На рис. 5.1 наведено регульовальну характеристику бензинового двигуна за витратою палива. Бачимо, що режим максимальної потужності має місце при збагаченій суміші ($\alpha=0,8 \div 0,9$), а максимальна економічність – при збідненій суміші ($\alpha=1,05 \div 1,1$).

Рис. 5.1 - Регульовальна характеристика карбюраторного двигуна за складом суміші

Вказана незбіжність екстремумів пояснюється тим, що:

1. При збагачених сумішах підвищується швидкість згоряння, підвищується коефіцієнт молекулярної зміни β , та підвищується наповнення циліндра, головним чином внаслідок зниження температури заряду при випаровуванні більшої його маси;

2. При збідненій суміші збільшується коефіцієнт використання теплоти ξ і кількість двохатомних газів у продуктах згоряння, які мають меншу теплоємність, а тому зменшуються втрати теплоти з випускними газами.

Перше призводить до збільшення потужності, друге – до збільшення економічності.

З приведенного виходить, що оптимальна витрата палива (а отже, і склад суміші) має знаходитись в інтервалі режимів між максимальною потужністю і максимальною економічністю.

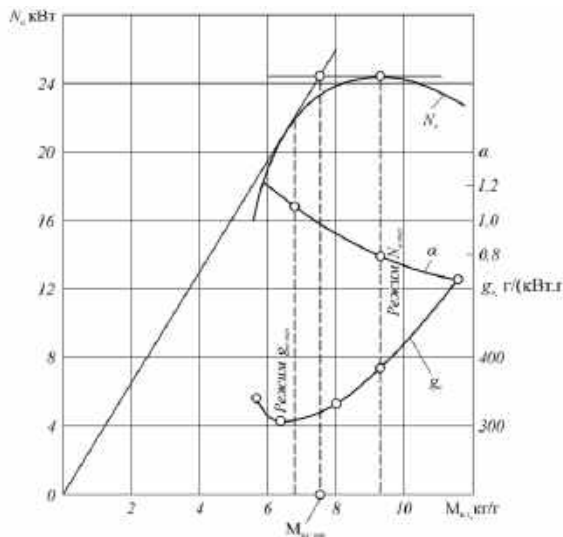


Рис. 5.2 – Графічне визначення оптимального регулювання карбюратора способом двох дотичних

Розумним є компромісний режим. Для пошуку оптимальної витрати палива рекомендують скористатись методом двох дотичних (рис. 6.2): дотичної до кривої потужності, яку слід провести від початку координат, і дотичної до кривої потужності в точці її максимуму, паралельної осі абсцис. Точка перетинання дотичних визначає оптимальну витрату палива, $M_{п.опт}$, за якою підбирають головний жиклер карбюратора.

5.2.2 Характеристика по куту випередження запалення

Характеристика по куту випередження запалення являє собою залежність ефективної потужності, економічності й інших параметрів від кута випередження запалення при незмінній частоті обертання і постійному відкритті дросельної заслінки карбюратора.

Зазвичай основну характеристику знімають при номінальній частоті і повному відкритті дросельної заслінки. Крім основної, знімають характеристики при різних частотах і положеннях дросельної заслінки. Це дає можливість визначити (або перевірити) необхідну характеристику зміни кута випередження зі зміною частоти (що регулюється на двигунах за допомогою відцентрових регуляторів кута випередження запалення) та зі зміною навантаження, що здійснюється при зміні положення дросельної заслінки (що регулюється на двигунах за допомогою вакуум-коректора кута випередження запалення).

При зніманні характеристики установлюють фіксоване положення дросельної заслінки при якомусь куті випередження запалення і за допомогою регулювання гальма навантажують двигун таким чином, щоб він розвивав задану частоту обертання. Після реєстрації усіх величин, необхідних для розрахунку ефективної потужності, годинної та питомої витрат палива, змінюють кут випередження запалення. Це приводить до якоїсь зміни частоти. Далі, за допомогою зміни навантаження, знову відновлюють задану частоту і вимірюють всі необхідні для розрахунку величини тощо.

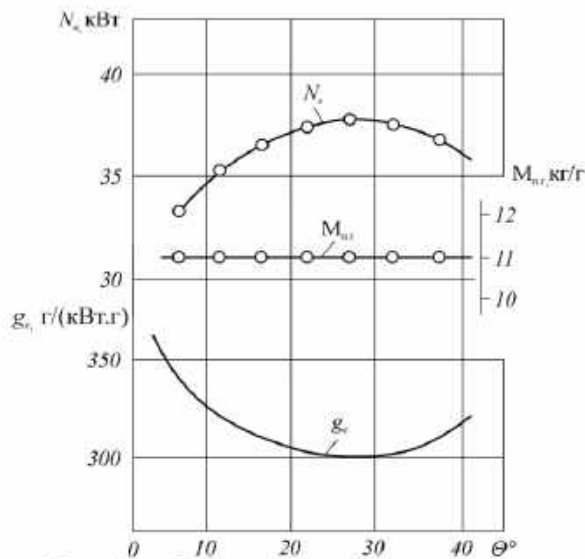


Рис. 5.3 – Регулювальна характеристика бензинового двигуна по куту випередження запалення

На рис. 5.3 надано регулювальну характеристику по куту випередження запалення. Максимальна ефективна потужність і мінімальна питома витрата палива досягається при одному і тому ж куті випередження запалення.

При більш ранньому запаленні $\Theta_{\text{зап.}} > \Theta_{\text{зап.окт.}}$ виникає збільшення від'ємної роботи стиску, а тому показники двигуна погіршуються. При малих кутах випередження запалення $\Theta_{\text{зап.}} < \Theta_{\text{зап.окт.}}$ процес згоряння переноситься на лінію розширення.

Це призводить до збільшення втрати теплоти в охолоджуюче середовище і з відпрацьованими газами, а отже, до зниження η_i .

При зніманні характеристики слід використовувати паливо, при якому не буде спостерігатись детонація при великих кутах випередження запалення.

При збільшенні частоти обертання і при зниженні навантаження найвигідніший кут випередження запалення збільшуватиметься.

5.3 Регулювальні характеристики дизеля

5.3.1 Характеристика за витратою палива

Характеристика за витратою палива Характеристика за витратою палива являє собою залежність ефективної потужності, питомої витрати палива й інших величин від годинної витрати палива (або складу суміші, що оцінюється коефіцієнтом надлишку повітря α) при незмінній частоті обертання.

У дизелі потужність при незмінній частоті обертання колінчастого вала регулюють зміною кількості палива, яке подає паливний насос високого тиску через форсунки. Тому регулювальна характеристика за складом суміші дизеля збігається з його навантажувальною характеристикою, і її можна будувати у функції N_e або p_e .

Метою знімання регулювальної характеристики, яку подано на рис. 6.4а у функції витрати палива, а на рис. 6.4б – у функції потужності, є встановлення (або перевірка) максимальної величини подачі палива насосом, яка визначається положенням упору рейки паливного насоса.

При зніманні характеристики відключають регулятор, а рейку переміщують у різні положення, починаючи з малої подачі, за якої двигун працює стало, кожний раз відновлюючи номінальну частоту шляхом зміни навантаження. Окрім звичайно змінних величин (показника ваги гальма, частоти обертання, часу витрати заданої маси палива, температур води й

оливи, кількості та параметрів повітря на впуску), при зніманні цієї характеристики вимірюють димність вихлопу.

При якомусь положенні рейки дизель починає димити. Подальше збільшення подачі палива призводить до посилення димлення. При визначеній подачі та вельми сильному димленні досягається режим граничної потужності **Немаж.можл.** На цьому режимі дизель не може довгий час працювати. Тому величину максимальної подачі палива доводиться обмежувати шляхом встановлення упору рейки, тобто встановлювати дещо меншу потужність.

Цей раціональний режим має місце, коли відношення $\frac{g_e}{N_e}$ досягає мінімуму, тобто $\frac{g_e}{N_e} = \min$.

Для визначення цього мінімуму візьмемо похідну з цього відношення і прирівняємо її нулю.

$$\left(\frac{g_e}{N_e}\right)' = \frac{N_e dg_e - g_e dN_e}{N_e^2} = 0;$$

$$N_e dg_e - g_e dN_e = 0; \quad \frac{dg_e}{dN_e} = \frac{g_e}{N_e}$$

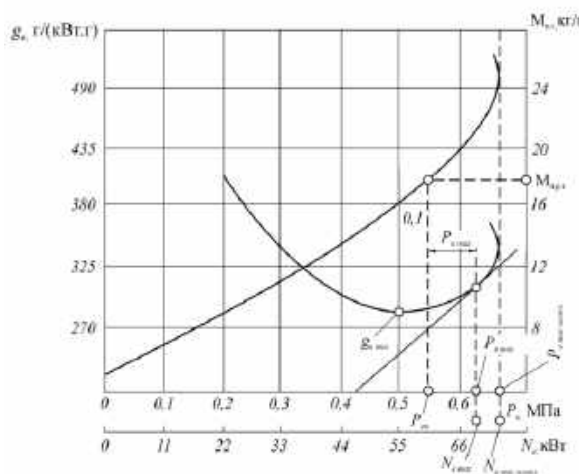


Рис. 5.4 – Регульовальна характеристика дизеля за витратою палива

При регулюванні дизеля зазвичай приймають декілька зменшене значення витрати палива, яке відповідає досягненню меншої потужності N_e (а також p_e) на 10 % і приймають її за номінальну.

При цьому годинна витрата палива дорівнює $M_{п.р.г.}$. На цю витрату палива і встановлюють обмежувач (упор) хода рейки паливного насоса.

Описаний спосіб регулювання використовують на підприємствах, які виготовляють і ремонтують дизелі.

5.3.2 Характеристика по куту випередження подачі палива

Характеристика по куту випередження подачі палива являє собою залежність ефективної потужності, годинної та питомої витрат палива й інших показників від кута випередження подачі палива при сталій частоті обертання колінчастого вала і незмінному положенні рейки паливного насоса.

Таким чином, мінімум $\frac{g_e}{N_e}$ буде мати місце в точці на характеристиці, яку подано а на рис. 5.4, в якій дотична до кривої $g_e = f(N_e)$ проходить через початок координат. При цьому положенні упору рейки дизель може економічно працювати без обмеження часу, але з димленням. Потужність на цьому режимі називають максимальною $N_{e\max}$.

Основну характеристику знімають при номінальній частоті та подачі насоса.

Установочні кути випередження на більшості двигунів змінюють за допомогою регулювальної муфти приводу паливного насоса високого тиску. Стала частота підтримується за допомогою гальма.

Регулювальну характеристику подано на рис. 5.5.

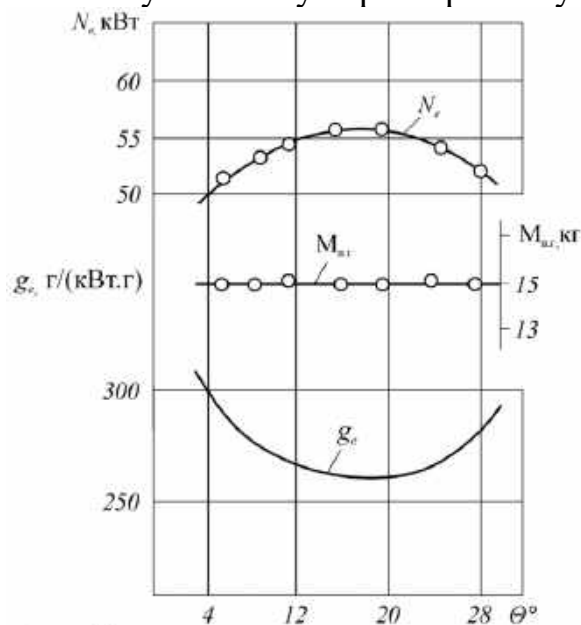


Рис. 5.5 – Регулювальна характеристика дизеля по куту випередження подачі палива

Як виходить з поданого графіка, максимум ефективної потужності і мінімум питомої витрати палива мають місце при однаковому куті випередження подачі.

Наявність екстремумів пояснюється тим, що при малих кутах випередження подачі частина палива надходить до циліндра після ВМТ. Процес згоряння переноситься на лінію розширення, що призводить до негативних наслідків, про що йшлося раніше.

При ранньому впорскуванні (великому куту випередження подачі палива) збільшується період затримки запалення, згоряння

супроводжується різким підвищенням тиску і жорсткості, зростанням механічних втрат і зниженням індикаторного ККД.

5.4 Експлуатаційні характеристики двигунів

5.4.1 Навантажувальні характеристики бензинового двигуна і дизеля

Навантажувальні характеристики бензинового двигуна і дизеля Навантажувальні характеристики являють собою залежності годинної та питомої витрат палива та інших показників від навантаження двигуна при сталій частоті обертання колінчастого вала.

Під навантаженням розуміють гальмівний момент, який передається зовні на колінчастий вал. Що стосується транспортного засобу, то гальмівний момент передається від рушії через трансмісію на вал двигуна. Оскільки опір дороги, який передається на рушій, в різних транспортних умовах змінюється, то для зберігання постійної швидкості руху необхідно залежно від величини навантаження змінювати подачу палива.

При рівноважному режимі гальмівний момент завжди дорівнює крутному моменту двигуна, який визначається при випробуваннях за формулою (5.1). Очевидно, для конкретного двигуна, який має певне значення $(V_h \cdot \zeta_i)$, мірою навантаження може слугувати середній ефективний тиск. Якщо характеристика знімається при сталій частоті обертання колінчастого вала, мірою навантаження може бути також ефективна потужність.

Навантажувальну характеристику знімають при оптимальному куті випередження запалення – у бензиновому двигуні і при оптимальному куті випередження подачі палива – у дизелі (рис. 5.6).

Як бачимо з характеристик, для обох типів двигунів має місце погіршення економічності при зменшенні навантаження, причому темп погіршення в бензиновому двигуні вище (рис. 6.7). Звідси виходить, що доцільно в експлуатації прагнути до використання високих навантажень.

При зменшенні навантаження в обох типах двигунів швидко зменшується механічний ККД внаслідок зростання відносної частки механічних втрат. Індикаторний ККД теж знижується через зростання коефіцієнта залишкових газів, збільшення теплових втрат, а у бензиновому двигуні – додатково внаслідок збагачення суміші.

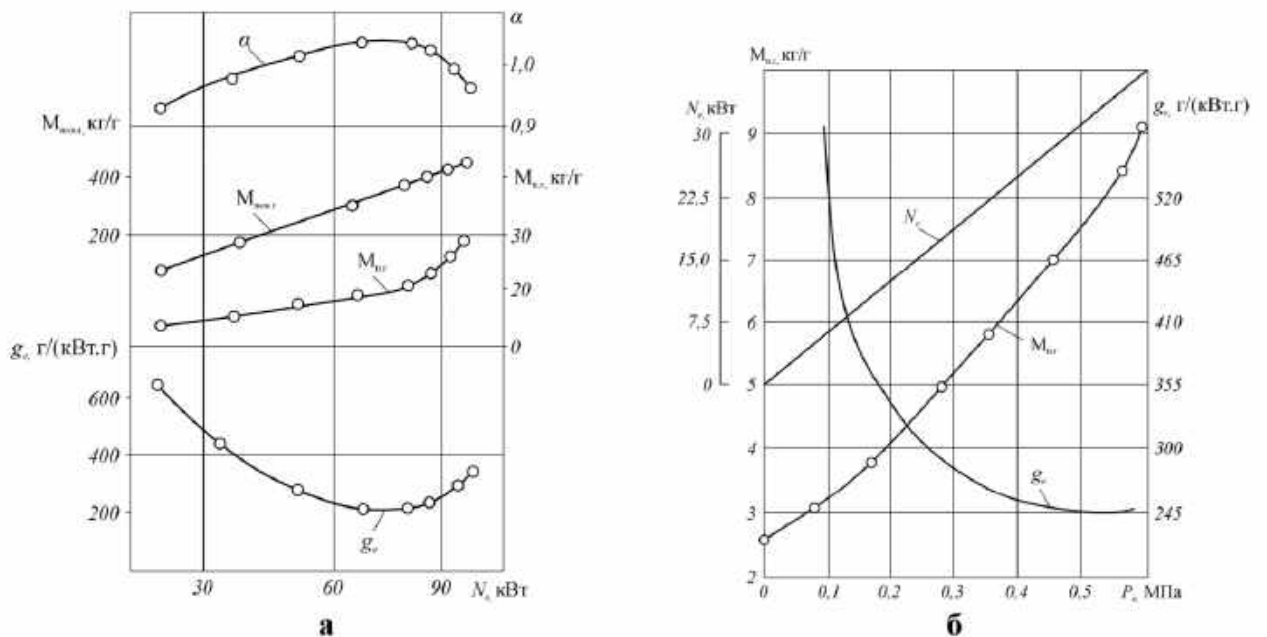


Рис. 5.6 – Навантажувальні характеристики бензинового двигуна та дизеля

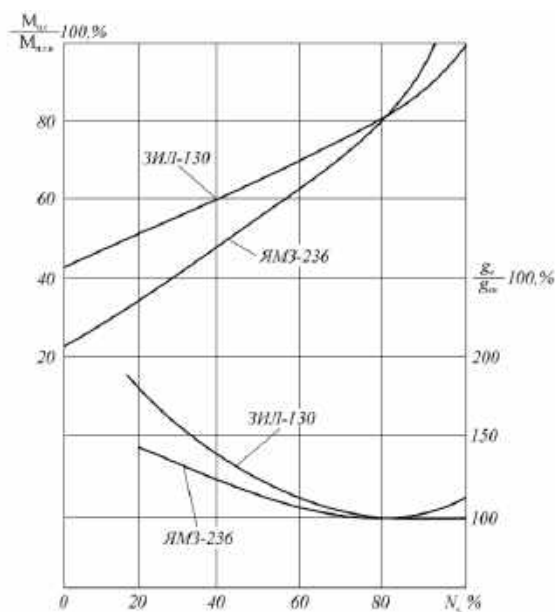


Рис. 5.7 – Вплив навантаження на темп погіршення економічності

У галузі великих навантажень має місце також зниження індикаторного ККД (у бензинових двигунах – внаслідок включення економайзера для збагачення складу суміші, а в дизелях – внаслідок зростання ступеня попереднього розширення і теплоємності продуктів згорання).

На характер зміни економічності, таким чином, впливає сумісний вплив змін індикаторного та механічного ККД.

5.4.2 Швидкісні характеристики бензинового двигуна і дизеля

Швидкісні характеристики бензинового двигуна і дизеля Швидкісна характеристика – залежність ефективної потужності, крутного моменту, годинної і питомої витрат палива й інших показників від частоти обертання колінчастого вала при незмінному положенні дросельної заслінки – у бензиновому двигуні, або рейки паливного насоса – у дизелі.

Швидкісну характеристику, яку знімають при повному відкритті дросельної заслінки (в бензиновому двигуні) або при положенні рейки паливного насоса на упорі, якщо останній встановлений по номінальному режиму (в дизелі), називають зовнішньою.

Якщо упор в дизелі встановлений за умовою $g_e/N_e = \min$, то таку швидкісну характеристику називають характеристикою межі димлення (див. параграф 5.3.1). Відоме також поняття граничної швидкісної характеристики, на режимах якої має місце максимально можлива потужність, значне димлення, обмеженість часу роботи двигуна.

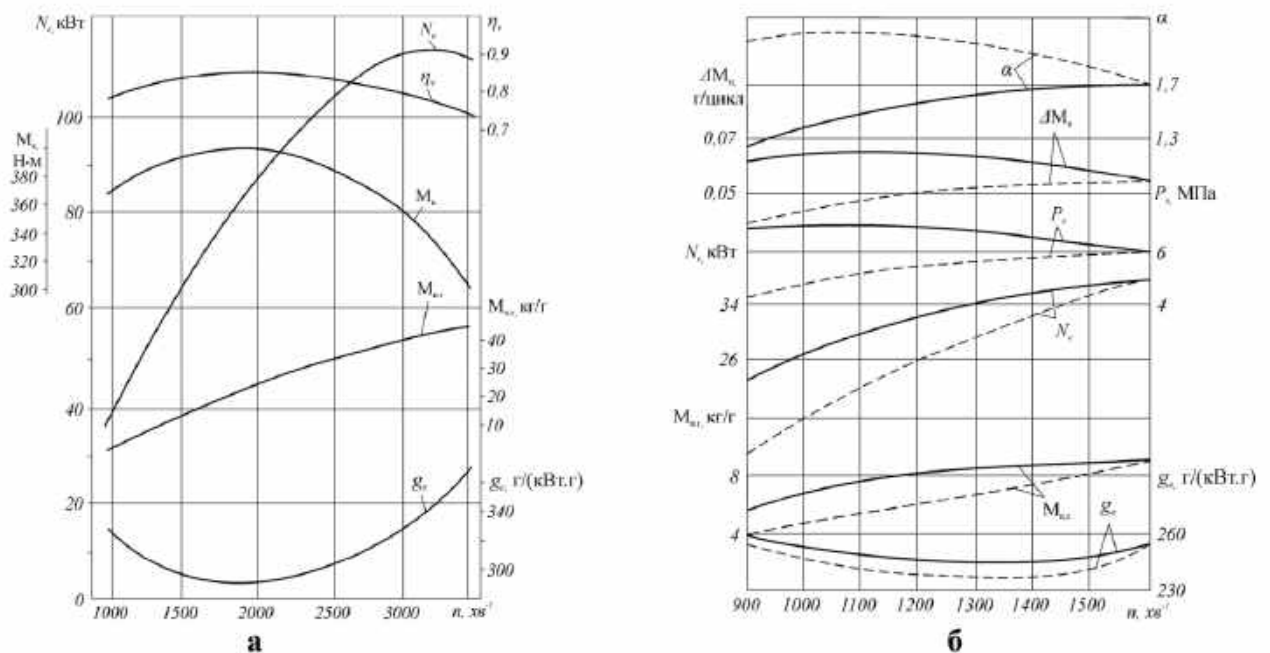


Рис. 5.8 – Зовнішні швидкісні характеристики бензинового двигуна і дизеля

Як впливає з поданих характеристик (рис. 5.8), максимум потужності спостерігається при більш високих частотах обертання колінчастого вала, ніж

мінімум питомої витрати палива. Потужність пропорційна добутку крутного моменту і частоти та зростає при їх збільшенні. Крутний момент переважно залежить від кількості робочого тіла, тобто від коефіцієнта наповнення, який при збільшенні частоти знижується. Тому при збільшенні частоти темп зростання потужності повинен знижуватись, що призводить до появи максимуму на кривій потужності.

Наявність мінімуму на кривій питомої витрати палива у бензиновому двигуні пояснюється тим, що при малій частоті має місце зниження індикаторного ККД за рахунок збагачення складу суміші, зростання витоку, збільшення відносних тепловтрат і погіршення сумішоутворення; при великій частоті процес згоряння розтягується по куту повороту колінчастого вала, що призводить також до зниження індикаторного ККД, тобто до погіршення економічності.

У бензиновому двигуні крутний момент має максимум, який спостерігається при меншій частоті, ніж максимальна потужність, на що головний вплив чинить характер зміни коефіцієнта наповнення.

У дизелі без використання спеціальних пристроїв екстремум крутного моменту не спостерігається; момент знижується при зниженні частоти внаслідок зниження циклової подачі палива. Зазвичай дизелі оснащують коректорами паливоподачі, за рахунок чого досягається збільшення крутного моменту при зменшенні частоти. На рис. 5.8 б пунктиром показано розташування кривих без коректора, а суцільними лініями – з коректором.

5.4.3 Регуляторні характеристики

Регуляторна характеристика дизеля – це залежність годинної і питомої витрат палива, частоти обертання, крутного моменту та інших показників від потужності двигуна. Для зручності аналізу цю характеристику прийнято подавати також у функції частоти обертання.

Характеристику знімають при положенні акселератора на упорі (зовнішня регуляторна характеристика) шляхом послідовного збільшення навантаження, починаючи від режиму холостого ходу.

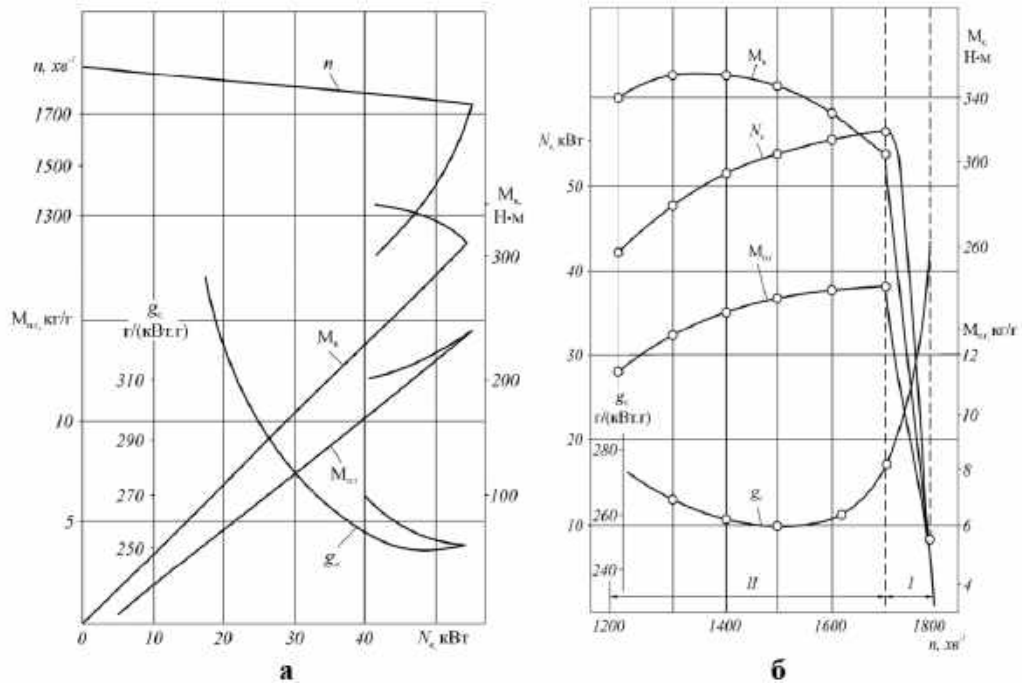


Рис. 5.9 – Регуляторна характеристика дизеля

При проміжних положеннях акселератора можуть бути зняті часткові регуляторні характеристики.

На рис. 5.9 (а і б) подано регуляторну характеристику, яку побудовано відповідно у функції потужності (а) і у функції частоти (б).

Як бачимо, характеристики складаються з двох ділянок. На одній частота змінюється незначно у широкому діапазоні зміни навантаження.

Це основна частина характеристики, яка називається регуляторною гілкою, оскільки саме завдяки роботі регулятора забезпечується подолання зростаючих навантажень при незначному зменшенні частоти за рахунок автоматичного збільшення подачі палива.

Ця гілка характеристики близька до навантажувальної характеристики тим більшою мірою, чим менше діапазон зміни частоти (рис. 6.9).

Ступінь цього приближення може бути оцінена величиною, яка називається ступенем нерівномірності регулятора, яку виражають у відсотках.

$$\delta = \frac{2(n_{\text{хх}} - n_{\text{н}})}{n_{\text{хх}} + n_{\text{н}}} \cdot 100\%, \quad (5.6)$$

де $n_{\text{хх}}$ – максимальна частота обертання на холостому ході;

$n_{\text{н}}$ – номінальна частота.

Друга гілка характеристики, навпаки, характеризується значною зміною частоти при невеликій зміні крутного моменту. Це – коректорна гілка.

За рахунок збільшення циклової подачі, що забезпечується коректором, крутний момент при значному падінні частоти декілька зростає, що забезпечує можливість подолання двигуном перевантаження.

Ця гілка регуляторної характеристики близька до швидкісної. Робота двигуна з коректором оцінюється коефіцієнтом пристосування двигуна:

$$K = \frac{M_{\max}}{M_n} \cdot 100\%, \quad (5/7)$$

де M_{\max} – максимальне значення крутного моменту;

M_n – крутний момент при номінальній частоті.

Регулятор бензинового двигуна діє на дросельну заслінку, що змінює її відкриття залежно від навантаження.

Зі зростанням останнього дросельна заслінка відкривається.

При повністю відкритій дросельній заслінці двигун виходить на режим роботи по зовнішній характеристиці.

Регулятор бензинового двигуна не має коректора, оскільки в цьому двигуні має місце зростання крутного моменту при зменшенні частоти по зовнішній характеристиці.

ТЕМА 6 АНОМАЛІЇ В ПРОЦЕСІ ЗГОРЯННЯ У ДВИГУНАХ І СПОСОБИ ЇХ УСУНЕННЯ

6.1 Детонаційне згоряння в бензинових двигунах

В розділах 1 і 2 був розглянутий механізм вигорання палива в бензиновому двигуні. Зовнішні виявлення цього механізму полягають в одноосередковому запаленні суміші в районі свічки з затримкою відносно моменту проскакування іскри (період індукції) та подальшому розповсюдженні фронту полум'я від свічки з швидкістю 20–30 м/с. Після підходу фронту полум'я до найбільш віддалених від свічки зон камери та вигорання палива в цих зонах процес згоряння припиняється.

У момент запалення температура паливо-повітряної суміші близька до температури кінця стиску T_c . У процесі розповсюдження полум'я камери згоряння в кожний момент часу можна зобразити складеною з двох зон: однієї, в якій паливо вже згоріло, та другої, розташованої попереду полум'я, де знаходиться робоча суміш, яка ще не згоріла. Оскільки в зоні, яка містить продукти згоряння, температура дуже велика, то відбувається її розширення за рахунок стиску в зоні, яка містить робочу суміш. Оскільки ці процеси протікають дуже швидко, то стиск суміші, яка ще не згоріла, можна приблизно вважати адіабатичним. Інакше кажучи, в результаті адіабатичного стиску суміші, яка ще не згоріла, розташованої попереду фронту полум'я, яке рухається, відбувається її розігрів. У результаті кожний наступний шар суміші в момент запалення його фронтом полум'я має все більш високу температуру, причому чим далі від свічки цей шар розташований, тим з більшою початковою температурою відбувається його запалення.

За певних умов величина розігріву суміші за рахунок її адіабатичного підтискування може досягти такої величини, за якої частина розігрітої суміші може запалитися до підходу до неї фронту полум'я. Зазвичай таке самозапалення суміші виникає в зоні, найбільш віддаленій від свічки, та називається детонацією (там має місце найбільший місцевий розігрів суміші та відносно великий час підготування її до самозапалення).

Кількість суміші, яка детонує, зазвичай невелика та складає 5–7 % від її загальної кількості в камері згоряння.

Однак, якщо темп залучення до згоряння паливних молекул при нормальному згорянні визначається концентрацією їх у відносно тонкому (менше 1 мм) шарі фронту полум'я та вказаною вище швидкістю його розповсюдження, то при детонації швидкість згоряння досягає 2000 м/с, тобто практично миттєво усі паливні молекули (або більше їх число), які розташовані в осередку детонації, вигорять по об'єму. Тобто в одиницю часу в процесі окислення та тепловиділення бере участь незрівнянно більша кількість молекул, ніж при нормальному згорянні.

Описаний процес призводить до локального стрибка тиску в зоні детонації, який породжує детонаційну хвилю тиску, яка розповсюджується по камері згоряння зі швидкістю, яка перевищує швидкість звуку. Ця хвиля

ударяється в стінки камери та відбивається від них. Відбита хвиля (ретонаційна) рухається в зустрічному напрямі. Після досягнення нею стінок камери вона також відбивається і так далі. Удари хвиль по стінках відбуваються з високою частотою та викликають виникнення характерного звуку високого тону від вібрації стінок, що огорджують камеру згоряння.

Крім характерного звуку, зовнішнім виявленням детонації є падіння потужності, яка викликається, з одного боку, частковою дисоціацією продуктів згоряння через локальні стрибки температури та, з другого боку, збільшенням втрат теплоти в стінки за рахунок теплопередачі. Останнє явище виникає в результаті часткового руйнування суміжного шару біля стінок камери згоряння при ударах детонаційних хвиль, що різко збільшує коефіцієнт тепловіддачі.

У результаті підвищеної теплопередачі в охолоджуюче середовище можливе при тривалій детонації закипання води в системі охолодження.

Супутнім виявленням детонації можливе руйнування поршня та, в першу чергу, перемичок між канавками під компресійні поршневі кільця, може обгоріти прокладка головки, а також електроди свічки. Ударні хвилі руйнують масляну плівку на поверхні верхньої частини циліндра, й остання при детонації сильно спрацьовується. Тривалу роботу двигуна з детонацією допускати не можна.

На рис. 6.1 показано схему, яка ілюструє утворення детонаційного осередку, а на рис. 6.2 показано індикаторні діаграми бензинового двигуна при роботі з детонацією.

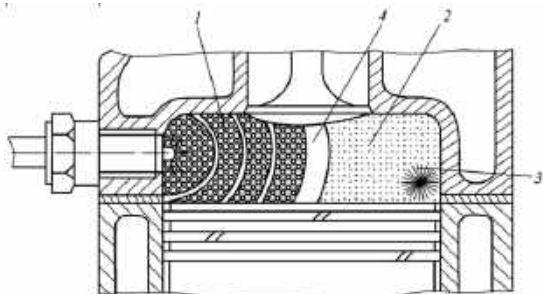


Рис. 6.1 – Схема, яка ілюструє виникнення детонаційного осередку: 1 – продукти згоряння; 2 – незгоріла суміш; 3 – детонаційний осередок; 4 – фронт полум'я (фактична товщина якого складає доли мм)

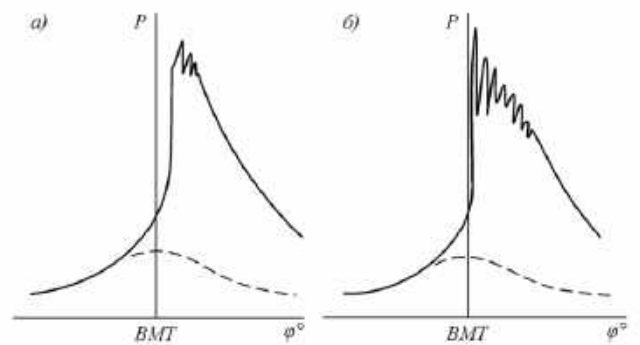


Рис. 6.2 – Індикаторні діаграми бензинового двигуна при роботі з детонацією: а – слабка детонація; б – сильна детонація

З індикаторних діаграм виразно видно, що перша та більша частина другої фази згоряння при детонації протікають так само, як у випадку нормального процесу згоряння.

Лише в заключній частині другої фази згоряння, коли фронт полум'я досягає найбільш віддаленої від свічки зони камери, а тиск близький до максимального, виникає детонація, яка супроводжується коливаннями тиску, викликаними проходженням ударних (детонаційних та ретонаційних –

відбитих) хвиль, причому ці коливання продовжуються на частині процесу розширення.

Залежно від розміру детонаційного осередку детонація може бути слабкою або сильною.

З розглянутого механізму виникнення детонації витікає, що для боротьби

з цим аномальним згорянням необхідно створювати умови для можливого зниження температури в детонаційно небезпечній зоні, зменшення кількості робочої суміші в цій зоні та застосування палив, які мають малу схильність до детонації.

Бензини являють собою суміші різних вуглеводнів, тобто складаються із молекул з різними молекулярними масами та різною структурою (парафіни, нафтени, олефіни, ароматики). Оскільки вуглеводні, які входять до складу бензинів, мають різну схильність до окислення – утворення перекисів (пероксидів), то залежно від складу бензини мають різну схильність до виникнення детонаційного згоряння. Для оцінки опорності палив виникненню детонації вводиться дуже важлива характеристика, яка називається октановим числом.

Для його визначення порівнюють антидетонаційну стійкість бензину з антидетонаційною стійкістю штучного (еталонного) палива, яке складається з вуглеводню, який володіє високими антидетонаційними властивостями (ізооктану), та вуглеводню з низькою антидетонаційною стійкістю (гептану). Складаючи суміш з цих двох вуглеводнів з різним співвідношенням компонентів, можна одержати штучне паливо з різною антидетонаційною стійкістю.

Визначення октанового числа проводять на спеціальній установці зі змінним ступенем стиску. Принцип визначення полягає в знаходженні спочатку мінімального ступеня стиску, при якому детонує бензин, що випробується, а потім у підбиранні такого складу штучного палива, при роботі на якому на тій же установці спостерігається детонація при тому ж ступені стиску.

Процентний вміст ізооктану в такому штучному паливі називають октановим числом (о. ч.) випробуваного бензину.

Октанове число є такою важливою характеристикою палива, що воно входить до його марки. Наприклад, марки бензинів А-72, А-76 та інші розшифровуються так: бензин автомобільний, октанове число 72 або відповідно 76.

Для підвищення о. ч. бензинів застосовуються спеціальні присадки, які називають антидетонаторами. Найбільш розповсюдженим антидетонатором є тетраетилловий свинець (ТЕС) $P_b(C_2H_5)_4$, який являє собою дуже токсичну речовину.

Додається до бензинів у вигляді етилової рідини, яка складається з ТЕС, виношувача (для видалення окису свинцю з випускними газами) та барвника,

попереджуючого про токсичність бензину, в кількості, яка не перевершує 2 мл/кг.

У зв'язку з визначальним впливом на розвиток детонації температури в детонаційно безпечній зоні можна встановити конструктивні фактори, які впливають на детонацію. До них відносяться:

1. Ступінь стиску;
2. Форма камери згоряння;
3. Розміри циліндра;
4. Розміщення свічки запалення.

Підвищення ступеня стиску призводить до збільшення температури початку згоряння і є причиною зростання температури заряду, який згоряє в останню чергу.

З термодинаміки відомо, що підвищення ступеня стиску призводить до збільшення термічного ККД циклу з ізохоричним підводом теплоти. Цей же висновок поширюється і на дійсні цикли бензинових двигунів внутрішнього згоряння.

Звідси заводи-виготовлювачі прагнуть підвищувати ступені стиску. Однак це можна робити лише до тієї величини, за якої для цього сорту палива ще не виникає детонаційне згоряння.

Форма камери згоряння, яка забезпечує скорочення довжини шляху фронту полум'я від свічки до детонаційно небезпечної зони та покращання тепловідводу від останньої, також зменшує схильність до детонації. Звідси тенденція до розміщення свічки ближче до центру камери, а там, де це утруднено з конструктивних міркувань, до зміщення камери в сторону свічки, що забезпечує щілевидну форму в найбільш віддаленій від свічки зоні камери, коли поршень знаходиться поблизу ВМТ.

При щілевидній формі має місце велика поверхня тепловідводу щодо кількості розміщеної в щілині робочої суміші, а тому інтенсивний тепловідвід/

Зі збільшенням розмірів циліндра зменшується відношення поверхні охолодження камери згоряння до її об'єму, що призводить до збільшення температури заряду та підвищує схильність до детонації. Тому прагнуть виконувати циліндри невеликих розмірів, а для одержання необхідної потужності збільшувати їх число. Крім того, велику схильність до детонації в циліндрах великих розмірів можна пояснити виникненням у детонаційно небезпечних зонах великомасштабних турбулентних пульсацій, що збільшують об'єм осередку samozapalennya.

При виготовленні поршня та головки циліндрів з алюмінієвого сплаву, який має порівняно з чавуном великий коефіцієнт теплопровідності, схильність до детонації знижується.

Оскільки найбільш нагрітою частиною камери згоряння є тарілка випускного клапана, свічку доцільно розміщувати поблизу випускного клапана з тим, щоб в цій зоні згоряння пройшло в першу чергу. Якщо ж розмістити випускний клапан на віддаленні від свічки, то робоча суміш, яка

знаходиться в детонаційно безпечній зоні, буде додатково розігріватися від випускного клапана, та схильність до виникнення детонації буде зростати.

Крім сорту палива, важливішими експлуатаційними факторами, що впливають на детонацію, є такі:

1. Кут випередження запалення;
2. Навантаження двигуна;
3. Склад робочої суміші;
4. Частота обертання колінчастого вала;
5. Температура навколишнього повітря і температура деталей двигуна.

При великих кутах випередження запалення мають місце більш високі значення максимального тиску та швидкості наростання тиску по куту повороту колінчастого вала. Це сприяє більшому підтисканню суміші перед фронтом полум'я та збільшенню температури в детонаційно небезпечній зоні. У результаті схильність до детонації зростає. Навпаки, при малих кутах випередження запалення схильність до детонації зменшується.

При збільшенні навантаження та зв'язаного з цим відкриття дросельної заслінки збільшується величина заряду циліндра робочою сумішшю, що тягне за

собою підвищення температури та тиску як в кінці стиску, так і в процесі згоряння в детонаційно-небезпечній зоні, що призводить до збільшення схильності до детонації.

Збільшення швидкості згоряння призводить до відносного зниження тепловтрат, а отже, до підвищення температури в найбільш віддаленій від свічки зоні камери. Відомо, що при деякому збагаченні суміші ($\alpha = 0,8 \div 0,9$) швидкість згоряння підвищується, що збільшує схильність до детонації.

При збідненні суміші від $\alpha = 0,85$ до $\alpha = 1$ можна без побоювання виникнення детонації зменшити октанове число палива на 10 одиниць.

На лекції 2 було показано, що підвищення частоти обертання призводить до двох протилежних тенденцій: до подовження першої фази – періоду індукції внаслідок зростання коефіцієнта залишкових газів і скорочення цієї ж фази через зростання турбулізації заряду та зменшення часу контакту заряду зі стінками. У результаті період індукції в градусах кута повороту колінчастого вала подовжується, а в секундах – скорочується. Друга фаза в градусах повороту вала зберігається незмінною, незважаючи на зростання кутової швидкості внаслідок збільшення швидкості вигорання за рахунок зростання турбулізації заряду, а в секундах – також скорочується. Загальна тривалість процесу згоряння (обох його фаз), таким чином, у градусах повороту колінчастого вала збільшується, а в секундах – скорочується. Останнє зменшує час на хімічну підготовку заряду в детонаційно небезпечній зоні та, як результат, зменшує схильність до детонації.

Зростання температур призводить до збільшення схильності до детонації.

Тому при експлуатації автомобіля детонація трапляється при перевантаженні, а отже, при роботі на повному дроселі, коли включено економайзер, що збагачує склад суміші до $\alpha = 0,8 \div 0,9$ на понижених частотах обертання. Посилує детонацію збільшений кут випередження запалення та підвищений температурний режим роботи двигуна.

Для усунення виникаючої детонації належить, якщо допускають дорожні умови, трохи убрати «газ», щоб виключити економайзер. Якщо цей захід виявляється недостатнім, належить зменшити навантаження на двигун шляхом пере- ходу на знижену передачу в трансмісії автомобіля. Якщо ж цей захід виявиться недостатнім, можна зменшити настановний кут випередження запалення за допомогою октан-коректора.

У практиці експлуатації автомобілів інколи доводиться удаватися до зниження ступеня стиску двигуна для бездетонаційної роботи в тих випадках, коли виникають труднощі в постачанні високооктановим бензином. У цьому разі між головкою циліндрів і блоком встановлюють, крім штатної, додаткову прокладку, товщину якої підбирають з умови одержання такого ступеня стиску, яка реалізована на близьких по конструкції двигунах, які розраховані для роботи на відповідному низькооктановому бензині.

Одним із засобів забезпечення бездетонаційної роботи на низькооктановому бензині може бути також подача води сумісно з бензином в кількості, яка складає приблизно третю частину останнього. В цьому разі немає необхідності в зниженні ступеня стиску. Детонація пригнічується за рахунок зниження температури в зоні, віддаленій від свічки за рахунок випаровування води.

6.2 Згоряння при калільному запаленні в бензинових двигунах

Калільне запалення – це одне з порушень нормального процесу згоряння, яке виникає головним чином у форсованих бензинових двигунах. Воно може виникати внаслідок розігріву поверхні ізолятора центрального електроду свічки або головки випускного клапана. Таке запалення називають КЗП – калільне запалення від перегрітих поверхонь. Другим джерелом калільного запалення можуть бути розігріті частки нагару, в цьому випадку його називають КЗН – калільне запалення від нагару.

Калільне запалення - це некероване запалення, яке може виникати в різні моменти по ходу стиску (до подачі іскри) залежно від ступеня перегріву джерела запалення. Для його виникнення температура перегрітих поверхонь повинна досягти приблизно $t_{ст} \gg 800$ 0С.

КЗН виникає тоді, коли двигун, що довгий час попрацював на малих навантаженнях, на яких відбувається інтенсивне відкладення нагару на днищах поршнів та стінках камер згоряння, переводиться на режим більших навантажень.

Через виникаючі при цьому термічні напруження нагар відшаровується та, знаходячись у зваженому стані, розігрівається до температур, при яких виникає запалення робочої суміші. Жорсткість роботи різко зростає до

величин 0,8–1,0 мН/град.п.к.в. З'являється гуркочучий звук, що нагадує гуркіт низького тону. В іноземній літературі КЗН називають терміном «рамбл» (гуркіт). КЗН триває недовго, тому що нагар швидко вигоряє.

Однак, окрім несприятливих пікових навантажень на деталі через раннє за-палення, погіршується динаміка перехідних режимів внаслідок підвищеної тепловіддачі до стінок. КЗН виникає в основному на перерозмірених двигунах, які експлуатуються на режимах малих навантажень. Виникненню КЗН сприяють малі кути випередження запалення та інші фактори, які підвищують температуру випускних газів.

КЗП виникає при тривалій роботі на форсованих режимах.

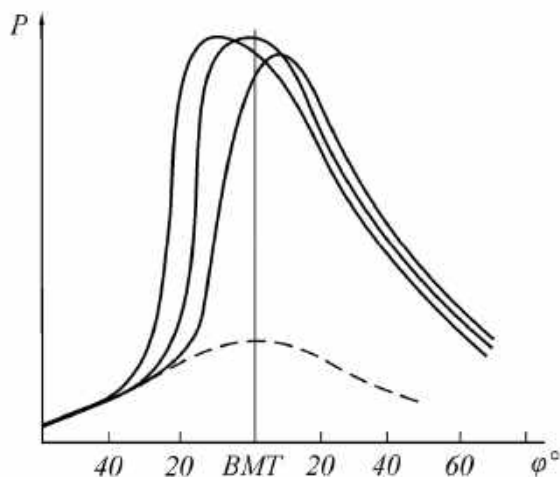


Рис. 6.3 – Зміна форми діаграми бензинового двигуна при виникненні калільного запалення від нагрітих поверхонь – КЗП

Джерелом КЗП, як вказувалось, найчастіше є перегрітий центральний електрод свічки запалення та ізолятор свічки, що виступає в камеру згоряння. КЗП володіє схильністю до прогресивного посилення та зміщення моменту запалення на такті стиску в напрямку віддалення від ВМТ, тобто запалення стає все більш раннім (рис. 6.3).

КЗП є самим небезпечним аномальним видом запалення, яке породжує некероване згоряння, яке може вивести з ладу двигун протягом декількох хвилин (прогоряння поршня та інші поломки).

КЗП не супроводжується таким дзвінким стуком, як детонація, тому що при КЗП стуки виникають по одному разу в кожному циклі, а тому їх частота дорівнює частоті циклів, а при детонації в кожному циклі детонаційні хвилі встигають багаторазово відбитися від стінок і викликати їх вібрацію з високою частотою.

Якщо КЗП виникає в одному з циліндрів, то воно може бути непомітним на фоні загального шуму роботи двигуна, оскільки, на відміну від детонації, КЗП виникає на великій частоті при найбільшій шумності роботи. Виникненню КЗП сприяє раннє запалення, високий ступінь стиску, великий коефіцієнт наповнення, багата суміш.

Для запобігання виникненню КЗП свічка запалення має бути для кожного двигуна спеціально підібрана з тим, щоб температура центрального електрода та юбки ізолятора не перевершувала 800 0С. Однак температура цих деталей свічки не повинна знижуватись на малих навантаженнях нижче 400 0С для запобігання закоксуванню свічки.

Високооктановий бензин АІ-93, який вміщує значну кількість ароматичних вуглеводнів, дає високу температуру полум'я та потребує застосування «холодної» свічки.

Однак ароматичні вуглеводні володіють підвищеною схильністю до відкладення нагару, та з цієї точки зору, була б корисною «гаряча» свічка. Протилежні вимоги приводять до компромісних рішень. Це означає, що застосування «холодних» свічок у такому випадку має повинно супроводжуватися рекомендацією не працювати тривало на холостому ході та малих навантаженнях, для запобігання коксуванню свічок.

Для оцінки теплової характеристики свічки запалення вводиться параметр, який називається калільним числом свічки. Для визначення калільного числа застосовується спеціальний високофорсований теплонапружений двотактний двигун, при швидкому переводі якого з моменту пуску на режим повного навантаження через визначений відрізок часу свічка любої конструкції розігрівається настільки, що починається КЗП. Час, за який з'являються перші ознаки КЗП, виражений в секундах, називається калільним числом свічки. Чим калільне число більше, тим свічка «холодніше».

Кожному калільному числу відповідають визначені конструктивні розміри.

Тому свічки можна маркувати не тільки калільним числом, але й вказівками істотних розмірів і матеріалу ізолятора свічки, від яких залежить калільне число.

6.3 Згоряння при виключеному запаленні на холостому ході в бензинових двигунах

Досить часто при спробі зупинити двигун шляхом виключення запалення спостерігається продовження його роботи, яке супроводжується різкими коливаннями частоти. Таким чином, бензиновий двигун працює при виключеному запаленні. Це також одна з аномалій процесу згоряння.

Очевидно, в цьому випадку постачання двигуна робочою сумішшю продовжується. Двигун може працювати з виключеним запаленням лише в тому випадку, коли з'явилося інше джерело запалення. У випадку, що розглядається, джерелом запалення не може бути ні розігріта деталь, ні нагар, оскільки при прикритому дроселі (на холостому ході) вони не можуть бути розігріті до температур, достатніх для запалення палива. Тому в цьому випадку не може бути калільного запалення.

Причиною запалення є розвиток передполум'яних реакцій з утворенням пероксидів і самоzapалення суміші. У закордонній літературі для опису такої роботи з запаленням, подібним до дизельного, застосовується термін «дизелінг».

При стиску бензино-повітряних сумішей навіть за відсутності іскри виникає ланцюг низькотемпературних реакцій з утворенням активних центрів, однак прискорення темпу цих реакцій протікає повільно й до моменту виникнення теплового вибуху проходить значний відрізок часу, тобто період затримки запалення виявляється досить великим.

У результаті навіть за мінімальних частот холостого ходу, коли суміш перебуває в циліндрі більший відрізок часу, ніж на інших режимах роботи

двигуна, до моменту відкриття випускного клапана період затримки запалення ще не встигає завершитися, а тому згоряння в циліндрі не відбувається

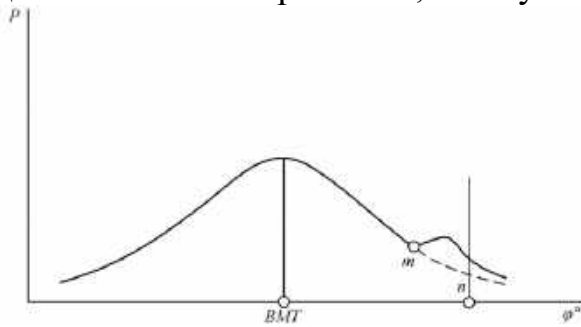


Рис. 6.4 – Розгорнена індикаторна діаграма бензинового двигуна при роботі з самозапаленням на холостому ході при виключеній свічці (дизелінг): **m** – момент самозапалення; **n** – момент відкриття випускного клапана

Однак при сильно перегрітому двигуні й описаних вище умовах період затримки запалення бензино-повітряних сумішей може стати коротше часу перебування робочої суміші в циліндрі, та запалення суміші може відбуватись до того, як суміш встигне покинути циліндр через випускний клапан. У результаті в кінці процесу розширення безпосередньо перед відкриттям випускного клапана відбувається згоряння частини суміші з невеликим підвищенням тиску (рис. 6.4).

Це призводить до збільшення кутової швидкості. Тому в наступному циклі час перебування суміші в циліндрі до відкриття випускного клапана стане менше періоду затримки запалення, який завершиться у випускному патрубку. В результаті згоряння в циліндрі не встигне відбутися, і тому в наступному циклі кутова швидкість вала знову зменшиться.

Тому згоряння встигне відбутися до викиду газу через випускний клапан.

Виникає імпульс сили на поршень, кутова швидкість зростає і т. ін. Двигун буде працювати нестійко з різкими коливаннями кутової швидкості.

Радикальним засобом усунення цього виду згоряння, що виникає при виключеному запаленні, з метою зупинки двигуна (не завдаючи небезпеки для двигуна) є автоматичне припинення постачання палива через систему холостого ходу, як це зроблено на ряді моделей автомобілів.

6.4 Жорстка робота в дизелях

На лекції 2 був розглянутий механізм розвитку процесу згоряння в дизелі.

Показано, що процес згоряння характеризується багатоосередковим характером запалення при значній затримці останнього, яка приводить до накопичення в I фазі згоряння значної частини циклової подачі палива, результатом чого є бурхливе тепло-виділення в II фазі. Далі згоряння переходить у III фазі в дифузійну стадію та, нарешті, у IV фазі відбувається догоряння незначної кількості палива, яке може відбуватися на значній частині процесу розширення.

Бурхливе тепловиділення в II фазі згоряння приводить до великої швидкості зростання тиску по куту повороту колінчастого вала D_j/D_p , яке називається, як приводилось раніше, жорсткістю процесу згоряння. Велика жорсткість може розглядатися як аномалія.

При великій жорсткості відбувається ударний вплив на деталі кривошипно-шатунного механізму, який скорочує строк служби двигуна.

Очевидно, жорсткість роботи буде тим більшою, чим більше парів встигне накопичитися в I фазі згоряння – періоді затримки запалення.

При розробці камер згоряння вирішується комплекс задач, які забезпечують ефективність процесів у всіх фазах згоряння.

Головним шляхом зниження жорсткості є зменшення кількості парів палива, які утворюються в I фазі.

Різні форми камер згоряння, які знайшли застосування в транспортних та, зокрема, в автотракторних дизелях, наведені на рис. 6.5.

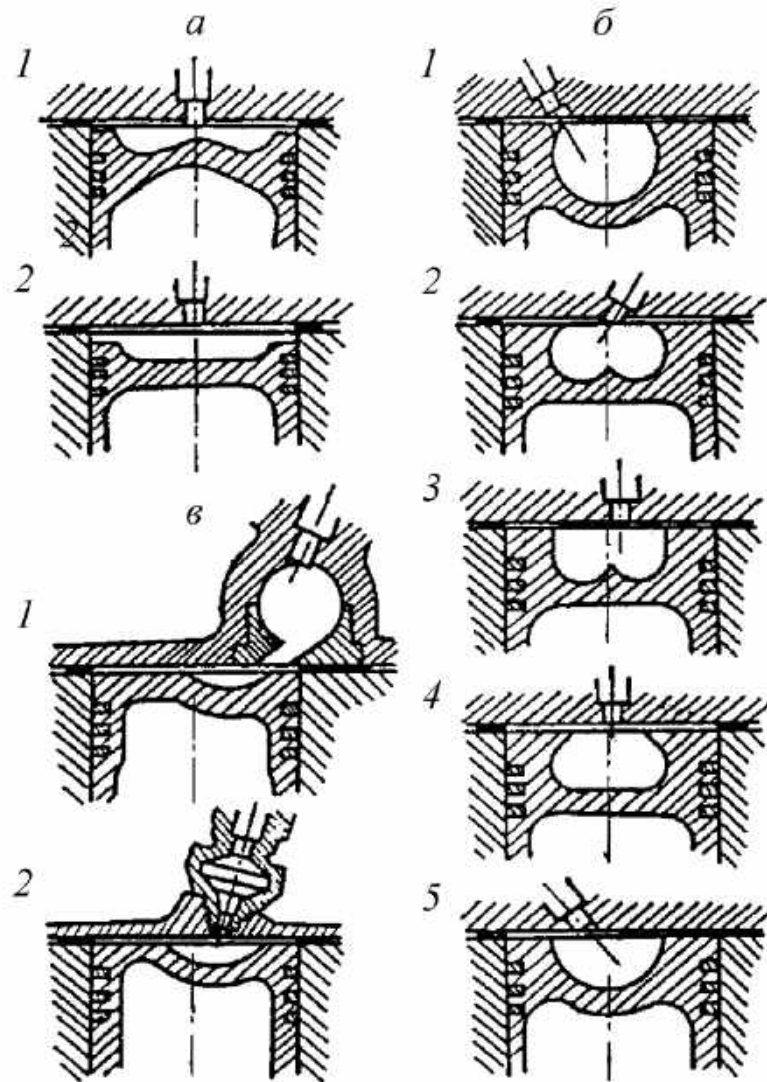


Рис. 6.5 – Схеми деяких типів камер згоряння для здійснення різних способів сумішоутворення в дизелях: а – нерозділені камери згоряння; б – напіврозділені камери згоряння; в – розділені камери згоряння

Нерозділені камери згоряння (рис. 6.5 а) не вміщують дроселюючих перерізів; вони мають компактну форму, яка узгоджена з формою та розмірами факелів впорскуваного палива за період затримки запалення, що забезпечує сумішоутворення по об'єму.

За рахунок великої кількості паливних факелів та організації обертального руху повітря навколо осі циліндра пари палива переносяться в міжфакельний простір, і забезпечується добре охоплення повітрям палива. При цьому швидкість вихору має бути цілком визначеною для кожного двигуна, щоб не було «перехлістування» факелів і місцевих перезбагачень складу суміші.

У сполученні з малим тепловідводом та за відсутності дроселювання такий засіб сумішоутворення забезпечує ефективність згоряння при $\alpha \geq 1,6$ та високу економічність дизеля. Однак при цьому виходить дуже висока жорсткість, яка досягає $D_j/D_p = 1-1,5$ МПа/град. п.к.в. та високий максимальний тиск циклу. Засоби боротьби з високою жорсткістю обмежені та реалізуються, головним чином, за рахунок вибору сприятливої характеристики впорскування палива.

Напіврозділені камери (рис. 6.5 б) знаходять переважне розповсюдження в сучасних автотракторних двигунах. Компактна камера згоряння розміщена в поршні та з'єднана з надпоршневим простором отвором великого діаметра, що виключає ефект дроселювання при перетіканні газу. Теплопередаючі поверхні малі, що забезпечує малі втрати теплоти за рахунок теплопередачі. Факели палива в цих камерах досягають стінок камери за період затримки запалення, а випаровування палива з поверхні гарячих стінок і спеціально організований повітряний вихор забезпечують одержання об'ємно-плівкового або плівкового сумішоутворення, за якого кількість парів палива за період затримки запалення обмежуються темпом випаровування його з поверхні та виявляється меншою, ніж при чисто об'ємному сумішоутворенні (див. рис. 6.5 а).

Тому в цих камерах досягається істотно менша жорсткість процесу згоряння ($\Delta p / \Delta \varphi = 0,4 \div 0,5$ МПа/град.п.к.в. в камерах типу 1; $\Delta p / \Delta \varphi = 0,6 \div 0,8$ МПа/град.п.к.в. в камерах типів 2 та 3; $\Delta p / \Delta \varphi = 0,5 \div 0,6$ МПа/град.п.к.в. в камерах типу 4 – камера ЦНІДІ; $D_j/D_p = 0,7 \div 0,8$ МПа/град.п.к.в. в камерах типу 5) – див. рис. 6.5 .

У двигунах з розділеними камерами згоряння (див. рис. 6.5. в) створюється інтенсивний вихоревий рух повітряного заряду за рахунок наявності вузького з'єднувального каналу між основною та допоміжною камерами згоряння (розміщений зазвичай у головці циліндра). Це дозволяє досягти доброго сумішоутворення навіть при впорскуванні палива крізь штифтовий або односопловий розпилювач при направленні факела на розігріту вставку камери згоряння.

Повнота згоряння забезпечується при $\alpha \approx 1,3 \div 1,4$. Однак внаслідок збільшеної поверхні тепловіддачі та дросельних втрат двигуни з цим способом сумішоутворення поступаються економічністю та пусковими якостями двигунам з об'ємним та об'ємно-плівковим сумішоутворенням, чому на сьогодні застосовуються дуже рідко.

Наявність розігрітої вставки, на яку впорскується факел палива, скорочує період затримки запалення, а вузький дросельний канал знижує темп наростання тиску в надпоршневому об'ємі. Ці два фактори разом забезпечують досягнення вельми низької жорсткості процесу $\Delta p / \Delta \varphi = 0,3 \div 0,4$ МПа/град.п.к.в.

При експлуатації жорсткість процесу може зрости порівняно з названими величинами при збільшених кутах випередження впорскування палива, оскільки в цьому випадку впорскування починається при декілька більш низьких температурах і тисках повітря в циліндрі, що призводить до збільшення періоду затримки запалення. Тому належить забезпечувати регулюванням правильність установки паливного насоса на дизель.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Трактори і автомобілі. Ч. 1. Автотракторні двигуни : навч. посіб. / за ред. проф. А. Т. Лебедева. Київ : Вища школа, 2000. 356 с.
2. Трактори та автомобілі: навч. посіб. Ч.3. Шасі / А.Т. Лебедев, В.М. Антощенко, М.Ф. Бойко, Д.І. Мазоренко та ін.; За ред. А.Т. Лебедева. - К. : Вища освіта, 2004. - 336 с.
3. Трактори та автомобілі: навч. посіб. для підготовки фахівців з напрямку "Механізація та електрифікація сільського господарства" в аграр. вищих навч. закладах I-IV рівнів акредитації. Ч.4. Робоче, додаткове і допоміжне обладнання / В. М. Антощенко, М. П. Артьомов, М. Ф. Бойко та ін; За ред. : А. Т. Лебедева. - Х. : [б. в.], 2006. - 165 с.
4. Трактори і автомобілі . Навчальний посібник для студентів напряму підготовки 6.050503 «Машинобудування» денної та заочної форм навчання. Укл.:Л.М. Дацюк, М.В. Вржещ. Луцьк: Луцький НТУ,2017.-236с.
5. Трактори та автомобілі підруч. / Я.Ю. Білоконь, А.І. Окоча, С.О. Войцехівський. - К. : Вища освіта, 2003. - 560 с. : іл. - Бібліогр.: с.553-554.
6. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві: навч. посіб. для підготов. спец. і магістрів із спец. "Механізація сільського господарства" в аграр. вищ. навч. закл. III-IV рівнів акредитації / В. Т. Надикто, М. Л. Крижачківський, В. М. Кюрчев, С. Л. Абдула. - Мелітополь : [б. в.], 2005. - 338 с.

Лебедєв Анатолій Тихонович
Шуляк Михайло Леонідович
Шелест Микола Сергійович

ТРАКТОРИ І АВТОМОБІЛІ

Конспект лекцій

Суми, РВВ, Сумський національний аграрний університет,
вул.Г.Кондратьєва,160

Підписано до друку: червень, 2024 р. Формат А5: Гарнітура
Times New Roman

Тираж: 100 примірників Замовлення _____ Ум. друк. арк.
