

Міністерство освіти і науки України



АВТОМОБІЛЬНІ ДВИГУНИ

Конспект лекцій

для студентів спеціальності
274 «Автомобільний транспорт»
денної та заочної форм навчання які здобувають ступінь
молодшого бакалавра

Луцьк 2017

УДК 621. 43

До друку _____ голова навчально-методичної ради Луцького НТУ
(підпис)

Електронна копія друкованого видання передана для внесення в репозитарій
Луцького НТУ _____ директор бібліотеки.
(підпис)

Затверджено навчально-методичною радою Луцького НТУ,
протокол № __ від «__» _____ 20 __ року.

Рекомендовано до видання навчально-методичною радою ТК Луцького НТУ,
протокол № __ від «__» _____ 20 __ року.
_____ голова навчально-методичної ради технічного коледжу
(підпис)

Розглянуто і схвалено на засіданні циклової комісії зі спеціальності
«Обслуговування та ремонт автомобілів і двигунів» та «Обслуговування та
ремонт електро побутової техніки» ТК Луцького НТУ, протокол № __ від
«__» _____ 20 __ року.

Укладач: _____ О.В.Захарчук, к.т.н., викладач ТК Луцького НТУ
(підпис)

Рецензент: _____ М.М. Скалига, к.т.н., доцент кафедри «АТТ» Луцького НТУ
(підпис)

Відповідальний
за випуск: _____ Т.П. Радіщук, заступник директора з НР ТК Луцького НТУ
(підпис)

Автомобільні двигуни [Текст]: Конспект лекцій для студентів
спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» денної та заочної форм
навчання які здобувають ступінь молодшого бакалавра / уклад. О.В.Захарчук.
– Луцьк: Технічний коледж Луцького НТУ, 2017. – 96 с.

Адресується студентам та викладачам коледжу.

ЗМІСТ

| | |
|--|----|
| ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО АВТОМОБІЛЬНІ ДВИГУНИ..... | 4 |
| 1. Двигуни внутрішнього згоряння, їх переваги і недоліки..... | 4 |
| 2. Історія виникнення і розвитку ДВЗ..... | 5 |
| 3. Класифікація ДВЗ..... | 6 |
| 4. Принципи роботи поршневих двигунів..... | 7 |
| 1. ІДЕАЛЬНІ ЦИКЛИ ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ..... | 8 |
| 1.1. Особливості та види ідеальних циклів..... | 8 |
| 1.2. Основні показники циклу..... | 9 |
| 1.3. Вплив показників циклу на термічний ККД..... | 11 |
| 2. РОБОЧІ ТІЛА В ДВЗ ТА РЕАКЦІЇ ЗГОРЯННЯ..... | 14 |
| 3. ДІЙСНІ ЦИКЛИ ПОРШНЕВИХ ДВЗ..... | 21 |
| 3.1. Загальні відомості про дійсні цикли..... | 21 |
| 3.2. Процес впуску..... | 23 |
| 3.3. Процес стиску..... | 26 |
| 3.4. Процеси сумішоутворення та згоряння..... | 27 |
| 3.5. Процес розширення..... | 44 |
| 3.6. Процес випуску відпрацьованих газів..... | 45 |
| 3.7. Показники робочого циклу і двигуна..... | 47 |
| 3.8. Тепловий баланс і теплова напруженість деталей двигуна..... | 53 |
| 4. ЗАСТОСУВАННЯ В ДВИГУНАХ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ..... | 55 |
| 4.1. Загальні положення..... | 55 |
| 4.2. Застосування палив рослинного походження..... | 56 |
| 4.3. Застосування спиртів..... | 58 |
| 4.4. Застосування диметилефіру..... | 60 |
| 4.5. Застосування газоподібних палив..... | 62 |
| 5. ЕКОЛОГІЧНІ ПОКАЗНИКИ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ..... | 74 |
| 5.1. Шкідливі викиди двигунів..... | 74 |
| 5.2. Нормування шкідливих викидів у ДВЗ..... | 76 |
| 5.3. Основні напрямки зменшення шкідливих викидів..... | 79 |
| 5.4. Нейтралізація відпрацьованих газів..... | 81 |
| 5.5. Шум двигунів..... | 83 |
| 6. ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ..... | 85 |
| 6.1. Характеристика холостого ходу..... | 85 |
| 6.2. Швидкісні характеристики..... | 87 |
| 6.3. Навантажувальні характеристики..... | 90 |
| 6.4. Регулювальні характеристики..... | 92 |
| Література..... | 95 |

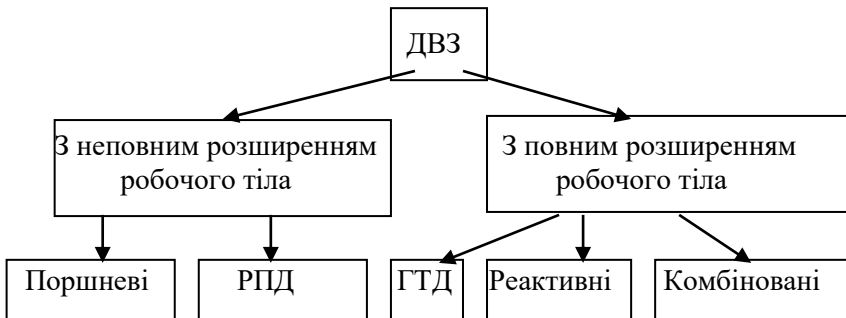
ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО АВТОМОБІЛЬНІ ДВИГУНИ

1. Двигуни внутрішнього згоряння, їх переваги і недоліки

На автомобілях та інших видах дорожньо-транспортних засобів (ДТЗ) встановлюються, в основному, двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ). Двигуном внутрішнього згоряння називається такий тепловий двигун, в якому хімічна енергія палива перетворюється в теплову, а теплова – в механічну всередині циліндрів з рухомими поршнями або всередині спеціальних камер (газотурбінні та реактивні двигуни).

У двигунах зовнішнього згоряння – горіння палива відбувається поза двигуном і продукти згоряння не являються робочим тілом. Робоче тіло – це газ, який виконує роботу в надпоршневому просторі двигуна (рухає поршень). Наприклад, в бензиновому двигуні під час процесу впуску в циліндри надходить суміш парів бензину з повітрям – горюча суміш, далі ця суміш змішується в циліндрі з залишковими газами і утворюється робоча суміш. Після згоряння робочої суміші утворюються продукти згоряння. Горюча суміш, робоча суміш та продукти згоряння є робочим тілом.

За характером розширення робочого тіла ДВЗ можна розділити на два види:



На автомобілях, як правило, застосовуються **поршневі** ДВЗ.

Основні їх переваги:

- добра паливна економічність;
- компактність;
- швидкість пуску та постійна готовність до дії.

Недоліки поршневих ДВЗ:

- несприятлива форма тягової характеристики ДТЗ, внаслідок чого їх необхідно агрегатувати з коробкою передач;
- нездатність до пуску під навантаженням;
- високі експлуатаційні вимоги до пального;
- великі затрати на виготовлення;

- забруднення атмосфери токсичними речовинами та шумність.

Інші типи ДВЗ не набули широкого розповсюдження на автомобілях. Зокрема, роторно-поршневі (РПД) і газотурбінні (ГТД) двигуни через більшу експлуатаційну витрату палива та ряд інших причин.

2. Історія виникнення і розвитку ДВЗ

Перший поршневий ДВЗ, що дістав практичне використання, побудував в 1860 р. французький механік Жан Ленуар. Це був двигун на базі парової машини, двотактний, подвійної дії, без стиску, тому він мав дуже низький ефективний ККД. На 1/3 частині ходу поршня відбувався впуск свіжого заряду, на 2/3 – згоряння і розширення, а випуск на повному зворотньому ходу поршня. Працював на світільному газі з займанням від електричної іскри.

У 1862 р. французький інженер Альфонс Бо де Роша розробив теорію чотиритактного робочого процесу із стиском суміші. А в 1877 р. німецький вчений і підприємець Ніколаус Отто виготовив перший чотиритактний стаціонарний газовий двигун. Зараз практично всі сучасні бензинові та газові двигуни працюють за циклом Отто.

Офіційно винахідниками автомобільних бензинових двигунів визнані два німецькі конструктори: Готліб Даймлер, який створив за патентом від 1885 р. мотоцикл та Карл Бенц, який за патентом від 1886 р. побудував триколісний екіпаж з бензиновим двигуном.

Бажання підвищити економічність ДВЗ призвело до створення двигуна з запалюванням від стиску. Патент на принцип дії такого двигуна одержав у 1892 р. німецький інженер Рудольф Дизель. Двигун мав працювати на кам'яновугільному пилу, але виявився нероботоздатним. Тільки в 1897 – 1899 роках було отримано роботоздатну конструкцію двигуна, що працював на гасі, який впорскувався в циліндр попередньо стиснутим у компресорі повітрям – компресорний дизель.

Перший бензиновий двигун з прийнятними для транспортного засобу експлуатаційними показниками сконструював і побудував для дирижабля капітан російського флоту Гнат Костович у 1885 р. Перший безкомпресорний дизель побудували на заводі "Руський дизель" за проектом інженера Г.В. Трінклера в 1901 р. Подальші успіхи в розвитку моторобудування стали можливими завдяки розробці теорії ДВЗ, яку започаткував в 1906 р. проф. МВТУ В.І. Гринецький, розробивши метод теплового розрахунку двигуна.

Подальший розвиток автомобільних двигунів буде здійснюватися в таких напрямках:

- покращення паливної економічності;
- зниження токсичності та шумності;
- підвищення потужності при зменшенні металомісткості та габаритних розмірів;
- підвищення надійності та ресурсу;
- використання альтернативних видів палива.

3. Класифікація ДВЗ

ДВЗ можна класифікувати за такими ознаками:

- 1) за призначенням: стаціонарні та транспортні (автомобільні, тракторні, тепловозні, авіаційні);
- 2) за видом використовуваного палива:
 - а) легкого (бензин, легроїн, гас, бензол, спирт);
 - б) важкого (дизпаливо, солярове масло, мазут, рослинні олії);
 - в) газоподібного (природний газ, нафтові гази (пропан і бутан);
 - г) змішаного (бензогазові суміші, газодизелі);
- 3) за способом здійснення робочого циклу: двотактні і чотиритактні (без наддуву і з наддувом);
- 4) за способом сумішоутворення:
 - а) з зовнішнім сумішоутворенням (карбюраторні та з впорскуванням бензину у впускний трубопровід);
 - б) з внутрішнім сумішоутворенням (дизелі та з впорскуванням бензину в циліндри);
- 5) за способом займання робочої суміші: з іскровим запалюванням, з запалюванням від стиску, з займанням газового палива від запальної дози рідкого палива (газодизелі);
- б) за способом регулювання потужності: з якісним, кількісним та комбінованим регулюванням;
- 7) за способом охолодження: з рідинним та повітряним охолодженням.

На сучасних автомобілях переважно застосовуються чотиритактні ДВЗ – бензинові або дизелі.

Такт – частина робочого циклу, яка відбувається за один хід поршня від однієї мертвої точки до іншої.

Робочий цикл – сукупність послідовних процесів, які періодично повторюються у двигуні: впуск свіжоого заряду, його стиск, згоряння робочої суміші, розширення (робочий хід), випуск відпрацьованих газів (5 процесів).

Причиною меншого поширення двотактних двигунів є гірша їх паливна економічність, хоч їх потужність за однакових умов є більшою в середньому в 1,6 раза.

4. Принципи роботи поршневих двигунів

Одинакові принципи перетворення теплової енергії палива, що виділяється під час його згоряння, в механічну роботу визначили схожість конструктивних схем всіх поршневих двигунів. На рис. 1 показана типова схема поршневого двигуна, який складається з циліндра 2 з камерою згоряння 6, поршня 4 з кільцями 5, шатуна 3 і колінчастого вала 1, які забезпечують перетворення зворотньо-поступального руху поршня в обертальний рух колінчастого вала, впускного 7 і випускного 10 клапанів, які регулюють відкриття і закриття відповідно впускного 8 і випускного 11 каналів, маховика 14, який забезпечує рівномірність обертання колінчастого вала, картера 13 і піддона 15, корінних підшипників 16. Всі конструктивні схеми поршневих двигунів характеризуються деякими основними параметрами. До них відносяться діаметр циліндра D і хід поршня S , який рівний подвоєному радіусу кривошипа r , робочий об'єм циліндра V_h і об'єм камери згоряння V_c , сума яких є повним об'ємом циліндра V_a . Робочий цикл чотиритактного поршневого двигуна здійснюється за два оберти колінчастого вала, що відповідає чотирьом ходам (тактам) поршня від однієї мертвої точки до іншої: 1 – наповнення циліндра свіжим зарядом; 2 – стиск; 3 – розширення (робочий хід); 4 – випуск відпрацьованих газів.

Для забезпечення періодичності повторення робочих процесів ДВЗ оснащені двома механізмами (кривошипно-шатунним і газорозподільним) і рядом систем: живлення, охолодження, мащення, запалювання.

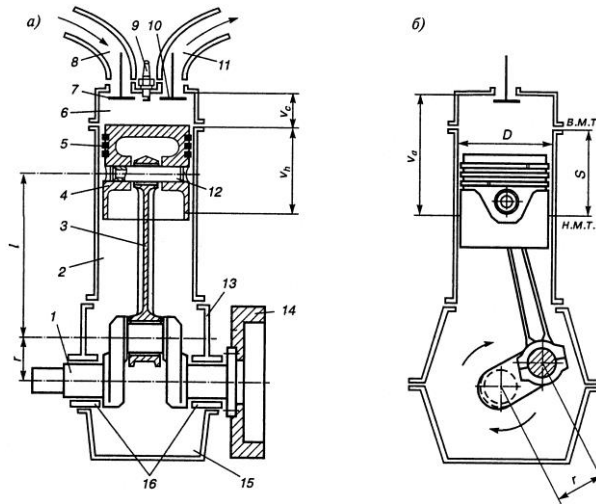


Рис. 1. Схема поршневого ДВЗ

1. ІДЕАЛЬНІ ЦИКЛИ ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ

1.1. Особливості та види ідеальних циклів

Під час роботи двигуна в його циліндрі, внаслідок зворотньо-поступального руху поршня постійно відбуваються зміни параметрів стану робочого тіла, тобто його тиску P , об'єму V і температури T . Сукупність цих змін складає робочий цикл ДВЗ. В реальних двигунах цикл є необоротним через наявність втрат або говорять, що цикл незамкнений, але для вивчення та оцінки досконалості теплових процесів у ДВЗ спочатку розглядають теоретичний умовний, або ідеальний (зразковий), оборотний цикл, який відрізняється від дійсного такими особливостями:

- 1) цикл здійснюється із сталою кількістю одного і того ж самого робочого тіла;
- 2) теплота підводиться ззовні від гарячого джерела і відводиться в холодильник миттєво;
- 3) теплоємність і хімічний склад робочого тіла в циклі сталі;
- 4) процеси стиску і розширення відбуваються адіабатно, тобто без теплообміну із зовнішнім середовищем.

Звідси можна зробити висновок, що ідеальні цикли можуть відбуватися в уявній тепловій машині і робочим тілом є ідеальний одноатомний газ з постійною теплоємністю. Ці цикли називають ще термодинамічними. Дані цикли використовуються для визначення граничних показників ДВЗ, які на практиці недосяжні, і для аналізу впливу ряду визначальних факторів на ці показники.

Цикли ДВЗ зображаються графічно у вигляді діаграм в P - V координатах, де P – тиск газу в надпоршневому просторі; V – об'єм надпоршневого простору.

Ми будемо розглядати ідеальні цикли поршневих двигунів з неповним розширенням робочого тіла. В цих двигунах механічна робота здійснюється циклічно. Робочий процес складається із стиску робочого тіла, підведення до нього теплоти, здійснення роботи за рахунок його розширення і повернення у початковий стан. Ідеальні цикли поршневих ДВЗ за способом підведення теплоти поділяються на три види:

1) Цикл з підведенням теплоти при сталому об'ємі ($V = \text{const}$), або цикл Отто (рис. 1.1, а). За цим циклом працюють ДВЗ з іскровим запалюванням – карбюраторні, газові двигуни та з впорскуванням бензину у впускний трубопровід.

2) Цикл з підведенням теплоти при сталому тиску ($P = \text{const}$), або цикл Дизеля (рис.1.1, б). За цим циклом працювали компресорні дизелі, в яких впорскування палива здійснювалось через форсунки за допомогою стиснутого повітря.

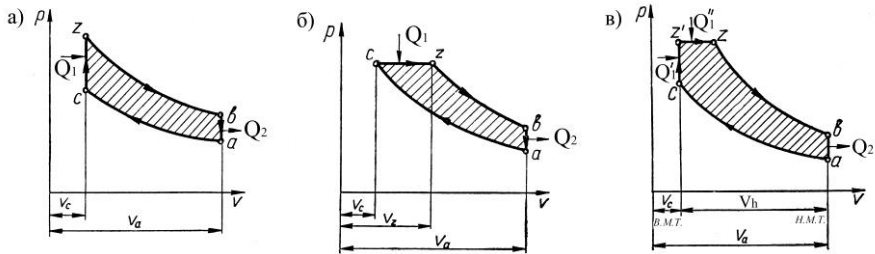


Рис. 1.1. Ідеальні цикли з неповним розширенням робочого тіла

3) Цикл із змішаним підведенням теплоти, коли одна частина теплоти підводиться при сталому об'ємі ($V = \text{const}$), а друга – при сталому тиску ($P = \text{const}$) – цикл Трінклера (рис. 1.1, в). За цим циклом працюють безкомпресорні дизелі, в яких впорскування палива здійснюється через форсунки за допомогою паливного насоса високого тиску.

У кожному циклі: а-с – адіабатний стиск, с-з – підведення теплоти в кількості Q_1 ; з-в – адіабатне розширення, в-а – відведення теплоти в кількості Q_2 . Відводиться теплота у всіх трьох циклах при $V = \text{const}$.

1.2. Основні показники циклу

Ідеальні цикли поршневих ДВЗ характеризуються рядом показників, пояснення яких дамо на прикладі циклу із змішаним підведенням теплоти (рис. 1.1, в).

На діаграмі відмічені верхня мертва точка (в.м.т.) і нижня мертва точка (н.м.т.) – крайні положення поршня теплової машини. Між цими точками рухається поршень, обмежуючи при цьому робочий об'єм циліндра V_h . Об'єм простору над поршнем при його положенні в в.м.т. називається об'ємом камери згорання V_c . Повний об'єм циліндра – це об'єм простору над поршнем при його положенні в НМТ. Очевидно, що повний об'єм V_a циліндра рівний сумі робочого об'єму V_h і об'єму V_c камери згорання, тобто:

$$V_a = V_h + V_c.$$

Відношення повного об'єму циліндра V_a до об'єму камери згорання V_c

називається ступенем стиску :

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}.$$

$$\rho = \frac{V_z}{V_z'} = \frac{V_z}{V_c} \text{ – ступінь попереднього розширення;}$$

$$\delta = \frac{V_b}{V_z} = \frac{V_a}{V_z} \text{ – ступінь наступного розширення;}$$

$$\lambda = \frac{P_z'}{P_c} = \frac{P_z}{P_c} \text{ – ступінь підвищення тиску під час згорання.}$$

Ефективність використання теплоти в ідеальних циклах оцінюється термічним ККД:

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}, \quad (1.1)$$

де $Q_1 - Q_2$ – кількість теплоти, перетвореної в циклі на корисну роботу. Рівняння термічного ККД циклу із змішаним підведенням теплоти:

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k \lambda (\rho - 1)]} = 1 - \frac{C_1}{\varepsilon^{k-1}}, \quad (1.2)$$

$$\text{де } C_1 = \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k \lambda (\rho - 1)},$$

k – показник адіабати.

В циклі з підведенням теплоти при $P = \text{const}$ $\lambda = 1$ і рівняння (1.2) набуде вигляду:

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho - 1}{\varepsilon^{k-1} (\rho - 1)} = 1 - \frac{C_2}{\varepsilon^{k-1}}, \quad (1.3)$$

$$\text{де } C_2 = \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}.$$

В циклі з підведенням теплоти при $V = \text{const}$ $\rho = 1$.

Тому для цього циклу :

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (1.4)$$

1.3. Вплив показників циклу на термічний ККД

З рівнянь (1.1 – 1.3) видно, що термічний ККД у всіх розглянутих циклів залежить від ступеня стиску ε і показника адиабати k (чим більші ε , тим вищий термічний ККД). Із збільшенням ε термічний ККД, згідно з рівняннями (1.2 – 1.4), зростає за експонентою (рис. 1.2).

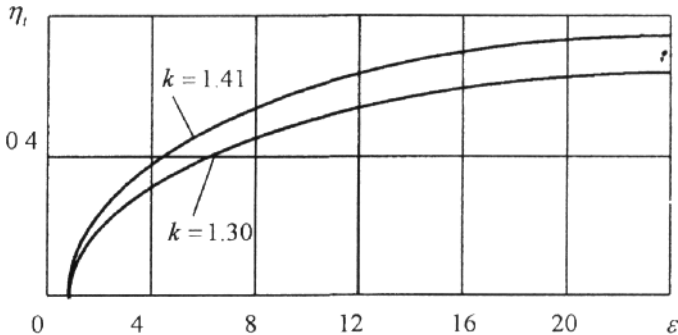


Рис. 1.2. Вплив ступеня стиску ε на термічний ККД циклу з підведенням теплоти при $V = \text{const}$

Оптимальним для всіх типів двигунів є значення $\varepsilon = 13 \dots 14$. Подальше збільшення ε недоцільне, бо в реальних ДВЗ це призводить до зростання максимального тиску згоряння і збільшення втрат на тертя, які перекривають приріст термічного ККД. Але в дизелях застосовуються більш високі значення ступеня стиску ($\varepsilon = 14 \dots 23$), щоб підвищити температуру заряду наприкінці стиску для полегшення пуску холодного дизеля.

У рівняннях (1.2 – 1.3) $C_1 > 1$ і $C_2 > 1$, тому при однакових значеннях

ε найбільший ККД виходить у циклі з підведенням теплоти при $V = \text{const}$, який використовується в ДВЗ з іскровим запалюванням. Але в реальних ДВЗ з іскровим запалюванням $\varepsilon = 8 \dots 10$, подальшому підвищенню ε перешкоджає небезпека виникнення детонації. Тому в дизелів кращі показники термічного ККД, ніж в бензинових двигунів (таблиця 1.1).

Таблиця 1.1. Середні значення ступеня стиску ε та термічного ККД η_t у різних циклах

| Підвід тепла | ε | η_t |
|--------------------|---------------|----------|
| $V = \text{const}$ | 8 | 0.5 |
| $P = \text{const}$ | 14 | 0.6 |
| змішаний | 18 | 0.65 |

З рівнянь (1.2 – 1.4) також видно, що термічний ККД η_t збільшується із зростанням показника адіабати k , який залежить від кількості атомів, що містяться в молі газу. Для двохатомних газів, з яких, в основному, складається повітря, $k = 1,4$; для трьохатомних газів, що становлять основну частину продуктів згоряння, $k = 1,33$. Тому вигідніше, щоб двигун працював на бідних горючих сумішах з великим вмістом повітря, ніж на багатих.

Із сказаного випливає, що основним напрямом підвищення паливної економічності двигунів з іскровим запалюванням є забезпечення бездетонаційної роботи на збіднених горючих сумішах за якнайбільшого ступеня стиску. При цьому, щоб не зашкодити двигуну, застосовують електронні системи захисту двигуна від детонації, а також розробляють конструкції бензинових двигунів з автоматичною зміною ступеня стиску залежно від режиму роботи двигуна. Значних успіхів в цьому досягла фірма Saab. Її двигун при зміні ступеня стиску від 8 до 14 і робочому об'ємі 1,6 л розвиває потужність 225 к.с.

Якщо термічний ККД характеризує економічність циклу, то його механічну роботу характеризує середній тиск циклу. Найбільш ефективним способом його підвищення є збільшення початкового тиску p_a , яке можна досягти застосуванням наддуву, тобто подачею в циліндри свіжого заряду під тиском за допомогою компресора. Більш поширеним є застосування наддуву в дизелях.

Порівнюючи бензинові двигуни і дизелі можна відмітити наступні переваги дизелів:

- приблизно на 30 % краща економічність;
- у відпрацьованих газах міститься менше токсичних речовин;
- дизельне паливо дешевше і менш небезпечне в пожежному відношенні, ніж

бензин;

- більший крутний момент при малій частоті обертання колінчастого вала.

До недоліків дизелів можна віднести важчий запуск в зимовий період, більшу масу та більший рівень шуму в процесі роботи. Якщо дотепер ці обидва типи поршневих ДВЗ конкурували між собою, то зараз стараннями дослідників фірми Mercedes-Benz створений двигун, який працює одночасно за обома циклами. Двигун, який назвали „DiesOtto”, працює на бензині, але в двох режимах. На холостому ході і при повному навантаженні робочу суміш підпалює електрична іскра. А на режимі часткових навантажень відбувається займання від стиску. В цього двигуна змінний від 8 до 14 ступінь стиску, при робочому об'ємі 1,8 л він розвиває потужність 238 к.с., витрата пального автомобілем становить 6 л/100 км.

2. РОБОЧІ ТІЛА В ДВЗ ТА РЕАКЦІЇ ЗГОРЯННЯ

В автомобільних двигунах використовуються рідкі та газоподібні палива. Рідкими паливами є бензин і дизельне паливо, які отримують при переробці нафти. До складу рідкого палива входять вуглець С, водень Н і в невеликій кількості кисень О. Оскільки рідке паливо є сумішшю різних вуглеводів, записати його склад за допомогою хімічної формули складно, тому в розрахунках згоряння склад палива записують у вигляді спрощеної формули елементарного складу палива, до якої входять масові частини елементів, що містяться в 1 кг палива ($C + H + O = 1$ кг). Наприклад, для дизельного палива $0,870$ кг + $0,126$ кг + $0,004$ кг = 1 кг.

Розрахунок згоряння ведеться в молях газу, що припадає на 1 кг палива. Молекулярна маса компонентів палива:

водню $m_{H_2} = 2$; вуглецю $m_C = 12$; кисню $m_{O_2} = 32$.

Відповідно 1 кмоль (H_2) = 2 кг, 1 кмоль (С) = 12 кг, 1 кмоль (O_2) = 32 кг.

Для згоряння палива потрібний кисень. Сумарна кількість кіломолів кисню, який необхідний для повного згоряння С кг вуглецю і Н кг водню, що містяться в 1 кг палива, можна визначити за формулою:

$$L_{кис} = \frac{C}{12} + \frac{H}{4}, \frac{\text{кмоль}O_2}{\text{кг.палива}}.$$

Але і в самому паливі міститься кисень, який також візьме участь в згорянні. З урахуванням цього:

$$L_{кис} = \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32}, \frac{\text{кмоль}O_2}{\text{кг.палива}}.$$

Під час роботи двигуна в його камери згоряння надходить не кисень, а атмосферне повітря, в якому міститься за об'ємом приблизно 21 % кисню. Тому для розрахунку найменшої кількості повітря, теоретично необхідної для повного згоряння 1 кг палива, рівняння набуде вигляду:

$$L_0 = \frac{L_{кис}}{0,21}.$$

Відношення кількості повітря L , що фактично бере участь в згорянні, до кількості повітря L_0 , яка теоретично необхідна для повного згоряння

палива, називається коефіцієнтом надлишку повітря:

$$\alpha = \frac{L}{L_0}.$$

Цей коефіцієнт характеризує склад горючої суміші. Якщо $\alpha > 1$, то в надпоршневому просторі повітря більше, ніж теоретично необхідно для повного згоряння палива. Таку паливно-повітряну суміш називають бідною (збідненою). Коли $\alpha < 1$ суміш називають багатого (збагаченою). Якщо $\alpha = 1$, таку суміш називають нормальною або стехіометричною. В циліндрах ДВЗ повне згоряння палива може відбутися тільки за умови $\alpha > 1$. При цьому в бензинових двигунах досягається найкраща паливна економічність ($\alpha = 1,05 \dots 1,15$). Але в бензинових ДВЗ найбільша швидкість згоряння і розвивається найбільша потужність, коли $\alpha < 1$, тобто при неповному згорянні палива ($\alpha = 0,85 \dots 0,95$), однак при цьому до складу продуктів згоряння входить оксид вуглецю CO, який є дуже токсичним. Не всяка горюча суміш може займатись. Дуже бідна та дуже багата суміші не займаються. Найбільший коефіцієнт надлишку повітря, при якому бензоповітряна суміш не може займатись, називають нижчою межею займання ($\alpha = 1,3 \dots 1,4$), а найменший, при якому можливе займання суміші, – верхньою межею займання ($\alpha = 0,4$). Значення α при повній потужності двигуна:

в бензинових двигунах $\alpha = 0,85 \dots 0,95$;

в дизелів $\alpha = 1,2 \dots 1,7$.

На режимах часткових навантажень в дизелях α ще більше і на холостому ходу може складати 4...5. Як бачимо, дизелі на всіх режимах працюють на бідних сумішах, цим і пояснюється те, що дизелі в середньому на 30 % економічніші, ніж бензинові двигуни.

У бензинових двигунах свіжий заряд, який надходить в циліндри, являє собою суміш повітря і парів бензину і називається горючою сумішшю. Кількість свіжого заряду, що припадає на 1 кг палива в бензинових двигунах:

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{\mu_n}, \frac{\text{кмоль.св.заряду}}{\text{кг.палива}},$$

де μ_n – середня молярна маса палива;

$\frac{1}{\mu_n}$ – кількість кмоль пари в 1 кг палива.

В циліндри дизеля знаходиться повітря, тому $\frac{1}{\mu_n} = 0$, а отже:

$$M_1 = \alpha L_0, \frac{\text{кмоль.св.заряду}}{\text{кг.палива}}.$$

При повному згорянні рідкого палива ($\alpha > 1$) утворюються вуглекислий газ CO_2 , водяна пара H_2O , крім того, в продуктах згорання містяться азот N_2 і надлишковий кисень O_2 .

Кількість кіломолей продуктів повного згорання 1кг палива:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} + M_{O_2}, \frac{\text{кмоль.пр.згор.}}{\text{кг.палива}};$$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12}, \frac{\text{кмоль}CO}{\text{кг.палива}};$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2}, \frac{\text{кмоль}H_2O}{\text{кг.палива}};$$

$$M_{N_2} = 0,79\alpha L_0, \frac{\text{кмоль}N_2}{\text{кг.палива}};$$

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_0, \frac{\text{кмоль}O_2}{\text{кг.палива}}.$$

При неповному згорянні рідкого палива ($\alpha < 1$) утворюються вуглекислий газ CO_2 , оксид вуглецю CO , водяна пара H_2O , азот N_2 і водень H_2 .

Кількість кіломолей продуктів неповного згорання 1кг палива:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{N_2} + M_{H_2}, \frac{\text{кмоль.пр.згор.}}{\text{кг.палива}};$$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 2 \frac{1-\alpha}{1+k} 0,21L_0, \frac{\text{кмоль}CO_2}{\text{кг.палива}},$$

де k – постійна величина, яка залежить від відношення кількості водню до кількості оксиду вуглецю, що містять CO в продуктах згоряння; для бензинів $k = 0,45 \dots 0,5$.

$$M_{CO} = \frac{C}{12} - 2 \frac{1-\alpha}{1+\alpha} 0,21L_0, \frac{\text{кмоль}CO_2}{\text{кг.палива}};$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,21L_0, \frac{\text{кмоль}H_2O}{\text{кг.палива}};$$

$$M_{N_2} = 0,79\alpha L_0, \frac{\text{кмоль}N_2}{\text{кг.палива}};$$

$$M_{H_2} = 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,21L_0, \frac{\text{кмоль}H_2}{\text{кг.палива}}.$$

Дані про приблизний склад відпрацьованих газів ДВЗ показані на рис. 2.1. Як видно з наведених діаграм, основну частину відпрацьованих газів складають нешкідливі компоненти: азот, вуглекислий газ, кисень, водяна пара. В значно меншій кількості містяться шкідливі речовини: оксид вуглецю CO , оксиди азоту NO_x та вуглеводні CH .

Під час згоряння змінюється кількість молей продуктів згоряння порівняно з кількістю молей свіжого заряду. Ця зміна називається молекулярною зміною:

$$\Delta M = M_2 - M_1.$$

Молекулярну зміну можна оцінювати хімічним коефіцієнтом молекулярної зміни:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}.$$

Але в циліндрах двигуна завжди міститься певна кількість залишкових газів M_r , що перешкоджають нормальному процесу згоряння. Тому зміну

числа молів точніше можна оцінити дійсним коефіцієнтом молекулярної зміни:

$$\mu = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r},$$

де M_r – кількість кіломолив залишкових газів, що припадає на 1 кг палива.

У двигунів, які працюють на рідкому паливі завжди $\mu_0 > 1$ і $\mu > 1$. Це означає, що в продуктах згоряння міститься більше молів, ніж у свіжому заряді. Це позитивний фактор, оскільки в розширенні бере участь більший об'єм газів. У газових двигунів $\mu < 1$. Це одна з причин зниження потужності бензинового двигуна у разі переведення його на живлення газом.

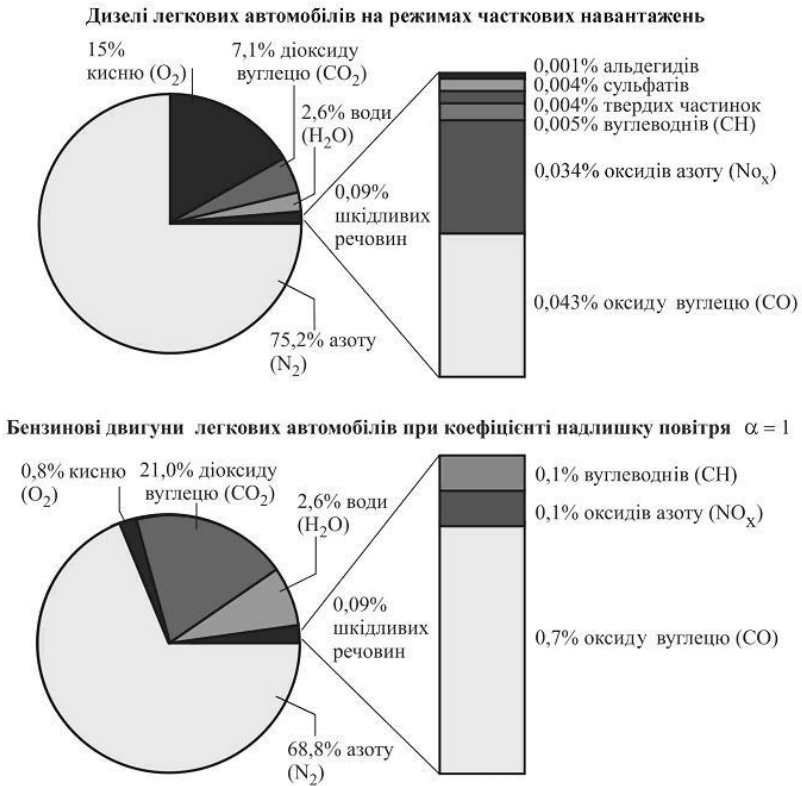


Рис. 2.1. Складові частини відпрацьованих газів ДВЗ (у % по масі)

Найважливішим показником палива є теплота згорання – кількість теплоти, що виділяється при повному згоранні його масової або об'ємної одиниці. Теплоту згорання визначають експериментальним спалюванням палива в калориметричній бомбі у середовищі стиснутого кисню. Розрізняють два види теплоти згорання.

Найвища теплота згорання H_0 – теплота, що виділяється у разі повного згорання 1кг палива в калориметричній бомбі з наступним охолодженням продуктів згорання до початкової температури, кДж/кг.

Найнижча теплота згорання H_u – теплота, що виділяється під час повного згорання 1кг палива без урахування теплоти, яка міститься в утвореній в процесі згорання водяній парі, кДж/кг. Таке згорання відбувається в циліндрах ДВЗ при надлишковому повітрі.

Для бензину $H_u = 44$ МДж/кг.

Для дизельного палива $H_u = 42,5$ МДж/кг.

До важливих експлуатаційних показників рідких палив належать: для бензину – октанове число, для дизельного палива – цетанове число.

Октановим числом (ОЧ) називається процентний за об'ємом вміст ізооктану в суміші з нормальним гептаном, яка за детонаційною стійкістю рівна данному паливу. Ізооктан і гептан – вуглеводні, що входять до складу бензину. Ізооктан – вуглеводень, що має високі антидетонаційні властивості, його октанове число рівне 100. Гептан досить схильний до детонації.

ОЧ характеризує антидетонаційні властивості бензину і визначається на спеціальному одноциліндровому двигуні із змінним ступенем стиску за одним із двох методів: моторним або дослідницьким, які відрізняються режимами випробувань. Октанове число зазначається в марці бензину. Для підвищення детонаційної стійкості в бензині додають спеціальну присадку – етилову рідину, яка є токсичною і вміст її в бензині обмежений. Крім бездетонаційного згорання, автомобільні бензини повинні добре випаровуватись, що має забезпечити якісне приготування горючої суміші навіть при низьких температурах, мати стабільний склад при зберіганні та експлуатації, мінімальний корозійний вплив на метали, не містити механічних домішок та води.

Цетановим числом (ЦЧ) оцінюється схильність дизельних палив до самозаймання. Визначається також на спеціальному двигуні із змінним ступенем стиску. ЦЧ – це процентний (за об'ємом) вміст цетану в суміші з альфаметилнафталеном, яка має такий самий період затримки самозаймання, як і дане паливо. Воно може бути в межах 40...55 одиниць.

При низьких значеннях ЦЧ період затримки самозаймання більший, внаслідок цього збільшується швидкість зростання тиску самозаймання впорснутого в циліндр палива (жорсткість роботи дизеля). При надто великих значеннях ЦЧ через малий період затримки самозаймання не

встигає відбутися добре сумішоутворення, тому має місце неповнота згоряння. Дизельні палива повинні мати певну в'язкість, достатню змащувальну здатність, добре самозайматись, здійснювати мінімальний корозійний вплив на метали, не містити механічних домішок і води.

Крім рідких палив в автомобілях можуть використовуватись газоподібні палива – стиснутий природний газ, який складається в основному з метану CH_4 , і скраплений газ, до якого входить пропан C_3H_8 і бутан C_4H_{10} , і який отримують при переробці нафти. Метан при нормальній температурі може бути стиснутий до високого тиску (25 МПа). Скраплений газ зберігається в балонах у рідкому стані при значно меншому тиску $P=1,6$ МПа. Газове паливо має хороші експлуатаційні властивості, зокрема, його октанове число більше 100 одиниць.

Оскільки запасів нафти та природного газу на планеті вистачить тільки на декілька десятків років, то зараз приділяється значна увага використанню палив, отриманих з відновлювальних ресурсів. До цих палив належать спирти (метанол і етанол) і рослинні олії. Сировиною для отримання метанолу є кам'яне вугілля, природний газ, відходи деревини. Він дуже токсичний та агресивний по відношенню до деталей двигуна. Етанол (харчовий спирт) виготовляють виключно із рослинної сировини (пшениця, кукурудза). Спирти мають велике октанове число (більше 100 одиниць), але меншу, практично вдвічі, теплоту згоряння порівняно з бензином. Тому доцільним є додавання спиртів до бензину з метою покращення його властивостей.

З рослинних олій найбільш перспективним паливом є ріпакова олія, яку, внаслідок її високої в'язкості, можна використовувати у вигляді добавок до дизельного палива або у вигляді метилового ефіру. Останній отримують розведенням олії метанолом з добавкою каталізатора. Паливо на основі рослинних олій називають біодизельним.

3. ДІЙСНІ ЦИКЛИ ПОРШНЕВИХ ДВЗ

3.1. Загальні відомості про дійсні цикли

Дійсним циклом поршневого ДВЗ називається комплекс періодично повторюваних процесів, здійснюваних з метою перетворення термохімічної енергії палива в механічну роботу.

Основні особливості дійсних циклів:

- 1) теплота підводиться спалюванням паливоповітряної суміші в надпоршневому просторі;
- 2) після кожного циклу відбувається заміна робочого тіла;
- 3) стиск і розширення відбуваються політропно, тобто за наявності теплообміну із зовнішнім середовищем. Крім того під час розширення має місце догорання робочої суміші;
- 4) теплоємність і хімічний склад газів змінні;
- 5) є гідравлічні втрати під час руху газів.

Дійсні цикли зображують за допомогою діаграм в $P-V$ координатах. Ці діаграми називають індикаторними. Їх можна отримати експериментальним шляхом за допомогою спеціального самописного приладу – індикатора, який записує зміну тиску в надпоршневому просторі циліндра залежно від величини ходу поршня. Індикаторна діаграма чотиритактного двигуна з іскровим запалюванням показана на рис. 3.1, а.

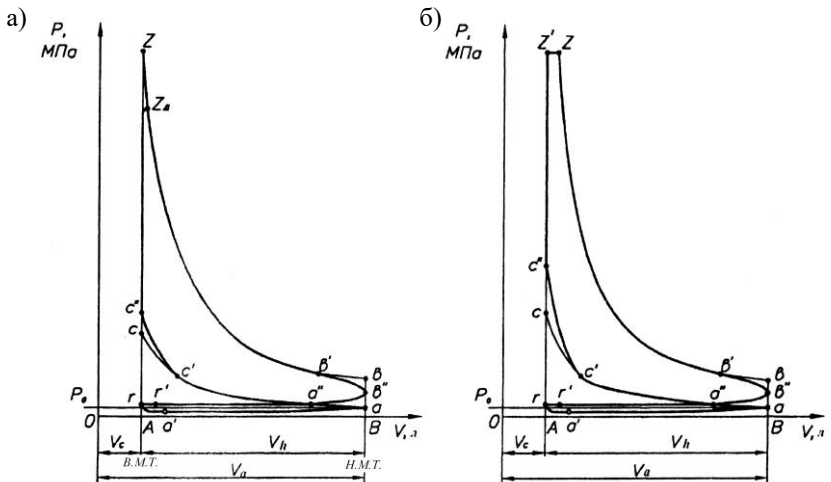


Рис. 3.1. Індикаторні діаграми:

а – двигуна з іскровим запалюванням; б – дизеля

На ній відмічені лінії, що відповідають в.м.т. і н.м.т. та лінія атмосферного тиску P_0 , а також лінії, що показують як змінюється тиск в надпоршневому просторі при здійсненні процесів дійсного циклу, починаючи з процесу впуску, який розпочинається в точці r і закінчується в точці a . Від точки a до точки c проходить процес стиску, від точки c до точки z - процес згоряння, від точки z до v – процес розширення (поршень здійснює робочий хід) і від точки v до точки r – процес впуску відпрацьованих газів. Отримана діаграма є розрахунковою (зображена тонкими лініями), оскільки вона будується за розрахунковими значеннями тисків газу в характерних точках. В ній не враховано вплив випередження відкриття і запізнення закриття впускних і впускних клапанів, тобто фази газорозподілу та випередження запалювання. Коли враховуються названі фактори, отримується індикаторна діаграма дійсного циклу, на якій точки r' і a'' відповідають відкриттю і закриттю впускного клапана, точки v' і a' – відкриттю і закриттю впускного клапана. На ділянці $r'-g-a'$ відбувається перекриття клапанів, коли одночасно частково відкриті впускний і впускний клапани.

На ділянці $g'aa''$ впускається свіжий заряд – суміш повітря з парою палива (горюча суміш). В циліндрах до неї домішуються залишкові гази від попереднього циклу і утворюється робоча суміш. На ділянці $aa''c'$ робоча суміш стискається, причому на відрізку $aa''c'$ цей процес політропний. В точці c' робоча суміш займається від електричної іскри і тиск в надпоршневому просторі швидко підвищується до точки c'' внаслідок зростання температури газу під час згоряння робочої суміші. Процес згоряння відбувається на ділянці $c's'z$. Але тиск газів не досягає розрахункового значення P_z оскільки швидкість згоряння робочої суміші скінченна і за період її згоряння поршень встигає дещо переміститися від в.м.т. На ділянці z_0v' відбувається розширення продуктів згоряння, причому на ділянці z_0v' цей процес політропний. На ділянці $v'ga'$ випускаються відпрацьовані гази.

Індикаторна діаграма чотиритактного дизеля без наддуву показана на рис. 3.1, б. На ділянці $g'aa''$ відбувається впуск повітря в циліндри, на ділянці $aa''c'$ – його політропний тиск. У точці c' самозаймається паливо, впоркнуте форсункою в циліндр. На відрізку $c's'z$ згоряє паливоповітряна суміш за циклом із змішаним підведенням теплоти, зв'язу – розширення (до точки v' – політропне), $v'b'r'ga'$ – впуск відпрацьованих газів.

Діаграми двигунів з наддувом відрізняються формою проходження ділянок впуску і впуску. Це пов'язано з тим, що свіжий заряд подається в циліндри двигуна під тиском, а в ДВЗ з газотурбінним наддувом, крім того, підвищується тиск у впускній системі у зв'язку з наявністю опору рухові відпрацьованих газів, який створює турбіна [1, 4, 6].

3.2. Процеси газообміну

Загальні положення

Заміну робочого тіла при здійсненні процесів випуску та впуску називають газообміном. Від кількості свіжого заряду, який потрапив в циліндри двигуна після завершення газообміну, у вирішальній мірі залежить отримувана в циклі робота і, відповідно, потужність двигуна.

Сучасним системам газообміну автомобільних двигунів властиві наступні особливості:

1. Кількість клапанів в кожному циліндрі частіше всього чотири – два впускних і два випускних.
2. Більшість дизелів мають наддув. Встановлення охолоджувача повітря після компресора збільшує опір впускної системи.
3. В системі випуску для задоволення сучасних вимог до допустимої токсичності відпрацьованих газів встановлюється нейтралізатор, що дещо збільшує її гідравлічний опір. Цей опір зростає і при встановленні турбокомпресора.
4. Все частіше знаходять застосування механізми газорозподілу, забезпечуючі керовану зміну фаз газорозподілу і закону підйому клапанів.

Параметри процесу впуску

В міру руху поршня від в.м.т. до н.м.т. надпоршневий простір заповнюється свіжим зарядом (рис. 3.2), так як збільшення об'єму циліндра супроводжується виникненням в ньому розрідження. Щоб здійснити цей процес, треба видалити з циліндра продукти згоряння, утворені під час попереднього циклу. Отже, обидва процеси – впуск і випуск взаємозв'язані і в сукупності складають процес газообміну. Тиск в циліндрі двигуна під час впуску завжди менший за атмосферний. Це є умовою процесу впуску.

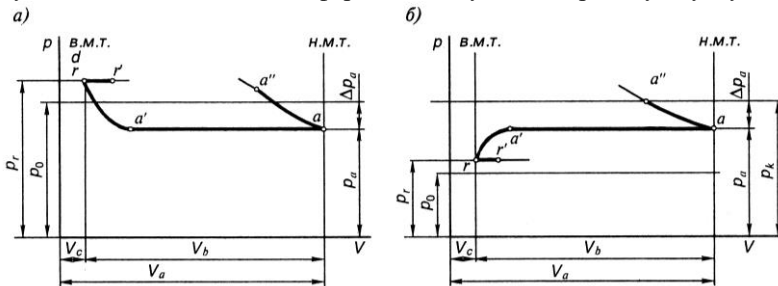


Рис. 3.2. Зміна тиску в процесі впуску в чотиритактному двигуні:
а – без наддуву; б – з наддувом

Впускний клапан починає відкриватися, коли поршень не дійшов до в.м.т. на $10...20^\circ$ повороту колінчастого вала (точка г'), а випускний клапан закривається через $15...30^\circ$ після в.м.т. (точка а'). Тому протягом деякого часу обидва клапани частково відкриті. Під час руху відпрацьованих газів через випускний клапан вони проявляють ежектуючу дію, внаслідок якої під впускним клапаном створюється розрідження і свіжий заряд починає надходити одночасно з видаленням відпрацьованих газів. Закривається впускний клапан з запізненням $50...70^\circ$ (точка а'), коли поршень починає переміщатись від н.м.т. вгору. Внаслідок цього відбувається дозарядка циліндрів свіжим зарядом. Якість наповнення циліндрів залежить від:

- гідравлічного опору впускної системи;
- наявності в циліндрі залишкових газів;
- підігріву свіжого заряду.

Процес впуску характеризується значеннями тиску і температури в точці а індикаторної діаграми, а також деякими узагальнюючими параметрами.

Тиск в циліндрі в кінці впуску:

$$p_a = p_0 - \Delta p_a, \text{ МПа,}$$

де P_0 – атмосферний тиск;

ΔP_a – втрати тиску на впуску за рахунок опору впускної системи і затухання швидкості руху заряду в циліндрі:

$$\Delta p_a = \left(\beta^2 + \xi_{en} \right) \frac{w_{en}^2}{2} \rho_0 \cdot 10^{-6}, \text{ МПа,}$$

де β – коефіцієнт затухання швидкості руху заряду в циліндрі;

ξ_{en} – коефіцієнт гідравлічного опору впускної системи;

w_{en} – середня швидкість заряду в найменшому перерізі впускної системи, м/сек.

При розрахунках рекомендується задаватися такими інтервалами значень:

$$\left(\beta^2 + \xi_{en} \right) = 2.5 \dots 4; \quad \omega_{en} = 50 \dots 130 \text{ м/с.}$$

Менші значення вказаних параметрів приймаються для малооборотних двигунів.

Густина заряду на впуску:

$$\rho_0 = \frac{P_0}{T_0 B} \cdot 10^6, \text{ кг/м}^3,$$

де $B = 287$ Дж/(кг·град) – питома газова стала для повітря.

Якість очищення циліндрів від продуктів згоряння характеризує коефіцієнт залишкових газів:

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r},$$

де T_0 – температура навколишнього середовища;

T_r і P_r – температура і тиск залишкових газів;

ΔT – величина підігріву свіжого заряду.

Свіжий заряд під час руху в циліндри контактує з нагрітими стінками каналів впускної системи і температура його підвищується.

Величиною підігріву свіжого заряду ΔT задаються:

для бензинових двигунів $\Delta T = 0 \dots 25^\circ$;

для дизелів $\Delta T = 10 \dots 30$.

Температура заряду в кінці впуску:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ К.}$$

Коефіцієнт наповнення η_v циліндрів двигуна визначає ступінь заповнення об'єму циліндра свіжим зарядом в процесі впуску і оцінює досконалість цього процесу. Він дорівнює відношенню кількості або маси свіжого заряду, яка дійсно надійшла в циліндр, до тієї кількості або маси, яка могла б розміститися у робочому об'ємі циліндра за даних умов на впуску, тобто для двигуна без наддуву при тиску P_0 і температурі T_0 навколишнього середовища. Розраховують коефіцієнт наповнення за такою залежністю:

$$\eta_v = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_0} (\varepsilon p_a - p_r).$$

З цього виразу видно, що ступінь стиску ε , тиск p_0 і температура T_0 навколишнього середовища та температура T_r залишкових газів мало впливають на коефіцієнт наповнення. Суттєво впливає на коефіцієнт наповнення величина ΔT підігріву свіжого заряду. Тому треба прагнути до того, щоб вона не перевищувала певного рівня.

Але найбільше впливає на коефіцієнт наповнення тиск P_a наприкінці процесу впуску, який залежить в основному від величини аеродинамічних втрат у впускному тракті. Тому при проектуванні нових двигунів ці втрати намагаються звести до мінімуму. Для цього здійснюють такі заходи: при незмінному об'ємі циліндра збільшують діаметр циліндра і зменшують хід поршня, що дає змогу збільшити діаметр впускного клапана, встановлюють по два впускних клапани в кожному з циліндрів, підвищують чистоту обробки стінок впускних каналів.

Також на наповнення циліндрів впливають фази газорозподілу, які є періодами, вираженими в градусах повороту колінчастого вала, протягом яких клапани відкриті. У двигунів з традиційною конструкцією газорозподільного механізму фази газорозподілу вибирають так, щоб забезпечити оптимальне наповнення для найбільш важливого діапазону швидкісних режимів двигуна. Але вже зараз серійно випускаються двигуни з автоматичною зміною фаз газорозподілу у разі зміни режиму роботи двигуна.

3.3. Процес стиску

Мета процесу стиску – створення умов, необхідних для запалювання і ефективного згоряння горючої суміші. В дійсному циклі процес стиску характеризується такими факторами:

- відбувається теплообмін між газами і стінками циліндра;
- гази просочуються крізь нещільності між поршнем і циліндром.

Тому дійсний процес стиску не адіабатний, а політропний (рис. 3.3) і описується рівнянням політропи:

$$PV^{n_1} = const ; \quad TV^{n_1-1} = const ,$$

де n_1 – показник політропи стиску.

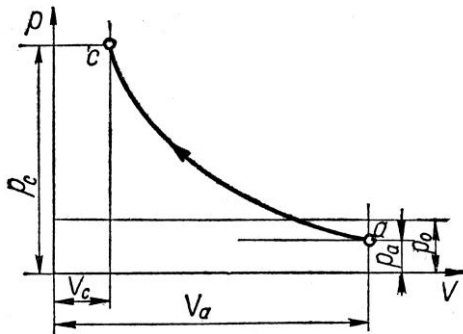


Рис. 3.3. Зміна тиску в надпоршневому просторі в процесі стиску

У дійсному циклі цей показник змінний, так як на початку стиску газ холодний і теплообмін іде від стінки циліндра до газу, тому $n_1 > k$. Наприкінці стиску газ нагрівається і теплообмін іде від газу до стінок циліндра, тому $n_1 < k$. Але для спрощення розрахунків приймають середнє значення n_1 , яке лежить в межах:

бензинові двигуни $n_1 = 1,34 \dots 1,37$; дизелі $n_1 = 1,37 \dots 1,39$.

У бензинових ДВЗ показник n_1 менший, ніж у дизелів, внаслідок затрати частини теплоти на випаровування краплин палива, що міститься в горючій суміші. Його величина залежить від режиму роботи, експлуатаційних умов і технічного стану двигуна. Зокрема, чим більша частота обертання колінчастого вала, тим більший n_1 , збільшення діаметра циліндра призводить до зростання n_1 .

Процес стиску характеризується тиском і температурою наприкінці процесу, тобто в точці с індикаторної діаграми, які обчислюються за рівняннями політропи стиску:

$$P_a V_a^{n_1} = P_c V_c^{n_1}; T_a V_a^{n_1-1} = T_c V_c^{n_1-1}.$$

$$\text{Звідки } P_c = P_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1} = p_a \varepsilon^{n_1};$$

$$T_c = T_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1-1} = T_a \varepsilon^{n_1-1}.$$

Тиск P_c наприкінці стиску (компресія) вимірюється за допомогою приладу і є дуже важливим діагностичним параметром, який характеризує технічний стан двигуна, його значення повинні знаходитись в наступних межах: в бензинових двигунах 0,9... 1,5 МПа, в дизелях – 3,0... 5,5 МПа.

3.4. Процеси сумішоутворення та згоряння

У ДВЗ процесу згоряння передує процес приготування паливо-повітряної суміші необхідного складу.

Сумішоутворення у двигунах з іскровим запалюванням

Утворення однорідної суміші

У бензинових двигунах застосовується переважно зовнішнє сумішоутворення, яке включає в себе ряд процесів: дозування палива, його розпилювання, випаровування і перемішування з повітрям. В карбюраторних двигунах компоненти горючої суміші знаходяться в різних агрегатних станах. Тому бензин спочатку потрібно розпилити і випарувати. В цих двигунах сумішоутворення погіршується внаслідок того, що частина палива осідає на стінках впускного колектора у вигляді паливної плівки. Швидкість її руху значно менша, ніж швидкість суміші. В двигунах з впорскуванням бензину пальне розпилюється форсунками на впускні клапани або прямо в циліндри. Бензин потрапляє в гаряче середовище і швидко випаровується, що сприяє хорошему сумішоутворенню. В газових двигунах процес утворення горючої суміші відбувається внаслідок дифузії одного газу в інший під час їх руху по впускному тракту.

Утворення розшарованих зарядів

Покращити показники двигуна можна відмовившись від дроселювання і перейшовши на якісне регулювання (при внутрішньому сумішоутворенні). Переваги такого переходу можуть бути реалізовані в повній мірі у випадку розділення заряду на дві частини – горючу і негорючу (без палива). Горюча частина повинна містити гомогенну суміш при $\alpha = 1$, а негорюча – повітря і залишкові гази. Необхідно, щоб горюча частина заряду при проскакуванні іскри розміщувалась біля свічки запалювання. Реальне використання розшарованих зарядів вдалось здійснити японським фірмам *Toyota* і *Mitsubishi* в 1996 – 1997 рр. при впорскуванні бензину в циліндр і комплексному мікропроцесорному керуванню подачею палива, а також вихровим рухом заряду.

Сумішоутворення в дизелях

У дизелях застосовується внутрішнє сумішоутворення, при якому наприкінці такту стиску паливо впорскується в циліндр в нагріте повітря, де і відбувається утворення паливоповітряної суміші. Сумішоутворення в дизелях починається з початком впорскування палива і закінчується майже одночасно з кінцем його згоряння. Процеси сумішоутворення включають в себе розпилювання палива, розподіл його в об'ємі камери згоряння, нагрівання, випаровування палива, змішування парів палива з повітрям. В сучасних автомобільних дизелях застосовують три типи камер згоряння: нерозділені (однопорожнинні), розділені (двопорожнинні) і напіврозділені.

Нерозділені камери згоряння складаються з простору над поршнем і неглибокої порожнини в поршні. Розпилювання палива, сумішоутворення і згоряння відбуваються безпосередньо в циліндрі, й двигун з такими камерами називається двигуном з безпосереднім впорскуванням. В нерозділених камерах згоряння може здійснюватись один із трьох способів сумішоутворення: об'ємне, плівкове або об'ємно-плівкове.

Об'ємне сумішоутворення здійснюється в неглибоких значного діаметра камерах згоряння, наприклад типу „Гесельман” (рис. 3.4, а). Основна частина палива впорскується в об'єм над поршнем. Паливна апаратура повинна забезпечити проникнення факелів розпиленого палива до периферії камери, максимально заповнити розпиленим паливом весь об'єм. Ці вимоги жорсткі та суперечливі, й виконати їх складно.

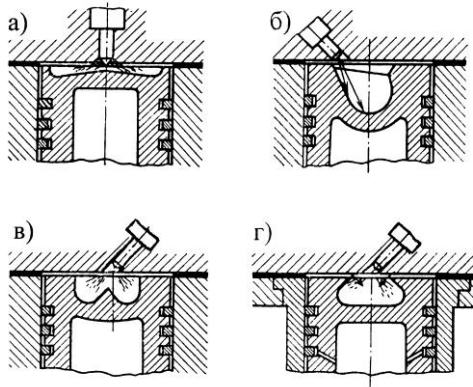


Рис. 3.4. Нерозділені камери згоряння:
а – типу „Гесельман”; б – типу „Дойтц”; в – типу ЯМЗ; г – типу ЦНДЦІ

Бажання уникнути цих труднощів і при цьому зберегти хорошу паливну економічність призвело до розробки напіврозділених камер згоряння, виконаних в поршні. В цих камерах згоряння може здійснюватись плівкове сумішоутворення (рис. 3.4, б). Для цього значна частина порції палива (90...95 %), яке впорскується, подається на стінку камери згоряння в поршні під невеликим кутом, що створює умови для розтікання палива по стінці тонким шаром, решта палива впорскується в об'єм. Спочатку самозаймається та частина палива, яке впорскується в об'єм (5...10 %). Паливна плівка випаровується за рахунок теплоти поршня. Після початку горіння процес випаровування різко прискорюється.

У разі плівкового сумішоутворення забезпечується висока потужність і хороша паливна економічність, зменшується жорсткість роботи дизеля. Недоліками такого сумішоутворення є утруднений запуск холодного двигуна і підвищена токсичність відпрацьованих газів на режимах холостого ходу і часткових навантажень.

Об'ємно-плівкове сумішоутворення також здійснюється в напіврозділених камерах згоряння (рис. 3.4, в, г). При цьому способі 40...60 % порції палива досягає стінок камери згоряння в поршні. Попадання палива на стінку спочатку значно зменшує швидкість утворення паливоповітряної суміші порівняно з об'ємним сумішоутворенням. Завдяки цьому знижується жорсткість роботи дизеля. Далі швидкість випаровування зростає і процес згоряння не затягується.

Розділені камери згоряння складаються з основної та допоміжної порожнин, які з'єднуються горловиною. Мета розділення камер – підвищення енергії повітряного заряду для покращення сумішоутворення. Тому основні переваги дизелів з такими камерами: висока якість згоряння, м'яка робота дизеля, невисока токсичність відпрацьованих газів завдяки якісному згорянню, низькі вимоги до паливної апаратури. Недоліками двокамерних дизелів є гірша паливна економічність і низькі пускові властивості, що вимагає застосування спеціальних пускових пристроїв. Є два види розділених камер згоряння: з вихровою камерою і передкамерою.

У вихровій камері (рис. 3.5, а) вісь з'єднувальної горловини направлена по дотичній до внутрішньої поверхні сферичної порожнини, що забезпечує під час стиску направлений вихровий рух заряду. Швидкість перетікання заряду через горловину понад 200 м/с, чим забезпечується хороше розподілення заряду і якісне сумішеутворення. Об'єм вихрової камери становить 45...60 % від загального об'єму камери згоряння. При згорянні частини палива у вихровій камері тиск підвищується, в результаті чого, паливо, яке не згоріло, викидається в надпоршневій простір, де й закінчується процес згоряння.

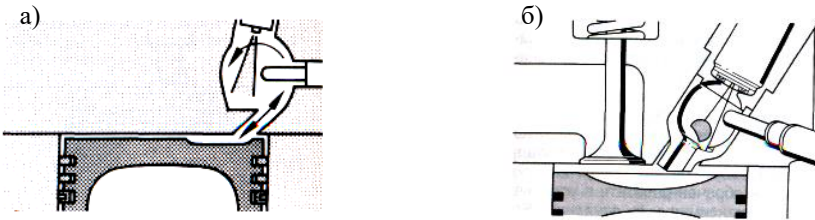


Рис. 3.5. Розділені камери згоряння:
а – вихрова камера; б – передкамера

У передкамерному дизелі (рис. 3.5, б) відносний об'єм додаткової порожнини і переріз горловини менші, ніж у вихорокамерних дизелів. Цим забезпечується значне підвищення швидкості перетікання заряду (290...320 м/с). Паливо впорскується назустріч потоку повітря, і має місце добре перемішування горючої суміші. Передкамерні дизелі менш чутливі до

сорту палива й умов роботи, ніж вихорокамерні. Однак мають більші втрати енергії на перетікання заряду і тому менш економічні.

Особливості згоряння горючих сумішей

Процес згоряння можна розділити на дві стадії: запалювання суміші та поширення полум'я.

Запалювання може бути високотемпературне одностадійне та низькотемпературне багатостадійне. В двигунах з іскровим запалюванням має місце високотемпературне запалювання. Свічка запалювання дає температуру 10000 К, внаслідок чого початкові реакції відбуваються дуже швидко. Займання відбувається в обмеженій зоні з максимальною температурою. У двигунах із samozайманням має місце низькотемпературне багатостадійне запалювання, яке виникає внаслідок нагрівання повітря до порівняно невисокої температури (450...800 К). Його стадії – спочатку виникає голубе світіння, тиск і температура в камері згоряння не підвищуються. Наступний період – зростання тиску і температури, з'являється інтенсивне вторинне світіння і в кінці – тепловий вибух. Таке запалювання відбувається одночасно в багатьох точках об'єму робочої суміші, тому його називають об'ємним samozайманням.

Поширення полум'я. Швидкість поширення фронту полум'я 40...50 м/с (до 60 м/с), товщина зони горіння 20...25 мм, причому із збільшенням частоти обертання швидкість поширення полум'я збільшується. Швидкість розповсюдження полум'я в однорідній бензоповітряній суміші значною мірою залежить від її складу. Найбільша швидкість досягається при $\alpha = 0,85...0,95$.

У разі збіднення та збагачення горючої суміші швидкість згоряння зменшується до деякої межі, при якій полум'я гасне (0,1 м/с). Межу збагачення горючої суміші вище якої розповсюдження полум'я стає неможливим називають верхньою концентраційною межею $\alpha_{\text{мін}}$, а межу збіднення – нижньою концентраційною межею $\alpha_{\text{макс}}$.

У бензинових двигунах $\alpha_{\text{мін}} = 0,4...0,5$ і $\alpha_{\text{макс}} = 1,3...1,4$. В газових двигунах вони ширші в бік збіднення.

У дизелях впорскнуте паливо знаходиться в двофазному стані. Частина його переходить у парову фазу, а частина – залишається в крапельно-рідинному стані. Запалювання виникає в зонах, насичених паром палива, а від цих вогнищ запалювання полум'я поширюється всередину зон з крапельками рідкого палива. Центрами запалювання є зони, де $\alpha = 0,85...0,95$, від них полум'я поширюється на більш збіднені суміші. Тому дизелі можуть працювати на малих навантаженнях при дуже бідній суміші з $\alpha > 4$. Але при $\alpha < 1,4...1,5$, що має місце при повних навантаженнях, з'являються зони із значними місцевими перезбагаченнями суміші (з $\alpha = 0,3...0,4$), в яких

інтенсивно утворюється сажа. Це є причиною підвищеної димності дизелів при збільшенні навантаження понад деякої норми.

Згоряння в двигунах з іскровим запалюванням

Згоряння рідкого палива може відбуватися тільки в газовій фазі. Для цього потрібно, щоб бензин випарувався і його пара змішалася з повітрям. Найбільша швидкість згоряння в однорідній (гомогенній) суміші, коли молекули палива рівномірно розподілені між молекулами кисню. В реальних умовах цього важко досягти, тому робоча суміш тією чи іншою мірою завжди неоднорідна (особливо при низьких температурах).

Згоряння робочої суміші в циліндрі ДВЗ з іскровим запалюванням має такі особливості:

- 1) вихровий (турбулентний) рух робочої суміші, внаслідок чого фронт полум'я має нерівну поверхню;
- 2) в нормальних умовах максимальна середня швидкість поширення фронту полум'я становить 40...50 м/с;
- 3) відразу після подачі електричної іскри в робочій суміші відбуваються передполум'яні реакції без підвищення тиску, а потім починається видиме горіння і різке зростання тиску.

Згоряння відбувається дуже швидко, приблизно за 0,001 с. За період згоряння колінчастий вал повертається на 25...30°. Тому електричну іскру подають з випередженням, щоб згоряння закінчилось, коли поршень проходить в.м.т. Тоді тиск на поршень буде максимальним.

Для аналізу процесу згоряння зручно використовувати розгорнуту індикаторну діаграму, тобто залежність тиску p в циліндрі двигуна від кута φ повороту колінчастого вала (рис. 3.6).

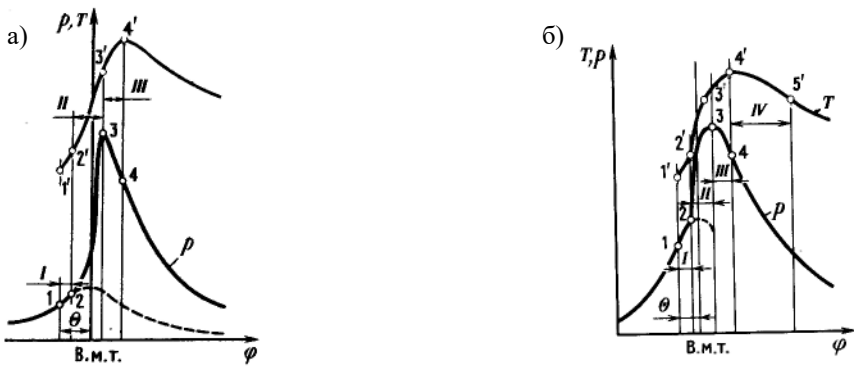


Рис. 3.6. Розгорнуті індикаторні діаграми:

а – двигуна з іскровим запалюванням; б – дизеля

Іскра подається в точці 1 з випередженням θ до приходу поршня у положення в.м.т. $\theta = 20...55^\circ$ повороту колінчастого вала (п.к.в.). На індикаторній діаграмі можна виділити три фази згоряння:

I – період прихованого згоряння – від моменту проскакування електричної іскри до початку різкого збільшення тиску на індикаторній діаграмі. В цей період осередок горіння, який формується між електродами свічки, поступово перетворюється в розвернутий фронт полум'я. Кінець першого періоду визначають накладанням діаграми з включеним запалюванням на діаграму з виключеним запалюванням, і місце розходження кривих визначає точку 2 – кінець першого періоду.

Перша фаза становить $10...30^\circ$ п.к.в. ($0,0005...0,001$ с).

II – період швидкого або видимого горіння. Починається в момент закінчення процесу стиску і закінчується в момент досягнення максимального тиску в циліндрі. В цей період відбувається швидке розповсюдження фронту полум'я по всьому об'єму камери згоряння. Друга фаза становить $25...30^\circ$ п.к.в. ($0,001...0,002$ с). За цей час згоряє 70 – 80 % робочої суміші. Зменшенню тривалості другої фази сприяє розміщення свічки запалювання ближче до центру камери згоряння або установка в ній двох свічок, а також посилення турбулізації заряду.

Друга фаза згоряння характеризує жорсткість роботи двигуна, яка оцінюється швидкістю наростання тиску на кожен градус кута повороту колінчастого вала, тобто відношенням $\Delta p/\Delta\phi$,

де $\Delta p = p_3 - p_2$ – різниця між максимальним тиском (т.3) і тиском на початку видимого горіння (т.2);

$\Delta\phi$ – кут повороту колінчастого вала від початку видимого горіння (т.2) до досягнення максимального тиску (т.3) циклу.

Якщо горіння проходить нормально, $\Delta p/\Delta\phi = 0,12...0,26$ МПа/ $^\circ$ п.к.в. Жорстка робота двигуна супроводжується стуками і створює надмірні навантаження на деталі двигуна.

Третя фаза (III) називається періодом догоряння. Вона починається від точки максимального тиску газів в надпоршневому просторі (яка знаходиться після в.м.т.) та не має чітко визначеного закінчення.

Фактори, що впливають на процес згоряння у двигунах з іскровим запалюванням

На процес згоряння в двигунах впливають експлуатаційні та конструктивні фактори.

Експлуатаційні фактори

1. Склад робочої суміші. Найбільша швидкість розповсюдження полум'я досягається при $\alpha = 0,85...0,95$. При таких значеннях α забезпечуються найбільше значення максимального тиску згоряння та найбільша робота

циклу. Тому з повною потужністю двигуни працюють саме при $\alpha = 0,85...0,95$, незважаючи на погіршення економічності.

Найкраща економічність досягається, якщо $\alpha = 1,05...1,15$. За рахунок надлишку повітря паливо згоряє практично повністю, але процес згоряння протікає повільніше і робота циклу зменшується, що призводить до деякого зниження потужності двигуна.

У разі подальшого збіднення ($\alpha > 1,2$) робота двигуна стає нестійкою. За дуже значного збіднення ($\alpha > 1,25$) з'являються спалахи у впускному колекторі, через те, що згоряння настільки уповільнюється, що частина палива догоряє не тільки при розширенні, але й під час випуску.

2. Кут випередження запалювання. Кожному режиму роботи двигуна відповідає свій найвигідніший кут випередження запалювання, при якому основна фаза процесу згоряння розміщується максимально близько до в.м.т. і двигун працює з найкращою ефективністю, тобто розвиває найбільшу для даного режиму потужність і, відповідно, має найменшу питому витрату палива. Оптимальний кут випередження запалювання зазвичай становить $25...40^{\circ}$ п.к.в. до в.м.т. При надто ранньому куті випередження запалювання тепловиділення поліпшується, але при цьому різко збільшується тиск і навіть може досягти максимального значення до завершення ходу стиску. Внаслідок цього зростає негативна робота в кінці стиску, знижується потужність і погіршується економічність.

При надто пізньому куті випередження запалювання значна частина тепловиділення відбувається під час розширення. Максимальний тиск і робота розширення знижуються, потужність падає, а температура газу в кінці розширення підвищується і двигун перегрівается.

Система запалювання забезпечує автоматичну зміну кута випередження залежно від режиму роботи та його температурного стану.

3. Частота обертання колінчастого вала. З підвищенням частоти обертання колінчастого вала час, що відводиться на процес згоряння, скорочується пропорційно збільшенню частоти обертання, тому кут випередження запалювання потрібно збільшувати із збільшенням частоти обертання. Цю функцію виконує відцентровий регулятор у розподільнику запалювання.

4. Навантаження на двигун. При постійній частоті обертання кут випередження запалювання повинен змінюватися залежно від навантаження. Під час роботи двигуна з частковим навантаженням внаслідок того, що дросельна заслінка прикрита, в циліндри надходить менша кількість свіжої суміші та вміст залишкових газів в ній більший. В той же час чим більше свіжа суміш розбавлена відпрацьованими газами, тим менша швидкість її згоряння і тим раніше необхідно її запалювати. Цю функцію виконує вакуумний регулятор.

Конструктивні фактори

Ступінь стиску. Збільшення ступеня стиску сприяє поліпшенню показників роботи двигуна. З іншого боку, підвищення ступеня стиску в двигунах з іскровим запалюванням обмежується небезпекою виникнення детонації, тому в сучасних двигунах ступінь стиску не роблять більшим 10.

Форма камери згоряння. Цей показник залежить від розташування клапанів у двигуні: нижнього чи верхнього. Нижнє розташування клапанів використовувалось в двигунах 50-х – 60-х років (ГАЗ-51, ЗІЛ-164, ГАЗ-20). В камері згоряння з таким розміщенням клапанів забезпечується інтенсивний вихровий рух робочої суміші в бік свічки запалювання, завдяки її витискуванню поршнем. Але в таких камерах велика поверхня тепловідводу.

Найбільш оптимальною формою камери згоряння у двигунах з верхнім розміщенням клапанів є напівсферична (рис. 3.7, а). В цій камері найкоротший шлях фронту полум'я до будь-якої віддаленої частини камери. Але для такої камери потрібний більш ускладнений привод клапанів, які розташовуються в два ряди.

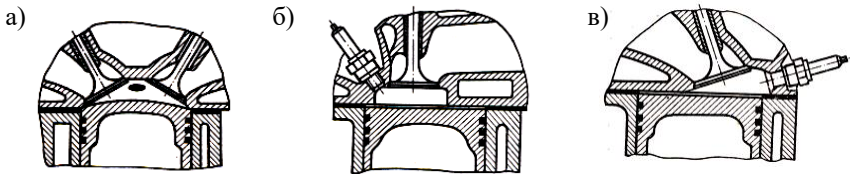


Рис. 3.7. Схеми основних типів камер згоряння двигунів з іскровим запалюванням:

а – напівсферична; б – плоскоовальна; в – клинова

Шатрова камера згоряння є близькою за властивостями до напівсферичної.

Завдяки простоті виготовлення набули широкого застосування камери згоряння з несиметричним розміщенням свічки: плоскоовальна, клинова (рис. 3.7, б, в), напівклинова. В усіх цих камерах клапани розташовані в один ряд.

У разі несиметричного розміщення свічки найкращі умови згоряння забезпечує клинова камера згоряння, оскільки в момент запалювання біля свічки міститься найбільша кількість суміші та фронт полум'я поширюється в сторону все меншого об'єму. Тому клинова камера забезпечує "м'яку" роботу двигуна.

Зараз поширюється застосування двигунів з трьома клапанами в кожному циліндрі (два впускних) для покращення наповнення циліндрів та чотирма клапанами. В двигунах з великим діаметром циліндрів іноді встановлюють по дві свічки запалювання на циліндр, завдяки чому шлях фронту полум'я скорочується вдвічі.

Основні випадки ненормального згоряння у двигунах з іскровим запалюванням

1. Детонаційне згоряння. Детонаційним згорянням, або детонацією, називається вибухоподібне згоряння робочої суміші. У випадку детонації спочатку процес згоряння проходить нормально. Робоча суміш запалюється від іскри, і фронт полум'я поширюється по камері згоряння. Але у віддалених від свічки ділянках камери згоряння через підвищення температури і тиску інтенсивно утворюються активні перекисні сполуки. Це може бути, наприклад, у випадку використання низькооктанового бензину. У разі накопичення цих сполук більше деякого критичного значення суміш самозаймається, причому згоряння носить вибухоподібний характер з утворенням ударної хвилі тиску, що переміщається із швидкістю 1000...2200 м/с (нормальна швидкість згоряння до 50 м/с). Відбиваючись від стінок камери згоряння, ударна хвиля утворює нові хвилі. При цьому розвивається дисоціація газів з утворенням оксиду вуглецю, атомарного вуглецю і водню. Продукти дисоціації та незгоріла частина пального догорають в процесі розширення, тому лінія розширення на індикаторній діаграмі має вигляд пилки (рис. 3.8, а).

Багаторазово повторювані хвилі тиску руйнують масляну плівку на стінках циліндра, можуть викликати руйнування антифрикційного шару в шатунних підшипниках. Тому робота двигуна з детонацією є недопустимою.

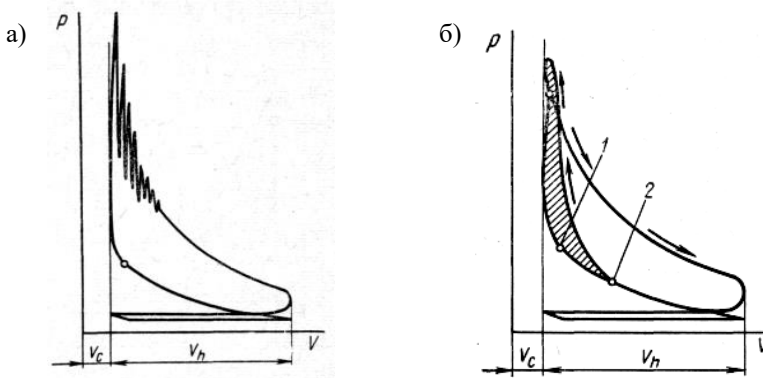


Рис. 3.8. Індикаторні діаграми двигунів:

а – при детонаційному згорянні; б – при передчасному запалюванні

Зовнішні ознаки детонації: дзвінкий металевий стукіт, падіння потужності, перегрів і нестійка робота двигуна, поява чорного диму.

Фактори, що впливають на появу детонації

Конструктивні фактори

Ступінь стиску. Межею підвищення ступеня стиску є небезпека виникнення детонації.

Розмір циліндра. Із збільшенням діаметра циліндра збільшується шлях фронту полум'я, що сприяє виникненню детонації.

Форма камери згоряння. Для зменшення ймовірності виникнення детонації потрібно, щоб шлях фронту полум'я в усіх напрямках був приблизно однаковий.

Експлуатаційні фактори

Сорт вживаного палива. Треба уникати роботи двигуна на бензині, який не рекомендований інструкцією щодо експлуатації.

Склад робочої суміші. Найбільшу схильність до детонації має робоча суміш з коефіцієнтом надлишку повітря $\alpha = 0,85...0,95$, при якому забезпечуються найбільша температура і тиск в циліндрі.

Кут випередження запалювання. Виникненню детонації сприяє ранній кут випередження запалювання, тому що в цьому випадку частка теплоти виділяється в кінці стиску.

Високі значення ступеня стиску, які покращують паливну економічність сучасних двигунів та застосування бензину з октановим числом, нижчим від рекомендованого, збільшують схильність двигунів до детонації. Тому все більшого поширення набувають системи захисту двигунів від детонації (рис. 3.9). Датчик детонації, розміщений у відповідному місці блока циліндрів, реагує на виникаючі при детонації високочастотні коливання блока і трансформує їх у електричні сигнали, які надходять в електронний блок керування системою запалювання двигуна. При цьому виконавчий механізм зміщує момент запалювання в сторону запізнення протягом певного числа тактів.

Навантаження двигуна. З підвищенням навантаження схильність до детонації зростає.

Частота обертання колінвала. Ймовірність появи детонації із збільшенням частоти обертання знижується, внаслідок посилення турбулізації свіжого заряду.

Тепловий стан двигуна. З підвищенням температури деталей камери згоряння двигуна зростає схильність до детонації.

Стан навколишнього середовища. Чим вища температура повітря, тим більша схильність до детонації. Підвищення вологості, навпаки, знижує схильність до детонації, тому що на випарування вологи в циліндрах витрачається частка теплоти і температура в них знижується.

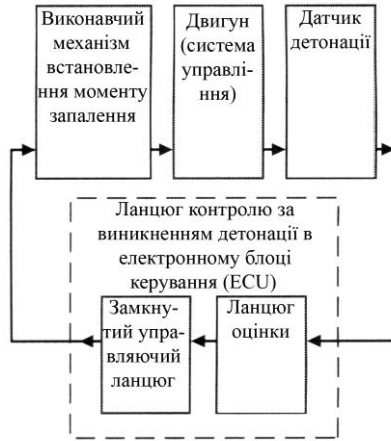


Рис. 3.9. Схема дії системи захисту двигуна від детонації

2. Передчасне запалювання. При передчасному запалюванні робоча суміш запалюється від нагрітих ділянок камери згоряння до появи електричного розряду між електродами свічки. Таке запалювання називають жаровим. Джерелами жарового запалювання можуть бути нагріті до температури вище 1000°K центральні електроди та ізолятори свічок, випускні клапани, великі розжарені частини нагару. Жарове запалювання відбувається у процесі стиску, тиск різко підвищується і може досягти максимального значення до завершення такту стиску. Додаткова робота затрачується на стиск газів, що вже згоріли, і на індикаторній діаграмі з'являється петля.

Жарове запалювання проявляється в падінні потужності, перегріві двигуна, у вигляді глухих стуків. Треба суворо дотримуватись відповідності жарового числа свічок особливостям двигуна. В маркуванні свічки А20ДВ, 20 – жарове число, чим воно більше, тим свічка "холодніша", тобто може працювати в більш високому тепловому режимі. Якщо число завелике, то свічка не буде самоочищуватись.

3. Займання від стиску у разі виключеного запалювання. Часом двигун може працювати на холостому ходу при виключеному запалюванні. За достатньо високого стиску (>8) під час прокручування колінчастого вала добре прогрітого двигуна з прикритою дросельною заслінкою температура горючої суміші наприкінці процесу стиску досягає значень, достатніх для того, щоб встигло пройти самозапалювання суміші при низькій частоті обертання ($n = 300...400 \text{ хв}^{-1}$).

Згоряння в дизелях

У дизелях паливо впорскується у рідкому стані в стиснуте до 3...5 МПа і нагріте до температури 700...900 К повітря в камері згоряння. Ця температура на 150...250 К вища за температуру самозаймання дизельного палива. Краплини палива починають швидко випаровуватися й оточуються оболонкою пари, яка через певний період самозаймається. Період затримки займання становить 0,0005...0,002 с. Під час впорскування палива не утворюється однорідна паливоповітряна суміш, тому паливо займається в зонах, де суміш перебуває в межах займистості. Якщо в двигунах з іскровим запалюванням утворена завчасно горюча суміш швидко згоряє при майже постійному об'ємі, то в дизелях процеси сумішоутворення і згоряння відбуваються одночасно і процес згоряння розтягнутий в часі.

Весь процес згоряння в дизелях можна умовно поділити на чотири фази, які зручно показати на розгорнутій індикаторній діаграмі (рис. 3.6, б). Впорскування палива починається в точці 1. Кут θ між початком впорскування і ВМТ називається кутом випередження впорскування. Перша фаза (I) згоряння – період затримки самозаймання палива. В цей період відбувається впорскування палива, його розпилення, випаровування крапель палива і розгортаються передпленеві реакції. Період затримки самозаймання становить 12...15 ° п.к.в.

Друга фаза (II) – період швидкого горіння. Починається в точці 2 і закінчується при досягненні максимального тиску (точка 3). В цій фазі закінчується впорскування палива і становить вона 10...20 ° п.к.в. Нормальна швидкість підвищення тиску $\frac{dp}{d\varphi} = 0,4...0,5 \text{ МПа/}^\circ \text{ п.к.в.}$

Третя фаза (III) – згоряння при майже постійному тиску. Починається в точці 3 і закінчується в точці 4. В цій точці температура робочого тіла досягає максимуму (1800...2200 ° К). Третя фаза становить 15...25 ° п.к.в.

Четверта фаза (IV) – догоряння палива та продуктів його окислення. Починається при максимальній температурі (точка 4) і не має чіткого моменту завершення.

Фактори, що впливають на процес згоряння в дизелях

1) Період затримки самозаймання. Від нього залежить жорсткість роботи дизеля. Чим більший період затримки, тим більше палива накопичується у циліндрі перед самозайманням і тим більш різко підвищується тиск у другому періоді згоряння. Залежить цей показник від цетанового числа дизельного палива. Чим воно нижче, тим більший період затримки.

2) Фізико-хімічні властивості палива. В першу чергу на процес згоряння впливають в'язкість, поверхневий натяг і випаровуваність. Перші два

фактори впливають на дрібність розпилювання, а третій – на швидкість утворення горючої суміші.

3) Тиск і температура наприкінці стиску. Підвищення тиску і особливо температури в момент впорскування палива сприяє зменшенню періоду затримки самозаймання. Тому підтримання нормального теплового стану дизеля сприятливо впливає на протікання робочого процесу і довговічність дизеля.

4) Якість розпилювання палива форсункою. В розпиленому паливі не повинно бути крапель розміром більше 100 мкм, тому що вони не встигнуть випаруватися і це буде причиною підвищеної димності.

5) Кут випередження впорскування. При надто ранньому куті випередження впорскування паливо потрапляє в камеру згоряння при невеликому тиску і низькій температурі, що призводить до збільшення періоду затримки самозаймання, підвищення жорсткості роботи та зростання максимального тиску згоряння. При пізньому куті випередження впорскування значна частина процесу згоряння переходить на лінію розширення і велика частина палива згоряє у фазі догоряння. Дизель працює при цьому м'яко, але корисна робота зменшується і двигун перегрівается.

6) Склад робочої суміші. Збільшення надлишку повітря на малих навантаженнях сприяє більш повному згорянню та поліпшенню тепловикористання, це має місце до $\alpha \leq 4$. У разі подальшого збіднення згоряння уповільнюється.

7) Ступінь стиску. З підвищенням ступеня стиску збільшується тиск і температура повітря до моменту впорскування палива і період затримки самозаймання палива скорочується. При цьому значно зростає максимальний тиск згоряння. З точки зору найкращого тепловикористання оптимальним є ступінь стиску $\varepsilon = 13...14$, але для забезпечення надійного запуску застосовують $\varepsilon = 14...17$, а в дизелях з розділеними камерами згоряння $\varepsilon = 20...24$.

Розрахунок процесу згоряння

Метою розрахунку процесу згоряння є визначення температури і тиску в кінці видимого згоряння (точки z і z_o). Для спрощення приймається, що процес згоряння в двигуні з іскровим запалюванням відбувається, як в ідеальному циклі з підведенням теплоти при $V = \text{const}$ (рис. 3.10), а в дизелі, як в ідеальному циклі із змішаним підведенням теплоти. Температура газу T_z в кінці видимого згоряння визначається на основі першого закону термодинаміки. Стосовно поршневих ДВЗ:

$$H_u - Q_{вт} = (U_z - U_c) + L_{cz} - \text{згоряння при } \alpha > 1;$$

$$(H_u - \Delta H_u) - Q_{вт} = (U_z - U_c) + L_{cz} - \text{згоряння при } \alpha < 1,$$

де H_u – нижча теплота згоряння палива, кДж/кг;

$Q_{вт}$ – теплота, втрачена внаслідок тепловіддачі, догоряння палива на лінії розширення і дисоціації, кДж;

U_z – внутрішня енергія газів в кінці видимого згоряння, кДж;

U_c – внутрішня енергія робочої суміші в кінці стиску, кДж;

L_{cz} – тепло, яке йде на роботу розширення газів від точки с до точки z (для двигунів з іскровим запалюванням $L_{cz} = 0$), кДж;

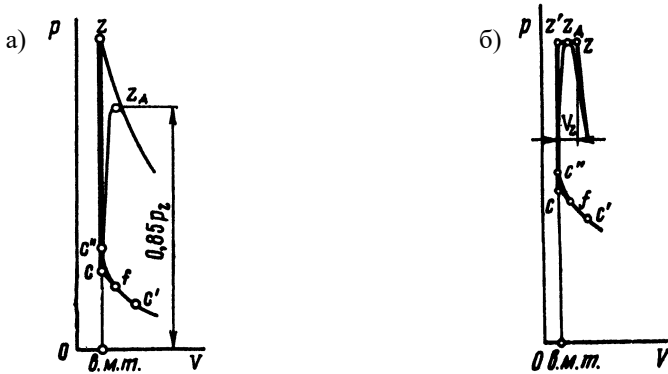


Рис. 3.10. Зміна тиску в процесі згоряння:
а – в двигуні з іскровим запалюванням; б – в дизелі

ΔH_u – хімічна неповнота згоряння палива через нестачу кисню ($\alpha < 1$).

Тепловий баланс на ділянці cz можна записати в більш короткій формі у вигляді рівняння:

$$\xi_z H_u = (U_z - U_c) + L_{cz};$$

$$\xi_z (H_u - \Delta H_u) = (U_z - U_c) + L_{cz},$$

де $\xi_z = \frac{(H_u - \Delta H_u) - Q_{вт}}{H_u - \Delta H_u}$ – коефіцієнт використання тепла на ділянці **cz**

видимого згоряння:

для бензинових двигунів $\xi_z = 0,80...0,95;$

для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $\xi_z = 0,70...0,85;$

для дизелів з розділеними камерами згоряння $\xi_z = 0,65...0,80;$

для газових двигунів $\xi_z = 0,80...0,85.$

Підвищення ξ_z досягається внаслідок вибору раціональної форми камери згоряння, зменшення догоряння у процесі розширення, правильного вибору коефіцієнта надлишку повітря.

Розрахункові рівняння згоряння одержують перетворенням рівнянь теплового балансу на ділянці **cz**.

Температура в кінці видимого процесу згоряння для бензинового двигуна може бути визначена з виразу:

$$\xi_z H_{p.cym} + (mC'_V)_{t_0}^{t_c} (T_c - 273) = \mu (mC''_V)_{t_c}^{t_z} (T_z - 273).$$

Для дизелів:

$$\xi_z H_{p.cym} + \left[(mC'_V)_{t_0}^{t_c} + 8,314\lambda \right] (T_c - 273) = \mu (mC''_V)_{t_c}^{t_z} (T_z - 273),$$

де $H_{p.cym}$ – теплота згоряння робочої суміші.

$$H_{p.cym} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1(1 + \gamma_r)}, \text{ кДж/кмоль роб. суміші;}$$

$(mC'_V)_{t_0}^{t_c}$ – теплоємність робочої суміші;

$(mC''_V)_{t_0}^{t_z}$ – теплоємність продуктів згоряння при постійному об'ємі;

$(mC''_p)_{t_0}^{t_z}$ – теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску;

μ – дійсний коефіцієнт молекулярної зміни;

$\lambda = \frac{p_z}{p_c}$ – ступінь підвищення тиску.

Для дизелів з нерозділеними камерами згоряння і об'ємним сумішоутворенням $\lambda = 1.6...2.5$.

Для вихорокамерних і передкамерних дизелів, а також при плівковому сумішоутворенні $\lambda = 1.2... 1.8$.

Після підстановки в рівняння згоряння відповідних числових значень $H_{p.cум}, (mC'_V)_{t_0}^{t_c}, (mC''_V)_{t_c}^{t_z}$ і виконання необхідних перетворень рівняння згоряння набуде вигляду:

$$AT_z^2 + BT_z - C = 0.$$

Тоді:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A}, \text{ К.}$$

Тиск в кінці видимого згоряння:

для бензинових двигунів:

$$p_z = p_c \cdot \mu \cdot \frac{T_z}{T_c}, \text{ МПа;}$$

для дизелів:

$$p_z = \lambda p_c, \text{ МПа.}$$

Ступінь попереднього розширення для дизеля:

$$\rho = \mu \frac{p_c}{p_z} \cdot \frac{T_z}{T_c} = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}.$$

Значення T_z, p_z, λ і ρ сучасних двигунів перебувають у межах: для бензинових двигунів:

$$T_z = 2400 \dots 2990 \text{ К; } p_z = 3.5 \dots 6.5 \text{ МПа; } \lambda = 3.2...4.2;$$

для газових двигунів:

$$T_z = 2200 \dots 2500 \text{ К; } p_z = 3.0 \dots 5.0 \text{ МПа;}$$

для дизелів:

$$T_z = 1800 \dots 2300 \text{ К}; \quad p_z = 6.0 \dots 12 \text{ МПа}; \quad \rho = 1.2 \dots 1.7.$$

Дійсний максимальний тиск в циліндрах двигуна:

бензинового $p_{z\partial} = 0.85 p_z$, МПа;

дизеля $p_{z\partial} = p_z$, МПа.

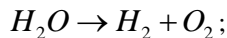
Більш низькі температури кінця згоряння дизелів порівняно з бензиновими двигунами є наслідком більшої величини коефіцієнта надлишку повітря α , а, відповідно, і більших втрат на нагрівання повітря, а також меншої величини коефіцієнта використання теплоти ξ_z на ділянці видимого згоряння.

3.5. Процес розширення

У процесі розширення завдяки енергії згорілого палива газу виконують корисну роботу – відбувається робочий хід поршня (рис. 3.11).

В дійсному циклі процес розширення супроводжують наступні фактори:

- теплообмін із стінками циліндра;
- витікання газів через нещільності поршневих кілець;
- теплова дисоціація газів:



- догоряння робочої суміші.

Внаслідок впливу перелічених факторів процес розширення відбувається не за адіабатою, а за політропою із змінним показником n_2 (рис. 3.11), який змінюється від 1,0 до 1,5. На початку розширення під впливом догоряння тиск зменшується повільніше, тому показник політропи менший за показник адіабати $n_2 < k_2$. В міру зменшення догоряння і зростання втрат теплоти тиск знижується швидше і показник n_2 стає більшим за показник адіабати k_2 . Але для спрощення розрахунків береться середнє значення n_2 і вважається, що воно постійне.

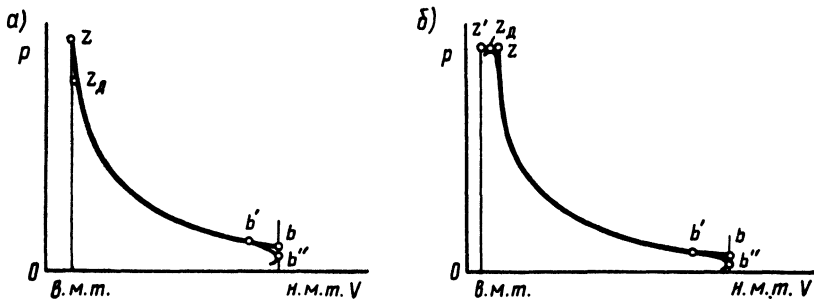


Рис. 3.11. Зміна тиску в процесі розширення:
 а – двигуна з іскровим запалюванням; б – дизеля

Тиск і температура робочого тіла наприкінці розширення обчислюються за рівняннями політропи розширення:

$$P_z V_z^{n_2} = P_6 V_6^{n_2}; T_z V_z^{n_2-1} = T_6 V_6^{n_2-1},$$

де n_2 – показник політропи розширення.

Для бензинових ДВЗ:

$$P_6 = P_z \frac{1}{\varepsilon^{n_2}}, \text{ МПа}; \quad T_6 = T_z \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}}, \text{ К.}$$

Для дизелів:

$$P_6 = P_z \frac{1}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа}; \quad T_6 = T_z \frac{1}{\delta^{n_2-1}}, \text{ К.}$$

де δ – ступінь наступного розширення; $\delta = \frac{V_6}{V_z}$.

3.6. Процес випуску відпрацьованих газів

У процесі випуску з циліндра двигуна видаляються продукти згорання. Наприкінці робочого ходу тиск в циліндрі двигуна значно падає, тому випускний клапан для покращення очищення циліндра відкривається з

випередженням в точці b' (рис. 3.12), яке складає $40...80^\circ$ повороту колінчастого вала до н.м.т.

Момент відкриття випускного клапана вибирають експериментально, щоб забезпечити найменшу втрату корисної площі індикаторної діаграми і, відповідно, найбільшу потужність двигуна. Якщо ж випускний клапан відкривається дуже рано, або дуже пізно, то буде мати місце втрата частини корисної площі індикаторної діаграми. Встановлення глушника значно підвищує тиск випуску і погіршує очищення циліндрів. Щоб покращити очищення циліндрів від відпрацьованих газів випускний клапан закривається в точці a' через $15...60^\circ$ повороту колінчастого вала після в.м.т., оскільки в цей час гази ще продовжують виходити з циліндра за інерцією. Конструкцію глушників вибирають таким чином, щоб додатковий опір на випуску, який вони створюють, був мінімальним.

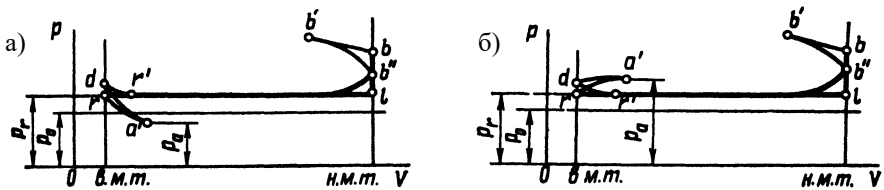


Рис. 3.12. Зміна тиску в процесі випуску в двигуні:
а – без наддуву; б – з наддувом

Розрізняють три стадії процесу випуску:

- 1) надкритична ділянка витікання $b''b'''$. Швидкість витікання газів стала і становить $500...700$ м/с;
- 2) підкритична ділянка. Швидкість витікання газів поступово зменшується в міру зниження їх тиску і температури;
- 3) виштовхування газів поршнем. Швидкість витікання визначається швидкістю поршня.

У випускній системі відбуваються різкі коливання тиску газів. Але для спрощення розрахунків приймають середній тиск за весь процес випуску в межах $0,1...0,125$ МПа.

3.7. Показники робочого циклу і двигуна

Індикаторні показники робочого циклу

Ці показники стосуються процесів, що відбуваються всередині циліндра і характеризують досконалість дійсного циклу за тепловикористанням. До них належать середній індикаторний тиск p_i , індикаторна потужність N_i , індикаторний ККД η_i та питома індикаторна витрата палива g_i .

Середнім індикаторним тиском p_i називається умовний сталий тиск газів на поршень, який за один хід поршня виконав би роботу, що дорівнює роботі газів за цикл. В кожному робочому циклі за чотири ходи поршня тиск газів в надпоршневому просторі різко змінюється. Тому для спрощення розрахунків вводиться умовний середній тиск.

Середній індикаторний тиск теоретичного циклу, в якому не враховані процеси впуску і випуску і індикаторна діаграма нескруглена, визначається за наступною залежністю:

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \text{ МПа.}$$

Наведена залежність справедлива для двигунів із запалюванням від стиску. Для двигунів з іскровим запалюванням $\rho = 1$ і $\delta = \varepsilon$.

Середній індикаторний тиск дійсного циклу:

$$p_i = \varphi_n \cdot p_i',$$

де φ_n – коефіцієнт скруглення діаграми.

Індикаторна потужність. За один цикл в циліндрі двигуна виконується індикаторна робота:

$$A_i = p_i V_h, \text{ Нм}$$

де V_h – робочий об'єм циліндра.

Кількість робочих циклів за секунду:

$$z = \frac{2n}{60\tau},$$

де n – частота обертання колінчастого вала, хв^{-1} ;
 τ – тактність двигуна.

Індикаторна потужність двигуна, кВт:

$$N_i = A_i z i = \frac{p_i V_h n i}{30\tau},$$

де P_i в МПа, V_h – в літрах.

Індикаторний ККД – це відношення роботи, виконаної газами в циліндрі ДВЗ, до енергії, що міститься у витраченому паливі:

$$\eta_i = \frac{3600 N_i}{H_u G_n},$$

де N_i в кВт; H_u в кДж/кг; G_n – годинна витрата палива в кг/год.

Питома індикаторна витрата палива – витрата палива на один кіловат потужності за годину:

$$g_i = \frac{G_n}{N_i}, \text{ кг/кВт год.}$$

Ефективні показники двигуна

Досконалість двигуна в цілому оцінюється ефективними показниками: ефективною потужністю N_e , середнім ефективним тиском p_e , ефективним ККД η_e та питомою ефективною витратою палива g_e . Ці показники отримуються на виході з двигуна, на його колінчастому валу.

Ефективною, або дійсною потужністю, називається потужність, що розвивається на колінчастому валу двигуна і використовується для виконання корисної роботи:

$$N_e = N_i - N_m, \text{ кВт,}$$

де N_m – потужність механічних втрат.

$$N_m = N_{тер} + N_{газ} + N_{доп.м},$$

де $N_{тер}$ – потужність, яка витрачається на тертя (в кількості 65...80 % від загальної величини втрат);

$N_{газ}$ – потужність, яка витрачається на газообмін (14. ..20 %);

$N_{доп.м}$ – потужність, яка витрачається на привод допоміжних механізмів (7. ..14 %).

За аналогією з індикаторною потужністю можна записати:

$$N_e = \frac{p_e V_h n i}{30\tau}, \text{ кВт};$$

$$N_m = \frac{p_m V_h n i}{30\tau}, \text{ кВт},$$

де p_m – середній тиск механічних втрат, МПа;

p_e – середній ефективний тиск, МПа.

Середній ефективний тиск – це умовний, сталий за величиною тиск, який, діючи на поршень, виконав би за один хід поршня роботу, що дорівнює роботі на колінчастому валу за один робочий цикл:

$$p_e = p_i - p_m.$$

Середній тиск механічних втрат p_m – це умовний, сталий за величиною тиск, який, діючи на поршень, виконав би за один хід поршня роботу, що дорівнює роботі, затрачуваній на механічні втрати в двигуні за один робочий цикл. Його величина залежить від середньої швидкості V_n поршня:

$$p_m = a + bV_n,$$

де a і b – сталі величини, які визначаються експериментально.

Середня швидкість поршня:

$$v_n = \frac{Sn}{30}, \text{ м/с,}$$

де S – хід поршня, м.

Механічний ККД оцінює частку індикаторної потужності, яка відповідає механічним втратам:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{P_e}{P_i}.$$

Ефективний ККД – це відношення роботи, здобутої на валу двигуна, до енергії, що містилася у витраченому паливі:

$$\eta_e = \frac{3600N_e}{H_u G_n};$$

$$\text{або } \eta_e = \eta_i \eta_m.$$

Питома ефективна витрата палива:

$$g_e = \frac{G_n}{N_e}.$$

Значення ефективних показників автомобільних двигунів при їх роботі на номінальному режимі наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1. Ефективні показники автомобільних двигунів

| Тип ДВЗ | η_M | P_e , МПа | η_e | g_e , г/(кВт·год.) (для газових ДВЗ ν_e , МДж/(кВт·год.)) |
|-----------------------|-------------|-------------|-------------|--|
| Бензинові | 0,7...0,85 | 0,6...0,95 | 0,25...0,32 | 250...320 |
| Дизелі без наддуву | 0,7...0,82 | 0,55...0,85 | 0,33...0,40 | 212...255 |
| з наддувом | 0,8...0,92 | 0,7...2,2 | 0,35...0,42 | 200...242 |
| Газові | 0,75...0,85 | 0,5...0,75 | 0,23...0,28 | 12...17 |

Вплив різних факторів на ефективні показники двигуна

Під час проєктування нових двигунів намагаються отримати якомога кращі ефективні показники, тому, що від них залежать потужність і паливна економічність двигунів. Значення кожного з ефективних показників складається із значення відповідного індикаторного показника і показника механічних втрат. Рівень механічних втрат, зокрема втрат на тертя, визначається раціональним вибором матеріалу і технології виготовлення, а в процесі експлуатації – раціональним вибором експлуатаційних матеріалів, перш за все моторного масла. При цьому намагаються використовувати масла з мінімальною в'язкістю, при якій забезпечується надійне рідинне тертя. Використання синтетичних моторних масел дозволяє суттєво зменшити втрати на тертя, особливо при роботі двигуна в умовах низьких температур. Другий напрямок зменшення втрат на тертя – підтримання оптимальних експлуатаційних режимів двигуна, зокрема теплового режиму двигуна. В сучасних двигунах для зменшення часу прогріву двигуна до робочої температури зменшують ємності контурів систем охолодження.

Що стосується індикаторних показників, то на них впливають:

1) Ступінь стиску. В двигунах з іскровим запалюванням підвищення ступеня стиску покращує тепловикористання, що веде до збільшення середнього індикаторного тиску p_i , а значить, до підвищення індикаторної потужності N_i . При цьому також покращується економічність циклу. Отже, збільшення ступеня стиску до появи детонації є корисним. В дизелях застосовують достатньо високі значення ступеня стиску ($\varepsilon = 16...22$), тому подальше їх підвищення не дасть значного приросту індикаторного ККД, а навантаження на деталі двигуна зростуть значною мірою.

2) Якість горючої суміші, яка оцінюється коефіцієнтом надлишку повітря α , істотно впливає на хід згоряння, а тому і на індикаторні

показники циклу. В бензинових двигунах найбільшому значенню індикаторного ККД відповідає збіднена суміш ($\alpha = 1,05 \dots 1,15$). При цьому досягається повне згоряння. При подальшому збільшенні α швидкість згоряння зменшується, тепловикористання погіршується й індикаторний ККД знижується. Найбільше значення середнього індикаторного тиску досягається при збагаченій суміші ($\alpha = 0,85 \dots 0,95$), яка забезпечує максимальну швидкість згоряння. В дизелях найбільші значення середнього індикаторного тиску та індикаторної потужності досягаються на номінальному режимі роботи при $\alpha = 1,3 \dots 1,7$. Зниження N_i досягається зменшенням кількості палива, яке подається в циліндр за цикл. При цьому α зростає, причому до значень $\alpha = 3,3 \dots 4,0$ значення індикаторного ККД також зростає.

3) Кут випередження запалювання (впорскування) впливає на індикаторні показники через показники процесу згоряння. Кожному режимові роботи двигуна відповідає свій оптимальний кут випередження, який забезпечується у бензиновому двигуні відцентровим і вакуумним регуляторами, а в дизелі – муфтою випередження впорскування.

4) Навантаження. У бензиновому двигуні та дизелі найбільші значення індикаторної потужності отримуються на номінальному режимі, а найбільше значення індикаторного ККД в бензинових двигунах досягається на середніх навантаженнях, коли $\alpha > 1$. В дизелях при збільшеннях α до $3,5 \dots 4,0$ значення η_i також зростає через зниження місцевого перезбагачення суміші.

Питомі показники двигуна

До цих показників відносяться літрова потужність, поршнева потужність, літрова і питома маси двигуна. Найчастіше для оцінки ефективності використання робочого об'єму циліндра використовують літрову потужність. Це ефективна потужність, що припадає на 1 літр робочого об'єму двигуна:

$$N_{\text{л}} = \frac{N_e}{V_{\text{л}}}, \text{ кВт/л.}$$

Для моторобудування характерне безперервне зростання літрової потужності, яка оцінює ступінь форсування двигуна. Якщо двигун ГАЗ-А мав $N_{\text{л}} = 16,6$ кВт/л, то двигун ГАЗ-21 мав вже $N_{\text{л}} = 38$ кВт/л. В сучасних двигунів $N_{\text{л}}$ сягає 100 кВт/л і більше. Це досягається перш за все забезпеченням якісного наповнення циліндрів свіжим зарядом застосуванням наддуву або досконалих механізмів газорозподілу з трьома чи чотирма клапанами на циліндр і механізмів зі змінними фазами газорозподілу.

3.8. Тепловий баланс і теплова напруженість деталей двигуна

Зовнішній тепловий баланс двигуна

В ДВЗ на корисну роботу йде тільки частина тепла, що виділяється при згорянні палива. Решта його втрачається. Щоб визначити, як використовується введено в двигун тепло, складається рівняння зовнішнього теплового балансу:

$$Q_3 = Q_e + Q_6 + Q_c + Q_{н.з} + Q_n, \text{ Дж,}$$

де Q_3 – загальна теплота, введена в ДВЗ на розглядуваному режимі роботи;

Q_e , Q_6 , Q_c – відповідно теплота, еквівалентна ефективній роботі, відведена в навколишнє середовище, виведена з відпрацьованими газами;

$Q_{н.з}$ – втрати теплоти через неповноту згорання;

Q_n – невраховані втрати теплоти.

Для того, щоб кожен складову виразити у відсотках від загальної введеної теплоти, потрібно всі члени рівняння поділити на Q_3 та помножити на 100.

Вийде рівняння: $q_e + q_6 + q_c + q_{н.з} + q_n = 100 \%$.

Значення складових теплового балансу при роботі двигуна на номінальному режимі, %:

| Тип ДВЗ | q_e | q_6 | q_c | $q_{н.з}$ | q_n |
|------------|----------|----------|----------|-----------|--------|
| бензиновий | 21. ..28 | 12. ..27 | 30...55 | 0...45 | 3...10 |
| дизель | 29...42 | 15. ..35 | 25. ..45 | 0...5 | 2. ..5 |

На інших режимах роботи співвідношення між складовими теплового балансу буде іншим. За рівнянням теплового балансу можна судити про досконалість використання тепла в двигуні. Можна намітити такі головні напрямки поліпшення тепловикористання:

1) Вдосконалення процесів робочого циклу, від якого залежить q_e .

2) Зменшення втрат теплоти в системі охолодження за рахунок збільшення адіабатності двигуна. Мова йде про адіабатні двигуни, які здатні працювати без систем охолодження.

3) Застосування турбонаддуву, який дає можливість частину енергії відпрацьованих газів використовувати для приводу робочого колеса турбіни та нагнітання свіжого заряду в циліндри.

Теплова напруженість

В даний час автомобільні двигуни намагаються форсувати за частотою обертання і середнім ефективним тиском p_e . З підвищенням p_e зростає теплова потужність деяких деталей ДВЗ, насамперед – днища поршня та внутрішньої поверхні камери згоряння, а також випускного клапана. На рис. 4. 1 показано розподіл температур на поверхні днища і бічних стінок поршнів двигунів різних типів. Видно, що температурні поля характеризуються значною нерівномірністю в різних зонах, що призводить до деформацій та виникнення тріщин. Від температури залежить міцність деталей. Тому теплова напруженість визначає допустиму межу форсування двигуна. Зокрема, перегрів поршня призводить до закоксування поршневих кілець, виникнення задирок на поверхнях тертя, заклинювання поршня. При експлуатації автомобіля водій повинен уважно стежити за додержанням нормального теплового стану двигуна.

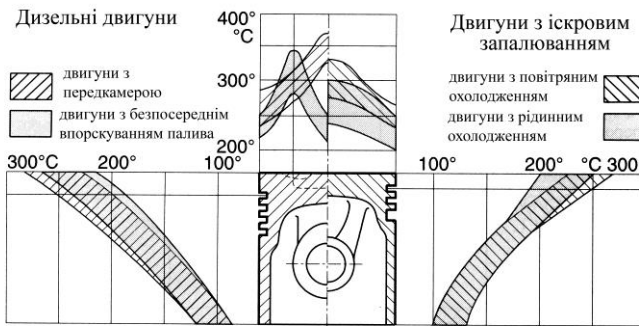


Рис. 3.13. Робочі температури поршнів автомобільних двигунів при повному навантаженні

З досвіду відомо, що для запобігання втрати рухомості кільця в канавці внаслідок відкладання коксу температура поблизу канавки під верхнє кільце не повинна перевищувати 220 °С.

В процесі експлуатації теплова напруженість може зрости внаслідок:

- відкладання накипу в системі охолодження двигуна;
- порушень в нормальному протіканні процесу згоряння через використання палив з невідповідними властивостями і недотримання оптимальних регулювань систем живлення та запалювання.

4. ЗАСТОСУВАННЯ В ДВИГУНАХ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ

4.1. Загальні положення

Розвіданих запасів нафти за існуючого рівня її використання (в прямому вигляді і у вигляді палив, отриманих переробкою нафти) за оцінками різних експертів може вистачити на період від 40 до 60 років. Тому пошук моторних палив ненафтового походження, які успішно замінили б традиційні бензин і дизельне паливо, стає завданням світового масштабу. Сьогодні всі технічно розвинуті країни зайняті пошуком шляхів, за допомогою яких з якнайменшими витратами і з максимальним ефектом можна було б розв'язати проблему забезпечення моторним паливом автомобільного транспорту в найближчому майбутньому.

Як альтернативні палива сьогодні розглядаються рослинні палива, отримані з ріпаку, сої, соняшнику. До альтернативних джерел можна віднести також спирти (етиловий C_2H_5OH і метиловий CH_3OH) і диметилефір CH_3OCH_3 , які можна отримати переробкою біомаси. Альтернативні палива, що належать до відновлюваних джерел, особливо привабливі для країн із сприятливими умовами вирощування біомаси.

Певні перспективи має також застосування як альтернативного палива для ДВС зрідженого пропано-бутанового газу, основною перевагою застосування якого, перед природним газом, є істотно менші маса і вартість балонів для зберігання палива на борту автомобіля. Зв'язано це з тим, що в більшості випадків природний газ зберігається в стисненому стані за тиску 20 МПа, а зріджений пропано-бутановий – за тиску 1,6 МПа. Є можливість для зберігання природного газу на борту і в зрідженому вигляді. Проте, при цьому, конструкція ємності складна і вартість її внаслідок необхідності зберігання рідкого природного газу за дуже низької температури ($-172\text{ }^\circ\text{C}$) виявляється високою.

Якнайменшу температуру самозаймання і найбільше цетанове число має диметилефір, а найбільша температура самозаймання характерна для природного газу. Тому диметилефір, звичайно, доцільно застосовувати в дизелях, а природний газ – в двигунах з примусовим запалюванням. Це справедливо і відносно низькоцетанових палив (спиртів і пропано-бутанових фракцій), оскільки їх використання вимагає ухвалення рішень, які ускладнюють дизель.

Доречно також відзначити, що для природного газу характерний достатньо вузький діапазон вибухонебезпечності. Відношення максимального вибухонебезпечного вмісту палива в повітрі до мінімального складає 3. Для всієї решти палив у тому числі для пропано-бутанових сумішей, це відношення більше. До того ж природний газ має мінімальні значення молекулярної маси і густини, причому значення цих параметрів менше ніж у повітря. Даними особливостями відзначається в цілому мала

вибухонебезпечність природного газу, зокрема, у порівнянні із зрідженим (пропано-бутановим) газом, і навіть з бензином. Осколочна вибухонебезпечність ємності для зберігання природного газу усувається під час застосування композитних балонів і суттєво зменшується при зберіганні природного газу у зрідженому вигляді, оскільки в цьому випадку тиск в ємності складає 3,5 МПа.

Під час згоряння водню діоксид вуглецю, зазвичай, не утворюється. З інших палив мінімальний вміст діоксиду вуглецю забезпечується при згорянні природного газу. У порівнянні з продуктами згоряння дизельного палива вміст CO₂ в продуктах згоряння природного газу менший майже на 28 %. Це може розглядатися як одна з важливих позитивних якостей природного газу.

З розглянутого вище слідуює, що найбільш доцільно застосовувати:

- природний газ – в двигунах з примусовим запалюванням;
- диметилефір – в дизелях;
- спирти – як в двигунах з примусовим запаленням, так і в дизелях, хоча в останньому випадку це призводить до ускладнення двигуна.

4.2. Застосування палив рослинного походження

До палив рослинного походження відносяться ріпакова, соєва, пальмова, соняшникова олії та їх ефіри. Як приклад палив рослинного походження розглянемо застосування метилового ефіру ріпакової олії (МЕРО). В країнах з помірним кліматом з 1 га ріпаку виходить 1000 кг метилового ефіру.

Метиловий ефір ріпакової олії має питому теплоту згоряння палива меншу, ніж дизельне паливо, завдяки вмісту в ньому кисню. Через участь останнього в реакціях окислення питома теплота згоряння суміші МЕРО з повітрям близька до питомої теплоти згоряння дизельного палива. Мало відрізняється між собою також теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни за внутрішнього сумішоутворенні.

Традиційне біодизельне паливо виробляється із застосуванням метилового спирту, який є високотоксичним та небезпечним для здоров'я людей. Це суттєвий негативний фактор з точки зору екологічної безпеки при виробництві біопалива (особливо в умовах сільськогосподарського виробництва) та його використанні, адже через ефекти деструкції можливе виділення з біопалива метилового спирту, особливо за відхилення від нормальної роботи паливної системи двигуна. Також недоліком метилового ефіру є те, що він є досить агресивною речовиною у відношенні до матеріалів деталей двигуна (метали, гума). Тому при його застосуванні вимагається заміна паливних баків, паливних шлангів та прокладок на такі, що виготовлені зі стійкого до МЕРО матеріалу, а також частіша заміна моторного масла.

Експлуатаційні властивості біодизельного палива на основі ріпакової олії та ізопропілового спирту (ІЕРО) досліджувались у лабораторних умовах. Отримані значення порівнювались із значеннями відповідних показників еталону (МЕРО), а також із значеннями показників згідно до вимог чинної нормативної документації для нафтового дизельного палива (табл. 4.1).

Таблиця 4.1. Порівняльна характеристика показників експлуатаційних властивостей дизельного та біодизельних палив

| № з/п | Найменування показника | Метод випробування | Норма за ДСТУ3868-99 | Дизель-не паливо | МЕРО | ІЕРО |
|-------|--|--------------------|----------------------|------------------|-------|-------|
| 1. | Цетанове число | ДСТУ 3868-99 | Не нижче 45 | 47 | 48 | 49 |
| 2. | Густина, г/см ³ при 15 °С | ГОСТ 3900-99 | Не більше 0,860 | 0,84 | 0,88 | 0,88 |
| 3. | В'язкість кінематична при 40 °С, сСт | ДСТУ 33-00 | 3,0-6,0 при 20 °С | 5,4 | 5,6 | 16,1 |
| 4. | Кислотність, мг КОН на 100 см ³ | ГОСТ 5985-79 | Не більше 5,0 | 2,7 | Відс. | Відс. |
| 5. | Температура застигання, °С | ГОСТ 20287-91 | Не вище | -14 | -12 | -22 |

Менша частина вуглецю в молекулах біодизельних палив призводить до зменшення їх нижчої теплоти згоряння. Тому для отримання однакової ефективної потужності дизеля під час його роботи на нафтовому дизельному паливі та біодизельних паливах питома ефективна витрата палива є більшою у випадку використання біопалив. Крім того до деякого погіршення показників дизеля при роботі на біодизельних паливах призводить більша їх в'язкість у порівнянні з нафтовим паливом. Наслідком цього є дещо гірше розпилювання цього палива форсунками. Тому деякі дослідники рекомендують використовувати біодизельне паливо в сумішах з дизельним паливом (30 % біодизельного і 70 % ДП).

Але з поміж біодизельних палив найбільша теплота згоряння та найменша витрата палива у ІЕРО, що вигідно відрізняє його від МЕРО і ЕЕРО. Наявність кисню в молекулах біодизельних палив дозволяє інтенсифікувати процес згоряння. Інші ефективні показники двигуна за умови збільшення питомої ефективної витрати палива є однаковими.

В'язкість ІЕРО вища у порівнянні з відповідним значенням нормативних вимог, що може утруднити проходження палива через фільтри, подачу палива форсунками та погіршити сумішоутворення. Це можна вважати

недоліком ІЕРО. Тому за низьких температур таке паливо доцільно використовувати в сумішах з нафтовим дизельним паливом. При цьому покращуються змащувальні властивості очищеного від сірки нафтового дизельного палива, яке виготовляється тепер згідно з європейськими стандартами. Температура застигання ІЕРО вдвічі нижча, ніж в МЕРО, і в 2,2 рази нижча, ніж вимагає ДСТУ для нафтового дизельного палива марки «Л». Це важлива перевага нового продукту над існуючими аналогами, адже вона дає можливість використовувати таке паливо в зимовий період при температурі до -22°C , тоді як еталонне до -12°C . Кислотність у ІЕРО відсутня, тобто воно не є корозійно активним. Зольність ІЕРО в межах норми, що свідчить про низький вміст у біодизельних паливах мінеральної золи.

Біодизельне паливо, і в першу чергу ІЕРО, є більш безпечним з точки зору екології. Як показали дослідження, біодизель при попаданні у воду не спричиняє шкоди живим організмам. Крім того, він повністю біологічно розпадається в ґрунті або в воді мікроорганізмами за 28 днів. Проведені токсиколого-гігієнічні дослідження ІЕРО дозволили зробити висновок, що це паливо належить в цілому до 4 класу безпеки (найнижчий клас).

В біодизельному паливі практично не міститься сірки, завдяки чому двигун, працюючий на цьому паливі, має практично нульовий рівень викидів SO_2 , що вигідно відрізняє його від дизеля, в якого викиди оксидів сірки наносять суттєву шкоду екології. Це особливо актуально для нашої держави, тому що в дизельному паливі, яке виробляється на наших нафтопереробних заводах вміст сірки в декілька разів перевищує допустимі норми. Важливою перевагою двигунів, які працюють на біодизельному паливі, є малі викиди в атмосферу двооксиду вуглецю CO_2 , який сприяє утворенню парникового ефекту на Землі. Це пояснюється тим, що в біодизельному паливі міститься менше вуглецю, ніж в нафтових паливах.

4.3. Застосування спиртів

Розглянемо особливості використання метанолу в дизелях. В цілому можна підкреслити, що відмінності в особливостях палив не на користь метанолу. Проте у разі організації достатньо близьких за тривалості і характеру процесів тепловіддачі індикаторні показники на обох паливах можуть бути практично однаковими. Цьому сприяє менший поверхневий натяг і велике випаровування метанолу в порівнянні з дизельним паливом. Сказане знайшло підтвердження в результатах ряду дослідів з застосування метанолу при внутрішньому сумішоутворенні.

У разі зовнішнього сумішоутворення, враховуючи велику теплоту випаровування метанолу, застосовують керований випарник, в якому для випаровування використовується, як правило, теплота рідини, що охолоджує

двигун. В циліндри надходить газоподібна суміш запалювана від іскри. Оскільки молекулярна маса метанолу приблизно в 3,5 рази менше ніж у бензину, при зовнішньому сумішоутворенні коефіцієнт наповнення двигуна повітрям у разі застосування метанолу дещо знижується. Проте це можна компенсувати підвищенням ступеня стиснення, враховуючи високе октанове число метанолу.

Застосування спиртів і, зокрема, метанолу в дизелях вимагає спеціальних заходів для забезпечення запалювання палива, цетанове число якого рівне 3...5. Запалювання забезпечується або за допомогою запалювальної порції дизельного палива, або за допомогою іскри. В першому випадку може застосовуватися паливна система, що складається з двох насосів (причому насос для подачі метанолу подає великі об'єми порцій палива з низькою питомою теплотою згорання) через форсунку спеціальної конструкції. В цьому випадку емульсія двох палив готується безпосередньо у форсунці або паливопроводі із залишковими вільними об'ємами. Застосовуються також і спеціальні пристрої для отримання нестабілізованих емульсій, що безпосередньо використовуються в процесі уприскування вже через один насос. Метанол практично не розчиняється в дизельному паливі, а отримання стабілізованих емульсій вимагає застосування в достатньо великих кількостях дорогих емульгаторів.

Для запалювання від іскри використовуються спеціальні свічки, які при підході поршня до ВМТ входять в проточку самого поршня. Сумішоутворення в цьому випадку пристіночне. Суміш, що утворюється в пристіночній зоні направленим рухом заряду підводиться до свічки, в якій в необхідний момент часу виникає іскра. При цьому застосовуються багатоіскрові системи запалення. Виникаюче достатньо потужне енергетичне вогнище допомагає згорянню всієї, утвореної і підведеної до вогнища вихором, суміші.

Метанол, володіючи малим цетановим числом, тобто малою здатністю до об'ємного самозаймання, в той же час схильний до калильного запалення. Калильна свічка виступає в камеру згорання. На неї спрямований один з впорскуваних в камеру згорання струменів палива. Паливоповітряна суміш запалюється від розпеченої поверхні спіралі, що призводить до подальшого запалення всієї суміші, яка підводиться до зони запалювання вихровим потоком заряду. Після певного періоду роботи електрична напруга на калильній свічці, особливо за високих навантажень, знімається, оскільки при правильному підборі конструкції і виступу в камеру спіралі, вона залишається розжареною завдяки теплопередачі до неї від палаючої суміші.

Доречно відзначити, що недостатня в'язкість метанолу потребує додавання до нього в невеликих кількостях касторової олії (1...2 % по масі), щоб уникнути підвищеного зносу деталей паливної системи. Також в паливній системі метанового двигуна через небезпеку електролітичної корозії не можна застосовувати сплави металів, таких як алюміній - сталь,

алюміній - латунь, цинк - латунь. Рекомендується уникати сплавів, які містять магній, сурму, кадмій, свинець, цинк. Для основних деталей паливної системи доцільно використовувати сталь, алюміній і його сплави (виключаючи застосування сталі і алюмінію в одному вузлі). Для дрібних деталей можливе використання також міді і її сплавів. Обмеження застосування міді зв'язано в основному з каталітичним ефектом, що вона здійснює при окислення палива. Особливо добрі результати забезпечує використання хромонікелевих і нержавіючих сталей. У ряді робіт рекомендується застосування анодування алюмінію, хромування і нікелювання виробів із сталі.

Підвищена пружність парів може бути причиною кавітаційного зношування. Тому рекомендується збільшення тиску підкачки до (0,4...0,5 МПа), застосування додаткових електроприводних підкачувальних насосів розташованих поблизу паливних баків. У випадку, якщо картери двигуна і насоса з'єднані між собою, необхідно застосовувати заходи для попередження утворення вибухонебезпечної суміші в картері.

Відзначені заходи, звичайно, здорожують двигун. Не можна не відзначити і токсичність метанолу, яка вимагає деякої обережності під час його застосування. У етилового спирту токсичність менше тому його застосування в двигунах більш доцільно.

До переваг спиртів, окрім відзначених вище властивостей отримання з відновлюваних джерел, є:

1. Істотне зниження викиду твердих частинок при використуванні спирту для уприскування в циліндр, навіть у разі застосування паливних систем, які забезпечують помірний тиск уприскування. Пов'язано це з вмістом у спиртах кисню, малою в'язкістю і поверхневим натягом, а також високою випаровуваністю (низькою температурою кипіння).
2. Те, що паливо складається з одного хімічного з'єднання, і висока випаровуваність є причиною малих відкладень на деталях, що може сприяти підвищенню надійності роботи дизеля при високому ступені форсування.

4.4. Застосування диметилефіру

ДМЕ може розглядатися як паливо, здатне розв'язати проблеми, що виникають при роботі дизеля:

- 1) радикальне виключення димлення завдяки високому вмісту кисню в паливі;
- 2) істотне зниження викидів NO_x завдяки високому цетановому числу і короткій затримці запалювання при раціональному виборі процесу (камера згоряння, параметри впорскування і розпилювання, характер і інтенсивність руху заряду);

3) радикальне зниження шуму від процесу горіння і забезпечення високих пускових властивостей із причини, вказаної в п. 2.

Відзначимо, що ДМЕ з низькою температурою кипіння забезпечує також виключно малі відкладення на деталях.

Мала токсичність дизелів без наддуву за роботи на ДМЕ може продовжити доцільний період застосування дизелів без наддуву на транспорті.

В той же час при застосуванні ДМЕ зберігаються переваги дизелів:

- висока економічність, особливо при використуванні безпосереднього вприскування;
- запалювання від стиснення і якісне регулювання;
- висока надійність і довговічність, яка при роботі на ДМЕ може підвищитися в результаті меншого попадання в змащувальну оливу сажі.

Додатково відзначимо, що завдяки низькій температурі кипіння при застосуванні ДМЕ можна забезпечити високі швидкості сумішоутворення, не вдаючись до високих тисків вприскування. Вміст кисню в паливі забезпечує більш високу “терпимість” процесу до перепуску випускних газів на впуск дизеля. Безпека ДМЕ для навколишнього середовища і здоров'я людей підтверджується багаторічним його використуванням в парфюмерній промисловості.

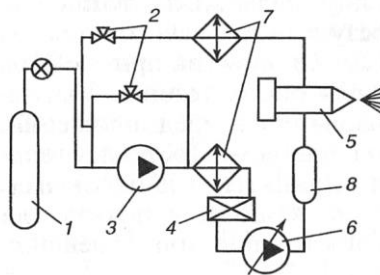


Рис. 4.1. Схема паливної системи для двигуна, який працює на ДМЕ:
1 – паливний бак; 2 – регулятори тиску; 3 – підкачувальний паливний насос; 4 – фільтр; 5 – електрогідравлічна форсунка; 6 – ПНВТ; 7 – холодильники; 8 – акумулятор

В той же час слід зазначити, що низька температура кипіння вимагає застосування для зберігання палива балонів по типу тих, які використовуються при роботі на зрідженому пропано-бутановому газі. Тиск пари ДМЕ рівний 0,5 МПа при 20 °С.

Звичайні паливні системи непридатні для вприскування ДМЕ. Однією з перспективних паливних систем для уприскування ДМЕ є акумуляторна паливна система з електрогідравлічними форсунками.

На рис. 4.1 показано спрощену схему замкнutoї системи подачі ДМЕ. Як видно з рисунка, система не з'єднується з атмосферою. Це пов'язано, як вже було відзначено, з низкою температурою кипіння ДМЕ. За умов навколишнього середовища ДМЕ – газ, який важчий за повітря. При вибоках ДМЕ в атмосфері може утворитися вибухонебезпечна суміш.

4.5. Застосування газоподібних палив

Застосування природного газу

До теперішнього часу використання газових двигунів невелике. За малих масштабів виробництва економічно виправдано не створення оригінальних конструкцій, а конвертація рідкопаливних двигунів із забезпеченням їх максимальної уніфікації з базовими рідкопаливними двигунами.

У випадку бензинових двигунів для легкових автомобілів найбільш часто застосовується концепція бі-паливного двигуна. Хоча ця концепція має ряд безперечних достоїнств, проте при її прийнятті не використовуються повною мірою переваги високого октанового числа природного газу.

У випадку зовнішнього сумішоутворення, застосування бі-паливної концепції пов'язано з неминучим зниженням потужності.

Зниження потужності пов'язане:

- із зменшенням подачі в циліндри повітря унаслідок помітно більшого об'єму природного газу в порівнянні з об'ємом бензину, навіть якщо в останньому випадку припустити повне випаровування бензину до надходження в циліндр;
- з дещо меншим значенням питомої теплоти згорання газоповітряної суміші (приблизно на 2 % при вмісті метану близько 99 %);
- з дещо меншими ККД циклу унаслідок більшого вмісту в продуктах згорання водяної пари з високою теплоємністю;
- із зниженням механічного ККД унаслідок меншого значення середнього тиску циклу.

Для того, щоб уникнути зниження потужності у разі газової модифікації, необхідно відмовитися від бі-паливної системи живлення, застосувати більш високий ступінь стиснення і внутрішнє сумішоутворення. Можна також використовувати наддув в поєднанні з реалізацією концепції “двигуна, що працює на бідних сумішах”.

Оскільки застосування стехіометричних бензинових двигунів з трикомпонентними нейтралізаторами забезпечує різке зменшення токсичних викидів легковими автомобілями, викиди вантажних автомобілів і автобусів, оснащених дизелями можуть стати важливою проблемою, особливо для великих міст.

Заміна дизелів на двигуни, що працюють на природному газі, може сприяти поліпшенню екологічної обстановки. Дану проблему можна розв'язати двома шляхами:

1) заміною дизеля спеціально сконструйованим газовим двигуном з кількісним регулюванням і іскровим запаленням;

2) переводом (конвертацією) дизеля на живлення природним газом за допомогою невеликих доробок двигуна і використання, як і в першому випадку, кількісного регулювання і іскрового запалення.

Другий шлях економічно вигідніший першого. Випуск конвертованих двигунів заводами доцільний, оскільки вартість його виробництва менше вартості виробництва дизеля і тим більше газодизеля. Доробку дизеля можна здійснювати безпосередньо в автомобільних і автобусних парках. Це, звичайно, пов'язано з певними витратами. Втім, при достатньо великому пробігу і низькій (в порівнянні з дизельним паливом) вартості природного газу за короткі терміни можна окупити витрати на переобладнання.

Інший шлях використання природного газу – застосування газодизельного процесу. В цьому випадку подача невеликої запальної порції палива (до 15 %) забезпечує запалювання бідної газоповітряної суміші. Основна частина теплоти вводиться з природним газом під час використання, як правило, зовнішнього сумішоутворення. Застосовується якісне або змішане регулювання. У разі якісного регулювання при зменшенні навантаження суміш в об'ємах між струменями виявляється бідною і згоряє не повністю. В продуктах згоряння виявляється велика кількість СН і СО. При змішаному регулюванні втрачаються в значній мірі переваги якісного регулювання. Виробництво газодизеля доцільно виконувати на дизелебудівному заводі, причому вартість його виробництва, звичайно, вище чим базового дизеля. Конвертація дизеля в газодизель в умовах експлуатуючих або ремонтних підприємств обходиться дешевше, ніж конвертація дизеля в газовий двигун з іскровим запалюванням.

Конвертація в газодизель може бути здійснена в короткі терміни, оскільки всі основні деталі дизеля залишаються без зміни, додаються лише агрегати, необхідні для зберігання і подачі природного газу. Застосування газодизелів дає перевагу – можливість швидкого переходу з одного виду палива на інший. Це особливо важливо в тих регіонах, де немає гарантованого газопостачання.

Проте надійність роботи газодизеля, як правило, нижча, ніж дизеля. Це пов'язано як з додаванням другої системи живлення, так і з можливістю коксування розпилювачів форсунок через суттєве зменшення охолоджуючого ефекту потоку палива. Відомо, що температура розпилювача не повинна перевищувати 180 °С. Малий потік палива в дизелі має місце в умовах малих теплових потоків, які передаються від заряду в циліндрі до розпилювача. В газодизелі ж мала подача палива (запальної порції) має місце при високих навантаженнях і високих теплових потоках, що передаються до розпилювача.

Використовування двох паралельних систем живлення веде до ускладнення системи управління двигуном, особливо при змішаному регулюванні.

Газодизелі забезпечують за відповідного їх конструювання в порівнянні з дизелем менші викиди твердих частинок, але більше опиняється у випускних газах продуктів неповного згорання. Причини приведено вище.

Екологічні показники газодизеля в порівнянні з дизелем поліпшуються не за всіма шкідливими викидами. Не повністю заміщається дизельне паливо газом. В експлуатації, особливо в містах, заміщення відбувається лише на 40...70 %. Саме тому для великих міст і регіонів з гарантованим газопостачанням використання газодизеля немає сенсу. При конвертації дизеля в чисто газовий двигун з іскровим запаленням і кількісним регулюванням здійснюється повна заміна дизельного палива газовим. Істотно кращі виявляються викиди шкідливих речовин з випускними газами. В зразках газових двигунів з розподіленою подачею газу мікропроцесорним управлінням при $\alpha \approx 1$ досягнуті норми викидів, упровадженні в Європі в 2008 р. Створення провідними фірмами світу газових двигунів, які б задовольняли найжорсткіші норми за шкідливими викидами, свідчить про перевагу цього способу конвертації. При реалізації способу можна використовувати дві концепції:

- 1) стехіометричного двигуна ($\alpha \approx 1$);
- 2) двигуна, що працює на бідних сумішах ($\alpha \approx 1,4 \dots 1,6$).

При найпростішому способі конвертації дизеля в газовий двигун без наддуву необхідні невеликі доробки (доробка поршнів для зниження ступеня стиснення з 16...18 до 11...14; доробка отворів під форсунку в головці циліндрів з метою встановлення свічки запалення; установка розподільника замість паливного насоса і установка в систему впускання найпростішого змішувача з дросельною заслінкою). При цьому реалізується центральна подача газу. На рис. 4.2 наведено неповний поперечний розріз одного з конвертованих на живлення природним газом дизеля. У разі використання мікропроцесорного запалення відпадає необхідність в приводі розподільника. Доробки можуть бути виконані не тільки на заводі, але і в позазаводських умовах, оскільки вони не зачіпають литих деталей. Враховуючи високий ступінь стиснення в газових двигунах, доцільно використовувати індивідуальні котушки на кожний циліндр, встановлені поблизу свічок запалення, що сполучаються з ними короткими дротами високої напруги. Інший варіант – установка котушок безпосередньо на свічках запалення.

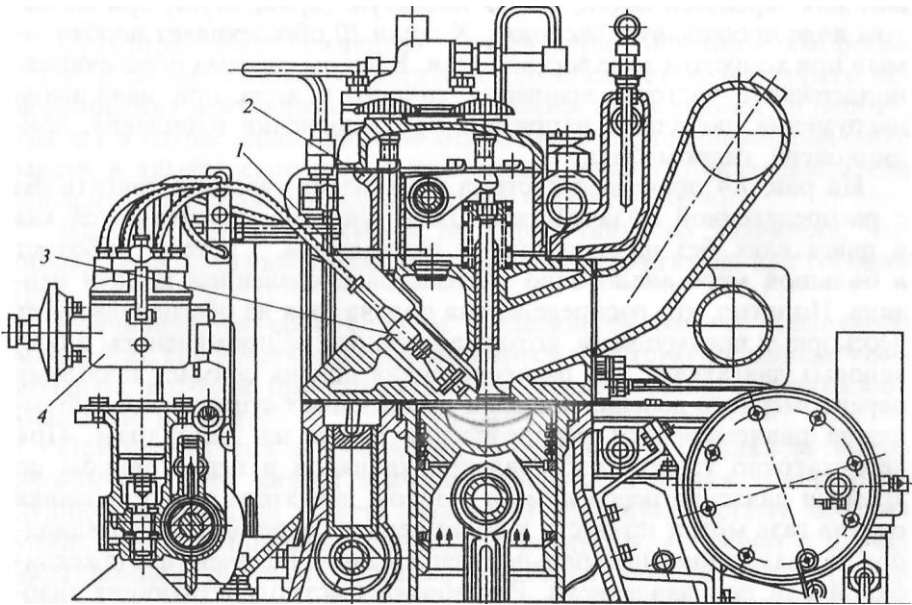


Рис. 4.2. Поперечний розріз верхньої частини двигуна:

1 – головка циліндрів; 2 – кронштейн коромисла; 3 – свічка запалення; 4 – розподільник

Поліпшення роботи газової версії двигуна забезпечує центральна подача газу під тиском через клапан з регульованим січенням або через серію керованих електромагнітних клапанів з різними прохідними січеннями. При безперервній центральній подачі газу, забезпечується найпростішим способом рівномірна подача газу по циліндрах і, за малої відмінності значень коефіцієнта наповнення в різних циліндрах – рівномірна подача суміші за якістю і кількістю. При центральній подачі газу більшим виявляється час для утворення гомогенної газоповітряної суміші.

Центральна подача газу, проте, має недопрацювання, що виражаються в певній затримці зміни роботи циліндрів у відношенні до моменту зміни дози подавання палива. Розподілена подача газу впускними патрубками забезпечує кращі динамічні властивості роботи двигуна і у міру включення в тести, що використовуються для перевірки виконання норм за токсичністю перехідних і несталих режимів, може стати необхідністю. Зокрема, потрібне застосування таких форм камери згорання, при яких забезпечується підвищена завихреність суміші. Для реалізації подачі газу в циліндри потрібна зміна литва головки конвертованого дизеля, що не завжди економічно доцільно. Останніми роками йде інтенсивна розробка газових двигунів з внутрішнім сумішоутворенням, якісним регулюванням, які не поступаються дизелям по економічності.

На рис. 4.3 приведено схему живлення V – подібного двигуна. В системі є економайзер з механічним приводом і два керовані мікропроцесором клапани. Клапан 3 слугує для перепуску суміші, обходячи закрити (прикрити) при холостому ході дросельну заслінку. Клапан 10 забезпечує необхідний при холостому ході склад суміші. В цілому система забезпечує підтримку частоти обертання холостого ходу за початкового навантаження двигуна, наприклад при включенні опалювання, кондиціонера, гідромумфти.

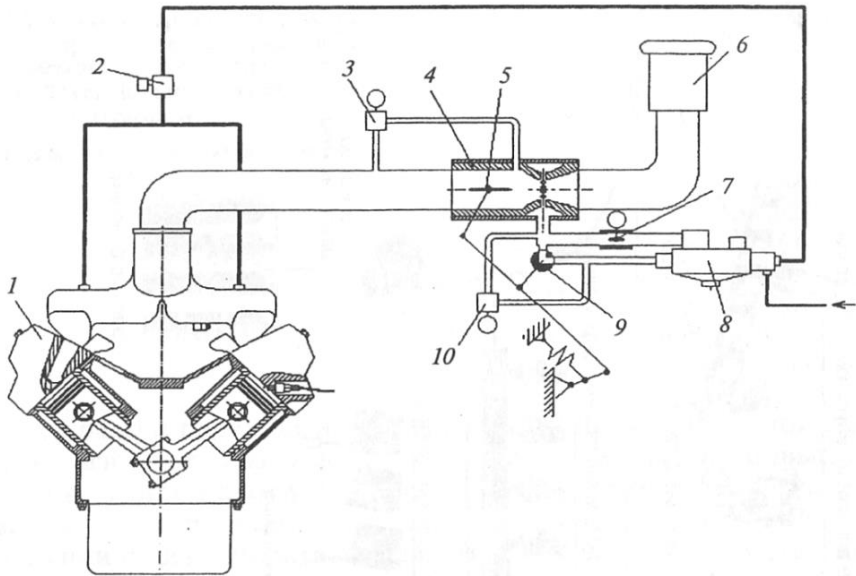


Рис. 4.3. Схема системи живлення двигуна без наддуву:

1 – двигун; 2 – клапан з електромагнітним приводом; 3,10 – клапани з електроприводом; 4 – змішувач; 5 – дросельна заслінка; 6 – повітряний фільтр; 7 – газова заслінка; 8 – редуктор низького тиску; 9 – економайзер

Істотному зниженню концентрацій шкідливих викидів у випадку газового двигуна сприяє можливість використання нейтралізаторів, не переймаючись через їхню надійну роботу, так як у випадку вжиття заходів, запобігаючи попаданню масла в камеру згоряння, у випускних газах газового двигуна питомий вміст твердих частинок $< 0,05 \text{ г/(кВт} \cdot \text{год.)}$.

Разом з цим знижується шум працюючого двигуна, що пояснюється меншою швидкістю наростання потужності двигуна при горінні паливної суміші (рис. 4.4).

Збільшується термін служби і знижується витрата змащувальної оливи, оскільки в метано-повітряній суміші відсутні рідкі компоненти, які при попаданні на стінки циліндра розріджують масляну плівку.

Природний газ порівняно з дизельним паливом має дещо більш низьке значення теплоти згоряння паливоповітряної суміші. При подачі газу через впускну систему помітно зменшується наповнення циліндрів повітрям. В газовій моделі нижчий ступінь стиснення та індикаторний ККД. З наведених причин для отримання тих же вихідних параметрів ($N_{e\text{ ном}}$ і $M_{х\text{ max}}$) в двигуні без наддуву при переході на живлення газом доводиться істотно знижувати надлишок повітря. Разом із зниженням ступеня стиснення це також є причиною меншої економічності газової моделі порівняно з дизелем і газодизелем.

Відмінності в експлуатаційних витратах палива між газовим двигуном і дизелем не перевищують, як правило, 12...15 %, а в порівнянні з газодизелем, який навіть має змішане регулювання або регулювання з відключення циліндрів, 5...10 %.

Недоліком використання газового двигуна є дещо більша, ніж для газодизеля, місткість балонів для газу. Відповідно зростає маса цих ємностей. Помітно менший пробіг автомобіля або автобуса з газовим двигуном в порівнянні з пробігом автомобілів, обладнаних дизелями, і тим більше з повним пробігом автомобілів, обладнаних газодизелями, якщо використовувати повні заправки газом і дизельним паливом.

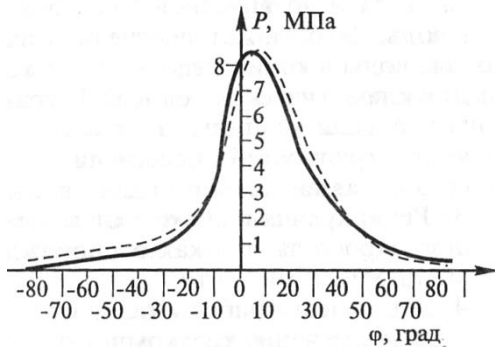


Рис. 4.4. Індикаторна діаграма газового двигуна у порівнянні з діаграмою дизеля для режиму максимального крутного моменту

Як вже наголошувалося, при конвертації дизеля без наддуву в двигун, який живиться природним газом, необхідне суттєве зниження коефіцієнта надлишку повітря на режимах повного відкриття дросельної заслінки. Навіть якщо на всіх інших режимах газовий двигун працює на бідних сумішах, досягнення норм EURO-2, не говорячи вже про норми EURO-3, які діють в Європі з 2000 р., виявляється недосяжним. Для забезпечення норм можливі наступні шляхи:

1. Істотне збіднення суміші в газовій версії до $\alpha = 1,5 \dots 1,6$. Це неприйнятно, оскільки різко падають номінальна потужність і крутний момент.

2. Подача у впускний патрубок під тиском дрібно розпиленої води. Це може забезпечити виконання норм EURO-3 (при подачі води в кількості $\sim 5\%$ від кількості свіжої суміші). Але для кліматичних умов України, особливо у разі безгаражного зберігання автомобіля, цей спосіб також неприйнятний зважаючи на технічні труднощі забезпечення за короткий строк перед початком руху танення льоду і подачі води.

3. Рециркуляція, неприйнятна на режимах повного дроселя, оскільки супроводжується істотним зниженням потужності і крутного моменту.

4. Забезпечення роботи газового двигуна на стехіометричній суміші і застосування трикомпонентного нейтралізатора.

При цьому забезпечуються вельми низькі викиди шкідливих речовин. Проте неприпустимо високою виявляється теплова напруженість деталей газового двигуна. В табл. 4.2 наведено результати розрахункового аналізу, підтвержуючі сказане.

Таблиця 4.2

| Параметри робочого циклу | Тип двигуна | | | | | |
|---|---------------------------|-------------------------|-------------------------------------|---------------------------|-------------------------|-------------------------------------|
| | стехіо- метрич- ний | на бідних сумішах | на бідних сумішах із наддувом | стехіо- метрич- ний | на бідних сумішах | на бідних сумішах із наддувом |
| n , хв ⁻¹ | 2200 | 2200 | 2200 | 1400 | 1400 | 1400 |
| α | 1 | 1,6 | 1,6 | 1 | 1,6 | 1,6 |
| p_k , МПа | 0,097 | 0,097 | 0,1333 | 0,097 | 0,097 | 0,135 |
| T_k , К | 312,3 | 312,2 | 314,8 | 313,9 | 313,9 | 316,5 |
| p_b , МПа | 1,041 | 0,753 | 1,04 | 1,058 | 0,755 | 1,058 |
| $T_{рез}$, К | 1307 | 1042 | 1063 | 1256 | 1022 | 1031 |
| $T_{вып.ср}$, К | 1120 | 839 | 848 | 1105 | 814 | 826 |
| $T_{т.ср}$, К | 993 | 767 | 780 | 984 | 750 | 764 |
| $\alpha_{т.ср}$, Вт/(м ² · К) | 379 | 362 | 457 | 272 | 260 | 330 |
| η_i | 0,412 | 0,461 | 0,466 | 0,412 | 0,453 | 0,46 |
| $Q_{ц}$, Дж | 3433 | 2220 | 3027 | 3487 | 2263 | 3123 |
| Q_w , Дж | 527 | 352 | 446 | 588 | 403 | 511 |

З табл. 4.2 слідує, що при роботі на бідній суміші у порівнянні із стехіометричною, середній індикаторний тиск зменшується приблизно на 28 %, а індикаторний ККД, навпаки, зростає на 10...12 %. Для забезпечення такого ж індикаторного тиску, що і при стехіометричній суміші, в газовому

двигуні, який працює з $\alpha = 1,6$, потрібно застосувати наддув до $p_k = 0,1335 \dots 0,135$ з проміжним охолодженням повітря. Якщо, як це часто роблять, характеризувати рівень теплових навантажень результуючою по теплообміну температурою $T_{рез}$, то виявляється, що не дивлячись на застосування наддуву, теплові навантаження при бідній суміші виявляються нижчі, ніж на стехіометричній суміші. Помітно менші і відносні втрати теплоти в середовище охолодження (на 13...15 %).

Зменшення втрат теплоти в середовище охолодження і підвищення ККД циклу завдяки роботі на бідних сумішах, являється причиною помітно більш високої економічності циклу газового двигуна, що працює з наддувом на бідній суміші (на 11,6...13 %). Отже, конвертація дизелів на живлення природним газом з реалізацією концепції “двигуна, який працює на бідних сумішах” з наддувом і проміжним охолодженням, є доцільною. При збереженні на всіх швидкісних режимах по зовнішній характеристиці $\alpha = 1,5 \dots 1,6$ для забезпечення запасу крутного моменту необхідно застосовувати регульований наддув, навіть за невеликого діапазону частот обертання (наприклад, $1000 \dots 2200 \text{ хв}^{-1}$, як в дизелях КамАЗ).

При цьому підбираються турбіни з істотно меншим, ніж в базовому дизелі, мінімальним перерізом каналу підведення газів до колеса турбін, що забезпечує необхідні значення максимального моменту в діапазоні малих частот обертання, а при $n > n_{max}$ прогресивно відкривається клапан перепуску газів, оминаючи турбіни, або застосовуються інші способи регулювання турбін.

В Луцькому національному технічному університеті також розроблено технологію переобладнання дизелів у газові двигуни з іскровим запалюванням. За розробленою технологією в лабораторії автомобільних двигунів Луцького національного технічного університету було переобладнано в газовий двигун дизель Д-240, який широко застосовується на сільськогосподарській техніці та дорожніх транспортних засобах. Ставилося за мету здійснити саме просте переобладнання, яке можна виконувати в умовах автопідприємств та сільськогосподарських майстерень. Тобто на перше місце було поставлено зменшення витрат на паливо при виконанні перевезень.

На переобладнаному двигуні замість форсунок встановлено іскрові свічки запалювання, в приводі паливного насоса високого тиску встановлено переривач-розподільник (рис. 4.5), встановлено безконтактне електронне запалювання чотирициліндрового бензинового двигуна з датчиком Хола в переривачі-розподільнику. На впускному колекторі власного виготовлення встановлено газоповітряний змішувач марки СГ-250, а також газові редуктори високого і низького тиску та інше газове обладнання. Характеристика газового редуктора низького тиску була узгоджена з витратними характеристиками двигуна. Ступінь стиску газового двигуна зменшено з 16 до 12. Тобто дизель конвертували в газовий двигун з

зовнішнім сумішоутворенням та іскровим запалюванням. Переобладнання дизеля в газовий двигун здійснювалось з можливістю зворотньої конвертації в дизель. Застосування «дизельної» камери згоряння в поршні шатрової форми типу ЦНИДИ та центрального розміщення свічки запалювання сприяє розшаруванню газоповітряної суміші, внаслідок того, що густина природного газу менша, ніж густина повітря, що є позитивним чинником. Така камера згоряння забезпечує завихрення газоповітряної суміші та інтенсивне перемішування газу з повітрям, що покращує сумішоутворення.



Рис. 4.5. Переобладнаний з дизеля Д-240 газовий двигун на випробувальному стенді

Експериментальні випробування конвертованого газового двигуна включали моторні дослідження на електричному гальмівному стенді. Газовий аналіз відпрацьованих газів здійснювався за допомогою газоаналізуючої апаратури. На початку випробувань був визначений і встановлений оптимальний кут випередження запалювання. Газовий двигун стійко працював в усьому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів. Була визначена серія навантажувальних характеристик з заміром токсичності відпрацьованих газів (ВГ). Експериментальні дослідження переобладнаного газового двигуна підтвердили його роботоздатність в усьому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів. Його максимальна потужність при коефіцієнті надміру повітря α близькому до 1 є такою ж як і у дизеля, а еквівалентна питома ефективна витрата палива на 20 ... 24 % вищою, ніж у дизеля, оскільки газовий двигун працює на більш багатих горючих сумішах. Як видно з навантажувальних характеристик, рівень викидів оксиду вуглецю CO у газового двигуна більший, ніж у дизеля на холостому ході та малих навантаженнях, і менший при максимальному навантаженні. Така ж закономірність характерна і для викидів вуглеводнів C_mH_n , в яких переважну частину становить незгорівший метан CH_4 . Викиди NO_x у дизеля менші на

середніх навантаженнях, але більші на максимальних. За результатами порівняльної оцінки екологічних показників переобладнаного газового двигуна і базового дизеля за 13-режимним циклом ESC встановлено, що сумарна токсичність, зведена до CO, газового двигуна у 1,83 рази менша ніж у дизеля через відсутність у ВГ газового двигуна твердих часток та нижчих питомих викидів C_mH_n і NO_x . Шум при роботі газового двигуна за експертною оцінкою значно менший, ніж у дизеля.

Застосування біогазу

Застосування біогазу в якості моторного палива та в якості джерела енергії в інших галузях вирішує одночасно ряд енергетичних і екологічних проблем. Наприклад, в результаті переробки в біогаз відходів сільськогосподарського виробництва можна додатково отримати до 10 % продукуваної в світі енергії.

Біогаз – безбарвний, без запаху, розчинний у воді газ, хімічний склад якого поданий у таблиці 4.3.

Таблиця 4.3. Хімічний склад біогазу

| Речовина | Хімічна формула | Вміст, % |
|-----------------|------------------|----------|
| Метан | CH ₄ | 40 - 75 |
| Вуглекислий газ | CO ₂ | 25 – 55 |
| Водяна пара | H ₂ O | 0 – 10 |
| Азот | N ₂ | <5 |
| Кисень | O ₂ | <2 |
| Водень | H ₂ | <1 |
| Сірководень | H ₂ S | <1 |

Як бачимо біогаз за своїм складом схожий на природний газ, єдина відмінність у наявності незначного вмісту сірководню H₂S, який не впливає на фізичні характеристики біогазу, та більшому вмісті вуглекислого газу CO₂, що призводить до зниження питомої теплоти згоряння палива. Порівняльна характеристика обох палив подана у таблиці 2.

Таблиця 4.4. Фізико - хімічні показники біогазу і природного газу (метану)

| Показники | Види палива | |
|--|----------------|-----------|
| | Біогаз | Метан |
| Масова теплота згоряння, $кДж/кг$ | 9 800 – 30 100 | 49 900 |
| Об'ємна теплота згоряння, $кДж/м^3$ | 3 000 – 3 300 | 3 380 |
| Кількість повітря потрібна для згоряння 1 кг палива, $кг/кг$ | 3,5 – 10,5 | 17,5 |
| Межі займання суміші по α : багатої бідної | 0,66 – 0,70 | 0,7 |
| | 1,80 – 1,95 | 2,10 |
| Максимальна швидкість згоряння, $м/с$ | 0,20 – 0,37 | 0,40 |
| Октанове число | 123 – 126 | 107 – 120 |

На основі аналізу фізико - хімічних властивостей біогазу можна зробити висновок, що біогаз як і природний газ може бути застосований як паливо для ДВЗ. Непогано пристосованим для цього є газовий двигун з іскровим запалюванням, створений на базі дизеля.

Покращення властивостей біогазу відбувається через його очистку від домішок, в першу чергу від діоксиду вуглецю CO_2 та сірководню H_2S . Залежно від необхідного ступення очищення умовно розрізняють грубе, середнє і тонке очищення.

Для грубого очищення біогазу від домішок застосовують такі способи:

- водневе очищення під тиском;
- етаноламіноване очищення;
- очищення гарячим розчином поташу.

Для тонкого очищення газу застосовують такі способи:

- лужне очищення газу від CO_2 ;
- очищення газу від CO_2 методом низькотемпературної абсорбції метанолом;

- біокаталітична безреагентна технологія очищення від H_2S природного газу і біогазу;

- окисно-адсорбційний метод очищення газів від сірководню.

Вибір способу очищення залежить від необхідної чистоти біогазу та способу подальшого його використання. Грубе очищення дозволяє використовувати біогаз у пальниках плит та водогрійних котлів, тонке очищення потрібно для використання біогазу як палива у транспорті, при транспортуванні його на великі відстані та спалюванні у котлах, призначених

для роботи на природному газі. Вибір способу очищення біогазу залежить також від фінансових можливостей господарства, що його виробляє, та потребує відповідного технологічного обладнання.

Дослідження показників двигуна з іскровим запалюванням при його роботі на біогазі виконувались в Харківському національному автомобільному університеті. Було встановлено, що оптимальні показники роботи двигуна при роботі на біогазі забезпечуються при ступені стиску $\epsilon = 12,5$, коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,3$ та куті випередження запалювання $\Theta = 40^\circ$ ПКВ до ВМТ.

Інтерес до біогазу виявляється завдяки наявності значної кількості органічних відходів – дешевої поновлюваної біологічної сировини для його виробництва, що визначає низьку вартість отримуваної механічної та теплової енергії. Використання біогазу в якості палива для отримання теплової енергії не пов'язане з особливими труднощами.

Використання біогазу для живлення мобільних енергетичних засобів досить проблематично внаслідок низького вмісту метану (60 %) і значної кількості баласту, в основному двоокису вуглецю, що викликає зниження потужності, погіршення масово-габаритних показників мобільної техніки. Сірководень, який міститься в біогазі викликає корозію деталей двигуна.

За допомогою очищення біогазу від вуглекислого газу та інших домішок можна його показники (перш за все нижчу теплоту згорання) наблизити до показників природного газу, чим значно покращити енергетичні та економічні показники двигуна, який працює на біогазі. Високе октанове число біогазу (115 – 130) відкриває можливість для значного підвищення ступеня стиску двигуна (до 13 одиниць), а відповідно і збільшення ККД двигуна.

5. ЕКОЛОГІЧНІ ПОКАЗНИКИ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ

До екологічних показників відносяться показники, які спричиняють негативний вплив на людину і навколишнє середовище. До них відносяться токсичність двигунів і шумність. Під токсичністю двигунів розуміють виділення ними токсичних або шкідливих речовин. Автомобілі щорічно викидають сотні мільйонів тонн шкідливих речовин. При цьому забруднюється не тільки атмосфера, а й ґрунти, водойми, тобто спричиняється шкідливий вплив на всю живу природу.

5.1. Шкідливі викиди двигунів

Автомобільний транспорт відноситься до основних джерел забруднення довкілля. У великих містах на нього припадає більше половини обсягу шкідливих викидів. Рівень забруднень повітря шкідливими речовинами на автомагістралях перевищує в 5 – 10 разів гранично допустимі концентрації.

Шкідливий вплив автомобільного транспорту на навколишнє середовище проявляється під час виконання автомобілями транспортної роботи (шкідливі викиди двигунів, шум, вібрація) та їх технічного обслуговування і ремонту. Найбільш небезпечними є фактори першої групи, а з поміж них – викиди шкідливих речовин двигунами. Джерелами шкідливих викидів двигунів внутрішнього згоряння є відпрацьовані гази, картерні гази та випари з системи живлення. Серед цих джерел забруднення основним є відпрацьовані гази. Визначено, що один автомобіль щорічно поглинає з атмосфери понад 4 т кисню, викидаючи з відпрацьованими газами приблизно 800 кг оксиду вуглецю, близько 40 кг оксидів азоту та майже 200 кг різних вуглеводнів. Ці речовини є найбільш небезпечними для навколишнього середовища, вони осідають на поверхні Землі, і навіть сильні дощі не можуть їх змити. Крім того, деякі шкідливі речовини (свинець та марганець, сірка) містяться в паливі, і їх сполуки викидаються в оточуюче середовище при роботі двигуна. Виділяється також сажа, яка сама по собі не токсична, але вбирає в себе токсичні речовини, тобто є їх абсорбентом, сполуки свинцю і марганцю, канцерогенні речовини, зокрема, бенз/а/пірен.

Дані про приблизний вміст основних шкідливих компонентів відпрацьованих газів наведені в таблиці 5.1. З цієї таблиці видно, що спосіб сумішоутворення суттєво впливає на склад і кількість шкідливих викидів. Найбільш небезпечним із наведених шкідливих речовин є оксид вуглецю CO. Це газ без кольору і запаху. Молекулярна маса його рівна 28, тобто дещо менша від маси повітря. Тому він легко поширюється в атмосфері, проникає у житлові приміщення. Внаслідок попаданні в органи дихання проникає в кров і там накопичується. Гемоглобін крові у 240 разів швидше сполучається з оксидом вуглецю, ніж з киснем, утворюючи карбоксигемоглобін, і втрачає здатність переносити кисень від легенів до окремих органів. В людини

виникає спочатку головний біль, а потім втрата свідомості та смерть. Тому недопустимо, щоб автомобіль з працюючим двигуном знаходився тривалий час в закритому приміщенні.

Таблиця 5.1. Вміст основних шкідливих речовин у відпрацьованих газах

| Компоненти відпрацьованих газів | Бензинові двигуни | Дизелі |
|---------------------------------|-------------------|-------------|
| Оксид вуглецю CO , % | 0,5...10 | 0,01...0,3 |
| Оксиди азоту NO_x , % | 0,01...0,6 | 0,004...0,2 |
| Вуглеводні C_mH_n , % | 0,2...2,0 | 0,01...0,5 |
| Сажа, мг/м ³ | 0...0,04 | 0,01...1,5 |

Вуглеводні C_mH_n , які є газоподібними частинками палива, що не згоріло, також мають токсичні властивості, вони шкідливо діють на центральну нервову і м'язову системи людини. Оксиди азоту NO_x , вступаючи в реакцію з компонентами повітря, утворюють азотну кислоту, яка спричиняє сильну подразнюючу дію на слизові оболонки, а також на легені. Вважається, що оксиди азоту токсичніші в десять разів за оксид вуглецю. Частинки сажі затримуються в легенях, викликаючи алергію. Сажа абсорбує велику кількість вуглеводневих сполук, і серед них найбільш небезпечний – бенз/а/пірен, який спричиняє онкологічні захворювання.

Оксид вуглецю і вуглеводні є продуктами неповного згоряння пального, вони інтенсивно утворюються при недостатці кисню, тобто коли $\alpha < 1$, оксиди азоту – навпаки, при високій температурі та наявності вільного кисню, який вступає в реакцію з азотом, що входить до складу повітря.

В бензинових двигунах вміст шкідливих речовин у відпрацьованих газах значною мірою залежить від складу суміші, який характеризується коефіцієнтом надлишку повітря α (рис. 5.1).

З графіка видно, що найменші викиди CO і C_nH_m притаманні $\alpha = 1,05...1,1$. Із збільшенням α утворення вуглеводнів зростає через погіршення процесу згоряння. Максимум вмісту NO_x – при $\alpha = 1,05$. Максимальна температура наприкінці згоряння в бензинових двигунах досягається при $\alpha = 0,85...0,95$, але при цьому не вистачає кисню для утворення великої кількості NO_x .

Одним з проявів негативного впливу транспорту на навколишнє середовище є смог (в перекладі – туман, викликаний димом). Смог лондонського типу виникає зимою у великих промислових містах за

відсутності вітру і являє собою сполучення газоподібних забруднювачів і краплинок туману. Від смогу в Лондоні в 1952 р. з 3 по 9 грудня загинуло більше 4 тис. людей.

З відпрацьованими газами викидаються також речовини, які порушують фізичні властивості атмосфери, тобто сприяють появі так званого „парникового” ефекту. Сюди належить двооксид вуглецю CO_2 , який не пропускає в простір, що оточує планету, теплове випромінювання. Збагачення ним атмосфери призводить до того, що планета гірше остигає, внаслідок цього може настати глобальне потепління. За останні 100 років середня температура на Землі підвищилась всього на $0,5^\circ C$, але наслідки вже проявляються, наприклад, у зростання кількості повеней.

Оскільки неможливо припинити випуск і експлуатацію транспорту, як неможливо загальмувати процес, то потрібно розробляти заходи зі зменшення забруднення навколишнього середовища, не допускаючи погіршення екологічної ситуації.

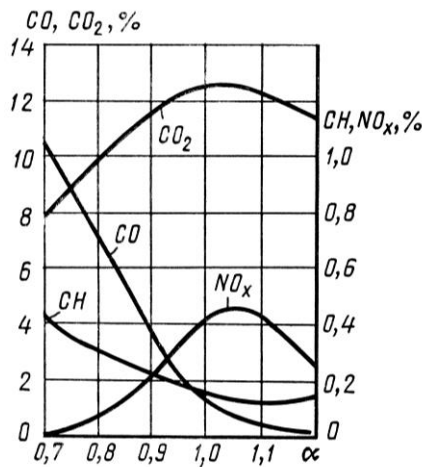


Рис. 5.1. Залежність вмісту основних шкідливих речовин у відпрацьованих газах бензинового двигуна від коефіцієнта надлишку повітря α

5.2. Нормування шкідливих викидів у ДВЗ

Всебічно оцінити токсичність автомобіля можна на стенді з біговими барабанами (рис. 5.2) за дослідним їздовим циклом, який відтворює характерні режими умов експлуатації в місті, а також пуск двигуна, зупинки і

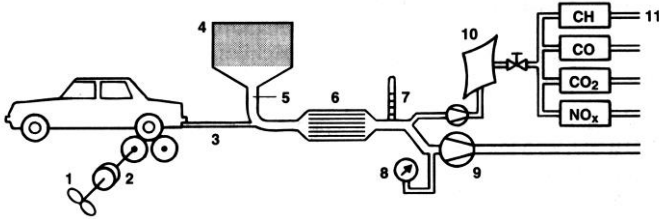


Рис. 5.2. Принципова схема установки для проведення випробувань за європейським їздовим циклом:

- 1 – гальмівний пристрій; 2 – інерційна маса; 3 – вихід відпрацьованих газів; 4 – повітряний фільтр; 5 – розбавляюче повітря; 6 – охолоджувач; 7 – датчик температури відпрацьованих газів; 8 – датчик тиску; 9 – компресор; 10 – пробовідбірники; 11 – вихід відпрацьованих газів.

В нашій державі при випуску нових автомобілів з бензиновими двигунами їх шкідливі викиди оцінюють за ОСТ 37.001.054-86, згідно з яким автомобілі повною масою не більше 3500 кг або пасажиромісткістю не більше 12 випробовують за програмою, що включає чотири міських їздових цикли Європейської економічної комісії (ЄЕК) згідно з правилами № 15 та 83. Масу токсичної речовини визначають за кількістю відпрацьованих газів та їхньою концентрацією. Токсичність легкових автомобілів нормується за викидами оксиду вуглецю, вуглеводнів та оксидів азоту, вміст яких у відпрацьованих газах визначають спеціальними приладами – газоаналізаторами. Для автомобілів без нейтралізаторів, поставлених на виробництво після 1991 року, з робочим об'ємом двигуна від 1,4 до 2,0 л гранично допустимі викиди оксиду вуглецю становлять 54 г/випроб., а сума вуглеводнів та оксидів азоту – 20 г/випроб.

В Європі зараз діють норми „Євро-4“, які передбачають значно жорсткіші обмеження викидів (табл. 5.2). Випробувальний цикл доповнений етапом випробувань в умовах приміського руху при швидкостях до 120 км/год. (рис. 5.3). З 01.01.2002 року введено також випробування при

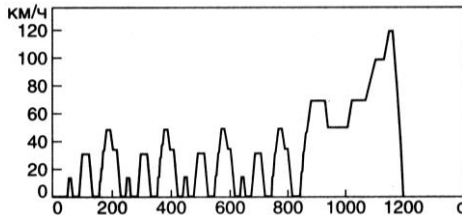


Рис. 5.3. Їздовий випробувальний цикл ЄЕК/ЄС: пробіг за цикл випробувань 11 км; середня швидкість руху 32,5 км/год.

температурі оточуючого середовища – 7 °С. Це випробування проводиться в режимах міського їздового циклу. Ставиться вимога обладнання нових автомобілів з 01.01.2003 року бортовими діагностичними системами для контролю екологічних параметрів з метою не перевищення граничних викидів.

Але навіть для виконання норм „Євро-2” в автомобілі потрібно вносити суттєві конструктивні зміни. Необхідно відмовитись від карбюраторів і перейти на розподілене впорскування бензину з електронним керуванням, застосовувати системи нейтралізації відпрацьованих газів, при встановленні яких двигуни повинні працювати тільки на неетилованому бензині. На автомобілях з дизелями – перейти на дизелі з нерозділеними камерами згоряння, підвищити тиск впорскування. Потрібно встановлювати коректори димності, нейтралізатори, широко застосовувати турбонаддув з проміжним охолодженням повітря. Використовувати паливо з низьким вмістом сірки і антидимними присадками.

Таблиця 5.2. Норми токсичності відпрацьованих газів двигунів автомобілів європейських держав

| Правило ЄЕК | Рік введення | Вміст у відпрацьованих газах, г/кВт · год. | | | |
|-------------|--------------|--|------|------|----------------|
| | | NO_x | CO | CH | Тверді частини |
| Euro1 | 1993 | 8,0 | 4,5 | 1,1 | 0,36 |
| Euro2 | 1996 | 7,0 | 4,0 | 1,1 | 0,15 |
| Euro3 | 2000 | 5,0 | 2,0 | 0,6 | 0,10 |
| Euro4 | 2005 | 3,5 | 1,5 | 0,46 | 0,02 |

Сьогодні в Україні автомобілі з бензиновими двигунами, які знаходяться в експлуатації, перевіряються на вміст шкідливих викидів за ДСТУ 4277:2004. Згідно із цим стандартом перевіряється і обмежується вміст оксиду вуглецю і вуглеводнів на двох режимах роботи двигуна: мінімальної та підвищеної частоти обертання холостого ходу ($2200 \text{ хв}^{-1} \pm 100 \text{ хв}^{-1}$). В автомобілів, не обладнаних нейтралізаторами, на режимі мінімальної частоти обертання гранично допустимий вміст оксиду вуглецю не повинен перевищувати 3,5 %, вуглеводнів для автомобілів з 4-циліндровими двигунами 1200 млн^{-1} . На режимі підвищеної частоти обертання вміст оксиду вуглецю обмежується 2 %, вміст вуглеводнів – 600 млн^{-1} .

Автомобілі з дизелями в умовах експлуатації перевіряються згідно з ДСТУ 4276:2004 на димність відпрацьованих газів в режимі вільного прискорення. За цим стандартом основним показником димності є натуральний показник ослаблення світлового потоку K , м^{-1} . Ця величина у

несертифікованих автомобілів не повинна перевищувати в дизелів без наддуву $2,5 \text{ м}^{-1}$ та в дизелів з наддувом 3 м^{-1} .

5.3. Основні напрямки зменшення шкідливих викидів

Існує декілька основних напрямків зменшення токсичності відпрацьованих газів:

1. Раціональна організація перевезень і руху: удосконалення доріг, вибір парку рухомого складу та його структури, оптимальна маршрутизація автомобільних перевезень, раціональне керування автомобілем.

2. Удосконалення конструкції автомобіля та його двигуна, застосування нових видів палива.

3. Нейтралізація відпрацьованих газів.

Стосовно удосконалення конструкції двигуна можна виділити такі заходи:

1) збільшення точності дозування палива відповідно до режимів роботи двигуна, що досягається застосуванням систем впорскування бензину з електронним керуванням;

2) покращення сумішоутворення. Є два шляхи вирішення цієї задачі:

а) утворення однорідної суміші, яке досягається якісним перемішуванням свіжого заряду, зокрема, гвинтовими впускними каналами, заслінками у впускному колекторі;

б) розшарування свіжого заряду, яке можна досягти в розділених і нерозділених камерах згоряння. Розділені камери згоряння застосовуються при форкамерно-факельному запалюванні, а нерозділені камери – при безпосередньому впорскуванні бензину;

3) забезпечення роботи бензинових двигунів на збіднених паливоповітряних сумішах, що можна досягти застосуванням електронної безконтактної системи запалювання з підвищеною енергією іскрового розряду, встановленням двох свічок запалювання або багатоелектродних свічок (кілька бокових електродів), та спеціальних (плазмових) свічок;

4) рециркуляція відпрацьованих газів: частина продуктів згоряння направляється назад в камеру згоряння для зменшення максимальної температури згоряння з метою зниження утворення оксидів азоту. Рециркуляція може здійснюватись одним із двох способів:

а) внутрішньою рециркуляцією, яка забезпечується відповідним перекриттям клапанів;

б) зовнішньою рециркуляцією з використанням керуючих клапанів;

5) удосконалення газорозподільного механізму: застосування змінних фаз газорозподілу бажане з точки зору пристосування процесу згоряння до умов роботи двигуна;

б) удосконалення конструкції камер згоряння: в першу чергу актуальне

для дизелів, у яких форма камери згоряння (розділена або нерозділена) суттєво впливає на токсичність відпрацьованих газів;

7) удосконалення паливної апаратури дизелів: збільшення тиску впорскування до 100... 160 МПа сприяє кращому змішуванню палива і повітря, а отже зменшенню викидів сажі та оксидів азоту;

8) застосування альтернативних палив. Найменше викидають шкідливих речовин двигуни, які працюють на стиснутому природному газі СПГ та скрапленому нафтовому газі СНГ, який містить пропано-бутанові суміші (рис. 5.4). Переведення двигунів на живлення іншими альтернативними паливами потребує внесення змін у їх конструкцію. Тому більш перспективним є додавання до традиційних палив їх добавок. Додавання до бензину водню зменшує викиди основних шкідливих речовин у декілька разів. Добавка етилового спирту в межах 10...15 % не погіршує енергетичні показники бензинового двигуна, при цьому викиди оксиду вуглецю зменшуються втричі, викиди оксидів азоту на часткових навантаженнях також зменшуються суттєво. Це обумовлено більш повним згорянням спирту завдяки наявності в його молекулі кисню. Додавання води підвищує детонаційну стійкість паливоповітряної суміші, тому можливе підвищення ступеня стискання і, відповідно, покращення енергетичних та економічних показників двигунів. Спостерігається зменшення викидів оксидів азоту і оксиду вуглецю, що пояснюється зниженням температури в камерах згоряння і покращенням сумішоутворення.

Біодизельне паливо на основі ріпакової олії, яке отримують розведенням олії метанолом також має менші викиди вуглеводнів і сажі.

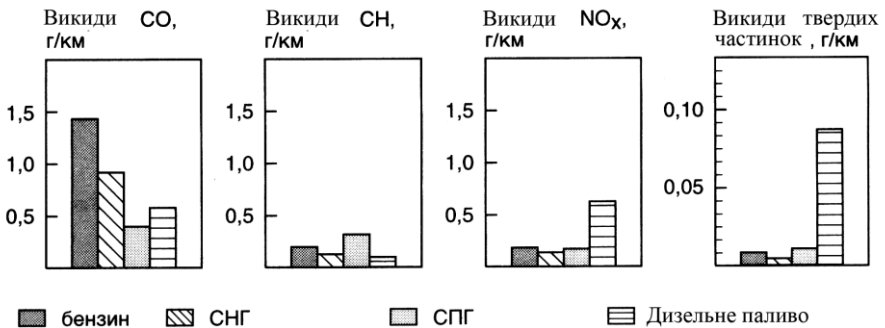


Рис. 5.4. Викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами двигунів, які працюють на бензині, скрапленому нафтовому газі (СНГ), стиснутому природному газі (СПГ) та дизпаливі

5.4. Нейтралізація відпрацьованих газів

З відомих способів нейтралізації найбільш поширеною зараз є каталітична нейтралізація відпрацьованих газів. Двосекційні нейтралізатори дозволяють одночасно зменшити викиди всіх основних шкідливих речовин. Для їх нейтралізації необхідно забезпечити перебіг як окислювальних реакцій – для окислення продуктів неповного згоряння палива CO і C_mH_n до продуктів повного згоряння CO_2 і H_2O , так і відновлювальних реакцій – для розкладання оксидів азоту NO_x у вихідні речовини N_2 і O_2 . Для прискорення перебігу вказаних реакцій в нейтралізаторах застосовують каталізatori. Найбільш ефективними, але досить дорогими є каталізatori на основі платини і паладію. Для зменшення вартості застосовують три-металевий каталізатор: платина, паладій і родій у співвідношенні 1:16:1 або 1:28:1.

Каталітичний нейтралізатор (рис. 5.5) має всередині корпуса носій, на поверхні якого наноситься покриття з каталітичного матеріалу. Як носій застосовується гранульована або монолітна керамічна основа. Активний каталітичний шар утворений тонкою плівкою з благородних металів (платина Pt , паладій Pa), чутливих до свинцю, який міститься у паливі. При його відкладанні активність каталітичного шару швидко падає. Тому двигуни з каталітичними нейтралізаторами повинні експлуатуватись виключно на неетилваному бензині. Ступінь ефективності нейтралізатора залежить від робочої температури. Нейтралізатор починає працювати при температурі приблизно $250^\circ C$, а робочі температури знаходяться в діапазоні $400...800^\circ C$ і забезпечують оптимальні умови для отримання максимальної ефективності та тривалого терміну служби нейтралізатора. Протікання хімічних реакцій в правильно функціонуючому нейтралізаторі супроводжується підвищенням температури в ньому мінімум на 10 %.

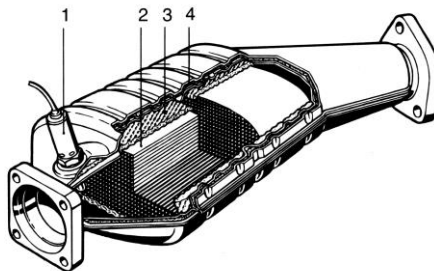


Рис. 5.5. Двосекційний трикомпонентний каталітичний нейтралізатор:
1 – лямбда-зонд; 2 – керамічний моноліт; 3 – дрібносітчастий фільтр; 4 – термостійкий корпус із подвійною стінкою

Найбільш ефективно очищують відпрацьовані гази трикомпонентні каталітичні нейтралізатори. Їх застосування на двигунах з іскровим запалюванням вимагає встановлення систем електронного регулювання складу горючої суміші зі зворотнім зв'язком за складом відпрацьованих газів на основі кисневого датчика, що зумовлено забезпеченням максимальної ефективності нейтралізації шкідливих речовин при $\alpha = 0,98 \dots 0,99$ (рис. 5.6).

Пояснюється це тим, що для окислення продуктів неповного згоряння (CO і C_nH_m) потрібний надлишковий кисень, тобто бажано забезпечити збіднення суміші. Для відновлення NO_x надлишковий кисень не потрібний. Таким чином, у випадку відхилення складу суміші від стехіометричного активність нейтралізації по одному із видів шкідливих речовин знижується: в області $\alpha < 1$ – по продуктах неповного згоряння, а в області $\alpha > 1$ – по оксидах азоту.

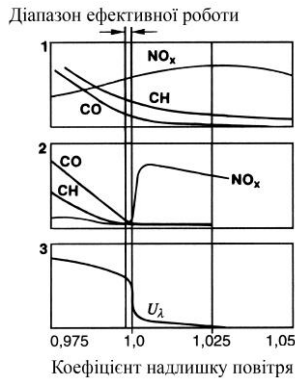


Рис. 5.6. Ефективність каталітичного нейтралізатора:

1 – викиди шкідливих речовин до трикомпонентного нейтралізатора; 2 – викиди після нейтралізатора; 3 – електросигнал від кисневого датчика; U_λ – напруга кисневого датчика

Застосування каталітичного нейтралізатора дозволяє зменшити викиди CO і C_nH_m на 40 %, а NO_x – на 75 %. Недолік нейтралізаторів – деяке зниження потужності двигуна, а також підвищення питомої витрати палива через зростання протитиску в системі випуску.

5.5. Шум двигуна

Автомобільні двигуни є основними джерелами шуму в містах з інтенсивним автомобільним рухом. Шум – це комплекс звуків, що змінюються за частотою та рівнем. Звук має хвильову природу, і звукові хвилі сприймаються органами слуху людини. Основними оціночними показниками шуму є рівень звуку в децибелах (дБА), які є логарифмічними одиницями, і октавний спектр звукового тиску в діапазоні октавних чисел 31,5...8000 Гц. Допустимий рівень зовнішнього шуму автомобілів за ГОСТ 19358-85, залежно від типу автомобіля, становить 78...82 дБА. Рівень шуму сучасних автомобільних двигунів на номінальному режимі становить 100...120 дБА, причому в дизелів він вищий, ніж у бензинових двигунів, і залежить від способу сумішоутворення. Найменш шумними є дизелі з розділеними камерами згоряння і дизелі з плівковим сумішоутворенням.

Джерелами шуму двигунів є:

1. Акустичні випромінювання, які виникають під час газообміну (впуск і випуск) і від роботи вентилятора системи охолодження.

2. Механічні коливання зовнішніх поверхонь, спричинювані ударами в рухомих з'єднаннях механізмів двигуна і різким наростанням тиску газів під час згоряння.

3. Коливання двигуна на елементах підвіски.

Найбільш значимим є шум від робочого процесу ДВЗ. Основні способи зменшення шуму ДВЗ:

1. Удосконалення процесу згоряння з метою зниження швидкості наростання тиску.

2. Раціональне конструювання механізмів і систем двигуна з метою зменшення механічного шуму.

3. Застосування ефективних глушників шуму впуску і випуску.

4. Капотування, капсулювання або звукове екранування двигуна.

В момент відкриття випускних клапанів тиск відпрацьованих газів може становити 0,5 МПа, а їх температура 1000 С, тому через клапани вони проходять з великими швидкостями і шумом. На рис. 5.7 показані схеми високоефективних систем зменшення шуму випуску відпрацьованих газів сучасних автомобільних двигунів, в яких використовуються як активні, так і реактивні глушники. В активних звукова енергія перетворюється в теплову при проходженні хвилі через сітки та перфоровані листи. Реактивні – це ряд розширювальних або резонансних камер. В них зменшення амплітуди коливань відбувається внаслідок розширення потоку газу. Реактивні глушники ефективні відносно низькочастотних шумів, активні відносно високочастотних. Зазвичай на автомобілі встановлюють глушники обох типів.

Корпус глушника розділений перегородками на ряд резонаторних камер різного об'єму. Потік газів розширяється, розділяється на дрібні струмини і

охладжується, в результаті чого зменшується його енергія. Різний об'єм резонаторних камер забезпечує заглушення шумів різної частоти.

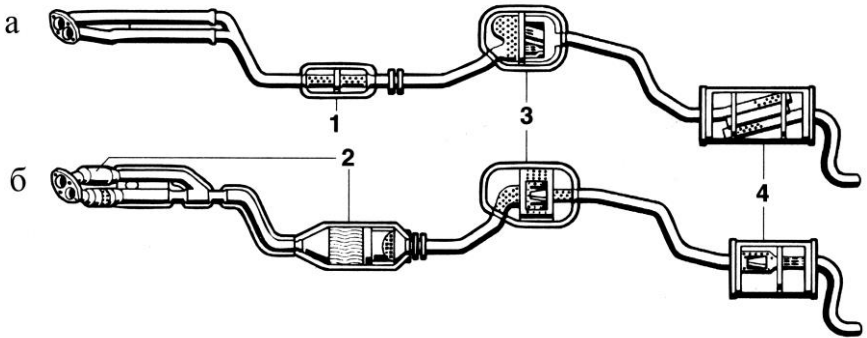


Рис. 5.7. Системи випуску відпрацьованих газів:
а – без нейтралізатора відпрацьованих газів; б – з нейтралізатором;
1 – передній глушник; 2 – каталітичний нейтралізатор; 3 – центральний глушник; 4 – задній глушник

Застосування різних екранів, капотів та капсул пов'язано зі значними додатковими затратами як у виробництві, так і в експлуатації. Тому вони є більш доцільними в тому випадку, коли конструкція двигуна вже відповідає оптимальним акустичним показникам.

6. ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ

Характеристиками двигунів внутрішнього згоряння називаються криві, що графічно зображують залежність параметрів двигунів від режиму роботи. Характеристики двигуна поділяються на робочі і регулювальні. До робочих належать характеристики холостого ходу, швидкісні і навантажувальні. Регулювальні включають характеристики за складом суміші і за кутом випередження запалювання (впорскування). Вони призначені для вибору оптимальних регулювань, які забезпечують найкращі показники двигунів у всіх робочих режимах.

6.1. Характеристика холостого ходу

Характеристика холостого ходу являє собою залежність годинної витрати палива та інших параметрів двигуна від частоти обертання двигуна, що працює без навантаження.

Холостий хід є досить поширеним режимом роботи автомобільних двигунів. На холостому ході двигун працює при прогріві, при вимушених короткочасних зупинках автомобіля, у випадку переключення передач, під час руху автомобіля накатом і т. д.

В умовах інтенсивного міського руху автомобільний двигун може працювати на холостому ході більш як 60 % усього робочого часу. Тому забезпечення паливної економічності двигуна за цих умов становить великий інтерес.

Перед випробуванням треба відрегулювати оберти холостого ходу двигуна. Правильно відрегульований двигун повинен стійко працювати на мінімальних обертах холостого ходу не менш як 10 хв, причому зміна частоти обертання не повинна перевищувати $\pm 5\%$.

Змінюють оберти бензинових двигунів за допомогою дросельної заслінки. Під час роботи двигуна на мінімально стійкій частоті обертання дросельна заслінка майже повністю закрыта, а тому коефіцієнт наповнення η_b буде найменший (рис. 6.1).

У міру відкриття дросельної заслінки частота обертання двигуна збільшується. Разом з цим підвищується коефіцієнт наповнення, досягаючи найбільшого значення при повністю відкритій дросельній заслінці.

Коефіцієнт надлишку повітря α у режимі мінімальної частоти обертання повинен бути досить низьким, щоб забезпечити стійку роботу двигуна.

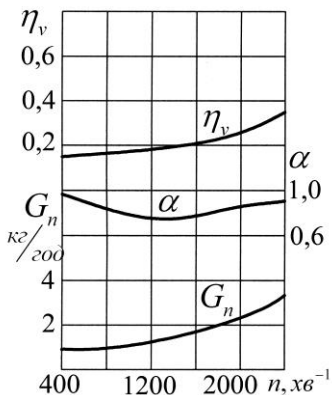


Рис. 6.1. Характеристика холостого ходу бензинового двигуна

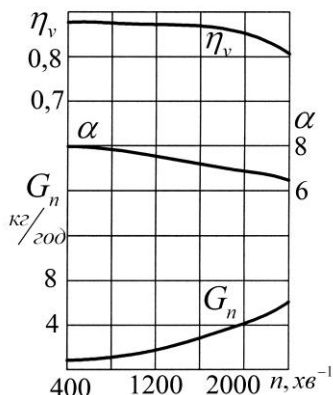


Рис. 6.2. Характеристика холостого ходу дизеля

Зі збільшенням частоти обертання (при відкриванні дросельної заслінки) витрата палива і повітря збільшується майже на однакову величину, тому коефіцієнт надлишку повітря змінюється мало. Зростання годинної витрати палива G_n пояснюється збільшенням частоти обертання і коефіцієнта наповнення.

У дизельних двигунах частота обертання збільшується внаслідок збільшення кількості палива, яке подається за цикл. Характер зміни основних показників дизеля під час холостого ходу показано на рис. 6.2. Із збільшенням частоти обертання зростає швидкість руху повітря у впускному тракті дизеля, що призводить до збільшення аеродинамічних втрат і зменшення коефіцієнта наповнення η_v .

Зменшення коефіцієнта надлишку повітря α з підвищенням частоти обертання пояснюється зниженням коефіцієнта наповнення η_v і зростанням циклової подачі палива. Зростання годинної витрати палива пояснюється збільшенням подачі палива за цикл і частоти обертання (кількості циклів).

6.2. Швидкісні характеристики

Швидкісною характеристикою називається залежність ефективної потужності, крутного моменту, витрати палива та інших показників роботи двигуна від частоти обертання.

Швидкісна характеристика, що відповідає повній подачі палива, називається *зовнішньою швидкісною характеристикою*. Усі проміжні характеристики, які знімаються при незмінному положенні керуючих органів, називаються *частковими швидкісними характеристиками*.

В умовах експлуатації двигун працює за зовнішньою характеристикою тоді, коли автомобіль рухатиметься на прямій передачі з максимально відкритою дросельною заслінкою або рейка паливного насоса буде встановлена на максимальну подачу палива.

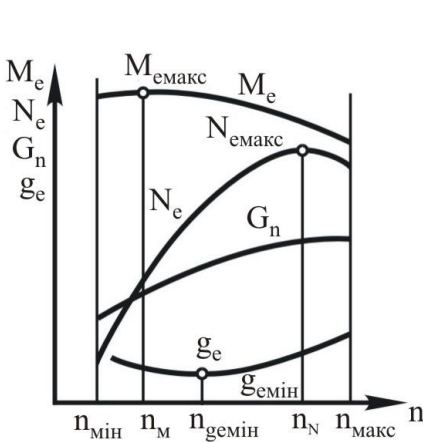


Рис. 6.3. Зовнішня швидкісна характеристика бензинового двигуна

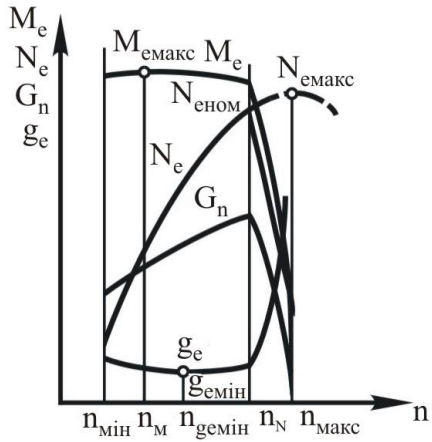


Рис. 6.4. Зовнішня швидкісна характеристика дизеля

Зміни частоти обертання досягають за допомогою зміни (зменшення або збільшення) навантаження. При цьому положення регулюючого органа (дроселя або рейки) залишається незмінним.

На рис. 6.3 показано зовнішню швидкісну характеристику бензинового двигуна. Характер кривих визначається зміною величини середнього ефективного тиску, який в основному залежить від частоти обертання, коефіцієнта наповнення, коефіцієнта надлишку повітря, втрат на тертя і теплових втрат. На малих обертах процес згорання в циліндрах двигуна відбувається повільно і з великими тепловими втратами, тому величина середнього ефективного тиску, а

отже, ефективної потужності незначна. У міру збільшення частоти обертання термодинамічні умови згоряння значно поліпшуються і крива потужності круто піднімається вгору. Проте із збільшенням частоти обертання коефіцієнт наповнення знижується і збільшуються механічні втрати. Це призводить до зниження інтенсивності наростання ефективної потужності. При швидкості обертання n_N крива потужності досягає свого максимального положення, а потім, внаслідок значного зменшення середнього ефективного тиску і збільшення механічних втрат, починає знижуватися.

Характеристику двигуна зазвичай знімають до швидкості обертання n_{\max} , яка для різних типів двигунів змінюється у межах $(1,10 \div 1,25) n_N$. Крива крутного моменту M_e при деякій частоті n_M також має максимум. Дальше збільшення n веде до зменшення крутного моменту, яке визначається середнім ефективним тиском, коефіцієнтом наповнення і механічним ККД двигуна.

У зв'язку із збільшенням частоти обертання годинна витрата палива G_n зростає, незважаючи на деяке зниження коефіцієнта наповнення.

Характер кривої питомої ефективної витрати палива g_e визначається характером зміни годинної витрати палива та ефективної потужності, оскільки:

$$g_e = 1000 \frac{G_n}{N_e} [г/(квт \cdot год.)].$$

При $n_{g_{e_{\min}}}$ питома ефективна витрата палива досягає мінімального значення $g_{e_{\min}}$. Будь-яке відхилення n від $n_{g_{e_{\min}}}$ веде до погіршення економічності двигуна.

В процесі експлуатації двигун працює найефективніше в діапазоні частоти обертання $n_N \div n_M$, якому відповідає і мінімальна витрата палива $g_{e_{\min}}$.

На рис. 6.4 показано зовнішню швидкісну характеристику дизеля. За характером ці криві майже не відрізняються від кривих рис. 6.3, тому що вони визначаються однаковими факторами.

На малих n регулятор не впливає на зовнішню характеристику. Але після того, як досягнута частота обертання, на яку відрегульовано регулятор ($n_{ном}$), останній вступає в дію і перешкоджає подальшому збільшенню n .

Робота двигуна на режимі, вищому від номінального ($n_{ном}$), веде до зростання механічних навантажень на двигун і до появи димного вихлопу внаслідок погіршення умов згоряння палива.

На зовнішніх характеристиках (рис. 6.3, 6.4) можна відмітити ряд характерних точок:

$n_{мін}$ – мінімальна стійка частота обертання;

$n_{макс}$ – максимальна частота обертання;

n_M – частота обертання при максимальному крутному моменті;

n_N – частота обертання при максимальній потужності;

$n_{г.мін}$ – швидкість обертання при мінімальній ефективній питомій витраті палива.

Важливим показником транспортного ДВЗ є коефіцієнт пристосованості, який показує здатність двигуна долати зростаючий момент опору внаслідок підвищення величини крутного моменту без переходу на нижчу передачу. Його визначають за формулою:

$$K = \frac{M_{e_{макс}}}{M_{e_N}},$$

де $M_{e_{макс}}$ – максимальний крутний момент; M_{e_N} – крутний момент при максимальній потужності.

Для бензинових двигунів $K = 1,25 \div 1,45$, для дизелів без регулятора частоти обертання $K \leq 1,15$. Це пояснюється тим, що у дизелів характеристика крутного моменту більш полого, ніж у бензинових двигунів.

Для поліпшення пристосованості дизельних двигунів застосовують коректори подачі палива, що дає можливість при зменшенні частоти обертання підвищити крутний момент на 15–20 %, а коефіцієнт пристосованості – до $K = 1,23$.

Часткові швидкісні характеристики знімаються при проміжних положеннях органів керування. Такі характеристики бензинового двигуна показано на рис. 6.5, а. Суцільними лініями зображено криві потужності, штриховими – крутного моменту. Криві 1 є зовнішніми характеристиками, криві 2 – 5 – частковими.

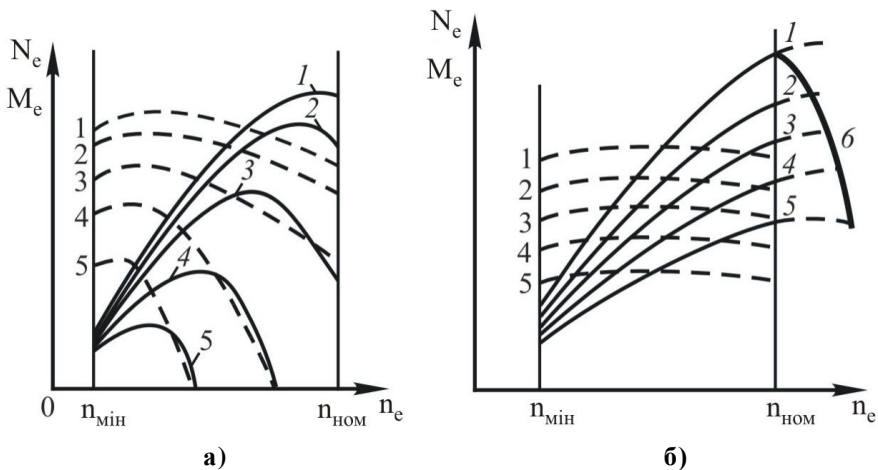


Рис. 6.5. Часткові швидкісні характеристики двигунів:
а – бензинового; б – дизеля

Характер зміни основних показників дизеля ($\eta_v, \alpha, \eta_i, \eta_M, \Delta g_u$) із зміною частоти обертання не залежить від положення керуючого органу. Тому часткові характеристики мають такий же характер, як і зовнішня (крива 1). Крива 6 показує границю димного вихлопу.

Як видно з характеристик, дизельні двигуни на всіх режимах подачі палива здатні практично необмежено збільшувати частоту обертання («йти в рознос»), тому на них обов'язково треба встановлювати обмежувачі цього параметра (регулятори).

6.3. Навантажувальні характеристики

Навантажувальною характеристикою називається залежність годинної і питомої витрат палива та інших показників від навантаження двигуна при сталій частоті обертання колінчастого вала.

За навантажувальними характеристиками двигуни працюють при руху автомобіля із сталою швидкістю по дорозі із змінним опором. Тому оцінка економічності двигуна за таких умов становить значний інтерес.

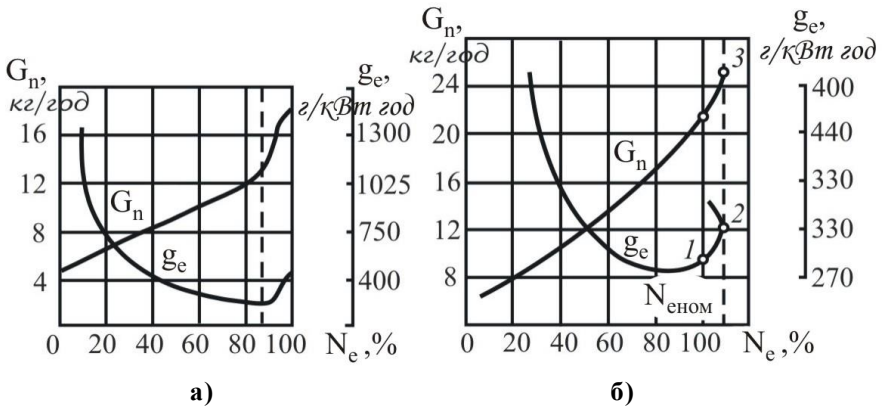


Рис. 6.6. Навантажувальні характеристики двигунів:
 а — бензинового; б — дизеля

На рис. 6.6 показано приблизний вигляд навантажувальних характеристик бензинового (а) і дизельного (б) двигунів.

У разі збільшення навантаження бензинового двигуна треба для підтримки сталого швидкісного режиму збільшувати відкриття дросельної заслінки. При цьому зростає годинна витрата палива G_n . Підвищення потужності двигуна веде до збільшення індикаторного і механічного к. к. д., а це призводить до зниження питомої ефективної витрати палива g_e (рис. 6.6, а).

Приблизно при 80 % номінального навантаження $N_{e\text{ном}}$ в роботу включається економайзер. Це веде до деякого зниження коефіцієнта надлишку повітря (збагачення суміші), а за рахунок цього збільшуються як годинна, так і питома витрати палива.

У дизелях підвищення годинної витрати палива G_n із збільшенням навантаження при незмінному швидкісному режимі відбувається внаслідок збільшення подачі палива за цикл (рис. 6.6, б).

Якщо навантаження на двигун збільшується, то збільшується індикаторний та механічний ККД, внаслідок чого зменшується питома витрата палива. Коли навантаження наближається до $N_{e\text{ном}}$, то індикаторний ККД починає зменшуватися, в результаті чого зниження питомої витрати палива відбувається плавніше.

У точці 1 внаслідок надмірного зменшення коефіцієнта надлишку повітря появляється димний вихлоп. Якщо й далі збільшувати циклову подачу палива (до точки 3 і більше), то потужність може

дещо зрости, а потім почне знижуватися внаслідок незадовільних умов згоряння палива, що супроводжується збільшенням питомої витрати палива (за точкою 2), інтенсивним утворенням диму і перегріванням двигуна. Тому експлуатація двигуна з перевантаженням недопустима.

За навантажувальними характеристиками встановлюють найбільш прийнятну з точки зору економічності частоту обертання двигуна, а отже, найбільш економічну швидкість руху автомобіля.

6.4. Регулювальні характеристики

Регулювальні характеристики є залежністю параметрів, які оцінюють роботу або економічність двигуна, від одного з факторів, що впливають на його роботу. Такими факторами можуть бути склад суміші, кут випередження запалювання, температура охолоджуючого середовища тощо. На практиці найбільший інтерес становлять регулювальні характеристики за складом суміші і за кутом випередження запалювання, оскільки за допомогою їх можна виконати оптимальне регулювання карбюратора і системи запалювання. Регулювальна характеристика за складом суміші—це залежність потужності двигуна N_e і питомої витрати палива g_e від коефіцієнта надлишку повітря α . На основі регулювальних характеристик за складом суміші можна побудувати найвигіднішу характеристику карбюратора.

Знімають характеристики за складом суміші звичайно на кількох режимах роботи, які визначаються положенням дросельної заслінки і певною частотою обертання.

Оскільки при сталих частотах обертання та положенні дросельної заслінки кількість повітря, що надходить у циліндри двигуна, практично не змінюється, то зміну складу суміші регулюють годинною витратою палива. Для цього карбюратор обладнують регулювальною голкою, за допомогою якої можна змінювати прохідний переріз жиклера; регулювання можна також виконувати зміною жиклерів різної пропускну здатності.

На рис. 6.7 показано регулювальну характеристику за складом суміші. Коефіцієнт надлишку повітря α теоретично можна змінювати від верхньої (точка 1) до нижньої (точка 1') границь займистості, але через те, що поблизу цих границь двигун працює нестійко, цей діапазон дещо звужують (від точки 2 до точки 2').

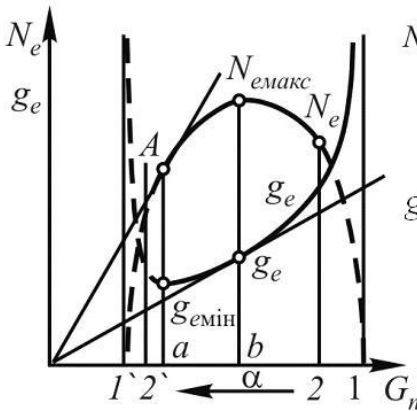


Рис. 6.7. Регулювальна характеристика за складом суміші двигуна з іскровим запалюванням

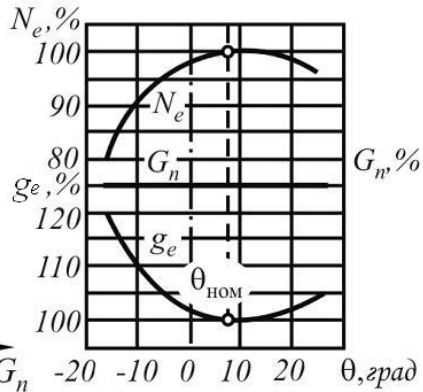


Рис. 6.8. Регулювальна характеристика за кутом випередження запалювання

З попереднього викладу відомо, що максимальна потужність $N_{e_{\max}}$ досягається при $\alpha = 0,8 \div 0,9$ (точка b), а мінімальна питома витрата палива $g_{e_{\min}}$ при $\alpha = 1,05 \div 1,15$ (точка a). Оскільки ці значення α не збігаються, то карбюратор ніколи не можна відрегулювати і на максимальну потужність, і на максимальну економічність. Як правило, карбюратор регулюють так, щоб у режимах, які найчастіше зустрічаються на практиці, двигун працював економічно, а максимальної потужності досягають за допомогою економайзера. Зона регулювання жиклерів карбюратора обмежена точками a і b (рис. 6.7), і виходити за межі цієї зони немає потреби.

Приблизний вигляд регулювальної характеристики за кутом випередження запалювання θ показано на рис. 6.8. Найвигідніший кут θ характеризується найбільшою потужністю N_e і найменшою питомою витратою палива g_e .

Відхилення θ в бік надмірного збільшення може призвести до передчасного займання робочої суміші, протитиску і, як наслідок, до спаду потужності. Надто малий кут випередження запалювання призводить до того, що паливо згоряє на лінії розширення, тиск підвищується небагато, втрачається потужність.

Оскільки характеристику знімають при незмінному положенні дросельної заслінки і сталій швидкості обертання колінчастого вала,

то годинна витрата палива G_n буде незмінною, а питома витрата палива змінюватиметься обернено пропорційно ефективній потужності.

Якщо частота обертання збільшується, то швидкість згоряння хоч і зростає, але загальний час для процесу згоряння зменшується; тому найвигідніший кут випередження запалювання збільшуватиметься. Якщо частота обертання зменшується (прикривання дроселя), то кут випередження запалювання також повинен збільшуватися. Це пояснюється тим, що при цьому зменшується коефіцієнт наповнення і збільшується коефіцієнт залишкових газів, внаслідок чого зменшується швидкість згоряння робочої суміші. Під час роботи двигуна кут випередження запалювання змінюється за допомогою автоматично діючого відцентрового регулятора.

ЛІТЕРАТУРА

1. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.С., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: підручник. – К.: Арістей, 2004. – 476 с.
2. Захарчук В.І. Розрахунок автомобільних двигунів: навчально-методичний посібник до виконання курсового проекту з дисципліни „Автомобільні двигуни” студентами спеціальності „Автомобілі та автомобільне господарство”. – Луцьк: ЛДТУ, 2002. – 95 с.
3. Автомобильный справочник BOSCH. – М.: ЗАО КЖИ «За рулем», 2002. – 896 с.
4. Автомобильные двигатели / В.М. Архангельский, М.М. Вихерт, А.Н. Воинов и др.; Под ред. М. С. Ховаха. – М.: Машиностроение, 1977. – 591 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн./Под ред. В. Н. Луканина. М.: Высш. шк., 2005.
6. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 375 с.
7. Кульчицкий А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей. М.: Академический проспект, 2004. – 400 с.
8. Коденцев В.Й., В'язовський І.К., Онопрієнко І.С. Двигуни внутрішнього згорання. – К.: Вища школа, 1974. – 271 с.
9. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. – М.: ЗАО КЖИ „За рулем”, 2004. – 480 с.
10. Топливная аппаратура автотракторных двигателей/ Под общ. ред. В.И. Крутова. – М.: Машиностроение, 1985. – 208 с.
11. Гутаревич Ю.Ф., Зеркалов Д.В., Говорун А.Г., Корпач А.О., Мержиевська Л.П. Екологія автомобільного транспорту. – К.: Основа, 2002. – 312 с.
12. Росс Твег. Системы впрыска бензина. – М.: Издательство „За рулем”, 1996. – 144 с.
13. Покровский Г. П. Электроника в системах подачи топлива автомобильных двигателей. – М.: Машиностроение, 1990. – 176 с.
14. Сига Х., Мидзумани С. Введение в автомобильную электронику. – М.: Мир, 1989 – 232 с.
15. Голубков Л.Н., Савастенко А.А., Эммиль М.В. Топливные насосы высокого давления распределительного типа. – М.: Легион-Автодата, 2000. – 176 с.
16. Захарчук В.І. Всережимно-однорежимний регулятор на автомобільному дизелі// Удосконалення конструктивних та експлуатаційних показників автомобілів і дорожніх машин: зб. наук. праць. – К.: УТУ. – 1998. – С. 160 – 161.
17. Захарчук В.І. Перспективи переобладнання дизелів у газові двигуни з іскровим запалюванням // Сучасна автомайстерня. – 2008 р. – №7 – 8.

Автомобільні двигуни [Текст]: Конспект лекцій для студентів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» денної та заочної форм навчання які здобувають ступінь молодшого бакалавра / уклад. О.В.Захарчук. – Луцьк : Технічний коледж Луцького НТУ, 2017. – 96 с.

Комп'ютерний набір
Редактор

О.В. Захарчук
О.В. Захарчук

Підп. до друку 2017р.
Формат 60x84/16. Папір офс. Гарнітура Таймс.
Ум. друк. арк. ____ . Обл.-вид. арк. 2,5.
Тираж ____ прим. Зам. 1.

Редакційно-видавничий відділ
Луцького національного технічного університету
43018 м. Луцьк, вул. Львівська, 75
Друк – РВВ Луцького НТУ