

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ
з навчальної дисципліни
«ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ АТЗ»
частина 1

Тема 1. Вступ до дисципліни і загальні вихідні дані про автомобільні двигуни.

1.1. Вступ.

1.2. Основні етапи розвитку двигунів внутрішнього згоряння.

1.3. Загальні відомості про двигуни для автомобілів.

1.4. Основні напрямки розвитку автомобільних ДВЗ

1. Вступ.

Класичним визначенням терміну «автомобіль» є: (від грец. *αὐτός* - сам і лат. *mobilis* - той, що рухається) – самохідна колісна машина, яка приводиться в рух встановленим на ній двигуном і призначена для перевезення людей, вантажу, буксирування транспортних засобів, виконання спеціальних робіт та перевезення спеціального устаткування безрейковими дорогами. Пересувається переважно суходолом. Таким чином, виходячи із визначення, можна зробити висновок: поява та існування тако-го об'єкту, як автомобіль, відбулася та відбувається завдяки автономному джерелу механічної енергії – автомобільному двигуну, що є за великим рахунком перетворювачем в механічну енергію, необхідну для руху автомобіля, будь-якого іншого виду енергії (теплової, електричної, енергії стисненого газу, механічної (потенційної та кінетичної) та ін.). Водночас, враховуючи сучасний світовий парк автомобілів та використання на них двигунів різних типів видно, що понад 95% з них обладнані двигунами внутрішнього згоряння.

Транспортна система України є одним з найважливіших господарських комплексів, без стабільної роботи якого неможливе функціонування економіки держави, розвитку соціальної сфери, забезпечення потреб населення у переміщенні людей і вантажів. Провідною ланкою транспортної системи є автомобільний транспорт, найголовнішою перевагою якого є мож-

ливість доставки людей і вантажів безпосередньо від відправника до отримувача без пересадок або перевантажувань.

Знання експлуатаційних властивостей, методики теплового розрахунку, основ конструювання і розрахунку автомобільного двигуна внутрішнього згорання надає можливість фахівцю з автомобільного транспорту грамотно і ефективно використовувати енергетичну установку рухомого складу автомобільного транспорту протягом етапів життєвого циклу автомобіля від введення його в експлуатацію до утилізації, що можливо за достатньої його компетентності.

2. Основні етапи розвитку двигунів внутрішнього згорання.

Двигуни внутрішнього згорання з'явилися у другій половині XIX століття. Хронологія створення і розвитку двигунів внутрішнього згорання наступна:

- **1860 рік** - французький механік Ж. Ленуар побудував двигун, що працював на світильному газі. Двигун Ленуара був двотактним, з охолоджуваним горизонтально розташованим циліндром, золотниковим газорозподіленням, з примусовим запалюванням горючої суміші. У двигуні ще не застосовувався попередній стиск заряду, тому коефіцієнт корисної дії не перевищував п'яти відсотків.
- **1862 рік** - французький інженер А. Боде-Роша запропонував використати принцип попереднього стиску суміші, що дозволило суттєво підвищити ККД і надало можливість використання цього двигуна в якості силової установки автомобіля.
- **1876 рік** - німецький комерсант М. Отто разом з французьким інженером Є.Лангеном вперше в двигунах реалізували принцип попереднього стиску суміші. Показники газового двигуна після цього значно поліпшилися. Крім світильного газу, як паливо в двигунах поступово почали застосовувати доменні, природні, й побіжні нафтові гази, а в кінці XIX століття, коли була організована промислова переробка нафти, й рідке

нафтове паливо. Використання рідкого палива дозволило створити двигуни з відносно малою питомою масою, що відкривало їм шлях до застосування на машинах наземного транспорту.

- **1885 рік** - німецькі інженери Г. Даймлер і К. Бенц незалежно один від одного сконструювали і збудували перші саморушні екіпажі з ДВЗ, які згодом дістали назву автомобілів.
- **1892 рік** - німецький інженер Р. Дізель отримав патент на двигун з samozапалюванням від стиску. Він вважав, що двигун повинен працювати за термодинамічним циклом Карно із запалюванням від стиску: паливо кам'яновугільний пил, але двигун у такому вигляді виявився непрацездатним.
- **1897—1899 рр.** - було здобуто припустиму конструкцію двигуна, що працював на газі, який вприскувався в циліндр стиснутим у компресорі повітрям. Звідси назва – компресорний дизель.
- **1878 рік** - морський офіцер Г. С. Костович конструював, а в 1885 році побудував двигун для дирижабля. Це був перший бензиновий двигун, який максимально задовольняв на той час вимогам щодо потужності масогабаритних показників (80к.с. при вазі 240 кг) відносно транспортного двигуна.
- **1906 рік** - професор МВТУ В. І. Гриневецький вперше в світі розробив метод теплового розрахунку двигуна, який покладено в основу сучасної теорії робочих циклів в поршневих ДВЗ. Цей метод був потім розвинений і доповнений проф. Є. К. Мазінгом, акад. Б. С. Стечкиним, проф. М. М. Глаголевым та іншими. Ці успіхи в швидкому розвитку двигунобудування стали поклали можливість досягненням у розробці теорії робочого циклу ДВЗ.
- **1901 рік** - на заводі Л. Нобеля («Російський дизель») в Петербурзі, за проектом інженера Г. В. Трінклера збудовано перший у світі безкомпресорний дизель тобто дизель, в якому

паливо вприскувалось у циліндр без допомоги повітряного компресора.

- **1913 рік** - проф. О. М. Шелест розробив перший тепловоз.

В Україні основними виробниками автотракторних двигунів є Мелітопольський моторний завод, харківський тракторний завод та Південний машинобудівний завод.

В Україні зараз створюється національна автомобільна промисловість, а значить, і автомобільне двигунобудування. На заводах, у спеціальних науково-дослідних інститутах, в конструкторських бюро, на спеціальних кафедрах вищих навчальних закладів ведуться активні роботи по дослідженню робочих циклів, удосконаленню існуючих та створенню нових конструкцій автомобільних двигунів та їхніх агрегатів. Особлива увага приділяється розширенню виробництва автомобільних дизелів, оскільки в експлуатаційних умовах автомобілі з дизелями витрачають палива на 25...30% менше, ніж з бензиновими двигунами.

Впродовж першої половини ХХ століття ДВЗ стають основним типом двигунів на усіх видах транспорту. До початку і в період Другої світової війни у Великобританії, Німеччині, США, Італії, СРСР були створені досить якісні нові типи дизелів і комбінованих двигунів, що з успіхом використовувались у військовій техніці. В даний час тенденції в розвитку конструкцій ДВЗ спрямовані на підвищення їхньої економічності, збільшення терміну служби, зниження токсичності, рівня шуму, розширення меж регулювання і поліпшення ряду інших параметрів.

3. Загальні відомості про двигуни для автомобілів.

Принцип дії і основні поняття про роботу поршневого двигунів

У ДВЗ перетворення теплоти, що виділяється при згорянні палива, в механічну роботу відбувається за допомогою газового робочого тіла, яке перетерплює за робочий цикл ряд змін свого стану. Принципова схема одноциліндрового поршневого ДВЗ наведена на рис.1.

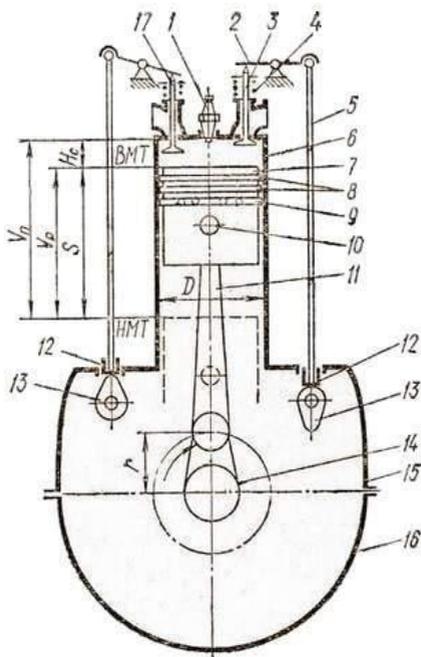


Рис.1. Принципова схема одноциліндрового поршневого ДВЗ (1 - свічка запалювання; 2 - коромисло; 3 - випускний клапан; 4 - пружина випускного клапану; 5 - штанга; 6 - циліндр; 7 –поршень; 8 - кільця компресійні; 9 - кільце маслоз’ємне; 10 - палець поршневий; 11 - шатун; 12 - штовхач; 13 - кулачки розподільчого валу; 14 - вал колінчастий; 15 - картер; 16 - піддон; 17 - впускний клапан).

Під дією газів у камері згоряння, що обмежена днищем поршня, головкою і стінками циліндра, завдяки кривошипно-шатунному механізму поршень здійснює зворотно-поступальний рух, який за допомогою кривошипно-шатунного механізму перетворюється в обертовий. За один оберт колінчастого валу поршень переміщується між своїми крайніми положеннями - верхньою та

нижньою мертвими точками (в.м.т.), (н.м.т.). Відстань між ними зветься ходом поршня S , м:

$$S = 2R, \quad (1.1)$$

де: R - радіус кривошипа колінчастого вала, М.

Об'єм, що вивільняється поршнем за один його хід, зветься робочим об'ємом V_h , м³ або л:

$$v_h = \pi \cdot D^2/4 \quad (1.2)$$

де: D - діаметр циліндра, м.

Сума робочих об'ємів усіх циліндрів у багаточиліндровому двигуні зветься його літражем, л:

$$v_{л} = i \cdot v_h, \quad (1.3)$$

де: i - число циліндрів.

Об'єм над поршнем, коли він знаходиться у в.м.т., дорівнює його мінімальному значенню, зветься об'ємом камери згоряння v_c , а коли він знаходиться в н.м.т., дорівнює його максимальному значенню і зветься повним об'ємом циліндра:

$$v_a = v_c + v_h \quad (1.4)$$

Відношення повного об'єму до об'єму камери згоряння зветься мірою стиску

$$\varepsilon = v_a/v_c \quad (1.5)$$

Перетворення теплової енергії в механічну роботу в чотиритактному ДВЗ супроводжується такими періодичними (циклічними) процесами: впуск свіжого заряду; стиск робочого тіла поршнем в циліндрі двигуна; згоряння робочої суміші й розширення продуктів згоряння (робочий хід), під час якого здійснюється корисна робота; впуск газів, що відпрацювали.

У двотактних ДВЗ на процесі впуску свіжого заряду та впуску газів, що відпрацювали, витрачається лише частка ходу поршня, коло н. м. т. При цьому газі, що відпрацювали виводяться із циліндра стиснутим в автономному компресорі повітрям.

Сукупність послідовних процесів які періодично повторюються й супроводжуються зміною тиску p , температури T і об'єму V , що характеризують стан робочого тіла, зветься робочим циклом двигуна.

Частина робочого циклу, яка відбувається за один хід поршня, зветься тактом. У чотиритактних ДВЗ робочий цикл здійснюється за два оберти колінчастого вала, а у двотактних — за один. Деякі параметри роботи поршневих ДВЗ наведені у табл.1.1.

Табл.1.1.

Параметри роботи поршневих ДВЗ

Призначення двигуна	Діаметр циліндра, мм	Кількість циліндрів	Номінальна потужність, кВт	Частота обертання, об/хв	Середній ефективний тиск, МПа	Питоме споживання пального, г/(кВт*год)
Легкові автомобілі	60 — 100	2 — 16	20 — 400	4500 — 8500	0,6 — 1	290 — 330
Вантажні автомобілі	80 — 130	6 — 12	50 — 350	2200 — 3500	0,6 — 0,8	240 — 260
Робочі машини	80 — 150	2 — 12	10 — 500	1800 — 2800	0,6 — 0,8	230 — 250
Локомотиви	150 — 300	8 — 16	1000 — 4000	600 — 1500	0,6 — 0,8	210 — 240
Судна	200 — 1080	4 — 16	1000 — 80000	85 — 350	1,2 — 1,9	170 — 225

Для забезпечення періодичного повторювання робочих циклів і нормальної роботи сучасні ДВЗ обладнуються низкою систем (живлення, охолодження, мащення, запалювання (у двигунах з примусовим запаленням заряду), пуску і механізмів (кривошипно-шатунним та газорозподільним).

Класифікація автомобільних ДВЗ

Двигуни, що застосовуються або можуть знайти застосування на автомобільному транспорті, можна класифікувати за низкою ознак:

1. *За способом перетворення теплоти і енергії в механічну роботу:* двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) - поршневі, роторно-поршневі, газотурбінні; двигуни зовнішнього згоряння - двигуни Стірлінга; парові двигуни; електричні двигуни; інерційні двигуни.
2. *За способом здійснення робочого циклу:* чотиритактні і двотактні ДВЗ, як з наддувом, так і без нього.
3. *За видом палива що використовується:* легкого (бензин, лігроїн, гас, бензол, спирт); важкого (дизельне паливо, солярове масло, газойль, мазут); газового (природний газ, нафтові гази - пропан і бутан, доменний газ, генераторний газ та ін.); змішаного (бензогазові суміші, суміші рідкого і газового палива - в газодизелях).
4. *За способом сумішоутворення:* двигуни з зовнішнім сумішоутворенням (карбюраторні, газові та з впорскуванням легкого палива у впускний колектор); із внутрішнім сумішоутворенням (дизелі, двигуни з впорскуванням легкого палива у циліндр); із змішаним сумішоутворенням (газодизелі).
5. *За способом запалювання робочої суміші:* двигуни з іскровим запалюванням (карбюраторні, газові, з впорскуванням легкого палива); із самозайманням від стиску (дизелі); із займанням газового палива від запальної дози рідкого палива (газодизелі).
6. *За способом регулювання потужності:* двигуни з якісним (дизелі та газодизелі), кількісним (карбюраторні та газові) і змішаним регулюванням.
7. *За особливостями розташування циліндрів:* рядні (з вертикальним, горизонтальним, похилим і опозитним розміщенням), V-подібні.

8. *За способом охолодження*: двигуни з рідинним та повітряним охолодженням.

Класифікація за п.п. 2—8 відноситься лише до поршневих ДВЗ. На сучасних вітчизняних автомобілях переважно застосовуються чотиритактні поршневі ДВЗ з наддувом і без нього, які працюють на легкому, важкому газовому паливі; з зовнішнім та внутрішнім сумішоутворенням, з іскровим запалюванням суміші та самозайманням від стиску, з кількісним та якісним регулюванням потужності, а також рядні і V-подібні з рідинним і повітряним охолодженням.

Все ширше застосовуються електричні двигуни, що працюють від акумуляторних батарей. Найбільш перспективними автомобільними ДВЗ на період до 2025 року вважаються газові двигуни, двигуни з газотурбінним наддувом, з впорскуванням легкого палива та комбіновані дизелі. У найближчій перспективі можливе застосування також газотурбінних двигунів, у більш віддаленій — двигунів з зовнішнім підведенням теплоти (двигунів Стірлінга).

Режими роботи автомобільних ДВЗ.

Режими роботи автомобільних ДВЗ залежать від призначення автомобіля, умов його експлуатації та деяких інших факторів.

В умовах великого міста, до 95 % часу автомобіль працює на швидкостях і потужностях, які складають менш ніж 50 % від номінальних значень. При цьому спостерігається часта і різка зміна режимів їх роботи і тривала робота на перехідних режимах. Лише на міжміських трасах до 90 % часу автомобілі працюють на швидкостях і потужностях, близьких до номінальних при значній стабільності режимів роботи. Таким чином, для значної частини автомобільних двигунів у процесі експлуатації характерні: часті й різкі зміни режимів роботи; тривала робота на перехідних (несталих) режимах; робота при малих навантаженнях і низьких частотах обертання колінчастого вала. З цього витікає, що встановлення переважних режимів роботи автомобільних ДВЗ конк-

ретного призначення є важливим завданням, при рішенні якого виявляється можливість не тільки надійної оцінки експлуатаційної питомої витрати палива, але і забезпечення необхідної екологічної чистоти і надійності роботи двигуна.

4. Основні напрямки подальшого розвитку автомобільних ДВЗ

Автомобільна промисловість у країні — одна з галузей господарства, що розвиваються інтенсивно. Незважаючи на те, що зараз більш ніж 80 % вантажу й 85 % пасажирів перевозяться автомобільним транспортом, потреби в ньому безперервно зростають.

Значні і відповідальніші завдання перед автомобільними промисловістю і транспортом, а отже, і перед автомобільним двигунобудуванням поставлені на подальший період. Розвиток автомобільних ДВЗ відбуватиметься у таких напрямках: підвищення паливної економічності; зниження токсичності й шумності; підвищення потужності одиночних агрегатів при зниженні їх металомісткості, зменшенні маси, габаритних розмірів; підвищення надійності роботи й ресурсу; поліпшення зручності обслуговування і ремонту в експлуатації; використання альтернативних видів палива, насамперед стиснутого природного й зрідженого нафтового газів; широке застосування на автомобілях електроніки й мікропроцесорної техніки.

Питання для самоконтролю.

- 1.Що обумовило розробку ДВЗ як силового агрегату?
- 2.Коли і ким були збудовані перші ДВЗ: з запалюванням від іскри? з самозайманням від стиску?
- 3.Наведіть класифікацію автомобільних двигунів.
- 4.Якими особливостями характеризуються режими роботи автомобільних ДВЗ?
- 5.Вкажіть основні напрямки подальшого розвитку автомобільного двигунобудування.

Тема 2. Теоретичні і дійсні цикли автомобільних ДВЗ.
Розрахунок параметрів дійсних циклів .

- 2.1. Теоретичні цикли автомобільних ДВЗ
- 2.2. Загальні відомості про дійсні цикли ДВЗ.
- 2.3. Процес впуску.
- 2.4. Процес стиску.
- 2.5. Робочі тіла ДВЗ та їх властивості реакції згоряння палива.
- 2.6. Процеси сумішоутворення і згоряння.
- 2.7. Процес розширення.
- 2.8. Процес випуску.

1. Теоретичні цикли ДВЗ

- Цикл з підведенням теплоти при постійному об'ємі

Теоретичний цикл ДВЗ з підведенням теплоти при постійному об'ємі (цикл Отто) є основою робочого циклу двигунів з примусовим запалюванням – бензинових, газових та ін..

Теоретичний цикл має в P-V координатах наступний вигляд:

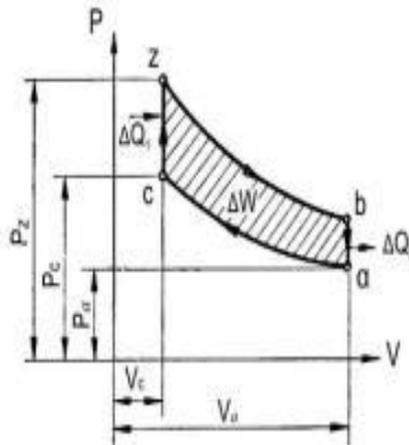


Рис.1.2. Теоретичний цикл двигуна з підведенням теплоти постійному об'ємі (примусове запалювання).

Для оцінки досконалості процесу перетворення теплоти в корисну роботу використовується термічний к.к.д. – відношення теплоти, що перетворилася в корисну роботу до всієї теплоти, підведеної до робочого тіла за цикл.

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (1.6)$$

де: $Q_1 - Q_2$ – корисна робота, що здійснюються робочим тілом.

Розрахунки за цикл для спрощення проведемо для 1 кг робочого тіла.

Кількість підведеної теплоти при $V = \text{const}$.

$$Q_1 = C_v (T_z - T_c) \quad (1.7)$$

де: C_v – питома теплоємність робочого тіла при $V = \text{const}$, а кількість відведеної теплоти.

$$Q_2 = C_v (T_b - T_a) \quad (1.8)$$

В результаті отримуємо

$$\eta_t = 1 - \frac{C_v (T_b - T_a)}{C_v (T_z - T_c)} \quad (1.9)$$

Для ізохорного підведення теплоти

$$\frac{P_c}{T_c} = \frac{P_z}{T_z}, \text{ звідки } T_z = T_c \left(\frac{P_z}{P_c} \right) = T_c \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda \quad (1.10)$$

де: $\lambda = \frac{P_z}{P_c}$ – ступінь підвищеного стиску;

$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$ – міра стиску; $K = \frac{C_p}{C_v}$ – показник адіабати.

Для ізохорного відведення теплоти $\frac{P_a}{T_a} = \frac{P_b}{T_b}$, після підстановки отриманих значень в формулу (1.9):

$$\eta_t = 1 - \frac{T_a \lambda - T_a}{T_a \varepsilon^{k-1} \lambda - T_a \varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{T_a \lambda - 1}{T_a \varepsilon^{k-1} (\lambda - 1)} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (1.11)$$

η_t залежить від міри стиску ε і показника адіабати k (рис.1.3.):

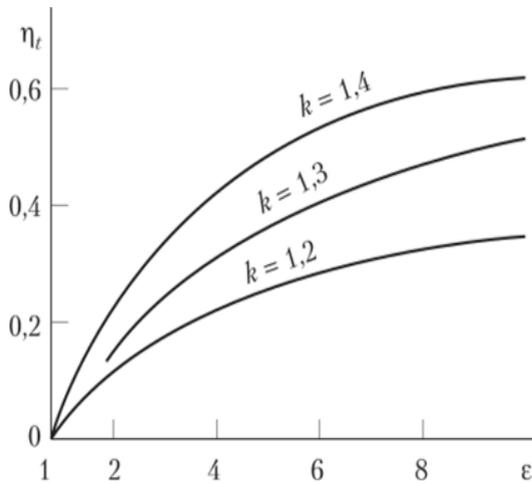


Рис. 1.3. Залежність термічного ККД циклу Отто від міри стиску ε і показника адіабати k .

- Цикл зі змішаним підведенням теплоти

Теоретичний цикл зі змішаним підведенням теплоти показаний на рис.1.4. (цикл Тринклера)

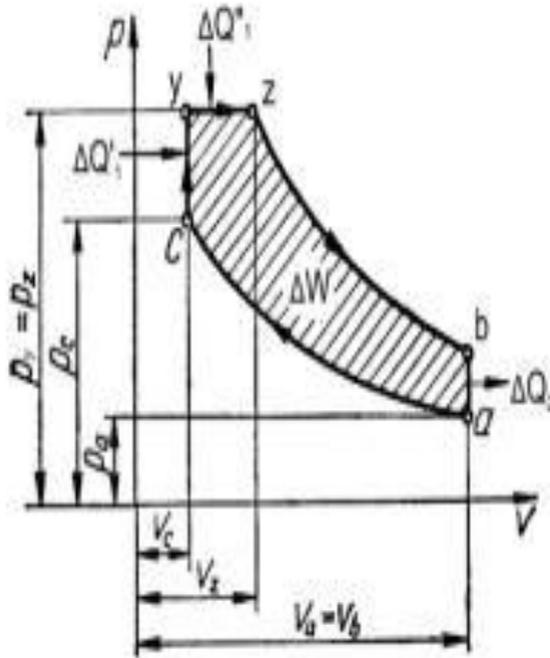


Рис. 1.4. Теоретичний цикл зі змішаним підведенням теплоти (ac – адіабатний стиск; cz' – підведення теплоти Q' при $V = \text{const}$; $z'-z$ – підведення теплоти Q_1'' , при $P = \text{const}$; $z b$ – адіабатне розширення; ba – відведення теплоти по ізохорі).

Термічний к.к.д. циклу:

$$\eta_t = \left(\frac{Q_1' + Q_1''}{Q_1' + Q_1''} \right) - \frac{Q_2}{Q_1' + Q_1''} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1' + Q_1''} \quad (1.12)$$

за аналогію з попереднім циклом, що розглядався, отримаємо:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + K\lambda(\rho - 1)} \quad (1.13)$$

Значення дійсних параметрів теоретичних циклів автомобільних ДВЗ з примусовим запалюванням і самозапалюванням від стиску наведені у табл. 1.2.

Табл.1.2.

Значення дійсних параметрів теоретичних циклів ДВЗ

Назва	Примусове запалювання	Самозапалювання від стиску
Міра стиску $\varepsilon = \frac{v_a}{V_c}$	6-10 (> 12)	14-22 (> 30)
Ступінь попереднього розширення $\rho = \frac{V_z}{V_c}$	1,0	1,4...2,2
Ступінь підвищеного тиску $\lambda = \frac{P_z}{P_c}$	4,0...4,5	1,5...2,5
Термічний к.к.д.	0,5...0,6	0,5...0,65

2. Загальні відомості про дійсні цикли ДВЗ.

Дійсні цикли ДВЗ складаються з реальних процесів, що відбуваються в циліндрі двигуна. Вони відрізняються від теоретичних внаслідок особливостей протікання дійсних процесів:

- теплота підводиться при згорянні суміші в камері згорання;
- після кожного циклу відбувається заміна робочого тіла;
- стиск і розширення газів відбувається за політропою, тобто при наявності теплообміну з навколишнім середовищем;
- паливна суміш догоряє на лінії розширення;
- хімічний склад, кількість газів і їх тепломність змінюється;

– мають місце гідравлічні втрати через наявність нещільностей в циліндро-поршневій і клапанній групі реального ДВЗ.

Дійсні цикли зображуються графічно:

- в P - v координатах – згорнута індикаторна діаграма;
- в P - φ координатах – розгорнута індикаторна діаграма.

Індикаторні діаграми можна отримати:

- експериментально: з одночасним вимірюванням: тиску та об'єму – згорнуту; тиску P і кута повороту φ – розгорнуту індикаторну діаграму;
- розрахунковим методом – за допомогою аналітичного визначення P_i і V_i ; T_i в характерних точках циклу, на основі яких за спеціальними методиками будують діаграму циклу.

Розглянемо дійсні цикли двигунів з примусовим запалюванням (бензинових, газових) і із самозапалюванням від стиску.

На рис.1.5 представлення згорнута індикаторна діаграма дійсного циклу двигуна з підведенням теплоти при постійному об'ємі.

Тонкими лініями позначений дійсний цикл ДВЗ, побудований за розрахунковими значеннями тиску в характерних точках a , c , z , b , z .

В цьому розрахунковому циклі не враховують вплив кута випередження запалювання θ ;

- кутів випередження відкривання і закривання впускних і випускних клапанів;
- швидкість зміни тиску газів під час згоряння суміші.

Після врахування названих факторів при відповідній корекції діаграма розрахункового циклу набуває вигляду діаграми дійсного циклу (товста лінія).

На цій діаграмі точки 3, 1 – відповідно початок відкривання випускного і впускного клапанів; точки 4 і 2 – відповідно кінець закривання випускного і впускного клапанів. Точки c' і c'' –

відпрацьованих газів від попереднього циклу, внаслідок чого утворюється робоча суміш.

— $a-2-c'-f-c''$ – стиск робочої суміші.

На ділянці $a-2-c'$ цей процес політропний. В точці c' суміш запалюється від електронної іскри. На ділянці $c'-f$ триває період затримки спалахування і на ділянці $f-c''$ тиск інтенсивно зростає. В розрахунковому циклі згоряння закінчується в точці z і тиск досягає значення P_z . Але в дійсному циклі тиск не досягає цього значення внаслідок збільшення об'єму при русі поршня від ВМТ. Фактичний тиск при згорянні приймається рівним $P_{z,d} = 0,85P_z$.

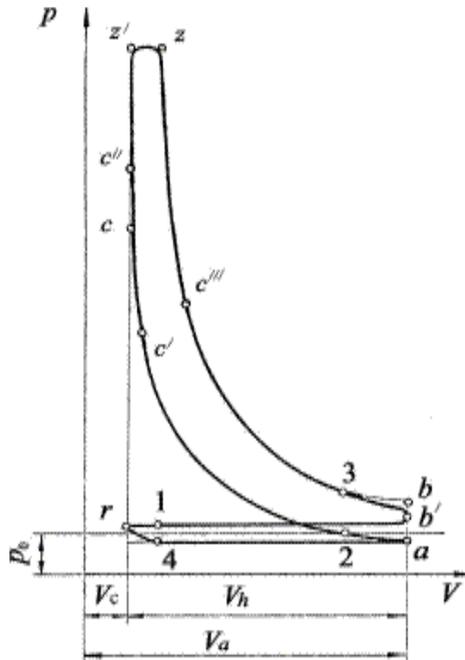


Рис. 1.6. Діаграми розрахункового і дійсного циклів чотиритактного двигуна зі змішаним підведенням теплоти

Тому згоряння в дійсному циклі відбувається на ділянці $c'-f-c''-z_d-c'''$ причому на ділянці z_d-c''' відбувається так зване догорання, що не впливає суттєво на величину тиску газів.

Процеси впуску свіжого заряду і впуску відпрацьованих звуться процесами газообміну.

— $z_d-c'''-3-b'$ – розширення продуктів згорання.

На ділянці $z_d-c'''-3$ – політропне розширення. Точка 3 – початок відкривання випускного клапана.

На ділянці $3-b'-r-4$ – випуск відпрацьованих газів.

Процеси впуску свіжого заряду і впуску відпрацьованих звуться процесами газообміну.

Розглянемо діаграми розрахункового і дійсного циклів чотиритактного дизеля (газодизеля) (рис.1.6).

На діаграмі дійсного циклу дизеля:

— $1-r-4-a-2$ – впуск свіжого заряду.

До циліндра за рахунок розрідження, що виникає внаслідок руху поршня до НМТ, надходить очищене повітря, яке змішується із залишками відпрацьованих газів;

— $a-2-c'-c''$ – стиск горючої суміші, наприкінці якого на ділянці $c'-f-c''$ накладається початок згорання при впорскуванні палива в точці c' ;

— $c'-c''-z_d'-c'''$ – згорання палива за циклом із змішаним підведенням теплоти;

— $c''-z_d-c'''-3-b$ – розширення газів (на ділянці $z-c'''-3$ – політропне);

— $3-b-1-2-4$ – випуск відпрацьованих газів.

Швидкість згорання палива у дизелів в 2-3 рази вища, ніж у бензинових, а ступінь підвищення тиску під час згорання менша. Тому лінію $c''-z'$ на ділянці підведення теплоти при $P = const$ – горизонтально. На діаграмі дійсного циклу ділянки $z'-z$ – заокруглюють.

Наведені діаграми бензинового двигуна і дизеля – без наддуву.

На процес газообміну великий вплив має тиск $p_{ван}$ у випускній системі.

Розглянемо діаграми процесу газообміну чотиритактних ДВЗ без наддуву із різними способами наддуву.

Спосіб наддуву та його наявність суттєво впливають на наповнювання і очищення циліндрів, і, відповідно, на потужнісні характеристики двигуна.

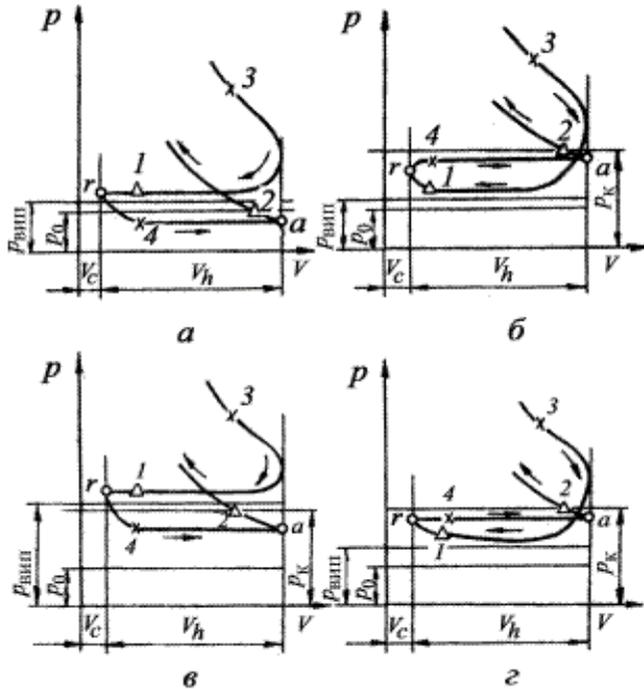


Рис. 1.7. Діаграми процесу газообміну отиритактних ДВЗ.

а – при наддуві за допомогою приводного нагнітача тиск $P_{\text{вип}}$ такий, як у двигуна без наддуву тому тиск на лінії впуску 2-а вища ніж на лінії випуску, але нижчий за $P_{\text{к}}$ внаслідок наявності опору в клапанному механізмі;

б – $P_{\text{к}} < P_{\text{вип}}$ – лінія впуску проходить нижче за лінію випуску, але вище за P_0 (атмосферний тиск);

в – $P_{\text{к}} < P_{\text{вип}}$ лінія впуску проходить вище за лінію випуску;

г – $P_{\text{к}} > P_{\text{вип}}$ – лінія впуску проходить вище за лінію випуску.

3. Процес впуску

Особливості процесу впуску.

В процесі впуску тиск у циліндрі двигуна змінюється, оскільки його величина залежить від швидкості поршня, величини і шорсткості похідних перерізів (впускного колектора і клапанного механізму).

В дійсності діаграма процесу впуску має наступний вигляд внаслідок коливань тиску, спричинених змінною швидкістю поток свіжого заряду і пружних властивостей впускних газів.

Розрахунок такого процесу ускладнений, тому для спрощення приймають, що коливальні процеси відсутні і замінюють синусоподібну криву зглаженою.

У в'язку зі зміною швидкості поршня від в.м.т. до н.м.т. тиск його спочатку зменшується, потім зростає.

Впускні клапани відкриваються наприкінці випуску за 10° - 20° до ВМТ, впускні – на початок впуску за 15° - 30° після ВМТ.

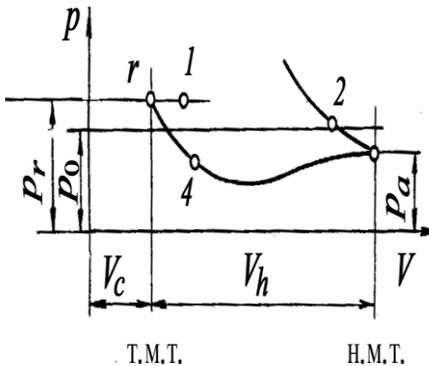


Рис1.8. Процес впуску чотиритактного поршневого ДВЗ

Свіжий заряд починає надходити до циліндра коли тиск в ньому стане меншим за P_0 .

Закривається впускний клапан при куті п.к.в. $50^\circ \dots 70^\circ$ після н.м.т. пр. тиску, що значно перевищує P_o (за рахунок інерції мас свіжого заряду).

За методикою теплового розрахунку проф. Гриневецького В.І. приймають, що впуск закінчується в точці a при тиску P_a .

Параметри процесу впуску.

В ході теплового розрахунку необхідно визначити наступні параметри стану робочого тіла в точці a : P_a ; V_a ; T_a , а також узагальнені параметри, за якими оцінюється якість протікання процесу впуску коефіцієнта наповнювання η_v і коефіцієнта залишкових газів γ_v .

Тиск у циліндрі наприкінці впуску. P_a можна визначити, якщо відомі втрати тиску ΔP_a у впускній системі. З діаграми видно, що

$$P_a = P_o - \Delta P_a \quad (1.14)$$

ΔP_a можна визначити з рівняння Бернуллі:

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \xi_{en}) \frac{\omega_{кл}^2}{2} \rho_o \quad (1.15)$$

де: β – коефіцієнт згасання швидкості заряду у впускному каналі;

ξ_{en} – коефіцієнт гідравлічного опору впускного каналу, віднесенний до найвужчого перерізу;

$$\omega_{кл} = 50 \dots 130 \text{ м/с}$$

Для сучасних ДВЗ

$$\beta^2 + \xi_{en} = 2,6 \dots 4,0$$

Чим швидкохідніші ДВЗ, тим більша ця сума і менші значення тиску.

Підігрів свіжого заряду

Свіжий заряд під час руху впускною системою і всередині циліндрів двигуна нагрівається від них на ΔT_{cm} . Крім того температура заряду зростає на $\Delta T_{кін.}$ внаслідок перетворення кінетичної енергії в теплоту при русі заряду під час втрати його швидкості при надходженні до циліндра. У бензинових двигунах частина теплоти витрачається на випаровування палива ($\Delta T_{вип}$). У дизелів $\Delta T_{вип}=0$.

Виходячи з цього, сумарна температура підігріву заряду:

$$\Delta T_a = \Delta T_{cm} + \Delta T_{кін} - \Delta T_{вип} \quad (1.16)$$

Визначити ΔT_a аналітичним шляхом забруднено складністю визначення її складових, тому при тепловому розрахунку двигуна ΔT приймають, виходячи з наявних експериментальних даних і непрямих обчислень.

Температура кінця впуску ΔT_a

В кінці процесу впуску справедливе співвідношення.

$$T_o < T_a < T_r \quad (1.17)$$

Розрахункова залежність для визначення T_a виводиться з балансу теплоти з урахуванням припущень:

- процес впуску відбувається від в.м.т. до н.м.т. при постійному тиску P_a ;
- теплоємності свіжого заряду, робочої суміші і залишкових газів в кінці впуску однакові, враховуючи незначну кількість відпрацьованих газів;
- забруднення свіжого заряду відпрацьованими газами до уваги не береться.

Тоді рівняння балансу теплоти в процесі впуску має вигляд:

$$(M_{cз} + M_{з2})\mu C_p \cdot T_a = M_{cз}\mu C_p'(T_o + \Delta T) + M_{з2}\mu C_p''T_z \quad (1.18)$$

$M_{з2}$ – кількість молей залишкових газів;

$M_{cз}$ – кількість молей свіжого заряду.

Після ділення на $M_{з2}$ і нескладних перетворень маємо:

$$T_a \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad (1.19)$$

де: γ_r – коефіцієнт залишкових газів.

Визначення коефіцієнта залишкових газів γ_r .

В кінці такого впуску в циліндрі ДВЗ міститься певна кількість продуктів згорання, що мають об'єм $V_r = V_c$ з параметрами P_r і T_r . Кількість залишкових газів визначається за рівнянням стану:

$$M_{з2} = \frac{P_r \cdot V_c}{RT_r} \quad (1.20)$$

Температура T_r залежить від:

- складу суміші, що характеризується параметром α ;
- ступеня розширення продуктів згорання в такті розширення;
- тепловіддачі при згорянні і розширенні;
- розмірів циліндра;
- ступеня охолодження та ін.

На тиск P_r залишкових газів впливають:

- частота обертання колінчастого валу;
- величина опору у системі випуску.

Для визначення T_r і P_r використовуються емпіричні залежності, але достовірність і точність їх недостатня, тому T_r і P_r визначаються за даними двигунів-прототипів.

Коефіцієнт залишкових газів може бути визначений за виразом:

$$\gamma_2 = \frac{M_r}{M_1} = \frac{M_{32}}{M_{c3}} \quad (1.21)$$

але з використанням:

$$M_{32} = \frac{P_r V_c}{RT_r} \quad (1.22)$$

$$\text{і } \eta_v = \frac{M_{c3}}{M_h} = \frac{G_{c3}}{G_h} = \frac{G_{c3}}{V_h \rho_o}, \quad \rho_o = \frac{P_o}{R_{\text{ноб}} \cdot T_o}, \quad (1.23)$$

отримуємо

$$\gamma_r = \frac{1}{(\varepsilon - 1)\eta_v} \frac{P_r T_o}{P_o T_r}. \quad (1.24)$$

Визначення коефіцієнта наповнювання η_v

За η_v оцінюється досконалість процесу впуску. Він дорівнює відношення кількості M_{c3} або ваги G_{c3} свіжого заряду, що дійсно надійшло до циліндра, до кількості M_h або G_h заряду, яка могла б розміститися у робочому об'ємі V_h циліндра за даних умов на впуску, тобто для атмосферного двигуна P_o (без наддуву)

$$\eta_v = \frac{M_{c3}}{M_h} = \frac{G_{c3}}{G_h} = \frac{G_{c3}}{V_h \rho_o} \quad (1.25)$$

де ρ_o – густина свіжого заряду

$$\rho_o = \frac{P_o}{R_{нов} \cdot T_o} \quad (1.26)$$

$R_{пов} = 286$ Дж/кг · К – газова стала повітря.

$$M_h = \frac{P_o V_h}{T_o R} \quad (1.27)$$

де: $R = 8316$ Дж/кмоль · К – універсальна газова стала.

На величину η_v впливають:

- гідравлічний опір впускної системи;
- підігрів свіжого заряду;
- кількість залишкових газів.

Розглянемо методику визначення η_v . Характеристичне рівняння для кінця впуску має вигляд:

$$M_{cz} + M_{зз} = \frac{P_a V_a}{RT_a}, \quad (1.28)$$

$$\text{або } M_{cz}(1 + \gamma_r) = \frac{P_a V_a}{RT_a}. \quad (1.29)$$

З рівняння (1), враховуючи (2) і (3), отримуємо

$$\eta_v = \frac{M_{cz}}{M_h} = \frac{P_a V_a}{RT_a} \frac{RT_o}{V_h P_o} \frac{1}{1 + \gamma_r} \quad (1.30)$$

і враховуючи, що $\frac{V_a}{V_h} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$, після нескладних перетворень,

отримуємо:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{P_o(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{P_a T_o}{(T_o + \Delta T) + \gamma_r T_r} \quad (1.31)$$

Вплив ступеня відкриття дросельної заслінки на процес впуску показаний на рис.1.9.

Наповнювання циліндрів свіжим зарядом знаходиться в залежності від типу двигуна та частоти обертання колінчастого валу (рис.1.10).

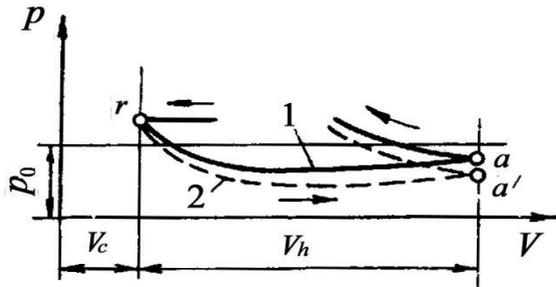


Рис.1.9. Вплив ступеня відкриття дросельної заслінки на процес впуску двигуна з примусовим запалюванням (дросельна заслінка 1-відкрита, 2-закрита).

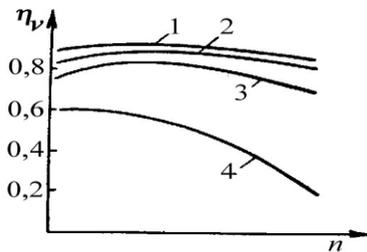


Рис.1.10. Вплив частоти обертання n на коефіцієнт наповнення η_v (1 - дизель під час роботи на холостому ході; 2 - дизель при повному навантаженні; 3 - карбюраторний ДВЗ при повному навантаженні; 4 - карбюраторний ДВЗ при прикритій дросельній заслінці).

4. Процес стиску.

Процес стиску служить для:

- збільшення температурного перепаду у циклі і ступеня розширення продуктів згорання (збільшується η_i);
- створення умов для стійкого запалювання і ефект згорання суміші;
- у дизелів – для забезпечення можливості запалювання.

Обмежувальною умовою (табл. 1.3) для підвищення стиску у ДВЗ з примусовим запалюванням є забезпечення без детонаційного згорання палива, що визначається октановим числом:

Табл. 1.3.

Орієнтовні значення ступеня стиску для поршневих ДВЗ

<i>Тип двигуна</i>	<i>Ступінь стиску, ε</i>
бензиновий	6,5...11,0
газовий	7,0...12,0
дизель (без наддуву)	15...21
дизель (з наддувом)	11...16
common Rail	> 30

Теплообмін в процесі стиску

В дійсному циклі цей процес супроводжується теплообміном з нагрітими деталями і гідравлічними втратами через нещільності.

Політропний процес описується відповідним рівнянням політропи:

$$PV^{n_1} = const \quad (1.32)$$

$$TV^{n_1-1} = const \quad (1.33)$$

де n_1 – показник політропи стиску.

У дійсному циклі n_1 – величина змінна.

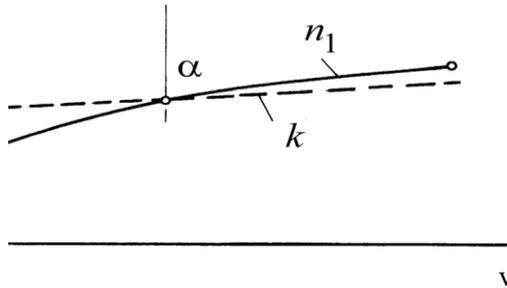


Рис. 1.11. Вплив теплообміну в процесі стиску на значення показника політропи.

На початку стиску, поки газ холодний, тепло переходить від стінок, що обмежує об'єм, до газу ($n_1 > k_1$). По мірі подальшого стиску, об'єм газу зменшується, температура його збільшується і стає вищою за температуру стінок, тому тепло передається (П закон термодинаміки) від газів. На цій ділянці $n_1 > k_1$.

Для спрощення беруть середнє значення n_1 за умови збереження енергетичного балансу – для ДВЗ $n_1 = 1,34 \dots 1,38$.

Величина n_1 залежить від режиму роботи, технічного стану і умов експлуатації ДВЗ, конструкції:

- n_1 прямопропорційно залежить від частоти обертання;
- n_1 прямопропорційно залежить від діаметра циліндра, $D_{\text{цил.}}$;
- n_1 у ДВЗ з рідинним охолодженням менші, ніж із повітряним;
- n_1 зменшується з підвищенням складності камери згоряння;
- n_1 зменшується при збільшенні витоків газів через нещільності;
- n_1 збільшується за наявності наддуву.

Розрахунок процесу стиску

Після встановлення n_1 за рівнянням політропи встановлюються P_c і T_c (в кінці стиску):

$$P_a V_a^{n_1} = P_c V_c^{n_1} \quad (1.34)$$

$$T_a V_a^{n_1-1} = T_c V_c^{n_1-1} \quad (1.35)$$

звідки:
$$P_c = P_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1} = P_a \varepsilon^{n_1} \quad (1.36)$$

$$T_c = T_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1-1} = T_a \varepsilon^{n_1-1} \quad (1.37)$$

В результаті розрахунку повинні отримати результати параметрів в межах значень, наведених у таблиці 1.4:

Табл. 1.4

Орієнтовні параметри стану газу наприкінці стиску (точка с)

<i>ДВЗ</i>	n_1	$P_c, \text{МПа}$	$T_c, \text{°K}$
Примусове запалювання:			
- бензинові;	1,34...1,37	0,9...1,5	550...750
- газові	1,36...1,38	1,2...2,0	650...750
Дизелі			700...900
- без наддуву;	1,35...1,38	2,9...6,0	
- з наддувом;	1,35...1,38	до 8,0	до 1000

Процеси сумішоутворення і згоряння

Процесу згоряння передуює процес приготування паливоповітряної суміші необхідного складу.

Повнота і швидкість згоряння визначається:

- коефіцієнт надлишку повітря α ;
- однорідністю суміші;

- швидкістю, місцем і часом утворення суміші.

Сумішоутворення в бензинових і газових двигунах.

Сумішоутворення в цих двигунах включає в себе комплекс взаємопов'язаних процесів:

- дозування палива і повітря;
- розпилення палива;
- випаровування палива (бензинові двигуни);
- змішування палива з повітрям здійснюються шляхом молекулярної дифузії одного газу в іншій.

Сумішоутворення в дизелях

Воно починається з початком впорскування і закінчується майже одночасно з кінцем його згорання.

На характер процесу в порівнянні з бензиновим двигуном впливають такі особливості:

- гірша випаровуваність дизельного палива;
- протікання процесу сумішоутворення протягом значної його частини разом з процесами впорскування і згорання;
- більша нерівномірність у часі розподілу палива в об'ємі камери згорання.

Процес сумішоутворення в дизелі складається з

- впорскування і розпилення палива;
- розподілу палива в об'ємі камери згорання;
- нагрівання і випаровування палива;
- змішування парів палива з повітрям.

Процес сумішоутворення в дизелях може бути:

- об'ємний;
- плівковий;
- змішаний (об'ємно-плівковий).

Для кожного з них використовуються особливі конструкції камер згорання: вихрові, розділені, вихрокамерні, передкамерні та ін.

Основи згоряння паливоповітряних сумішей

Згоряння палива протікає у газовій фазі і являє собою процес швидкої хімічної реакції між компонентами горючої суміші, під час якої виділяється теплота. з'являється світіння і утворюється рух у газовому середовищі. В процесі горіння беруть участь молекули палива та молекули кисню повітря.

За теорією академіка М.М. Семенова процес згоряння здійснюється у вигляді ланцюга послідовних простих реакцій з утворення проміжних хімічно активних речовин: атоми Н, О та вільні радикали ОН, СН, СН₂ вони мають вільну валентність і стають активними центрами реакції. При зіткненні активний центр вступає в реакцію, внаслідок якого утворюється один або кілька активних центрів.

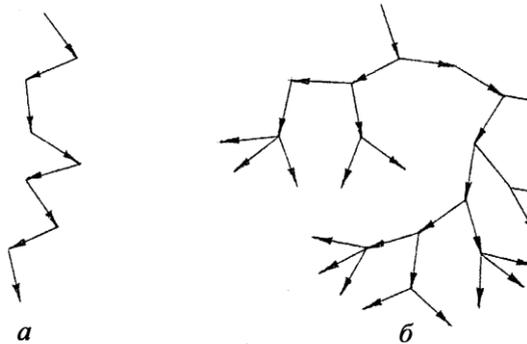


Рис. 1.12. Ланцюгові реакції окислення
(а- нерозгалужена; б- розгалужена).

Швидкість хімічної реакції визначається в Кмоль/(с·м³):

$$W = \frac{dc}{d\tau} = Ap^n e^{-E/RT} \quad (1.38)$$

де: с – концентрація вихідної речовини, Кмоль/м³;

τ – час, с;

A – сталий множник, залежний від властивостей палива і складу суміші;

P – тиск;

n – порядок хімічної реакції;

E – $(8,4 \dots 16,8) \cdot 10^4$ кдж/моль – енергія активації;

e – 2,72

T – температура, °К

$R = 8,314$ кдж/моль · К – універсальна газова стала.

Запалювання

Згідно з теорією академіка А.С. Соколика розрізняють запалювання:

- високотемпературне одностадійне;
- низькотемпературне багатостадійне.

В ДВЗ з іскровим запалюванням має місце високотемпературне (температура в іскровому проміжку свічки сягає 1000 °К) одностадійне запалювання, де розмежувати ланцюгову і теплову стадій неможливо. Воно відбувається в обмеженій зоні з максимальною температурою.

У двигунах із самозапалюванням від стиску (дизелі, газодизелі) має місце низькотемпературне багатостадійне займання, що виникає за рахунок нагрівання заряду до 600...800 °К за рахунок стиснення.

На першій стадії утворюються нестійкі окиси спирт альдегіди, окис вуглецю, радикали і перекиси (холодне полум'я у вигляді блакитного світіння) T зростає незначно.

На другій стадії відбувається окислення альдегідів і утворення хімічно активних перекисів (температура і тиск зростають. З'являється більш інтенсивне світіння і в кінці цього періоду відбувається тепловий вибух і утворюється осередок згоряння і низькотемпературне запалювання в багатьох точках об'єм камери

згоряння (об'ємне самозаймання). Період від початку впорскування до виникнення полум'я – період затримки самозаймання.

Розповсюдження полум'я

Після запалювання полум'я розповсюджується по всьому об'єму камери згоряння. В однорідній суміші це відбувається внаслідок послідовного пошарового запалювання шарів свіжого заряду. Запалювання та згоряння кожного наступного шару відбувається у вузькій зоні, товщина якої при ламінарному розповсюдженні полум'я від кількох десятих до кількох міліметрів, і зветься фронтом полум'я. Швидкість фронту полум'я при P_0 становить 0,35...0,55 м/с.

В реальних двигунах суміш завихрюється і її рух стає турбулентним.

При великомасштабній турбулентності швидкість фронту полум'я сягає 25...50 м/с і навіть 60 м/с, а товщина зони турбулентності горіння – 20...25 мм.

Швидкість фронту полум'я залежить від багатьох факторів.

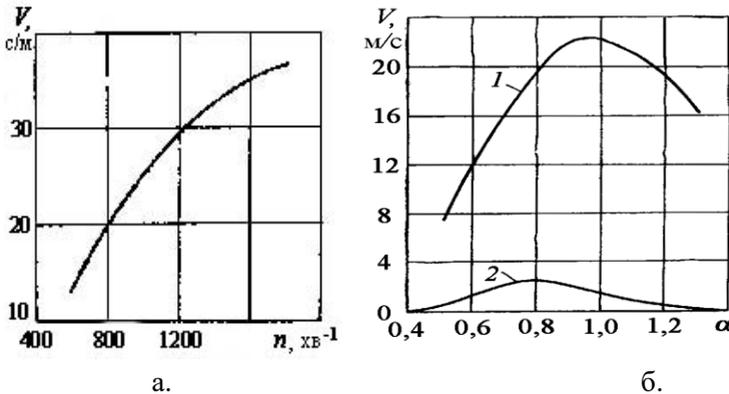


Рис. 1.13. Залежність швидкості розповсюдження фронту полум'я від частоти обертання колінчастого вала двигуна (а); від значення коефіцієнту надміру повітря (б) (1- у двигуні, 2- при ламінарному згорянні).

Межа збагачення горючої суміші, вище якої розповсюдження полум'я стає неможливим – α_{min} верхня концентраційна межа, а межа збіднення – α_{max} нижня концентраційна межа. При P_o і $T_o = 293^\circ \text{ K}$: $\alpha_{min} = 0,25 \dots 0,35$, $\alpha_{max} = 1,65 \dots 2,8$. У бензинових двигунах при турбулентному згорянні:

$$\alpha_{min} = 0,4 \dots 0,5; \alpha_{max} = 1,3 \dots 1,4$$

У газових межі ширші в бік збіднення.

Дизелі мають паливо в суміші у вигляді пари і у вигляді краплинок, тому запалювання суміші виникає в зонах насичених парами палива, і далі розповсюджується в зону, де знаходяться краплинки палива.

Дисоціація газів в процесі згорання – розпад складних хімічних сполук на прості елементи під дією високих температур. При нагріванні вище за 2300° K CO_2 розпадається на CO і O_2 , водяна пара H_2O на H_2 і O_3 , але оскільки такі температури мають місце при згорянні суміші, то в продуктах згорання суміші, то в продуктах згорання відбувається з поглинанням теплоти. Внаслідок цього, знижується температура тиск і звичайно, потужність.

5. Робочі тіла ДВЗ та їх властивості реакції згорання палива.

Робочими тілами в ДВЗ зуться речовини, за допомогою яких теплота, що виділяється в циліндрі під час згорання палива, перетворюється в механічну роботу, а саме: паливо, повітря і продукти згорання. У карбюраторному, газовому двигунах і в газодизелі робочим тілом під час впуску є суміш повітря і палива - горюча суміш; під час стиску – горюча суміш і залишкові гази - робоча суміш; під час розширення і впуску - продукти згорання. В дизелі робочим тілом під час впуску є повітря; під час стиску - суміш повітря з залишковими газами; під час розширення і впуску - продукти згорання. В усіх двигунах під час згорання робоча суміш перетворюється в продукти згорання.

Рідкі палива та їх властивості

В автомобільних ДВЗ застосовуються рідкі й газові види палива, основну частину яких становлять вуглеводні.

Рідкі палива виробляють в основному з нафти. Це бензини, дизельні і моторні палива, газові конденсати, що є сумішами різних вуглеводнів. Невелику кількість рідких палив дістають переробкою кам'яного вугілля й сланців, синтезом горючих газів, з рослинних продуктів і відходів сільськогосподарського виробництва та харчової промисловості. Основними видами рідкого палива для ДВЗ з іскровим запалюванням є бензини, а для дизелів - дизельні палива.

До складу рідкого палива входять вуглець C , водень H , кисень O , сірка S , азот N та інші хімічні елементи. Вміст сірки, азоту та інших елементів незначний, тому, розраховуючи реакції згоряння, враховують тільки вуглець, водень і кисень.

Елементарний склад рідкого палива.

Оскільки рідке паливо є сумішшю різних вуглеводнів, записати його склад за допомогою хімічної формули важко. Тому в розрахунках згоряння склад палива записують у вигляді спрощеної формули елементарного складу, до якої входять масові частки елементів, що містяться в 1 кг палива

$$gC + gH + gO = 1 \quad (1.39)$$

Наприклад, для дизеля $0,870 \text{ кг} + 0,126 \text{ кг} + 0,004 \text{ кг} = 1 \text{ кг}$.

Теплота згоряння є найважливішим показником палива. Вона характеризується кількістю теплоти, що виділяється при згорянні одиниці палива. Розрізняють три види теплоти згоряння: найвища, найнижча і активна. Найвища теплота згоряння L_0 виділяється при повному згорянні 1 кг палива в калориметричній бомбі з наступним охолодженням продуктів згоряння до початкової температури, кДж/кг. Найнижча теплота згоряння H_u виділяється при повному згорянні 1 кг палива без урахування теплоти, яка міститься в утвореній в процесі згоряння водяній парі,

кДж/кг. Таке згоряння відбувається в циліндрах ДВЗ при надмірі повітря.

Активна теплота згоряння виділяється в результаті згоряння 1 кг палива при нестачі кисню

$$H_a = H_u - \Delta H_u, \quad (1.40)$$

де ΔH_u - теплота, яку не можна одержати через недостачу кисню (повітря), кДж/кг.

Таке згоряння відбувається в циліндрах ДВЗ при $\alpha < 1$.

Для бензину середнього складу $\Delta H_u = 120000 (1-\alpha) L_0$. о важливих показників рідких палив також належать: для бензину - октанове число, для дизельного палива - цетанове чис-ло.

У наступній таблиці (табл.1.5) наведено елементарний склад та основні показники бензину і дизельного палива.

Табл.1.5

Елементарний склад і основні показники вітчизняних бензину і палива для дизелів нафтового походження

Параметри	Паливо	
	бензин	дизель
Елементарний склад за масою, кг:		
g_C	0,855	0,870
g_H	0.145	0,126
g_O	-	0,004
Молярна маса $\mu_{пал}$, кг/кмоль	110...120	180...200
Нижча теплота згоряння палива H_u , кДж/кг	44000	42500
Густина при 20° С, кг/м ³	720...780	820...870
Октанове число за моторним методом	66...93	-

Склад та кількість свіжого заряду і продуктів згоряння

Для визначення складу і кількості свіжого заряду і продуктів згоряння досить розглянути найпростіші хімічні реакції окис-

лення елементів, що входять до складу палива, не вдаючись у сам механізм згоряння.

6. Процеси сумішоутворення і згоряння

Двигуни, що працюють на рідкому паливі

Хімічні реакції згоряння. Використання хімічних реакцій згоряння дозволить визначити кількість повітря, потрібного для згоряння палива, кількості свіжого заряду і продуктів згоряння. Для цього розглядають реакції згоряння кожного з компонентів, що входять до складу палива. Розрахунок виконують у кілограмах або в кіломолях вихідних та кінцевих продуктів реакцій, що припадають на 1 кг палива. Кіломолем (кмоль), називається кількість речовини, маса якої у кілорамах чисельно дорівнює її молекулярній масі. Так, маса 1 кмольа H_2 дорівнює 2 кг, 1 кмольа C - 12 кг, 1 кмольа O_2 - 32 кг.

Реакція повного згоряння вуглецю



Виразимо це рівняння в кіломолях



Наведемо вуглець у кілограмах



Для 1 кг вуглецю



Для g_C кг вуглецю, що міститься в 1 кг палива



Із здобутого рівняння видно, що для повного згоряння g_C кг вуглецю потрібно $g_C/12$ кмоль кисню, а внаслідок згоряння утворюється $g_C/12$ кмоль диоксиду вуглецю. Реакція неповного згоряння вуглецю (при недостатчі кисню) має вигляд



Міркуючи, як зазначено вище, дістаємо:

$$g_C \text{ кг } C + g_C/24 \text{ кмоль } O_2 = g_C/12 \text{ кмоль } CO. \quad (1.43)$$

Реакцію згоряння водню запишемо таким чином



Наведемо це рівняння в кіломолях

$$2 \text{ кмоль } H_2 + 1 \text{ кмоль } O_2 = 2 \text{ кмоль } H_2O$$

Виразимо кількість водню в кілограмах:

$$4 \text{ кг } H_2 + 1 \text{ кмоль } O_2 = 2 \text{ кмоль } H_2O$$

Для 1 кг водню

$$1 \text{ кг } H_2 + 1/4 \text{ кмоль } O_2 = 1/2 \text{ кмоль } H_2O$$

Для g_H кг водню, що міститься в 1 кг палива

$$g_H \text{ кг } H_2 + 1/4 g_H \text{ кмоль } O_2 = 1/2 g_H \text{ кмоль } H_2O \quad (1.45)$$

Кількість повітря, теоретично необхідного для згоряння одного кілограма палива.

З рівнянь (1.43) і (1.45) можна визначити сумарну кількість кіломолів кисню, необхідну для повного згоряння g_C кг вуглецю і

g_H водню, що міститься в 1 кг палива. Але в паливі може міститися й кисень O_2 , який візьме участь у згорянні. З урахуванням цього кількість кисню (у кіломолях), яка необхідна для повного згорання 1 кг палива

$$L_{\text{кисн}} = g_C/4 + g_H/4 - g_O/32 \quad (1.46)$$

де: $g_O/32$ - кількість кисню, що міститься в 1 кг палива, кмоль.

Але в ДВЗ використовується не кисень, а атмосферне повітря, в якому міститься за об'ємом близько 21 % кисню. Тому для кількості повітря (у кіломолях), теоретично необхідної для повного згорання 1 кг палива, рівняння (1.46) набуває вигляду:

$$L_0 = L_{\text{кисн}}/0,21 = 1/0,21 (g_C/4 + g_H/4 - g_O/32) \quad (1.47)$$

Це рівняння можна записати й в масових одиницях (у кілограмах повітря, віднесених до кілограмів палива)

$$l_0 = \mu_{\text{пов}} L_0 = 28,95 L_0 \quad (1.48)$$

де $\mu_{\text{пов}} = 28,95$ - молярна маса повітря, кг/кмоль.

Коефіцієнт надміру повітря. Кількість повітря, що фактично бере участь у згорянні, може бути більша чи менша за теоретично необхідну для повного згорання палива. Відношення кількості повітря, що фактично бере участь у згорянні, до кількості повітря, теоретично необхідної для повного згорання палива, зветься коефіцієнтом надміру повітря:

$$\alpha = L/L_0 = l/l_0 = G_{\text{пов}} / l_0 \cdot G_{\text{пал}} \quad (1.49)$$

де: $G_{\text{пов}}$ - маса повітря, що бере участь у згорянні $G_{\text{пал}}$ кг палива.

Якщо $\alpha > 1$, то повітря більше, ніж теоретично необхідно для повного згорання палива. Таку паливоповітряну суміш називають бідною. Якщо $\alpha < 1$ - багатую.

У циліндрах ДВЗ повне згорання палива може відбуватися за умови $\alpha > 1$, через неоднорідність суміші повітря і палива. Але в ДВЗ з іскровим запалюванням швидкість згорання і потужність найбільші, коли $\alpha < 1$, тобто при неповному згоранні палива, коли частина вуглецю відповідно до рівняння (1.42) окисляється в оксид вуглецю CO . Це істотний недолік таких ДВЗ, бо оксид вуглецю дуже токсичний. У дизеля на всіх режимах $\alpha > 1$. Значення α при повній потужності: бензинові ДВЗ з іскровим запалюванням $\alpha = 0,85 \dots 0,95$; дизелі $\alpha = 1,2 \dots 1,7$.

Кількість свіжого заряду і продуктів згорання.

У бензинових двигунах свіжий заряд складається із суміші повітря і пари палива, що зветься горючою сумішшю. Кількість свіжого заряду M_1 , (у кіломолях), що припадає на 1 кг палива, у бензинових ДВЗ визначається формулою:

$$M_1 = \alpha L_0 + 1 / \mu_{\text{пал}} \quad (1.50)$$

де: $\mu_{\text{пал}}$ - середня молярна маса палива;

$1 / \mu_{\text{пал}}$ - кількість кіломолів пари в 1 кг палива.

У циліндри дизеля надходить повітря, тому $1 / \mu_{\text{пал}} = 0$;

$$M_1 = \alpha L_0 \quad (1.51)$$

При повному згоранні рідкого палива (при $\alpha > 1$) утворюються диоксид вуглецю CO_2 і водяна пара H_2O . Крім того, в продуктах повного згорання міститься азот N_2 і надлишковий кисень O_2 . Кількість продуктів повного згорання M_2 (у кіломолях), що утворюються з 1 кг палива, складає

$$M_2 = MCO_2 + MH_2O + MN_2 + MO_2 \quad (1.52)$$

З рівнянь (1.43), (1.45) дістаємо:

$$MCO_2 = gC/12 ; \quad MH_2O = gH/2$$

Кількість азоту й кисню відповідно дорівнює

$$MN_2 = 0,79 \alpha L_0 ; \quad MO_2 = 0,21 (\alpha - 1)L_0$$

Підставивши ці залежності в рівняння (1.52), дістаємо:

$$\begin{aligned} M_2 &= gC/12 + gH/2 + 0,79 \alpha L_0 + 0,21 (\alpha - 1)L_0 = \\ &= gC/12 + gH/2 + (\alpha - 0,21) L_0 \quad (1.53) \end{aligned}$$

Підставивши в останній додаток рівняння (1.53) значення з рівняння (1.47), після перетворень маємо

$$M_2 = g_H/4 + g_O/32 + \alpha L_0 \quad (1.54)$$

При неповному згорянні рідкого палива (при $\alpha < 1$) утворюються диоксид вуглецю CO_2 , оксид вуглецю CO і водяна пара H_2O . У продуктах згоряння міститься також азот N_2 . Тоді кількість продуктів неповного згоряння 1 кг палива складає:

$$M_2 = M CO_2 + M C + M H_2O + M N_2 \quad (1.55)$$

Приймаємо: φ - частка вуглецю, що згорів у CO ; $(1 - \varphi)$ - частка вуглецю, що згорів у CO_2 . Тоді з рівнянь (1.41а) - (1.45) дістаємо:

$$MCO_2 = gC/12 (1 - \varphi); \quad MCO = gC/12 \varphi; \quad MH_2O = gH/2$$

Кількість азоту (у кіломолях), що міститься у повітрі, віднесенного до 1кг палива, складає

$$MN_2 = 0,79 \alpha L_0$$

Підставивши ці залежності в рівняння (1.55), одержуємо:

$$M_r = gC/12 (1 - \varphi) + gC/12 \varphi + gH/2 + 0,79$$

$$\alpha L_0 = gC/12 + gH/2 + 0,79 \alpha L_0 \quad (1.56)$$

Зміна об'єму при згорянні.

Під час згоряння змінюється кількість кіломолів у продуктах згоряння порівняно з кількістю кіломолів у свіжому заряді. Ця зміна називається молекулярною зміною

$$\Delta M = M_2 - M_1 \quad (1.57)$$

Підставляючи в рівняння (1.57) рівняння (1.50), (1.51), (1.54), (1.55), дістаємо, що в бензинових ДВЗ з іскровим запалюванням:
- при повному згорянні

$$\Delta M = gH/4 + gO/32 - 1/ \mu_{\text{пал}} \quad (1.58)$$

- при неповному згорянні

$$\Delta M = gC/12 + gH/2 - 0,21 \alpha L_0 - 1/ \mu_{\text{пал}} \quad (1.59)$$

- в дизелях

$$\Delta M = gH/4 + gO/32 \quad (1.60)$$

Показники свіжомо заряду і продуктів згоряння рідких палив наведені у табл.1.6.

Табл.1.6.

Показники свіжого заряду і продуктів згоряння
рідких палив нафтового походження

Параметри	Паливо	
	Бензин	Дизель
Теплота згоряння паливоповітряної суміші $H_{\text{сум}}$ при $\alpha = 1,0$, кДж/кмоль (кДж/кг)	86000 (3800)	83900 (3660)
Теоретично необхідна кількість повітря для повного згоряння 1 кг палива: l_0 , кг/кг; L_0 , кмоль/кг	14,96 0,516	14,45 0,496
Кількість продуктів згоряння M_2 при $\alpha = 1$, кмоль M_2 /кг пал	0,548	0,527

Примітка: $H_{\text{сум}} = H_u / M_1$

Молекулярну зміну прийнято оцінювати хімічним і дійсним коефіцієнтами молекулярної зміни:

- хімічний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\mu_0 = M_2 / M_1 \quad (1.61)$$

- дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\mu = M_2 + M_r / M_1 + M_r \quad (1.62)$$

де: M_r - кількість залишкових газів (у кіломолях), що припадає на 1 кг палива.

Кількість залишкових газів характеризують коефіцієнтом залишкових газів:

$$\gamma = M_r / M_1 \quad (1.63)$$

З урахуванням цього коефіцієнта

$$\mu = \mu_0 + \gamma / 1 + \gamma \quad (1.64)$$

Для рідкого палива завжди $\mu_0 > 1$ і $\mu > 1$. Це означає, що в продуктах згоряння міститься більше кіломолів, ніж у свіжому заряді. Це позитивний фактор, оскільки в розширенні бере участь більший об'єм газів.

Для газових палив $\mu < 1$. Це одна з причин зниження потужності бензинового ДВЗ при переведенні його на газ. Значення μ для різних двигунів такі: бензинові ДВЗ - 1,02...1,12; дизелі - 1,01...1,06; газові ДВЗ - 0,92...0,98.

Теплоємність свіжого заряду і продуктів згоряння.

Розрізняють дійсну і середню молярні теплоємності. Дійсна молярна теплоємність - це теплота, необхідна для підвищення температури одного кіломоля газу на черговий градус, а середня молярна теплоємність - теплота, необхідна для підвищення температури одного кіломоля газу на один градус в інтервалі температур $t_1...t_2$. Теплоємності визначають при сталому об'ємі і позначають: $\mu_{c_{vm}}$ - середня молярна теплоємність при сталому об'ємі, кДж/(кмоль · К); $\mu_{c_{pm}}$ - середня молярна теплоємність при сталому тиску, кДж/(кмоль · К).

При тепловому розрахунку ДВЗ теплоємність свіжого заряду прирівнюється до теплоємності повітря. Теплоємність продуктів згоряння підраховується за звичайним рівнянням теплоємності суміші газів. Значення середніх молярних теплоємностей повітря і газів, що входять до продуктів згоряння, обчислюються за формулами, наведеними в табл. 3.4, для двох інтервалів температур: 0...1500 °С і 1501...2800 °С. Крім розглянутих, важливими характеристиками рідких палив, що впливають на робочий цикл та роботу паливної апаратури, є: випарність, щільність, стисливість, в'язкість, поверхневий натяг. Ці характеристики (табл.1.7) розглядаються у курсах фізики, хімії та експлуатаційних матеріалів.

Табл.1.7.

Залежності середньої молярної теплоємності μ_{vm}
повітря і газів від температури

Газ	μ_{vm} , кДж/(кмоль·К) в інтервалах температур	
	$t = 0 \dots 1500$ °С	$t = 1501 \dots 2800$ °С
Повітря	$20,733+0,002554t$	$22,709+0,001298t$
Кисень O_2	$21,093+0,003391t$	$23,664+0,001591t$
Азот N_2	$20,637+0,002554t$	$22,374+0,001340t$
Окис вуглецю CO	$20,783+0,006377t$	$22,759+0,001424t$
Двоокис вуглецю CO_2	$27,545+0,01386t$	$41,3405+0,002428t$
Водень H_2	$20,540+0,000921t$	$21,487+0,000628t$
Водяна пара H_2O	$24,953+0,005359t$	$26,670+0,004438t$

Розрахунок процесу згоряння

Метою розрахунку є визначення параметрів стану робочого тіла в точці z (в кінці згоряння).

Для спрощення розрахунків приймаються наступні припущення:

– підведення теплоти здійснення по ізохорі (Q_1 на cz – ДВЗ з примусовим запалюванням, Q_1' і Q_1'' , відповідно на cz' і zz'' в

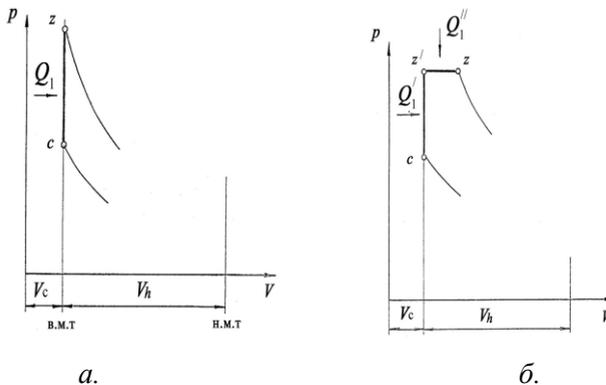


Рис.1.14. Розрахункова схема процесу згоряння
а - двигуна з примусовим запалюванням; б - дизеля.

ДВЗ із самозапалюванням від стиску – по ізохорі та ізобарі;

– згоряння закінчується у точці z діаграми;

– втрати теплоти враховуються коефіцієнтом використання теплоти:

$$\xi_z = \frac{Q_1}{H_i}, \quad \text{звідки } Q_1 = \xi_z H_i$$

При повній потужності в ДВЗ з іскровим запалюванням $\alpha < 1$, тому

$$Q_1 = \xi_z H_a$$

де: H_a – активна теплота згоряння палива.

Коефіцієнт використання теплоти ξ_z враховує втрати теплоти:

- в систему охолодження в процесі згоряння;
- пов'язані з неповним згорянням і умовним закінченням згоряння в точці z .
- на дисоціацію в бензинових двигунах.

Для сучасних двигунів $\xi_z = 0,7 \dots 0,9$.

Розрахунок проводиться на основі рівняння теплового балансу за період згоряння для 1 кг палива.

Бензинові ДВЗ

Рівняння теплового балансу для 1 кг палива:

$$Q_1 = U_z - U_c \quad (1.65)$$

де: U_z і U_c – відповідно внутрішня енергія газів наприкінці і на початку згоряння.

Причому за точку відліку внутрішньої енергії прийнято 0 °С. Кількість залишкових газів M_r у робочій суміші незначна, тому можна вважати, що теплоємності свіжого заряду і залишкових газів в точці c однакові. Тоді

$$u_c = \mu c'_{vm} (M_1 + M_2) t_c \quad (1.66)$$

$$u_z = \mu c''_{vm} (M_2 + M_r) t_z \quad (1.67)$$

де: $\mu c'_{vm}$ і $\mu c''_{vm}$ – середні молярні теплоємності робочої суміші.

В формули температура підставляється °С, оскільки молекулярні теплоємності визначені для шкали Цельсія.

З урахуванням 1.66 і 1.67 формула (1.65) набуває вигляду

$$\sum_z H_a = \mu c''_{vm} (M_2 + M_r) t_z - \mu c'_{vm} (M_1 + M_r) t_c \quad (1.68)$$

Враховуючи, що

$$(M_2 + M_r) = \mu (M_1 + M_r) = \mu M_1 (1 + \gamma_r) \quad (1.69)$$

і поділивши вираз (1.68) на $(M_2 + M_r)$, отримаємо:

$$\frac{\xi_z H_a}{\mu M_1 (1 + \gamma_r)} = \mu c''_{vm} \cdot t_z - \frac{\mu c'_{vm}}{\mu} t_c \quad (1.70)$$

або

$$\frac{\xi_z H_a}{\mu M_1 (1 + \gamma_r)} + \frac{u_c}{\mu} = u''_z \quad (1.71)$$

де: $u''_z = \mu c''_{vm} t_z$ – внутрішня теплоємність 1 кМоль продуктів згорання;

$u'_c = \mu c'_{vm} t_c$ – внутрішня теплоємність 1 кМоль свіжого заряду.

За рівняннями (1.70) і (1.71) знаходиться шукане значення t_z , яке можна знайти аналітичним або графічним шляхом.

Розглянемо аналітичний метод:

Оскільки основну частку робочої суміші становить чисте повітря, то можна покласти, що

$$\mu c'_{vm} = \mu c_{v\text{ нов}} \quad (1.72)$$

де $\mu c_{v\text{ нов}}$ – середня теплоємність повітря.

Тобто:

$$u'_{c\text{ нов}} = \mu c_{v\text{ нов}} t_c$$

Середня молярна теплоємність $\mu C''_{vm}$ продуктів згорання при сталому об'ємі визначається як теплоємність суміші газів за формулою:

$$\mu c''_{vm} = \sum_{i=1}^n r_i \mu c_{vm_i} \quad (1.73)$$

де: r_i – частка кожного газу, що входить до продуктів згорання
 $\mu c'_{vm_i}$ – молярна теплоємність кожного газу.

$$r_i = \frac{M_i}{M_r}$$

Звісно, що $\sum_{i=1}^n r_i = 1$.

При неповному згоранні ($\alpha < 1$)

$$\mu c''_{vm} = \frac{1}{M_r} \left(M_{CO_2} \mu c_{vmCO_2} + M_{CO} \mu c_{vmCO} + \right. \quad (1.74)$$

$$\left. M_{H_2O} \mu c_{vmH_2O} + \mu_{H_2} \mu c_{vmH_2} + \dots \right)$$

Значення середніх молярних теплоємностей повітря і газів, що входять до продуктів згорання, обчислюються за формулами:

$$\mu c'_{vm_i} = a_i'' + b_i'' + t_r$$

де: a_i'' і b_i'' – постійні величини для повітря і кожного i -го газу.

Підставивши ці формули в попередню (1.74), отримаємо

$$\mu c'_{vm} = a'' + b'' t_z \quad (1.75)$$

де:

$$a'' = \frac{\sum_{i=1}^n a_i M_i}{M_r}; \quad b'' = \frac{\sum_{i=1}^n b_i M_i}{M_r} \quad (1.76)$$

Після підстановки значень (1.74) в формулу (1.71), отримуємо:

$$\frac{\xi_z H_a}{\mu M_1 (1 + \gamma_z)} + \frac{u'_c}{\mu} = (a'' + b'' t_z) \cdot t_z,$$

або

$$b'' t_z^2 + a'' t_z - \frac{\xi_z H_a}{\mu M_1 (1 + \gamma_z)} - \frac{u'_c}{\mu} = 0 \quad (1.77)$$

Позначимо: $A = b''$

$B = a''$

$$C = \frac{\xi_z H_a}{\mu M_1 (1 + \gamma_r)} - \frac{u'_c}{\mu}$$

Після цього рівняння (1.77) набуває вигляду:

$$A t_z^2 + B t_z - C = 0$$

звідки

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A}, \quad \text{або } T_z = t_z + 273.$$

За здобутим значенням T_2 з характеристичних рівнянь для точок z і c знаходимо тиск P_z :

$$P_z V_z = R(M_2 + M_r) T_z \quad (1.78)$$

$$P_c V_c = R(M_1 + M_r) T_c \quad (1.79)$$

Поділивши рівняння (1.78) на (1.79), отримуємо:

$$\frac{P_z V_z}{P_c V_c} = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} \frac{T_z}{T_c}$$

але: $\frac{P_z}{P_c} = \lambda$; $\frac{V_z}{V_c} = \rho$; $\frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \mu$

тоді:

$$\lambda = \frac{\mu T_z}{\delta T_c} \quad (1.80)$$

В той же час ступінь попереднього розширення для двигунів з примусовим запалюванням $\delta = 1$, тоді формула для її визначення набуває вигляду:

$$\lambda = \mu \frac{T_z}{T_c} = \frac{P_z}{P_c}$$

звідки $P_z = P_c \mu \frac{T_z}{T_c}$; $P_{z0} = 0,85 P_z$.

Дизелі

Рівняння теплового балансу для ділянки $c-z'-z$ має вигляд (для 1 кг палива):

$$Q_1 = U_z - U_c + L_{z/z} \quad (1.81)$$

де: $L_{z'/z} = P_z V_z - P_{z'} V_{z'} = P_z V_z - \lambda P_c V_c$ – робота розширення газів на ділянці $z' - z$.

Характеристичні рівняння для точок z і c .

$$P_z v_z = (M_2 + M_r) RT_z \quad (1.82)$$

$$P_c v_c = (M_1 + M_r) RT_c \quad (1.83)$$

Після підстановки значень (1.82) і (1.83), отримуємо

$$L_{z'/z} = (M_2 + M_r) RT_z - \lambda (M_1 + M_r) RT_c \quad (1.84)$$

Підставивши до (1.81) відповідні значення з попереднього розділу і поділивши обидві частини на $M_2 + M_r$, отримуємо:

$$\frac{\xi H_u}{\mu M_1 (1 + \gamma_r)} + \frac{u'_c + \lambda R t_c + 273 R (\lambda - \mu)}{\mu} = I_z'' \quad (1.85)$$

де: $I_z'' = (\mu c_{vm}'' + R) t_z = \mu c_{pm}'' + t_z$ – ентальпія 1 кМоль прод. згоряння;

$\mu c_{vm}''$ і $\mu c_{pm}''$ – середні молярні теплоємності продуктів згоряння при постійному об'ємі і тиску.

Значення температури t_z знаходимо з рівняння (1.85).

Середня молярна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску:

$$\mu c_{pm}'' = \mu c_{vm}'' + R = a'' + b'' t_z + R \quad (1.86)$$

де: a і b визначаються за рівняннями попереднього розділу. Після підстановки, отримуємо:

$$\frac{\xi_z H_u}{\mu M_1 (1 + \gamma_r)} + \frac{u'_c + \lambda R t_c + 273 R (\lambda - \mu)}{\mu} = (a'' + b'' t_z + R) \cdot t_z$$

або (1.87)

$$b''t_z^2 + (a'' + R) \cdot t_z - \left[\frac{\xi_z H_u}{\mu M_1 (1 + \gamma_r)} - \frac{u_c' + \lambda R t_c + 273 R (\lambda - \mu)}{\mu} \right] = 0$$

Позначимо: $A_1 = \epsilon$;
 $B_1 = a'' + R$;

і отримаємо

$$A_1 t_z^2 + B_1 t_z - C_1 = 0 \quad (1.89)$$

звідки

$$t_z = \frac{-B_1 + \sqrt{B_1^2 - 4A_1 C_1}}{2A_1} \quad (1.90)$$

$$T_z = t_z + 273$$

Визначимо P_z і V_z :

$$P_z = \lambda P_c \quad v_z = v_c \frac{\mu T_z}{\lambda T_c} \quad (1.91)$$

За аналогічною методикою визначаються значення P_z і T_z для газових двигунів і газодизелів.

Основні параметри процесу згоряння представлені у табл.1.8.

Табл.1.8

Основні параметри процесу згоряння

<i>Тип ДВЗ</i>	ξ_z	λ	$P_z, \text{МПа}$	$T_z, \text{°K}$
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>
Бензинові	0,85...0,90	3...4	3...5,5	2300...2800
Дизелі:				
- з нерозділеною камерою згоряння;	0,75...0,80	1,8...2,5	5...12	1800...2300
- з розділеною камерою	0,70...0,78	1,4...1,8	5...12	1800...2300

Тип ДВЗ	ξ_z	λ	P_z , МПа	T_z , °К
1	2	3	4	5
згоряння				
Газові	0,80...0,85	3...5	2,5...4,5	2200...2500
Газодизелі	0,75...0,80	1,8...2,5	6...12	2000...2300

Фактори, що впливають на процес згоряння.

Експлуатаційні фактори:

– склад робочої суміші

$\alpha = 0,85...0,95$ – найбільша швидкість згорання, максимальний тиск і робота циклу але гірша економічність;

$\alpha = 1,05...1,15$ – найкраща економічність, але зниження потужності;

$\alpha = 1,2...1,25$ – нестійка робота двигуна;

$\alpha > 1,25$ – спалахи у впускному колекторі внаслідок уповільнення горіння.

– кут випередження впорскування дизелів

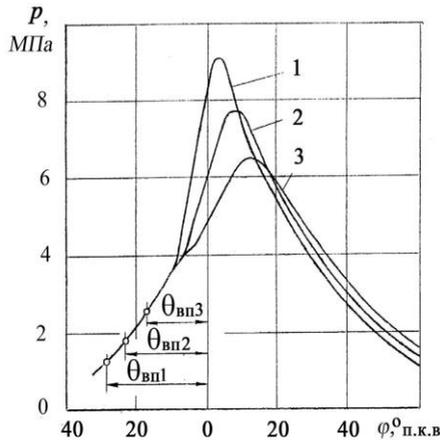


Рис.1.17. Вплив кута випередження впорскування $\theta_{вп}$ на процес згоряння в дизелі: - $\theta_{вп1}$ – надто ранній; - $\theta_{вп2}$ – оптимальний; - $\theta_{вп3}$ – пізній

Схожий вигляд з дотриманням тих же закономірностей мають графіки впливу кута випередження запалювання на процес згоряння в двигунах з примусовим запалюванням ($\theta = 25 \dots 40^\circ$ для сучасних двигунів).

– частота обертання

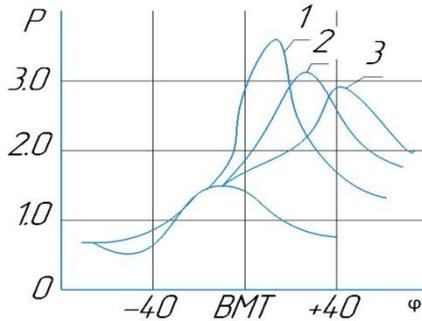


Рис. 1.18. Вплив частоти обертання колінчастого вала на процес згоряння (1 – 1000 об/хв.; 2 – 2000 об/хв.; 3 – 3000 об/хв.).

- конструкційні фактори
- ступінь стиску
- форма камери згоряння і розміщення свічки (найкраща напівсферична);
- енергія іскрового розряду.

Окрім тиску і температури газів в циліндрі важливими показниками є характеристики тепловиділення і використання теплоти, а також характеристика швидкості тепловиділення.

Характеристикою тепловиділення зветься залежність долі тепло-ти X , що виділяється при згорянні палива, від кута повороту колінчастого вала.

$$\chi(\varphi) = \frac{\theta_{\text{вид}}(\varphi)}{\theta_{\text{ц}}} \quad (1.92)$$

де: $\theta_{\text{вид}}(\varphi)$ – кількість теплоти, що виділилася при повороті колінчастого вала на кут φ ;

θ_u – кількість теплоти, що міститься в паливі, що введені до циліндра за 1 цикл.

Доля теплоти, що не використовується для підвищення внутрішньої енергії газу і здійснення механічної роботи за рахунок теплообміну і дисоціації газів враховується характеристикою використання теплоти.

$$\xi(\varphi) = \frac{\theta_{вик}(\varphi)}{\theta_u} \quad (1.93)$$

де: $\theta_{вик}(\varphi)$ – кількість корисно використаної теплоти, що виділилася з палива під час обертуту на кут φ .

Характеристика швидкості тепловиділення визначається як похідна від залежності $X(\varphi)$ за кутом $\varphi - \frac{dx(\varphi)}{d\varphi}$.

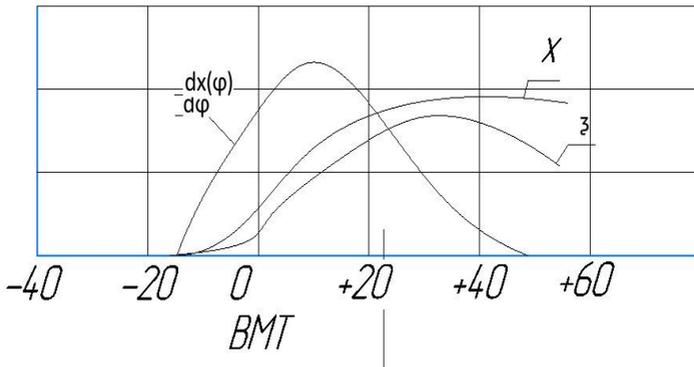


Рис.1.19. Характеристика швидкості тепловиділення

Можна виділити три фази згорання:

I – період прихованого горіння (від моменту проскакування іскри до початку різкого збільшення тиску, при цьому згоряє 6...8% сумі-ші, $\Delta\varphi = 10...30^\circ$ п.к.в., $t = 0,0005...0,001$ с.);

II – період швидкого, або видимого горіння (згоряє 70...80° сумі-ші; T зростає до 2200...2500 ° К; P зростає до 3,5...5,5 $\Delta\varphi = 25...30$ п.к.в.; $t = 0,001...0,002$ с.);

При значеннях:

- $\frac{\Delta P}{\Delta\varphi} = 0,12...0,26$ МПа / ° п.к.в. – нормальне згоряння;
- $< 0,1$ МПа / ° п.к.в. – догоряння на лінії розширення;
- $0,26$ МПа / ° п.к.в. – жорстка робота двигуна.

III – догоряння (згоряє 10...15° суміші; $\Delta\varphi = 20...35^\circ$ п.к.в. (0,001...0,0015 с).

Основні порушення нормального згоряння у двигунах з примусовим запалюванням.

1. Детонаційне згоряння – особливий вид вибухового згоряння.

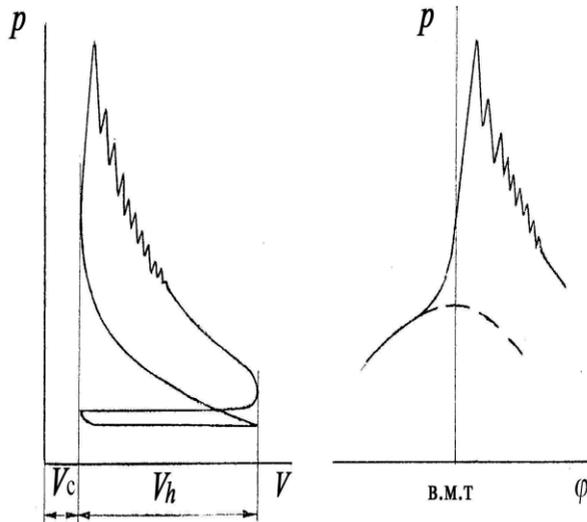


Рис.1.20. Індикаторні діаграми двигуна при наявності детонаційного згоряння

Причини детонаційного згоряння: самозапалювання суміші в різних частинах об'єму заряду до приходу до них фронту полум'я.

Швидкість згоряння – 1000-2300 м/с.

Піки зростання тиску менше за 0,00001 с.

Ознаки детонації:

- дзвінкий металевий стукіт;
- падіння потужності;
- перегрів двигуна;
- нестійка робота двигуна;
- чорний дим з випускної труби;
- зниження температури відпрацьованих газів.

2. Передчасне (жарове) запалювання – запалювання заряду від нагрітих деталей до появи електричної іскри.

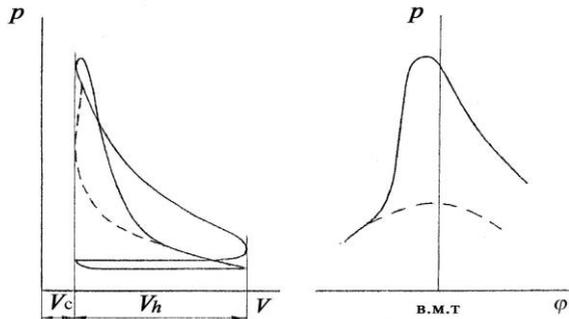


Рис.1.21. Індикаторні діаграми двигуна при роботі з передчасним запалюванням

Джерела запалювання – нагріті до 950...1000 ° (електроди та ізолятори свічок, тарілки випускних клапанів, частинки нагару).

Приводить до падіння потужності, перегріву двигуна.

3. Подальше жарове запалювання – запалювання від нагрітих елементів після запалювання від іскри свічки; жорсткість роботи ДВЗ зростає у 5...7 разів.

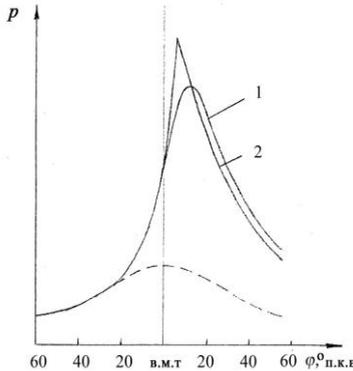


Рис. 1.22. Індикаторна діаграма двигуна з нормальним згорянням (1) і з подальшим жаровим запалюванням (2)

7. Процес розширення

В процесі розширення газу, завдяки енергії, що виділилась при згорянні, виконують корисну роботу – здійснюють робочий хід поршня.

Процес розширення в дійсному циклі супроводжується:

- теплообміном газів з внутрішньою поверхнею;
- тепловою дисоціацією газів;
- витоком газів через нещільності;
- догоранням робочої суміші.

Внаслідок дії цих факторів процес розширення – політропний, причому показник політропи n_2 не є величиною постійною.

Теплообмін в процесі розширення

В порівнянні з теоретичним циклом (показник адіабати $k_2 = \text{const}$), в дійсному циклі показник політропи не є постійною величиною.

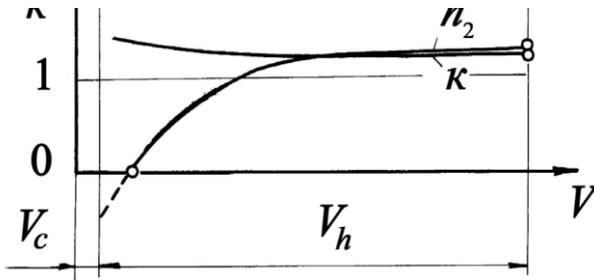


Рис.1.23. Порівняння показників адиабати і політропи розширення k_2 і n_2

Причинами того, що $n_2 \neq \text{const}$, є наступні:

- на початку розширення (внаслідок догорання) тиск знижується повільніше ($n_2 < k_2$);
- внаслідок догорання і збільшення тепловіддачі тиск знижується швидше ($n_2 < k_2$).
- витікання газів через нещільності і тепла дисоціація газів підвищують показник політропи, але вплив догорання більший, тому показник n_2 завжди менший за k_2 .

Внаслідок зазначених причин завжди $n_2 < k_2$.

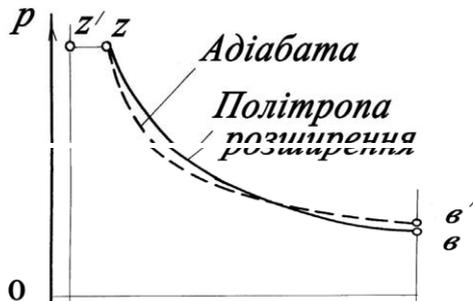


Рис.1.24. Зміна адиабати і політропи розширення

На процес розширення і чисельне значення показника n_2 впливають:

- догорання (у дизелів збільшення коефіцієнти надлишку повітря $\alpha > 1$, тому швидкість згорання зростає, що приводить до зростання, у ДВЗ з примусовим запалюванням при зростанні α швидкість згорання зменшується, що приводить до зменшення n_2);
- зростання частоти обертання к.в. приводить до збільшення догорання і n_2 – зменшується;
- при зниженні навантаження дизеля зростає швидкість згорання, знижується догорання n_2 – зростає;
- в бензиновому двигуні при зниженні навантаження зменшується, збільшується догорання (n_2 знижується) і збільшення тепловідведення (n_2 – зростає), а в результаті $n_2 \approx \text{const}$.

Значення параметрів n_2 :

- бензинові ДВЗ – 1,23...1,3;
- дизелі – 1,18...1,28;
- газові ДВЗ – 1,25...1,35;
- газодизелі – 1,20...1,28.

Розрахунок процесу розширення

Мета розрахунку – визначення V_ϵ , T_ϵ , P_ϵ , – параметрів робочого тіла в точці ϵ індикаторної діаграми.

Значення P_ϵ і T_ϵ наприкінці розширення визначаються за рівняннями політропи розширення.

$$P_z V_z^{n_2} = P_\epsilon V_\epsilon^{n_2} \quad (1.94)$$

$$T_z V_z^{n_2-1} = T_\epsilon V_\epsilon^{n_2-1} \quad (1.95)$$

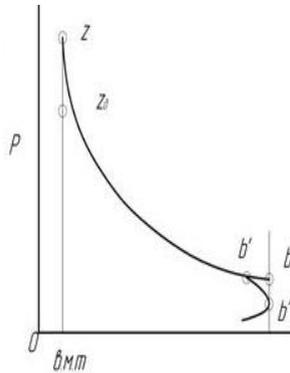


Рис.1.25. Політропа розширення двигуна з примусовим запалюванням.

звідки $P_g = P_z \left(\frac{V_z}{V_g} \right)^{\eta_2}$; $T_g = T_z \left(\frac{V_z}{V_g} \right)^{\eta_2-1}$, але $V_z = V_c$; $V_g = V_a$

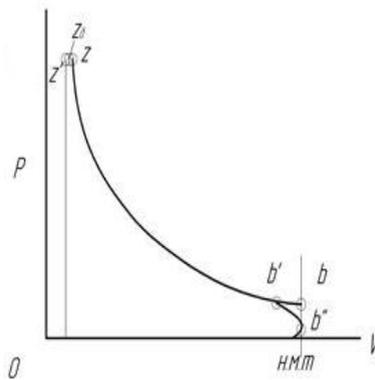


Рис. 1.26. Політропа розширення (двигун з самозапалюванням від стиску)

з урахуванням того, що $\frac{V_g}{V_a} = \epsilon$, отримуємо для бензинових

двигунів:

$$P_B = P_z \frac{1}{\varepsilon^{n_2}}; \quad (1.96)$$

$$T_6 = T_z \frac{V_z}{V^{n_2}} \quad (1.97)$$

для дизелів: $\frac{V_6}{V_z} = \delta$ – ступінь наступного розширення.

В результаті для дизелів:

$$P_B = P_z \left(\frac{1}{\delta} \right)^{n_2} \quad (1.98)$$

$$T_6 = T_z \left(\frac{1}{\delta} \right)^{n_2-1} \quad (1.99)$$

Орієнтовні значення параметрів процесу розширення наведені у табл.1.9.

Табл.1.9.

Параметри процесу розширення

	P_B , МПа	T_B , °К
Бензиновий ДВЗ	0,35...0,5	1200...1700
Дизель	0,2...0,4	1000...1250
Газовий ДВЗ	0,4...0,6	1300...1700
Газодизель	0,2...0,4	970...1250

8. Процес випуску

Для забезпечення кращих показників роботи двигуна необхідно забезпечити мінімальні втрати на здійснення випуску. Тому, для збільшення швидкості витоку, випускний клапан відкривається за 40...80 п.к.в. до Н.М.Т.

Момент початку відкриття вибирають експериментально для за-безпечення найменших втрат корисної площі індикаторної діаграми порівняно із розрахунковою.

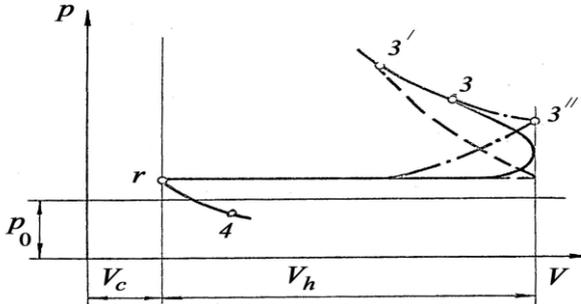


Рис.1.27. Вплив моменту відкриття випускного клапана на індикаторну діаграму

(3' - клапан відкривається рано; 3 - нормальний момент відкриття клапана; 3'' - клапан відкривається пізно; 4 - закриття випускного клапана).

На рис.1.27 показано вплив моменту відкриття клапанів на пов-ноту індикаторної діаграми.

Закривається випускний клапан через 15...60° п.к.в. після В.М.Т. для підвищення якості очищення циліндра за рахунок про-дування у період перекриття клапанів.

Розрізняють три стадії випуску:

1. Надкритична ділянка витікання: тиск газів високий $P_e \gg P_0$, $v_r = \text{const} = 500 \dots 700 \text{ м/с}$ ($v_2 = f(T_r)$).
2. Підкритична ділянка витікання: $v_r \rightarrow \text{min}$
3. Виштовхування газів поршнем $v_2 = f(v_{\text{порш}})$.

Випуск супроводжується шумом, тому необхідні глушники, гід-равлічний опір яких повинен бути мінімальним, оскільки коефі-цієнт наповнювання зворотно-пропорційно залежить від T_r .

Використання турбонаддуву збільшує тиск випуску, але це компенсується позитивним впливом наддуву.

Під час випуску у випускній системі спостерігаються різні коливання тиску газів, але для спрощення розрахунків його приймають рівним середньому.

У процесі розширення температура знижується, CO , H_2 і O_2 , що утворились в процесі дисоціації знову окислюються з виділенням теплоти (екзотермічна реакція), але ефективність перетворення цієї теплоти в корисну роботу низька, оскільки продовжується цей процес у фазі розширення.

Інтенсивність дисоціації залежить від складу суміші

α	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
втрати тепла	0	5	10	7	4

У дизелях температури згорання нижча, тому дисоціація в них менша.

Питання для самоконтролю

1. Термодинамічні та дійсні цикли ДВЗ.
2. Термодинамічні цикли з різними способами підведення теплоти.
3. Термодинамічний цикл з підведенням теплоти при постійному об'ємі.
4. Діаграми p - V і T - V термодинамічних циклів.
5. Температури та тиск в характерних точках індикаторних діаграм термодинамічних циклів.
6. Визначення температур у характерних точках індикаторної діаграми термодинамічного циклу з підведенням теплоти при постійному об'ємі.
7. Визначення тиску в характерних точках індикаторної діаграми термодинамічного циклу з підведенням теплоти при постійному об'ємі.
8. Термодинамічний цикл з підведенням теплоти при постійному тиску.

9. Визначення температур у характерних точках індикаторної діаграми термодинамічного циклу з підведенням теплоти при постійному тиску.
10. Визначення тиску в характерних точках індикаторної діаграми термодинамічного циклу з підведенням теплоти при постійному тиску.
11. ККД термодинамічних циклів.
12. Визначення ККД термодинамічного циклу з підведенням теплоти при постійному об'ємі.
13. Визначення ККД термодинамічного циклу з підведенням теплоти при постійному тиску.
14. Термодинамічний цикл зі змішаним способом підведенням теплоти.
15. Визначення температур у характерних точках індикаторної діаграми термодинамічного циклу зі змішаних способом підведення теплоти.
16. Визначення тиску в характерних точках індикаторної діаграми термодинамічного циклу зі змішаних способом підведення теплоти.
17. Визначення ККД термодинамічного циклу зі змішаних способом підведення теплоти.
18. Робота термодинамічних циклів.
19. Середній тиск термодинамічних циклів.
20. Паливо для двигунів внутрішнього згорання.
21. Елементарний склад рідкого палива.
22. Хімічні процеси згорання.
23. Характеристики горючої суміші.
24. Теоретично необхідна кількість повітря.
25. Коефіцієнт надлишку повітря та коефіцієнт кількості палива.
26. Визначення кількості горючої суміші.
27. Продукти згорання рідкого палива. Склад продуктів згорання.
28. Визначення кількості продуктів згорання.
29. Молекулярна зміна горючої суміші при згоранні. Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни горючої суміші при згоранні.
30. Робоча суміш.

31. Коефіцієнт залишкових газів.
32. Межі займистості робочої суміші. Впливові чинники.
33. Теплота згоряння палива.
34. Вища та нижча теплота згоряння.
35. Коефіцієнт використання теплоти при згорянні.
36. Робочі цикли двигуна внутрішнього згоряння.
37. Дійсний робочий цикл ДВЗ. Процеси газообміну.
38. Фази газорозподілу чотиритактного ДВЗ.
39. Фази газорозподілу двотактного ДВЗ.
40. Температури газу перед впускними клапанами ДВЗ без наддуву.
41. Тиск газу перед впускними клапанами ДВЗ без наддуву.
42. Температури газу перед впускними клапанами ДВЗ з наддувом.
43. Тиск газу перед впускними клапанами ДВЗ з наддувом.
44. Тиск газу за випускними клапанами ДВЗ без наддуву.
45. Тиск газу за випускними клапанами ДВЗ з наддувом.
46. Процес наповнення. Процес наповнення чотиритактного ДВЗ без наддуву. Діаграма $p-V$.
47. Процес наповнення чотиритактного ДВЗ з наддувом. Діаграма $p-V$.
48. Залишкові гази. Визначення кількості залишкових газів.
49. Тиск і температура залишкових газів.
50. Робоча суміш. Визначення кількості робочої суміші.
51. Тепловий баланс процесу наповнення.
52. Температура робочої суміші наприкінці процесу наповнення.
53. Тиск робочої суміші наприкінці процесу наповнення.
54. Коефіцієнт наповнення.
55. Процес стиску.
56. Показник політропи стиску.
57. Тиск і температури в процесі стиску.
58. Тиск і температури наприкінці процесу стиску.
59. Процес згоряння різних типів ДВЗ.
60. Розповсюдження фронту полум'я під час згоряння в бензиновому двигуні.
61. Індикаторна діаграма процесу згоряння бензинового ДВЗ. Етапи процесу.

62. Процес згоряння. Індикаторна діаграма процесу дизеля. Етапи процесу.
63. Випередження запалювання. Індикаторні діаграми ДВЗ при оптимальному, ранньому та пізньому запалюванні.
64. Температури та тиск наприкінці процесу згоряння.
65. Процес розширення. Тиск і температури процесу.
66. Показник політропи розширення.
67. Процес випуску. Процес випуску ДВЗ без наддуву
68. Процес випуску дизеля з наддувом.
69. Індикаторні діаграми ДВЗ.
70. Розрахункова і дійсна індикаторні діаграми. Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми.

Тема 3. Показники робочого циклу ДВЗ.
Тепловий баланс

3.1. Індикаторні показники робочого циклу.

3.2. Механічні втрати.

3.3. Ефективні показники ДВЗ.

3.4. Питомі показники ДВЗ.

3.5. Визначення основних розмірів ДВЗ.

1. Індикаторні показники.

Робочий цикл ДВЗ характеризується індикаторними показниками, що стосуються процесів, що відбуваються в циліндрах двигуна і характеризують досконалість за тепловикористанням.

До індикаторних показників відносяться:

- Середній індикаторний тиск – P_i ;
- Індикаторна потужність – N_i ;
- Індикаторний ККД – η_i ;
- Питома індикаторна витрата палива – g_i .

Середній індикаторний тиск

В ході роботи двигуна тиск в циліндрах змінюється в широких межах: мінімальний в точці a , максимальний – в точці $z(z_0)$ індикаторної діаграми.

Середнім індикаторним тиском P_i зветься умовний сталий тиск газів, який за один хід поршня виконав би роботу, що дорівнює роботі газів за цикл.

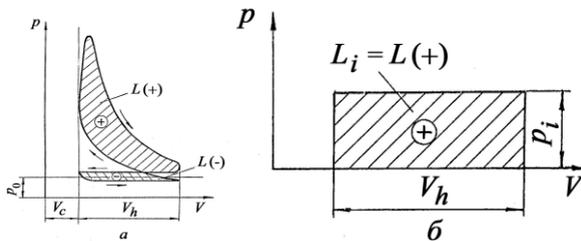


Рис. 1.28. Діаграми до визначення: роботи дійсного циклу ДВЗ (а); середнього індикаторного тиску (б).

Розглянемо індикаторну діаграму дійсного циклу (рис. 1.28а). Заштриховані площі на цій діаграмі виражають роботу L ; $L(+)$ - по-зитивна робота; $L(-)$ - робота, витрачена на газообмін (впуск і випуск). Корисна або індикаторна робота $L_i = L(+)$ - $L(-)$.

Звичайно роботу $L(-)$, яка затрачена на здійснення газообміну (або на насосні втрати), відносять до механічних втрат, про які йтиметься далі. Тому $L_i = L(+)$. Замінімо площу $L(+)$ рівновеликим прямокутником з основою V_h (рис.1.28 б). Висота цього прямокутника $p_i = L_i/V_h$ і є середній індикаторний тиск. Визначимо аналітичну залежність між p_i і основними параметрами циклу. Для цього замінімо дійсний цикл розрахунковим, у якого не враховуються процеси впуску і випуску й індикаторна діаграма не скруглена. Розглянемо розрахунковий цикл дизеля як найбільш узагальнений.

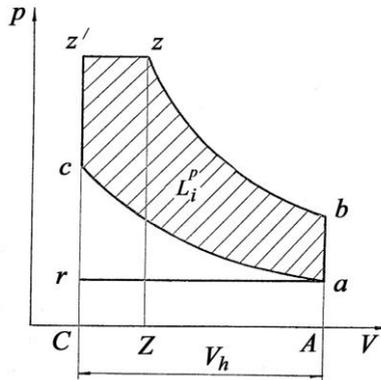


Рис. 1.29. Діаграма до розрахунку середнього індикаторного тиску

Середній індикаторний тиск наведеного циклу

$$P_{p_i} = \frac{L_i}{V_h} \quad (1.100)$$

Робота розрахункового циклу визначається різницею площ:

$$L_{p_i} = F_{C_{z'z}Z} + F_{Z_{zb}A} - F_{C_{ca}A} \quad (1.101)$$

де: F_i – відповідні площі на діаграмі.

Робота індикаторного розширення на ділянці $c-z'-z$:

$$F_{C_{z'z}Z} = P_z v_z - P_z V v_{z'} = P_z (v_z - v v_c) = \lambda P_c V v_c (\rho - 1) \quad (1.102)$$

де: $\lambda = P_z / P_c$ – ступінь попереднього стиску

$\rho = v_{z'} / v_z$ – ступінь попереднього розширення.

Робота політропного розширення на ділянці $z-b$:

$$\begin{aligned} F_{Z_{zb}A} &= \frac{1}{n_2 - 1} (P_z v_z - P_b v_b) = \frac{P_z V_z}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \\ &= \frac{\lambda P_c v_c \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \end{aligned} \quad (1.103)$$

де: $\delta = \frac{v_b}{v_z}$ – ступінь наступного розширення.

Робота політропного стиску на ділянці $a-c$:

$$F_{C_{ca}A} = \frac{1}{n_1 - 1} (P_c v_c - P_a v_a) = \frac{P_c v_c}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{P_c v_c}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \quad (1.104)$$

Після підстановки отриманих значень в рівняння (1.100) і (1.101) після відповідних перетворень отримуємо:

$$\begin{aligned} P_{p_i} &= \frac{L_{p_i}}{V_h} = \frac{L_{p_i}}{V_c (\varepsilon - 1)} = \\ &= \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \end{aligned} \quad (1.105)$$

Середній індикаторний тиск дійсного циклу

$$P_i = \varphi \cdot P_{p_i} \quad (1.106)$$

де: φ – коефіцієнт повноти індикаторної діаграми (для дизелів – $\varphi = (0,92 \dots 0,95)$), для двигунів з примусовим запалюванням – $\varphi = (0,95 \dots 0,97)$.

Для двигунів з примусовим запалюванням $\delta = 1$; $\delta = \varepsilon$, тоді:

$$P_{pi} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (1.107)$$

Індикаторна потужність

За один цикл в циліндрі виконується індикаторна робота:

$$L_i = P_i \cdot v_h \quad (1.108)$$

Кількість робочих циклів за 1 секунду:

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

де: n - кількість обертів колінчастого валу двигуна, об/хв,
 τ - тактність двигуна.

Тоді:

$$N_i = L_i z = \frac{P_i v_h n i}{30\tau} \quad (1.109)$$

де: i - кількість циліндрів,
 v_h - робочий об'єм циліндра, л.

Індикаторний ККД - це відношення роботи, виконаної газами в циліндрі ДВЗ, до енергії витраченого палива.

$$\eta_i = \frac{3600 N_i}{H_i G_{\text{пал}}} \quad (1.110)$$

де: N_i - індикаторна потужність двигуна, кВт,
 H_i - нижча теплота згоряння палива, кДж/кг,
 $G_{\text{пал}}$ - годинна витрата палива, кг/год.

Питома індикаторна витрата палива:

Питома індикаторна витрата палива це витрата палива на 1кВт потужності за одну годину:

$$g_i = \frac{G_{нал}}{N_i} = \frac{3600}{H_i \eta_i} \quad (1.111)$$

Відносний ККД оцінює ступінь досконалості дійсного робочого циклу порівняно з теоретичним:

$$\eta_{відн} = \frac{\eta_i}{\eta_t} \text{ для сучасних ДВЗ} \quad \eta_{відн} = 0,6 \dots 0,8.$$

Середній індикаторний тиск можна визначити через останні параметри, що характеризують робочий цикл і рівняння витрати повітря за 1 год, кг/год:

$$G_{пов} = \alpha l_o G_{нал} = v_n \cdot i \cdot \eta_v \rho_{пов} \frac{zn}{\tau} \cdot 60 \quad (1.112)$$

де: l_o – теоретично необхідна вага повітря для згоряння 1 кг палива;

$\rho_{пов}$ – густина повітря.

$$G_{нал} = N_i g_i = \frac{P v_i i n}{30 \tau} g_i \quad (1.113)$$

$$\text{Звідки } p_i = \frac{H_i}{l_o} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_v \rho_{пов}$$

Індикаторний ККД газового ДВЗ:

$$\eta_i = \frac{3600 N_i}{Q_i v_i} \quad (1.114)$$

де: Q_i – кількість теплоти, що утворилася при згорянні 1 м³ газового палива, кДж/м³;

v_i – годинна витрата газового палива, м³/год.

Питома індикаторна витрата газового палива:

$$v_i = \frac{v_i}{N_i} = \frac{3600}{Q_i \eta_i} \quad (1.115)$$

Питома індикаторна витрата теплоти газового ДВЗ:

$$q_i = v_i \cdot Q_i \quad (1.116)$$

Індикаторний ККД газодизелів:

$$\eta_i = \frac{3600 N_i}{Q_i v_z + H_i G_{нал}} \quad (1.117)$$

Питома індикаторна витрата теплоти в газодизелі:

$$q_i = \frac{Q_i v_z + H_i G_{нал}}{N_i} \quad (1.118)$$

Решта показників для газодизелів і газових двигунів визначається так само, як для дизелів та бензинових ДВЗ. Орієнтовні значення індикаторних показників ДВЗ існуючих двигунів наведені у табл.1.10.

Табл.1.10.

Індикаторні показники ДВЗ

Тип ДВЗ	P_i , МПа	η_i	g_i , г/кВт·год (МДж/кВт·год)
бензиновий	0,8...1,2	0,28...0,36	205...290
дизель б/н	0,75...1,05	0,4...0,5	170...210
дизель з/н	до 2,5	0,42...0,53	160...200
газовий	0,6...0,9	0,28...0,34	1,05...13,5
газодизель б/н	0,75...1,1	0,4...0,5	7...9
газодизель з/н	до 2,2	0,42...0,53	6,8...8,5

Впливові фактори на індикаторні показники:

- бензинові: міра стиску, якість суміші, кут випередження запалювання, частота обертання колінчастого вала, навантаження.
- дизелі: міра стиску, вид і сорт палива, розміри ДВЗ (S/D); кількість циліндрів, кут випередження впорскування; частота обертання колінчастого вала; навантаження, наявність наддуву.

2.Механічні втрати

Частина індикаторної потужності витрачається на механічні втрати в ДВЗ, а саме на:

- подолання тертя N_T – 65...80 %;
- здійснення газообміну N_c – 14...20 %;
- привод допоміжних агрегатів, N_d 7-14%.

Тобто:

$$N_M = N_T + N_c + N_d$$

Введемо показник P_M – середній тиск механічних втрат – умовний, сталий за значенням тиск, який при дії на поршень, виконав би за один хід поршня роботу, рівну роботі, яка витрачена на механічні втрати в ДВЗ за один робочий цикл. Тоді, за аналогією з формулою для визначення p_i

$$N_M = \frac{P_M v_h n \cdot i}{30\tau} \quad (1.119)$$

В той же час $P_M = f(c_n)$.

$$P_M = a + b \cdot c_n$$

де: a, b – сталі коефіцієнти, визначені експериментально (табл.1.11).

Табл.1.11.

Коефіцієнти для визначення механічних втрат у ДВЗ

Тип ДВЗ	а	в
Дизель:		
- з нерозділеною камерою згоряння;	0,105	1,120
- з розділеною камерою згоряння	0,105	0,138
З примусовим запалюванням:		
- S/D>1	0,05	0,0155
- S/D<1	0,004	0,0135

де: $c_n = \frac{S \cdot n}{30}$, м/с – середня швидкість поршня.

Механічний ККД

Механічний к.к.д. характеризує частку потужності, що відповідає механічним втратам.

$$\eta_m = \frac{N_i - N_m}{N_i} = 1 - \frac{N_m}{N_i} \quad (1.120)$$

3.Ефективні показники ДВЗ

Досконалість двигуна оцінюється за ефективними показниками:

- середній ефективний тиск P_e ;
- ефективна потужність N_e ;
- ефективний ККД η_e ;
- питома ефективна витрата палива g_e .

Вони реєструються на колінчастому валі двигуна і враховують механічні втрати.

Середній ефективний тиск – умовний, сталий за значенням тиск, який при дії на поршень, виконує за його один хід роботу, рівну роботі, здобутій на колінчастому валу за один робочий цикл.

$$P_e = P_i - P_m, \quad \text{або} \quad P_e = P_i \cdot \eta_e$$

Ефективна потужність двигуна – потужність, що розвивається на колінчастому валу і використовується для здійснення корисної роботи

$$N_e = N_i - N_m = \frac{P_e \cdot v_h \cdot i \cdot n}{30\tau} \quad (1.121)$$

Ефективний ККД – відношення роботи, здобутої на валу двигуна до енергії витраченого палива:

$$\text{- рідке паливо: } \eta_e = \frac{3600 N_e}{H_i \cdot G_{нал}}; \quad \eta_e = \eta_i \cdot \eta_m; \quad (1.122)$$

$$\text{- газоподібне паливо: } \eta_e = \frac{3600 N_e}{Q_i v_z}; \quad (1.123)$$

$$\text{- газодизель: } \eta_e = \frac{3600 N_e}{Q_i v_z + H_i \cdot G_{нал}}. \quad (1.124)$$

Питома ефективна витрата палива – витрата палива на 1 кВт потужності (ефективної) за 1 годину:

$$g_e = \frac{G_{нал}}{N_e} = \frac{3600}{H_i \eta_e}, \text{ кг/кВт} \cdot \text{ год.} \quad (1.125)$$

$$\text{Для газових двигунів: } V_e = \frac{v_z}{N_e} = \frac{3600}{Q_i \eta_e}, \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{ год.} \quad (1.126)$$

питома ефективна витрата теплоти

$$g_e = v_e Q_i \text{ кДж/кВт} \cdot \text{ год.} \quad (1.127)$$

$$\text{- для газодизелів: } g_e = \frac{Q_i v_z + H_i G_{нал}}{N_e}, \text{ кДж/кВт} \cdot \text{ год.} \quad (1.128)$$

Орієнтовні значення ефективних показників ДВЗ існуючих двигунів наведені у табл.1.12.

Табл.1.12.

Ефективні показники ДВЗ

Тип ДВЗ	η_m	p_e , Мпа	η_e	g_e , г/кВт·год. V_e , мДж/кВт·год
Бензиновий	0,7...0,85	0,6...0,95	0,25...0,32	250...320
Дизель:	0,7...0,82	0,55...0,85	0,33...0,40	212...255
- б/н	0,8...0,82	0,7...2,2	0,35...0,42	200...242
- з/н				
Газовий	0,75...0,85	0,5...0,75	0,23...0,28	12...17
Газодизель:	0,7...0,82	0,55...0,85	0,33...0,40	9...11
- б/н	0,8...0,92	0,7...2,2	0,35...0,42	8,5...9,5
- з/н				

Вплив різних факторів на ефективні показники ДВЗ

На ефективні показники ДВЗ найбільший вплив здійснюють наступні фактори:

- механічні втрати;
- оптимізація конструкції ДВЗ, вибір матеріалів та технологія виготовлення;
- раціональний вибір експлуатаційних матеріалів (паливо, олива, охолоджена рідина та ін.
- оптимальні режими роботи ДВЗ;
- технічний стан і регулювання.

3.4. Питомі показники ДВЗ

- *літрова потужність* – ефективна потужність, що припадає на 1 літр робочого об'єму циліндра

$$N_n = \frac{N_e}{v_h i} = \frac{P_e n}{30\tau} = \frac{H_i}{l_o} \frac{\eta_i}{30\tau} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_m \eta_v \rho_{nos} \cdot n \quad (1.129)$$

Для існуючих двигунів з іскровим запалюванням (газових, бензинових) $N_n = 40 \dots 85$ кВт/л, дизелів - $N_n = 30 \dots 75$ кВт/л, у кращих зразках сучасних ДВЗ може перевищувати 150 кВт/л.

- *поршнева потужність* – ефективна потужність, що припадає на 1 м² днища поршня, кВт/м²

$$N_n = \frac{N_e}{iF_n} = \frac{p_e S n}{30\tau} = \frac{1}{\tau} P_e c_n \quad (1.130)$$

- *літрова маса* – маса незаправленого (сухого) ДВЗ, віднесена до робочого об'єму циліндра, кг/л.

$$g_n = \frac{G_{ДВЗ}}{v_h \cdot i} \quad (1.131)$$

$g_n = 75 \dots 150$ кг/л – примусове запалювання;

$g_n = 100 \dots 200$ кг/л – дизелі.

- *питома маса* – маса незаправленого ДВЗ, віднесена до його номінальної потужності

$$g_n = \frac{G_{ДВЗ}}{N_e} \quad (1.132)$$

$g_n = 1 \dots 6$ – у двигунів з примусовим запалюванням;

$g_n = 4 \dots 10$ кг/кВт – у дизелів.

Тема 4. Теплові і екологічні показники ДВЗ

4.1. Тепловий баланс поршневого двигуна.

4.2. Теплова напруженість двигуна.

4.3. Екологічні показники автомобільних двигунів.

4.1. Тепловий баланс поршневого двигуна

Розрізняють зовнішній і внутрішній теплові баланси. Зовнішній тепловий баланс характеризує розподілення теплоти, яка виділяється в двигуні при згорянні палива, на окремі складові.

Внутрішній тепловий баланс оцінює рух теплоти всередині двигуна й розкриває складові частини зовнішнього теплового балансу. Він достатньо складний за реалізацією і складається лише при дослідницьких експериментах або розрахунках (наприклад, для оцінки теплонапруженості поршня, головки циліндрів, інше).

Зовнішній тепловий баланс складається або за даними теплового розрахунку (розрахунковий), або за даними експериментального дослідження (дослідний). В першому випадку тепловий баланс є заключним етапом теплового розрахунку і дозволяє: встановити складові частини витрат теплоти і намітити шляхи їх зменшення та утилізації; перевірити достовірність теплового розрахунку шляхом оцінки співвідношення прибутку і витрат теплоти; одержати вихідні дані для розрахунку систем охолодження і змащення. В другому випадку за даними теплового балансу можна: визначити або уточнити ті чи інші дослідні дані, які при проектуванні двигуна приймалися орієнтовно; перевірити і уточнити найкращі експериментальні режими роботи двигуна. Якщо обійти всі джерела теплових потоків по зовнішньому контуру ДВЗ, то одержимо таку залежність, в якій кількість теплоти віднесена до одиниці часу:

$$Q_3 = Q_c + Q_{\text{охол}} + Q_m + Q_r + Q_{\text{н.з}} + Q_{\text{інш.}} \quad (1.133)$$

де: Q_z —загальна теплота, уведена в ДВЗ на розглянутому режимі роботи;

Q_e —теплота відповідно еквівалентна ефективній роботі ДВЗ;

$Q_{\text{охол}}$ —відведена від ДВЗ в навколишнє середовище з охолоджуючою рідиною;

Q_r —виведена з ДВЗ із відпрацьованими газами; Q_m виведена з ДВЗ з маслом;

$Q_{\text{н.з}}$ —втрати теплоти палива через неповноту згоряння;

$Q_{\text{інш}}$ —інші види втрат теплоти.

Кожну складову відносять до одиниці часу або виражають у відсотках від загальної уведеної теплоти. В останньому випадку всі члени рівняння треба поділити на Q_z й помножити на 100. Одержимо рівняння

$$q_e + q_{\text{охол}} + q_m + q_r + q_{\text{н.з}} + q_{\text{інш}} = 100 \%. \quad (1.134)$$

Приблизні значення складових теплового балансу під час роботи ДВЗ на номінальному і близьких до нього режимах у процентах, наведені в таблиці 1.13:

Табл.1.13.

*Значення складових теплового балансу
в автомобільних ДВЗ*

Тип ДВЗ	q_e	$q_{\text{охол}}$	q_r	$q_{\text{н.з}}$	q_m	$q_{\text{інш}}$
Бензинові	21...28	12...27	30...55	0...45	3...53	3
Дизелі:						
без наддуву	29...42	15...35	25...45	0...5	2...3	3
з наддувом	35...45	10...25	25...40	0...5	2...3	3

В залежності від режиму роботи двигуна відбувається перерозподіл теплоти за окремими складовими. Для ілюстрації цього на рис. 1.30 а,б наведені діаграми розподілення теплоти в залежності від частоти обертання колінчастого вала для дизеля і навантаження для бензинового двигуна. Як видно з діаграм, при повному навантаженні (номінальній потужності) найбільшу пи-

тому вагу мають складові q_e і q_r . На рис.1.30а втрати теплоти $q_{охол}$ зменшуються, а q_r збільшуються при підвищенні частоти обертання колінчастого валу, що пов'язано із зменшенням часу на теплообмін і згоряння. На характер зміни q_M за частотою n впливає зміна частки

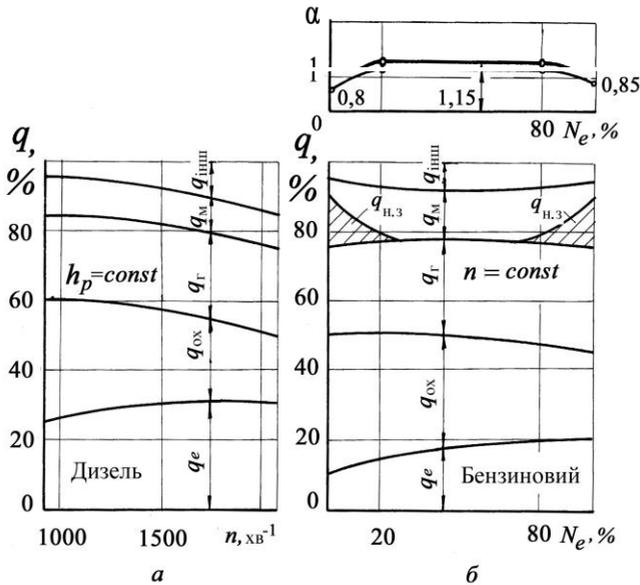


Рис. 1.30. Складові зовнішнього теплового балансу двигуна та зміна їхнього значення в залежності від швидкісних (а) та навантажувальних (б) режимів роботи

Складові зовнішнього теплового балансу двигуна та зміна їхнього значення в залежності від швидкісних (а) та навантажувальних (б) режимів роботи індикаторної роботи, яка витрачається на механічні втрати. Значення $q_{пінш}$ мало залежить від режиму роботи двигуна. Як видно з рис. 1.30б істотне зменшення q_e відбувається на холостому ході і на ділянці зміни навантаження від 80 до 100 %. Це пояснюється примусовим збагаченням суміші на цих режимах. На цих же режимах збільшується

q_f внаслідок зростання через збагачення суміші і неповноти згоряння палива. Проаналізований характер розподілення теплоти за складовими і зміни його в залежності від режиму роботи двигуна дозволяє встановити такі головні напрямки поліпшення тепловикористання в автомобільних двигунах: подальше удосконалення процесів робочого циклу, від якого залежить q_e ; застосування газотурбінного наддуву, при якому відкриваються можливості глибокої утилізації q_f ; значне зменшення втрат теплоти в систему охолодження цохол за рахунок збільшення адіабатності двигуна. Треба завжди використовувати і можливості часткових рішень, наприклад, підвищення температури в системі охолодження та ін.

4.2. Теплова напруженість двигуна

Сучасні ДВЗ розвиваються в напрямі форсування їх за частотою обертання і потужністю, яка визначається середнім ефективним тиском p_e . З підвищенням p_e зростає теплова напруженість основних деталей ДВЗ і насамперед—вогневого днища поршня та внутрішньої поверхні камери згоряння, а також випускного клапана. Від рівня температури залежить міцність матеріалів, з яких зроблені ці деталі. Тому теплова напруженість визначає допустиму межу форсування ДВЗ. Перегрівання поршня приводить до закоксовування поршневих кілець, задирок на тертьових поверхнях поршня і циліндра, заклинювання поршня. Поле температур нерівномірно розподіляється в днищі поршня і головці, що призводить до їх деформацій та виникнення тріщин і прогарів. Відомо, що на номінальному режимі роботи найбільше нагріті поверхні днища поршня і заглибини в ньому, де температура досягає 550...570 К, а в дизелях з наддувом вона доходить до 670К. Температура деталей залежить від режиму роботи ДВЗ. Підвищення теплової напруженості ДВЗ обмежує можливості його форсування застосуванням наддуву. Щоб її знизити, у дизелях з наддувом підвищують коефіцієнт надлишку повітря до $a=1,8...2,2$, збільшують перекриття клапанів для продувки ци-

ліндрів повітрям, застосовують охолодження наддувного повітря, яке надходить з нагнітача. В експлуатації треба стежити за додержанням нормального теплового режиму двигуна.

4.3. Екологічні показники автомобільних двигунів

Основні шкідливі речовини, що виділяються при роботі двигунів. Джерелами викидів шкідливих речовин в ДВЗ є відпрацьовані, картерні гази та пари палива. Найбільше шкідливих речовин виділяється з відпрацьованими газами.

У даний час для живлення автомобільних двигунів найбільш широко використовуються рідке та газове палива, основними складовими яких є вуглеводні. В процесі згоряння утворюються як нетоксичні (водяна пара, вуглекислий газ), так і токсичні речовини. Останні є продуктами неповного згоряння або поічних реакцій, що мають місце при високих температурах. Крім того, деякі шкідливі речовини містяться в паливі і при роботі двигуна викидаються в оточуюче середовище. Використовуваний в двигунах спосіб сумішеутворення і запалювання паливоповітряної суміші значно впливає на кількість і склад шкідливих викидів, тому доцільно окремо розглядати шкідливі речовини, що викидаються різними типами автомобільних двигунів.

У бензинових двигунах з іскровим запалюванням, в яких здійснюється зовнішнє сумішеутворення, як було показано вище, теоретично ($\alpha=1,0$) для згоряння одного кілограму бензину необхідно 14,95 кг повітря. Однак регулювання карбюратора на такий склад суміші приведе до нестійкої роботи двигуна в режимах малих навантажень, холостого ходу, в режимах розгону і не забезпечить максимальних енергетичних показників при повних навантаженнях. Все це обумовлює використання в цих ДВЗ збагачених паливоповітряних сумішей. Недостатня кількість кисню є основною причиною підвищення викидів з відпрацьованими газами бензинових двигунів продуктів неповного згоряння, в пер-

шу чергу оксиду вуглецю CO і вуглеводнів C_nH_m , що являють собою газоподібні частини палива, яке не згоріло. При збідненні суміші кількість вуглеводнів зменшується, а потім різко збільшується. Мінімум вуглеводнів відповідає найбільш стабільній роботі двигуна і, як правило, найкращій економічності. Часто причиною підвищених викидів C_nH_m є незадовільна робота системи запалювання. Особливо багато вуглеводнів викидається в режимах холостого ходу.

Основні напрямки зниження викидів цих речовин—збіднення суміші і стабілізація її запалювання. Однак в цих умовах у відпрацьованих газах двигуна збільшується вміст оксидів азоту NO і NO₂, що пояснюється підвищення температури в зоні реакції і наявністю надлишкового кисню, який вступає в реакцію з азотом, що є складовою повітря, і інертним газом в звичайних атмосферних умовах. Окислення азоту починається при температурі вище 1600 °K, а з підвищенням її час реакції різко скорочується. Тому в режимах часткових навантажень і холостого ходу, внаслідок зниження температури в зоні реакції, кількість оксидів азоту різко знижується. Концентрація їх у відпрацьованих газах досягає максимального значення в режимах високих частот обертання при навантаженнях, що передують початку роботи економайзерного пристрою. Розглянуті шкідливі речовини—продукти реакцій вуглеводнів палива і складових повітря. Поряд з цими речовинами в відпрацьованих газах містяться шкідливі речовини, що утворюються з домішок бензину. До них належить двооксид сірки. В бензині вміст сірки не перевищує 0,15 %. В циліндрі двигуна сірка окислюється і в вигляді двооксиду викидається в оточуюче середовище. В процесі згоряння паливоповітряної суміші, особливо при роботі, коли має місце детонаційне згоряння, утворюються проміжні з'єднання—недоокислені вуглеводні, відомі під назвою альдегіди. Останні утворюються в основному в вигляді формальдегіду ($H_2C = O$) та акролеїну ($CH_2=CH = CH = O$). В бензині містяться поліциклічні ароматичні вуглеводні,

наприклад, бензапірен ($C_{20}H_{12}$), які мають канцерогенні властивості. Крім того, поліциклічні вуглеводні утворюються і в робочій порожнині двигуна.

Для забезпечення бездетонаційного згоряння бензину при високих ступінях стиску, тобто для підвищення октанового числа в бензин додають антидетонатори. Найбільш розповсюдженою в даний час речовиною, забезпечуючою підвищення октанового числа бензину, є етилова рідина, що складається з тетраетилсвинцю — антидетонатора і виносника (хлорнафталін, діброметен та ін.), що запобігає відкладанню свинцю на деталях двигуна. Близько 70 % з'єднань свинцю при роботі двигуна викидаються в атмосферу. Крім відпрацьованих газів, джерелом забруднення оточуючого середовища при експлуатації бензинових двигунів є картерні гази і пари палива. По відношенню до викидів з випрацьованими газами викиди з картерними по СО складають 2...8%, C_nH_m —150...300 %, NO_x —до 2 %. В оточуюче середовище пари попадають з паливного бака та карбюратора. Відомі дослідження показують, що в повітрі міст склад вуглеводнів більш близький до складу палива, ніж відпрацьованих газів, що вказує на значні розміри випаровувань.

У дизелях для згоряння одного кілограма дизельного палива теоретично ($\alpha=1,0$) необхідно 14,3 кг повітря. Однак при такому складі суміші енергетичні показники дизеля будуть незадовільними, найбільш високих значень вони досягають на збідненій ($\alpha > 1,3...1,4$) суміші. По мірі зниження навантаження в дизелі суміш збіднюється. В цьому і полягає одна з переваг дизеля в порівнянні з бензиновим двигуном. В міру зниження навантаження внаслідок збіднення суміші концентрація СО зменшується і лише в режимах малих навантажень і холостого ходу дещо підвищується, що є наслідком зниження температури і уповільнення окислювальних реакцій, а також зниження якості сумішоутворення.

Вміст C_nH_m у відпрацьованих газах внаслідок роботи на значно збідненій суміші також значно менший в порівнянні з бензиновим двигуном, а зміна його від навантаження аналогічна зміні оксиду вуглецю. Надлишок кисню в циліндрах дизеля, а також висока температура в процесі згоряння сприяють утворенню в циліндрах оксидів азоту, які викидаються з відпрацьованими газами дизеля. Концентрація NO_x в міру збільшення навантаження дизеля підвищується, хоча при наближенні до повного навантаження інтенсивність росту сповільнюється. В дизелях процес сумішеутворення займає надто малий проміжок часу і при загальному для циліндра надлишку повітря є окремі ділянки в камерах згоряння, де кисню не вистачає, зокрема в ядрі факела палива, що вприскується. При недостатній концентрації кисню в умовах високих тиску та температури має місце піроліз палива з виділенням чистого вуглецю (сажі). Вуглець виділяється і в місцях, де є надлишок кисню, але в подальшому він тут повністю згоряє. Кількість сажі у відпрацьованих газах дизеля збільшується з підвищенням навантаження і збагаченням суміші. Особливо багато сажі викидається в оточуюче середовище при наявності несправностей в системі паливоподачі (збільшена циклова подача палива, неякісне його розпилювання форсунками, неправильний кут випередження вприскування та ін.).

У процесі самозаймання дизельного палива утворюються проміжні з'єднання — альдегіди, які в основному, як і в бензиновому двигуні, викидаються з відпрацьованими газами в вигляді формальдегіду та акролеїну. У дизельному паливі в значно більшій кількості, ніж в бензині, міститься сірка (до 0,5%). При наявності надлишкового кисню в процесі згоряння вона окислюється до двооксиду і викидається з відпрацьованими газами. Є у відпрацьованих газах дизеля і поліциклічні вуглеводні, які в значній кількості адсорбуються розвиненою поверхнею сажі і переміщуються з її частками.

Кількість шкідливих речовин, що викидаються з картерними газами дизеля менша, ніж у бензинового двигуна. Викиди NO_x становлять 0,2%, CO —0,3...0,5 %, вуглеводнів —0,1...3,0 % шкідливих викидів із відпрацьованими газами.

Значно менше в порівнянні з бензиновим двигуном при експлуатації дизеля виділяється в оточуюче середовище випаровувань палива. У газових двигунах, як з іскровим запалюванням, так із запалюванням від стиску токсичність значно знижується. При роботі двигуна з іскровим запалюванням на стисненому природному газі, якщо ступінь стиску така ж, як на бензині, концентрація CO у відпрацьованих газах в декілька разів нижча в порівнянні з бензином, а концентрації вуглеводнів і оксидів азоту знаходяться приблизно на тому ж рівні, що і при використанні бензину.

При використанні стисненого природного газу для живлення дизеля (газодизеля) значно зменшуються викиди CO і SO_2 , а також димність відпрацьованих газів, оксиди азоту залишаються практично на тому ж рівні, що і для дизельного палива, а концентрація вуглеводнів дещо підвищується за рахунок метану, який має невисоку токсичність в порівнянні з іншими вуглеводнями.

Нормування шкідливих викидів у ДВЗ

Згідно стандарту перевіряється і обмежується вміст CO і C_nH_m у двох режимах: мінімальної та підвищеної частот холостого ходу (0,8 від номінальної частоти двигуна). Вибір першого режиму перевірки пояснюється простотою та доступністю його відтворення в експлуатаційних умовах, а також тим, що цей режим відіграє важливу роль в забрудненні оточуючого середовища оксидом вуглецю та вуглеводнями. Так як перевірка на режимі мінімальної частоти обертання характеризує роботу лише системи холостого ходу карбюратора, то для оцінки роботи головної дозуючої системи введено другий режим підвищеної частоти.

При перевірці бензинових двигунів на заводах їх токсичність оцінюють всебічно. Кількість шкідливих викидів двигунами легкових автомобілів оцінюють при умовному русі автомобіля на спеціальному випробному стенді по їздовому циклу, який включає сталі і несталі режими роботи. Токсичність бензинових двигунів вантажних автомобілів оцінюють при роботі по циклу, що включає різні сталі режими, близькі до тих, що широко використовуються в експлуатаційних умовах.

Для автомобілів з дизелями в експлуатаційних умовах перебірка проводиться в двох режимах — вільного прискорення і максимальної частоти обертання холостого ходу. Ці режими можна легко відтворити в експлуатаційних умовах. Режим вільного прискорення здійснюється на автомобілі, що не рухається, шляхом плавного натискування педалі управління паливоподачею до упору, в результаті чого частота обертання дизеля змінюється від мінімальної до максимальної. Подача палива і повітря при цьому будуть такими ж, як і при розгоні автомобіля в експлуатаційних умовах.

Вплив конструктивних та експлуатаційних факторів на токсичність двигунів.

До основних конструктивних факторів, що впливають на токсичність двигунів, належать: форма камери згоряння, ступінь стиску, розміри циліндрів. Форма камери згоряння особливо значний вплив має в дизелях. Дослідження показують, що дизелі з розділеною камерою згоряння в порівнянні з дизелями з нерозділеною камерою викидають менше CO (в 2,5...3,0 рази), NO_x (на 20..30%), C_nH_m (в 2,0...2,5 рази) і мають меншу димність відпрацьованих газів. Тому розділені камери згоряння є перспективними для легкових і вантажних автомобілів малої вантажопідйомності, що широко використовуються в населених пунктах. Менший вплив на токсичність має форма камери згоряння в бензинових двигунах. В них токсичність головним чином зале-

жить від відношення поверхні камери згоряння до її об'єму. Зі збільшенням цього відношення, як правило, збільшується кількість у відпрацьованих газах вуглеводнів. Через цей фактор впливає на токсичність і ступінь стиску, збільшення якого приводить до росту відношення поверхні камери згоряння до її об'єму.

З ростом ступеню стиску підвищується максимальна температура робочого тіла в циклі, що приводить при роботі двигуна на збідненій суміші до підвищення концентрації NO_x . Концентрація CO у відпрацьованих газах практично не залежить від ступеню стиску. До експлуатаційних факторів, які мають значний вплив на токсичність двигунів, належать склад паливоповітряної суміші, навантаження двигуна, частота обертання, кут випередження запалювання або вприскування палива. В бензинових та газових двигунах вплив складу паливоповітряної суміші оцінюють шляхом визначення регулювальної характеристики за складом суміші при роботі двигуна в даному швидкісному та навантажувальному режимі. В дизелях залежність концентрацій шкідливих речовин у відпрацьованих газах від складу суміші аналогічна залежності від навантаження, так як потужність в дизелях регулюється складом суміші. В бензинових та газових двигунах навантаження має значний вплив на склад відпрацьованих газів. На цих залежностях виділяються дві області. Починаючи з режиму холостого ходу у міру збільшення навантаження паливоповітряна суміш збіднюється, що призводить до зменшення концентрацій CO і C_nH_m і збільшення концентрації NO_x . При цьому концентрація CO_2 також зростає. Така тенденція зміни вмісту шкідливих речовин спостерігається до навантаження, коли в роботу вступає збагачувальний пристрій. Збагачення суміші призводить до збільшення концентрацій CO і C_nH_m і зниження концентрацій NO_x і CO_2 . Перспективними системами запалювання є плазмові. Для зниження викидів із відпрацьованими газами оксидів азоту найбільш ефективним методом є рециркуляція відпрацьованих газів, яку застосовують як в двигунах іскровим запалюванням, так і в

дизелях. Частина відпрацьованих газів відбирається з випускної труби і подається у впускну. Відпрацювавши гази, що поступають при рециркуляції в циліндр, знижують температуру суміші, так як збільшується загальна теплоємність заряду, тобто цей вплив рециркуляції є аналогічним збідненню суміші. Однак на відміну від збіднення суміші рециркуляція зменшує концентрацію кисню в циліндрі, що призводить до значного зниження інтенсивності утворення оксидів азоту. Вважалось, що рециркуляція, як правило, призводить до погіршення економічності двигунів. Однак при інтенсивній турбулізації заряду домішка певної кількості відпрацьованих газів до свіжої суміші не погіршує економічності, а в деяких випадках навіть знижує витрату палива.

Серед режимів роботи автомобільних двигунів є такі, на яких токсичність відпрацьованих газів по окремим шкідливим компонентам особливо виростає. Таким режимом для дизелів є розгін. В цьому режимі в дизелях, зокрема з турбонаддувом, спостерігається різке збагачення суміші, що приводить до інтенсивного димлення і підвищення викидів продуктів неповного згоряння. Для усунення цього недоліку застосовують автоматичні обмежувачі димлення, які змінюють циклову подачу палива у відповідності з кількістю повітря, що надходить в циліндри двигуна.

Відомо, що кількість повітря, що надходить в циліндр дизеля збільшується, а циклова подача палива насосами високого тиску з широко застосовуваними коректорами зменшується з підвищенням частоти обертання. Це приводить до того, що дизелі при роботі за зовнішньою характеристикою в зоні низьких частот обертання мають підвищену димність відпрацьованих газів, збільшені викиди CO , C_nH_m і низьку економічність. Для усунення цього недоліку використовують спеціальні противодичні негативні коректори, які при зниженні частоти обертання нижче значення, відповідного максимальному крутному моменту, зменшують циклову подачу палива. Негативні коректори сприяють зниженню димності відпрацьованих газів в зоні низьких час-

тот обертання на 40 % при підвищенні економічності автомобіля на 1...2 %. В експлуатаційних умовах автомобільні двигуни часто працюють в режимі примусового холостого ходу, коли індикаторний крутний момент двигуна менший, ніж момент механічних витрат і обертання вала двигуна забезпечується в результаті того, що енергія підводиться від ведучих коліс автомобіля. В дизелях при повністю відпущеній педалі подача палива виключається і включається тільки при зниженні частоти обертання до значення, близького до мінімальної частоти обертання холостого ходу. Це виключає непродуктивні витрати палива і забруднення оточуючого середовища.

В бензинових двигунах при повністю закритих дросельних заслінках і високій частоті обертання паливо витікає через систему холостого ходу приблизно в тій же кількості, що і в режимі мінімальної частоти обертання. Крім того, високе розрідження у впускній трубі і циліндрах двигуна приводить до зриву паливної плівки зі стінок, а також до погіршення або повного припинення згоряння. Як результат, крім непродуктивної втрати палива, має місце забруднення повітря продуктами неповного згоряння. Для поліпшення показників роботи бензинових двигунів в режимі примусового холостого ходу виключають подачу палива через систему холостого ходу або знижують розрідження у впускному трубопроводі шляхом подачі в нього додаткового повітря. Випробування показують, що використання таких систем знижує викиди CO на 12 %, суми C_nH_m і NO_x на 27 % при підвищенні економічності на 3...5 % .

Найбільш ефективним напрямком зниження шкідливих викидів автомобільних двигунів є нейтралізація шкідливих речовин в процесі випуску. Широке розповсюдження отримали каталітичні нейтралізатори. Суть каталітичної нейтралізації полягає в хімічних перетвореннях шкідливих речовин в присутності каталізаторів, прискорюючих протікання хімічних реакцій, внаслідок яких ці речовини перетворюються в нешкідливі для людини і оточу-

ючого середовища. Для знешкодження продуктів неповного згоряння CO і C_nH_m використовуються окисні реакції, NO_x —відновлювальні.

Каталітичні нейтралізатори для зменшення викидів тільки продуктів неповного згоряння CO і C_nH_m виконують у вигляді однієї камери, заповненої каталізатором, в якій створюється окислювальне середовище шляхом подачі повітря. Каталітичні нейтралізатори для одночасного зниження CO, C_nH_m , NO_x , як правило, складаються з двох камер: в першій — відновлювальне середовище, в другій — окисне. Одночасно знизити викиди CO, C_nH_m , NO_x бензинових двигунів можна і в однокамерному нейтралізаторі з платинородієвим каталізатором. Найбільш ефективний такий нейтралізатор, якщо склад суміші близький до стехіометричного. Ефективним вважається нейтралізатор, який знешкоджує не менше 80 % CO, C_nH_m , NO_x .

Для забезпечення такої ефективності зміна складу суміші повинна знаходитись в межах $\pm 0,7$ %, що значно менше меж, що мають місце в експлуатаційних умовах. Для забезпечення складу суміші, близького до стехіометричного застосовують електронні системи регулювання з зворотним зв'язком, коли склад суміші коректується за складом відпрацьованих газів, який оцінюють за вмістом кисню, що вимірюється кисневим датчиком.

Знизити викиди продуктів неповного згоряння можна з допомогою термічних нейтралізаторів. Суть термічної нейтралізації полягає в допалованні цих речовин. Сучасні термічні нейтралізатори являють собою ізольовану жарову трубу, в якій забезпечується збільшення часу перебування відпрацьованих газів шляхом неодноразової зміни напрямку їх руху. Перед тим, як відпрацьовані гази надходять в термічний реактор, до них в певному співвідношенні підмішується повітря. Термічні реактори забезпечують зниження викидів CO і C_nH_m на 60...80 %.

Поряд з заходами, направленими на зниження димності відпрацьованих газів, розробляються методи уловлювання сажі в

процесі випуску. Найбільший інтерес викликають процеси уловлювання сажі в електричному полі і фільтрами, виготовленими з різних матеріалів. Ефективність очистки такими методами сягає 70...90 %. Для зменшення викидів шкідливих речовин з картерними газами бензинових двигунів застосовують закриті системи вентиляції картера, коли гази, що прорвалися із камери згоряння, направляються до впускного трубопроводу. Поряд з паливами нафтового походження для живлення автомобільних двигунів починають широко використовуватись нетрадиційні палива. В першу чергу це водень. Водень як паливо для теплових двигунів давно привертає увагу. Це пояснюється тим, що водень має нижчу теплоту згоряння в 2,7...2,9 разів вище нижчої теплоти згоряння традиційних моторних палив. Енергія займання водню приблизно в 10 разів нижча, ніж вуглеводневих палив. Швидкість згоряння водневоповітряної суміші висока, особливо збагаченої воднем. Межі запалювання за коефіцієнтом надлишку повітря дуже широкі і становлять 0,15...10, що дозволяє здійснювати економичне якісне регулювання потужності двигуна. При згорянні водневоповітряних сумішей утворюється водяна пара і виключається утворення продуктів неповного згоряння. Якщо суміш буде значно збіднена ($\alpha > 1,8$), то і оксиди азоту будуть відсутні у відпрацьованих газах.

Питання для самоконтролю

1. Показники двигуна внутрішнього згоряння.
2. Індикаторні показники робочого циклу ДВЗ. Індикаторна робота.
3. Середній індикаторний тиск.
4. Індикаторна потужність.
5. Індикаторний ККД.
6. Індикаторна питома витрата палива.

7. Ефективні показники робочого циклу ДВЗ. Механічні втрати. Механічний ККД.
8. Середній ефективний тиск.
9. Ефективна потужність.
10. Ефективний ККД.
11. Ефективний питомий видаток палива.
12. Екологічні показники ДВЗ.
13. Об'ємні та масові концентрації шкідливих компонентів у відпрацьованих газах.
14. Визначення екологічних показників ДВЗ.
15. Тепловий баланс двигуна внутрішнього згоряння.
16. Екологічні характеристики ДВЗ.
17. Екологічні характеристики дизеля.
18. Екологічні характеристики бензинового двигуна.
19. Шляхи зниження викидів шкідливих речовин двигуном внутрішнього згоряння.

Список використаної літератури

1. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни. Підручник. — 3-тє видання. Київ: Арістей, 2006. — 476 с.
2. Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю. Ф., Долганов К. Є., Тимченко І. І. Автомобільні двигуни: Підручник. — К.: Арістей, 2006. — 476 с.
3. Кисликов В. Ф., Луцик В. В. Будова й експлуатація автомобілів: Підручник. — 6-те вид. — К.: Грамота, 2013. — 400 с.
4. Канарчук В. Є. Енергетичні установки транспортних засобів: Навчальний посібник. — К.: НТУ, 2011.
5. Гутаревич Ю. Ф., Зеркалов Д. В., Говорун А. Г. Екологія та автомобільний транспорт: Навчальний посібник. — К.: Арістей, 2008. — 293 с.
6. Полянський О. С. Будова автомобільних двигунів: Навчальний посібник. — Житомир: ЖДТУ, 2014. — 448 с.
7. Клименко О. В. Альтернативні палива та енергетичні установки: Навчальний посібник. — Харків: ХНАДУ, 2018.
8. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння. Серія підручників у 6 томах. Т.1: Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. — Харків: Прапор, 2004. — 384 с.
9. Кисликов В. Ф., Луцик В. В. Автомобільні двигуни: Навчальний посібник. — К.: Грамота, 2011. — 352 с.
10. Сирота Р. В. Основи теорії автомобільних двигунів: Навчальний посібник. — Львів: Магнолія 2006, 2012.

ЗМІСТ

<i>Передмова</i>	3
1. Вступ до дисципліни і загальні вихідні дані про автомобільні двигуни	7
1.1. Вступ.....	7
1.2. Основні етапи розвитку двигунів внутрішнього згоряння.....	8
1.3. Загальні відомості про двигуни для автомобілів..	10
1.4. Основні напрями розвитку автомобільних ДВЗ..	16
2. Теоретичні і дійсні цикли автомобільних ДВЗ.	17
Розрахунок параметрів дійсних циклів	
2.1. Теоретичні цикли автомобільних ДВЗ.....	17
2.2. Загальні відомості про дійсні цикли ДВЗ.....	21
2.3. Процес впуску.....	27
2.4. Процес стиску.....	33
2.5. Робочі тіла ДВЗ та їх властивості реакції згоряння палива.....	41
2.6. Процеси сумішоутворення і згоряння.....	44
2.7. Процес розширення.....	65
2.8. Процес випуску.....	69
3. Показники робочого циклу ДВЗ	75
3.1. Індикаторні показники робочого циклу.....	75
3.2. Механічні втрати.....	81
3.3. Ефективні показники ДВЗ.....	82
3.4. Питомі показники ДВЗ.....	84
4. Теплові і екологічні показники ДВЗ	86
4.1. Тепловий баланс поршневого двигуна.....	86
4.2. Теплова напруженість двигуна.....	89
4.3. Екологічні показники автомобільних двигунів.....	90
Список використаної літератури.....	97