

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ
УНІВЕРСИТЕТ

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ТА ВИЗНАЧЕННЯ
ІНДИКАТОРНИХ Й ЕФЕКТИВНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНІВ
ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ (ДВЗ)

Методичні вказівки для виконання практичних робіт
для підготовки фахівців в галузі 14 «Електрична інженерія» на рівні
професійних вимог щодо доктора філософії спеціальності 142 «Енергетичне
машинобудування» з дисципліни «Методи математичного моделювання
робочих процесів в ДВЗ»

Методичні вказівки розглянуті та запропоновані до видання на засіданні кафедри двигунів внутрішнього згоряння, протокол № від

Методичні вказівки рекомендуються для підготовки фахівців на рівні професійних вимог щодо доктора філософії спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування» всіх форм навчання.

Склали: проф. каф. ДВЗ, д.т.н., доц. В.А. Корогодський

Рецензент:

Зав. каф. ДВЗ, д.т.н., проф. А.О. Прохоренко

ЗМІСТ

	Вступ	
1	Мета та задачі проекту	4
2	Моделювання робочого процесу дизеля	4
3	Випробування ДВЗ.....	9
4	Основні розрахункові формули	10
5	Термодинамічний розрахунок ДВЗ..	14
6	Розрахунок індикаторних та ефективних показників.	24
6.1	Індикаторні показники ДВЗ	24
6.2	Ефективні показники ДВЗ	27
	Контрольні питання.....	31
	Список літератури.....	32

Вступ

Застосування однотипних дизелів одного типорозміру на тяговому рухомому складі залізничного транспорту України дозволить істотно знизити витрати на їхній ремонт і технічне обслуговування в експлуатації. Немаловажну роль тут також грає і державна економічна політика підтримки власного виробника. Однак для кожного з тепловозів, які модернізуються, необхідно проводити окремі дослідження ефективності від заміни базових дизелів на дизелі сімейства Д80 у залежності від їхнього завантаження в експлуатації. При цьому в залежності від потужності й габаритів дизелів, часу їхнього завантаження в експлуатації на визначених режимах роботи необхідно проводити оптимізаційний вибір числа циліндрів, рядності, частоти обертання колінчастого валу, ступеня форсування й оптимальних конструктивних і режимних параметрів. Тут також важливий вибір оптимальної системи газотурбінного наддування (ГТН). Система ГТН багато в чому визначає економічність дизеля не тільки на номінальному режимі його роботи, але і на часткових режимах тепловозної характеристики. Остання обставина важлива і для дизелів магістральних тепловозів, що, як показують статистичні дослідження [1], тільки менш трьох відсотків часу в експлуатації працюють на режимі максимальної потужності. В експлуатації тривалий час дизелі маневрових тепловозів завантажені або на режимі холостого ходу, або на часткових режимах, що відповідають середнім (3...5) позиціям контролера машиніста. Також на тепловозах може застосовуватися в системі охолодження рідинний автономний передпусковий підігрівач, який працює на тому ж паливі, що й двигун. Частина палива може бути використана на підігрів повітряного заряду, самого палива при запуску і роботі дизеля, і т.п. Тому для коректного визначення індикаторних та ефективних показників ДВЗ необхідно враховувати все витрачене паливо, яке згоріло в циліндрі, і яке було витрачено, але не брало участі при згорянні в циліндрі двигуна.

1. Мета та задачі проекту

Метою курсового проекту є оцінка показників роботи дизеля на режимах прогріву, номінальної потужності та при роботі за тепловозною характеристикою.

Для досягнення цієї мети в курсовому проекті вирішуються наступні задачі:

- вибір методики і програмна реалізація розрахунку дизеля;
- вибір методики оцінки токсичних викидів оксидів азоту;
- проведення розрахункового дослідження робочого процесу дизеля на режимах прогріву, номінальної потужності та при роботі за тепловозною характеристикою.

2. Загальні вказівки до виконання курсового проекту

Курсовий проект по курсу «Методи математичного моделювання робочих процесів теплоенергетичних установок» передбачає виконання студентами за варіантами розрахунків робочого процесу чотирьохактного дизеля з газотурбінним наддуванням, креслення загального виду ДВЗ (поперечний переріз), представлення результатів розрахунку робочого процесу дизеля на режимі номінальної потужності у вигляді індикаторних діаграм та індикаторних й ефективних показників, параметрів дизеля по тепловозній характеристиці, а також наведення гістограми навантаження тепловозного дизеля за часом на окремих позиціях контролера машиніста.

2.1 Завдання на практичну роботу

Практична робота призначена для студентів всіх форм навчання. Студенти вибирають вихідні данні для виконання практичної роботи з таблиці варіантів (див. таблицю 2.1).

При виконанні невідповідного варіанту практичної роботи не розглядається й оцінюється незадовільною оцінкою.

Оформлювати курсовий проект треба на аркушах формату А4 із титульним листом за правилами ЄСКД.

Таблиця 2.1 - Таблиця варіантів для практичної роботи

Номери контрольних запитань:	Остання або передостання цифра шифру									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
за останньою цифрою шифру	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
за передостанняю цифрою шифру	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60

Перед виконанням практичної роботи треба ретельно вивчити теоретичні основи розрахунків робочих процесів ДВЗ, а також пристрій та конструкцію їх основних вузлів та систем.

3. Моделювання робочого процесу дизеля

Рішення задачі вибору конструктивних і регулювальних двигунів будь-якого призначення за яким-небудь критерієм може здійснюватися двома методами: експериментальним або розрахунковим. Можливо і їхнє сполучення.

Експериментальний метод вимагає значних витрат матеріальних, енергетичних і трудових ресурсів на виготовлення натурних зразків двигунів і вузлів до них і проведення їхніх випробувань. Крім того, його реалізація виявляється дуже тривалою, а найкращий результат, може бути, і не досягнуто.

Розрахунковий метод представляється кращим особлива на початковій стадії проектування. Він заснований на математичному моделюванні, що останнім часом усе більше поширюється. Це зв'язано з успіхами теорії ДВЗ, прикладної математики, рівнем розвитку і доступністю сучасної обчислювальної техніки, комп'ютеризацією виробництва і наукових досліджень. Однак, його реалізація вимагає наявності достовірної математичної моделі процесів, які протікають у ДВЗ, а також проведення її адаптації до конкретної задачі оптимізації цих процесів за обраним критерієм.

3.1 Розрахункова модель робочого процесу ДВЗ

В даний час відома досить велика кількість математичних моделей робочого процесу (або циклу) ДВЗ. Усі їх можна розділити на газодинамічні й термодинамічні. Перші засновані на застосуванні системи рівнянь збереження маси, імпульсу, енергії й рівняння стану, які записані для кожної розрахункової зони двигуна. В основу других покладено рішення спрощеної системи рівнянь, що включають лише рівняння збереження маси, енергії й рівняння стану.

При безумовних перевагах (можливість простежити зміну параметрів газового потоку не тільки в часі, але і по координатах розрахункової зони) газодинамічні моделі не знайшли широкого поширення. Це викликано тим, що рішення системи нелінійних диференціальних рівнянь у частинних похідних, які покладанні в основу газодинамічних моделей, виявляється громіздким і працездатним, тому що вирішуються за методом кінцевих різниць, застосування якого до нелінійних систем вимагає спеціальних штучних прийомів для збіжності рішення: зміни різницевої схеми, зміни кроку розрахунку за часом і координатою. У результаті при користуванні загальнодоступними ЕОМ час розрахунку навіть одного варіанта виявляється досить тривалим. У нашому випадку кількість досліджуваних варіантів

досягає сотень, а в кожному варіанті розрахунок ведеться для 0...8 режимів.

Багаторічний досвід розрахунків робочого циклу ДВЗ за допомогою термодинамічних моделей показав, що вони добре працюють при відносно низьких швидкостях газових потоків і невеликій довжині розрахункових зон. Контроль довжини розрахункової зони, що забезпечує придатну для практичних цілей точність, варто вести по величині числа Струхалія [2]. У роботах [2, 3] показано, що задовільна точність розрахунків досягається при

$$S_h = \frac{a\tau}{L} \leq 8. \quad (3.1)$$

У курсовому проекті використовується математична модель робочого циклу, що викладена в роботах [3, 4]. Вибір цієї моделі порозумівається тим, що вона чуттєва до режиму роботи (n, Ne), зміні регульовальних і конструктивних параметрів двигуна, а також зміні зовнішніх умов (p_o, t_o). Вона відноситься до групи термодинамічних моделей, розрахункові схеми газоповітряного тракту якої побудовані на зонному принципі. Це значить, що весь цей тракт розбивається послідовно на ряд розрахункових зон, що представляють собою для реального двигуна елементи відповідного призначення: повітряний фільтр, трубопровід від фільтра до нагнітача, нагнітач, охолоджувач наддувного повітря, наддувний колектор від охолоджувача до випускних клапанів, циліндр, випускний колектор, перетворювачі імпульсів, турбіна, глушитель. Для кожної розрахункової зони складається своя система рівнянь, рішення якої дозволяє визначити параметри робочого тіла (газу) у ній. При термодинамічному підході ця система включає чотири рівняння. Це рівняння збереження енергії (3.2), маси (3.3), рівняння стану (3.4) і рівняння $V=f(\varphi^o)$ (3.5), що мають вид:

$$\frac{du}{d\tau} = (q_v + \sum_{j=1}^i q_{sj} F_{qj}) + \sum_{i=1}^n h_i \rho_i W_i F_{Mi} - p \frac{dv}{d\tau}; \quad (3.2)$$

$$\frac{dM}{d\tau} = \sum_{i=1}^n \rho_i W_i F_{Mi} + \frac{dB}{d\tau}; \quad (3.3)$$

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} - \frac{dM}{M} - \frac{dT}{T} = 0; \quad (3.4)$$

$$dV = \frac{\pi D^2}{4} c d\tau; \quad (3.5)$$

де u - внутрішня енергія газу в розглянутій зоні;

q_v - інтенсивність об'ємного джерела теплоти в розглянутій зоні;

q_{sj} - інтенсивність теплообміну через контрольну поверхню;

F_q - площа контрольної поверхні, на котру діє джерело теплоти;

- F_m - площа контрольної поверхні, що обмежує зону, що перетинає потік маси;
- i - число ділянок контрольної поверхні, через котру відбувається теплообмін;
- n - число ділянок, що перетинає потік маси;
- h - питома ентальпія газу, що перетинає контрольну поверхню й обумовлена по загальмованих параметрах;
- V і dV - об'єм і диференціал об'єму розрахункової зони;
- p і T - тиск газу і температура в розрахунковій зоні;
- ρ - густина газу, що перетинає контрольну поверхню, через котру протікає потік газу;
- dM - кількість газу, що перетинає "i-у" контрольну поверхню;
- c - миттєва швидкість поршня;
- τ - час.

Стикування зон проводиться з умови рівності потоків маси й енергії через контрольні поверхні роздільних зон. Нижче приведені короткий опис математичної моделі робочого циклу чотиритактного комбінованого двигуна, яка адаптована до двигунів Д80 і відповідна їй розрахункова схема (див. рисунок 3.1). Це зроблено для того, щоб показати які конкретно підходи використовувалися в проводимому дослідженні, тому що в базовій моделі [3, 4] допускається моделювання окремих явищ та процесів у деяких розрахункових зонах різними методами з використанням різних рівнянь (згоряння, тепловіддача, період затримки запалення в циліндрі і т.д.).

При моделюванні процесів стиску й згоряння – розширення в циліндрі використовуються рівняння (3.2)...(3.5). Оскільки ці процеси протікають при закритих органах газорозподілу, то витокami газу зневажають. Тоді

$$\sum_{i=1}^n h_i \rho_i W_i F_{Mi} = 0 \quad (3.6)$$

і

$$\frac{dM}{d\tau} = \frac{dB}{d\tau}, \quad (3.7)$$

де B – циклова подача палива.

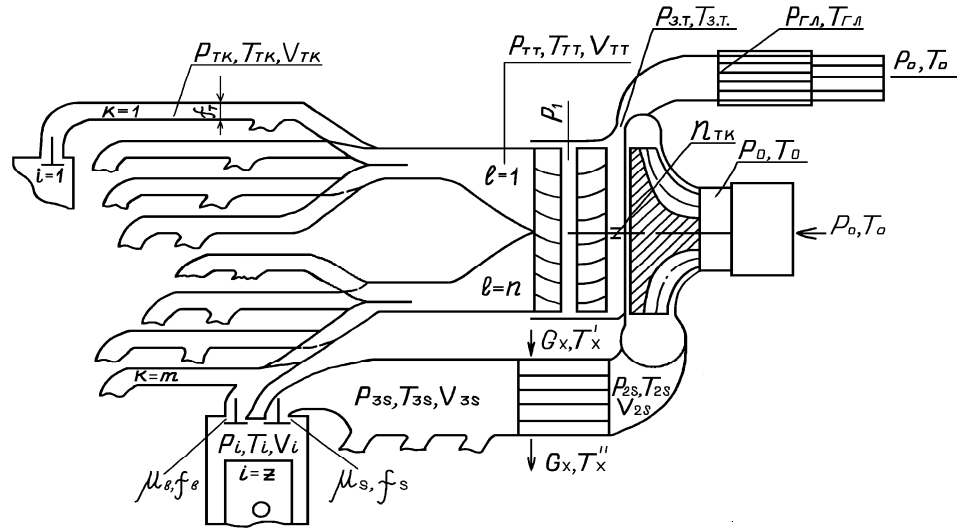


Рисунок 3.1. Розрахункова схема розгорнутого дизеля

Параметри стану робочого тіла визначаються рівняннями (3.8) та (3.9).

$$dT = \frac{1}{C_V M} \left[\left(q_V + \sum_{j=1}^i q_{Ej} F_{qj} \right) - p \frac{dV}{d\tau} - C_V T \frac{dM}{d\tau} \right], \quad (3.8)$$

$$dp = p \left(\frac{dM}{M} + \frac{dT}{T} - \frac{dV}{V} \right). \quad (3.9)$$

У процесі стиску $B = 0$.

Інтегрування рівнянь (3.8) і (3.9) у функції від $d\tau$ проводиться модифікованим методом Ейлера, але не за часом τ , а по куті обертання колінчатого вала двигуна φ , що зв'язаний з τ простим рівнянням:

$$\Delta\tau = \frac{\Delta\varphi}{6n_d}, \quad (3.10)$$

де n_d – частота обертання колінчатого вала.

Вхідні у рівняння (3.8) і (3.9) величини визначаються по відомих формулах.

Поточний об'єм циліндра і його збільшення обчислюється по формулах:

$$V = V_h \left\{ \frac{1}{\varepsilon - 1} + 0.5 \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \right\}; \quad (3.11)$$

$$\Delta V = 0.5 V_h \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \Delta \varphi . \quad (3.12)$$

Кількість суміші в циліндрі можна визначити як:

$$M_{CM} = M_s \left(1 + \gamma + x \frac{\beta_o - 1}{\alpha_{\Pi}} \right), \quad (3.13)$$

а кількість молів суміші як:

$$\frac{M_{CM}}{\mu_{CM}} = \frac{M_s}{\mu_s} \left(1 + \gamma + x \frac{\beta_o - 1}{\alpha_{\Pi}} \right), \quad (3.14)$$

де $\beta_o = 1 + \frac{1}{L_o} \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right)$ – коефіцієнт молекулярної зміни при $\alpha_{\Pi} = 1$;

γ – коефіцієнт залишкових газів;

α_{Π} – коефіцієнт надлишку повітря в циліндрі;

x – частка палива, що згоріла до даного моменту часу.

Удавана молекулярна маса суміші дорівнює

$$\mu_{CM} = \mu_{\text{гоз}} r_{\text{гоз}} + \mu_{\text{н.с.}} r_{\text{н.с.}}, \quad (3.15)$$

де $r_{\text{н.с.}} = \frac{\gamma + x \frac{\beta_o}{\alpha_{\Pi}}}{1 + \gamma + x \frac{\beta_o - 1}{\alpha_{\Pi}}}$ - молекулярна частка в суміші продуктів згорання,

$r_{\text{гоз}} = \frac{1 - \frac{x}{\alpha_{\Pi}}}{1 + \gamma + \frac{\beta_o - 1}{\alpha_{\Pi}}}$ - молекулярна частка повітря в суміші.

Питомі мольні теплоємності повітря, продуктів згоряння і їхньої суміші визначаються з урахуванням їх залежності від температури по формулах:

$$\mu C_{V_{\text{в03}}} = a_{\text{в03}} + b_{\text{в03}} T, \quad (3.16)$$

$$\mu C_{V_{\text{n.c}}} = a_{\text{n.c}} + b_{\text{n.c}} T, \quad (3.17)$$

$$\mu C_{V_{\text{CM}}} = \mu C_{V_{\text{в03}}} r_{\text{в03}} + \mu C_{V_{\text{n.c}}} r_{\text{n.c}}, \quad (3.18)$$

а масова теплоємність по формулі:

$$C_{V_{\text{CM}}} = \frac{\mu C_{V_{\text{CM}}}}{\mu_{\text{CM}}}. \quad (3.19)$$

Чисельні значення коефіцієнтів “*a*” і “*b*” у формулах (3.16) і (3.17) приведені в літературі, наприклад, у [5].

Аналогічно обчислюються $\mu C_{p_{\text{нов}}}$ і $\mu C_{p_{\text{n.c}}}$. Інтенсивність внутрішнього джерела теплоти q_v , обумовленого вигоранням палива, можна знайти по формулі:

$$q_v = Q_H^p B \frac{dx}{d\tau} = Q_H^p B \frac{dx}{d\varphi} 6n_d. \quad (3.20)$$

При розрахунку стиску $q_v=0$, тому що $B=0$.

Основні труднощі розрахунку q_v зв'язані зі складністю визначення частки вигорілого до даного моменту часу палива x . Базова модель допускає застосування будь-яких відомих, або нових рівнянь, чи залежностей моделей для x . Найбільш відомі емпіричні залежності для визначення x , запропоновані Нейманом К. [6], Гончаром Б.М. [7], і Вібе І.І. [8]. Більш точна, але і складна модель розроблена Разлейцевим Н.Ф. [9]. Однак, при користуванні нею приходиться виконувати великий обсяг попередніх розрахунків, у яких використовуються коефіцієнти, одержувані експериментальним шляхом для конкретного типу ДВЗ.

У даному дослідженні моделювання процесу вигорання палива в циліндрі здійснювалося з використанням формули проф. Вібе І.І. [8,10]:

$$x = 1 - e^{-6.908 \left(\frac{\varphi - \varphi_H}{\varphi_Z} \right)^{m+1}}, \quad (3.21)$$

де φ_z – тривалість згоряння по куті повороту колінчатого вала (п.к.в.);

φ_n – кут початку згоряння;

φ – поточний кут п.к.в.;

m – показник характеру згоряння.

Недоліком методу проф. Вібе І.І. є те, що він не враховував вплив на згоряння процесів сумішоутворення і режимних факторів [8]. Тому в даному дослідженні " m " і " φ_z " визначаються в залежності від $\alpha_{ц}$, n_D , B :

$$m = 0, \text{ якщо } \frac{B}{1,247 \cdot 10^{-3}} < 0,52$$

$$\text{і } m = 0,61159 B 10^3 - 0,3914971, \text{ якщо } \frac{B}{1,247 \cdot 10^{-3}} > 0,52 \quad (3.22)$$

$$\varphi_z = \varphi_{z \text{ ном}} \left(\frac{\alpha_{\text{ном}}}{\alpha_{ц}} \right)^{0,6} \sqrt{\frac{n_D}{n_{D \text{ ном}}}} \quad (3.23)$$

Кут початку згоряння палива в циліндрі двигуна визначається по формулі:

$$\varphi_{\text{н сгор}} = \varphi_{\text{впр}} + \varphi_{\text{зад}} \quad (3.24)$$

де $\varphi_{\text{впр}}$ - кут початку упорскування палива в циліндр (регульовальний параметр ДВЗ);

$\varphi_{\text{зад}}$ - кут затримки запалення палива в циліндрі, ° п.к.в. і обчислюється по формулі:

$$\varphi_{\text{зад}} = 22,8 \times 10^{-6} n_D \left(1 - 1,610^{-4} n_D \right) \sqrt{\frac{10^6 T}{P}} e^{\frac{E_{ак}}{8,314 T}} \quad (3.25)$$

де p , T – тиск і температура робочого тіла в циліндрі, Па і К.

$E_{ак} = 22000$ кДж/кМоль - енергія активації.

Формули (3.22), (3.23), (3.24) і (3.25) отримані шляхом обробки серії індикаторних діаграм двигуна Д70 (прототип двигуна Д80) у широких

діапазонах режимів роботи (n_D, B) і перевірені при обробці діаграм двигунів Д80.

Кількість теплоти, передана за рахунок тепловіддачі від газу в стінки циліндра, можна визначити по рівнянню:

$$\sum_{j=1}^l q_{sj} F_{qj} = \sum_{j=1}^l \alpha_j (T_{CTj} - T) F_q, \quad (3.26)$$

де: F_q - поверхні, що обгороджують об'єм циліндра і мають температуру T_{CT} ;

α_j - коефіцієнт тепловіддачі;

l - кількість цих поверхонь;

T - поточна температура робочого тіла (газу) у циліндрі.

При розгляді об'єму циліндра виділялися три поверхні, що його обгороджують, поршня, кришки й гільзи. Величини цих поверхонь визначаються по наступним рівнянням:

$$F_{II} = K_1 \frac{\pi D^2}{4}; \quad (3.27)$$

$$F_K = K_2 \frac{\pi D^2}{4}; \quad (3.28)$$

$$F_r = \pi D S \left[\frac{1}{\varepsilon - 1} + 0,5 \left(1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi \right) \right], \quad (3.29)$$

де k_1 і k_2 – коефіцієнти, що враховують збільшення поверхонь поршня й кришки за рахунок виточень, лунок і т.д. (значення k_1 і k_2 визначаються з використанням креслень кришки й поршня).

При розрахунку середня температура кожного елемента поверхні T_{CT} приймається постійною і визначається в залежності від температури T_{CTji} частини елемента поверхні (j -ої)

$$T_{CTj} = \frac{\int_{F_j} T_{CTji} dF_j}{F_j}, \quad (3.30)$$

де T_{CTji} – температура “ i -го” елемента “ j -ої” поверхні.

Значення T_{CTji} береться з експериментальних даних.

Величини поверхні гільзи F_{Γ} і температура уздовж її утворюючої міняється протягом циклу. Зміна температури поверхні гільзи уздовж утворюючої можна з достатньою для практики точністю апроксимувати експонентою [3]:

$$T_{\Gamma} = B_1 + B_2 l^{-\psi \times \frac{S_l}{S+\delta}}, \quad (3.31)$$

де ψ , U_1 і B_2 - деякі постійні;

S і δ – хід поршня і надпоршневий зазор.

Тоді, згідно [3], із (3.30) після інтегрування можна отримати:

$$T_{CTGi} \cdot F_{Ti} = \pi D \left[B_1 S + B_2 \frac{S + \delta}{\psi} \left(1 - l^{-\psi \frac{S_l}{S+\delta}} \right) \right]. \quad (3.32)$$

Визначення коефіцієнта тепловіддачі від газу в стінки камери згоряння α_j , що входить у рівняння (3.26) проходить не без деяких труднощів. З літературних джерел відомо значна кількість формул для визначення коефіцієнта тепловіддачі від газів у стінки камери згоряння ДВЗ, отриманих різними дослідниками шляхом обробки експериментальних даних при вивченні теплообміну в циліндрах різних типів двигунів. Їхні порівняльні оцінка й аналіз по методиках проведення експериментів, формі представлення результату, виду і кількості обумовлених параметрів, що входять у формули, приведені в роботі [16]. У даному дослідженні для розрахунку тепловіддачі на тактах стиску й горіння – розширення використовується формула Г. Вошні, а тактів випуску й наповнення – формула Ейхельберга. Але в них уведені коефіцієнти, отримані в такий само спосіб, як і формули (3.22), (3.23), (3.24) і (3.25).

Для такту стиску розрахунок вівся з використанням рівняння:

$$\alpha_{jCЖ} = 2,28 K_{\nu} D^{-0,2} C_m^{0,8} T^{-0,53} \left(\frac{P}{9,81} \right)^{0,8}, \quad (3.33)$$

а такту горіння – розширення по формулі:

$$\alpha_{jGP} = K_{\nu} D^{-0,2} \left(\frac{P}{9,81} \right)^{0,8} T^{-0,53} \left[1,56 C_m + \frac{3,24 \cdot 10^{-7} V_h (p - p_o) 10^{-5}}{848 M} \right]^{0,8} \quad (3.34)$$

де K_V – коефіцієнт, що враховує швидкісний режим:

$$K_V = \left[3,3 + 4,06942 \cdot 10^{-3} (n_{Дном} - n_{Д}) - 4,810467 \cdot 10^{-7} \sqrt{n_{Дном} - n_{Д}} \right] \cdot 8,06 \cdot 10^{-5} \quad (3.35)$$

Для такту випуску розрахункова формула має вид:

$$\alpha_{j_{вып}} = 2,684 C_m^{0,333} \sqrt{\frac{PT}{9,81 \cdot 10^4}}; \quad (3.36)$$

а такту наповнення:

$$\alpha_{j_{нап}} = 34,16 C_m^{0,333} \sqrt{\frac{PT}{9,81 \cdot 10^4}}, \quad (3.37)$$

У формулах 2.33, 2.34, 2.36 і 2.37 $C_m = S \cdot n / 30$ - середня швидкість поршня.

При моделюванні газообміну між об'ємами циліндра, впускним і випускним колекторами, що відбувається через відкриті газорозподільні органи, параметри газу в циліндрі визначаються шляхом рішення наведеної вище системи рівнянь (3.1)...(3.4), що у цьому випадку приймає вид:

$$dT = \frac{1}{C_V M} \left[\left(q_V + \sum_{j=1}^l q_{Fj} F_{qj} \right) - p \frac{dV}{d\tau} - C_V T \sum_{i=1}^n \rho_i W_i F_{Mi} + \sum_{i=1}^n h_i \rho_i W_i F_{Mi} \right] d\tau, \quad (3.38)$$

$$dp = p \left(\frac{\sum_{i=1}^n \rho_i W_i F_{Mi} d\tau}{M} + \frac{dT}{T} - \frac{dV}{V} \right), \quad (3.39)$$

$$\frac{dM}{d\tau} = \sum_{i=1}^n \rho_i W_i F_{Vi}, \quad (3.40)$$

де $q_V=0$ – тепловиділення від згоряння палива відсутнє.

Інтенсивність потоку маси через контрольні поверхні газорозподільних органів у залежності від виду витікання визначається по формулах:

- для підкритичного витікання:

$$\frac{dM}{d\tau} = \rho_i W_i F_i = \mu_i F_i \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} p_1 \rho_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (3.41)$$

- для надкритичного витікання:

$$\frac{dM}{d\tau} = \rho_i W_i F_i = \mu_i F_i \sqrt{\kappa \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}} p_1 \rho_1} \quad (3.42)$$

де p_1 і ρ_1 - тиск і густина робочого тіла з боку контрольної поверхні, де вони більше;

p_2 - тиск робочого тіла з того боку контрольної поверхні, де воно менше;

μ_1 - коефіцієнти витрати через газорозподільні органи;

κ - показник адиабати (береться з урахуванням складу і температури робочого тіла).

Ентальпія робочого тіла, що перетинає контрольну поверхню, визначається по загальмованих параметрах:

$$h_i^x = C_{pmi} T_i, \quad (3.43)$$

де C_{pmi} і T_i - середня ізобарна масова теплоємність і температура з того боку контрольної поверхні, де тиск більший.

У результаті чисельного інтегрування системи рівнянь (3.38)...(3.40) можна отримати поточні значення тиску, температури і складу робочого тіла в циліндрі, а також показники якості процесу газообміну: маса повітряного заряду, коефіцієнти витіку продувального повітря і залишкових газів, середній тиск насосних утрат.

Параметри робочого тіла у випускному колекторі визначаються шляхом чисельного інтегрування рівнянь:

$$dT = \frac{1}{C_V M} \left(\sum_{j=1}^l q_{Fj} F_{qj} - C_V T \sum_{i=1}^{Z_1+1} \rho_i W_i F_{Mi} + \sum_{j=1}^{Z+1} h_i^x \rho_i W_i F_{Mi} \right), \quad (3.44)$$

$$dp = p \left(\frac{\sum_{i=1}^{Z+1} \rho_i W_i F_{Mi}}{M} d\tau + \frac{dT}{T} \right), \quad (3.45)$$

$$\frac{dM}{d\tau} = \sum_{i=1}^{Z+1} \rho_i W_i F_{Mii}, \quad (3.46)$$

отриманих з основної системи (3.2)...(3.5).

Тут $q_v=0$ і $d=0$, тому що у випускній системі відсутнє тепловиділення та об'єм колектора постійний $V=\text{const}$, значення Z_l залежить від типу системи випуску: одноколекторна чи двоколекторна. Для одноколекторної системи, як джерела маси виступають циліндри (Z_l), а як стік – вхідний патрубок турбіни, тому підсумовування по кількості контрольних поверхонь для кожного випускного колектора йде до ($Z_l + 1$).

Величиною втрат теплоти в теплоізованих колекторах дизелів Д80 можна зневажити, тому:

$$\sum_{j=1}^l q_{Fj} F_{qj} = 0 \quad (3.47)$$

Моделювання роботи турбокомпресора ведеться з урахуванням руху його ротора під дією моменту від газових сил, які діють на колесо турбіни, і моменту опору, створеного компресором і механічними втратами. Тоді рівняння руху ротора буде мати вид:

$$\frac{d\omega_{TK}}{d\tau} = \frac{1}{J_{TK}} \left(\sum_{i=1}^n M_{Ti} - M_K - M_{mex} \right), \quad (3.48)$$

де J_{TK} – момент інерції ротора турбокомпресора;

M_{Ti} - момент на турбіни, по "і-му" входу газів;

M_K і M_{mex} – гальмовий момент компресора і механічних утрат;

ω_{TK} - частота обертання ротора.

Моменти сил газів на колесах турбіни і компресора можна визначити по формулах:

$$M_{Ti} = \frac{G_{Ti} H_{adTi} \eta_{Ti}}{\omega_{TK}}, \quad (3.49)$$

$$M_K = \frac{G_K H_{adK}}{\omega_{TK} \eta_K}, \quad (3.50)$$

- де G_{Ti} і G_K – миттєві витрати газу через "і-ий" вхід турбіни і компресора;
 $Над_{.Ti}$ і $Над_{.K}$ - миттєві адіабатні питомі роботи на турбіні і компресорі по "і-му" входу;
 η_{Ti} і η_K - миттєві к.к.д. турбіни і компресора;
 M_{mex} - береться по паспортним даним турбокомпресора.

Велечини $Над_{.Ti}$ і $Над_{.K}$ можна визначити по формулах:

$$H_{адTi} = \frac{\kappa_{Ti}}{\kappa_{Ti} - 1} R_{Ti} T_{Ti} \left[1 - \left(\frac{p_{3.T}}{p_{Ti}} \right)^{\frac{\kappa_{Ti}-1}{\kappa_{Ti}}} \right], \quad (3.51)$$

$$H_{ад.K} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R T_0 \left(\pi_{\kappa}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right), \quad (3.52)$$

- де p_{Ti} й $p_{3.T}$ - тиск газу перед "і-м" входом у турбіну і за турбіною;
 π_{κ} - ступінь підвищення тиску в компресорі;
 T_{Ti} і T_0 - температура газу перед турбіною і повітря перед компресором;
 κ і κ_{Ti} - показники адіабат повітря і продуктів згорання (визначається з урахуванням складу і температур газу).

Для всіх досліджуваних модифікацій двигунів сімейства Д80 передбачається використовувати турбокомпресори, які випускаються серійно у ВО "Пенздизельмаш" (Росія). Це турбокомпресори ТК-41, ТК-30, ТК-23 і ТК-18. Характеристики компресорів цих турбокомпресорів у виді графічних залежностей відомі. Ці характеристики введені в програму розрахунку у вигляді поліномів третього ступеня, отриманих шляхом обробки паспортних графічних характеристик:

$$dG_K = \left(a_1 + a_2 n_{TK} + a_3 \pi_K + a_4 n_{TK}^2 + a_5 \pi_K^2 + a_6 n_{TK} \pi_K + a_7 n_{TK}^3 + a_8 \pi_K^3 + a_9 n_{TK} \pi_K^2 + a_{10} n_{TK}^2 \pi_K \right) \sqrt{\frac{293}{T_0} \frac{P_0}{101310}} dt \quad (3.53)$$

$$\eta_K = b_1 + b_2 n_{TK} + b_3 \pi_K + b_4 n_{TK}^2 + b_5 \pi_K^2 + b_6 n_{TK} \pi_K + b_7 n_{TK}^3 + b_8 \pi_K^3 + b_9 n_{TK} \pi_K^2 + b_{10} n_{TK}^2 \pi_K \quad (3.54)$$

Характеристики турбін зазначених вище турбокомпресорів вводяться в програму розрахунку у вигляді апроксимуючих залежностей, запропонованих у [13]:

$$\eta_{Ti} = \eta_{T \max} \left(B_0 + B_1 \bar{X} + B_2 \bar{X}^2 + B_3 \bar{X}^3 \right) - \frac{0,03 X_{ad}}{\sin \alpha} \frac{1 - \varepsilon_{II}}{\varepsilon_{II}}, \quad (3.55)$$

де B, B_1, B_2 і B_3 – постійні коефіцієнти; $X = X_{ad}/X_{opt}$; $X_{ad} = U/C_{ad}$;

X_{opt} , – значення X_{ad} , при якому досягається максимум значення к.к.д. $\eta_{T \max}$;

ε_n – ступінь геометричної парціальності турбіни;

α – кут виходу потоку із соплового апарата турбіни.

Для повнопоточної турбіни вираження (3.55) має вигляд:

$$\eta_T = \eta_{T \max} \left(2\bar{X} - \bar{X}^2 \right) \quad (3.56)$$

Для визначення параметрів газів за турбіною в розрахунковій схемі двигуна (див. рисунок 3.1) виділена окрема зона, відділена двома контрольними поверхнями: однієї – від турбіни, іншої – від глушителя. Вона представлена у вигляді ємності визначеного об'єму, витікання газу з який відбувається через еквівалентний отвір з гідравлічним опором, рівним опору трубопроводу від турбіни до глушителя.

Для опису процесу в такій ємності можна скористатися рівняннями збереження маси, енергії й рівнянням стану у вигляді:

$$dM = dM_{3T} - dM_{OT}, \quad (3.57)$$

$$dT_{OT} = \frac{1}{C_{Vm} M} \left(C_{pm,3T} T_{3T} G_{3T} - C_{pm} T_{OT} G_{OT} - C_{Vm} T_{3T} G_{3T} + C_{Vm} T_{OT} G_{OT} \right) d\tau, \quad (3.58)$$

$$dP_{OT} = p \cdot \left(\frac{dM_{3T} - dM_{OT}}{M} + \frac{dT_{OT}}{T_{OT}} \right). \quad (3.59)$$

У даній системі dM_{3T} визначається по видатковій характеристиці турбіни з урахуванням, що

$$dM_{3T} = G_{3T} d\tau, \quad (3.60)$$

а маса газу, що вийшов через еквівалентний отвір по формулі:

$$dM_{OT} = \mu_{OT} F_{OT} \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} R_{OT} T_{OT} \left[\left(\frac{p'_0}{p} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p'_0}{p} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \times d\tau, \quad (3.61)$$

де p - тиск газів у зоні; $p'_0 = p_0 + \Delta p$ – тиск газів на вході в глушитель;
 Δp – гідравлічний опір глушителя.

Температура газу на виході з турбіни визначається по формулі:

$$T_{3T} = T_T \left[1 - \eta_T \left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{(K_T-1)}{K_T}}} \right) \right]. \quad (3.62)$$

Коли при роботі ДВЗ все використане паливо потрапляє у циліндри для здійснення корисної роботи, то основні індикаторні та ефективні показники двигуна визначаються за відомими формулами.

Ефективна потужність дорівнює:

$$N_e = \frac{P_e z n_D V_h}{120 \cdot 10^3}, \quad (3.63)$$

а питома ефективна витрата палива дорівнює

$$g_e = \frac{30 B z n_D}{N_e}, \quad (3.64)$$

де z і V_h – число циліндрів і робочий об'єм циліндра; p_e - середній ефективний тиск.

Але, наприклад, коли у тепловозних дизелях в систему охолодження включають рідинний автономний передпусковий підігрівач, який працює на тому ж паливі, що й двигун або частина палива може бути використана на підігрів повітряного заряду, самого палива при запуску і роботі дизеля, і т.п., то для коректного визначення індикаторних й ефективних показників ДВЗ необхідно враховувати паливо, яке згоріло в циліндрі, і яке було витрачено, але не брало участі при згорянні в циліндрі двигуна.

В таких випадках для оцінки та порівняння ДВЗ необхідно використовувати наступні залежності визначення індикаторних й ефективних показників роботи двигуна [18].

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = \frac{L_i}{G_{\text{п}} \cdot (1 - \Psi_{\text{втр}}) \cdot Q_{\text{н}}^p}, \quad (3.65)$$

де L_i – індикаторна робота, МДж;

$G_{\text{п}}$ – сумарна циклова подача палива, кг/цикл, що надійшла у двигун;

$$\Psi_{\text{втр}} = \frac{G_{\text{п.втр}}}{G_{\text{п}}} - \text{коефіцієнт втрат палива}, \quad (3.66)$$

$G_{\text{п.втр}}$ – втрати палива, кг/цикл, наприклад, при використанні рідинного автономного передпускового підігрівача, який працює на тому ж паливі, що й двигун;

$Q_{\text{н}}^p$ – нижча теплота згоряння робочої маси палива, МДж/кг.

Економічність дійсних циклів також можна оцінити питомою індикаторною витратою палива, під якою розуміють годинну витрату палива на одиницю індикаторної потужності за одиницю часу, кг/(кВт · год):

$$g_i = \frac{G_{\text{п.год}} \cdot (1 - \Psi_{\text{втр}})}{N_i}, \quad (3.67)$$

$$\text{де } G_{\text{п.год}} = \frac{120 \cdot G_{\text{п}} \cdot (1 - \Psi_{\text{втр}}) \cdot n_{\text{д}} \cdot z}{i} - \text{годинна витрата палива, кг/год; } (3.68)$$

$G_{\text{п}}$ – сумарна циклова подача палива, яка надійшла у двигун, кг/цикл;

$n_{\text{д}}$ – частота обертання колінчастого валу, хв⁻¹;

z – кількість циліндрів; i – тактність ДВЗ.

Індикаторна потужність двигуна, кВт, це індикаторна робота L_i , МДж, за одиницю часу:

$$N_i = \frac{L_i}{\tau_{\text{цикл}}} = \frac{p_i \cdot V_h \cdot n_{\text{д}} \cdot z}{30 \cdot i}, \quad (3.69)$$

де p_i – середній індикаторний тиск у циліндрі двигуна за цикл, МПа;

V_h – робочий об'єм циліндра, л.

Час одного робочого циклу ДВЗ в секундах можна визначити зворотній від часу частотою обертання колінчастого валу двигуна n_δ , хв^{-1} :

$$\tau_{\text{цикл}} = \frac{30 \cdot i}{n_\delta}, \quad (3.70)$$

де i – тактність ДВЗ.

Для чотиритактних ДВЗ $i = 4$, а для двотактних ДВЗ - $i = 2$.

З урахуванням залежності (3.67) і перетворенням в формулу для визначення індикаторної потужності N_i при втратах палива, кВт:

$$N_i = \frac{G_{\text{п.год}} \cdot (1 - \Psi_{\text{втр}})}{g_i}. \quad (3.71)$$

Ефективна потужність N_e двигуна з урахуванням частини витраченого палива, але та що не бере участь при згорянні в циліндрі двигуна визначається по залежності, кВт:

$$N_e = \frac{G_{\text{п.год}} \cdot (1 - \Psi_{\text{втр}})}{g_i} \cdot \eta_m, \quad (3.72)$$

де $G_{\text{п.год}} = \frac{120 \cdot G_{\text{п}} \cdot n_\delta \cdot z}{i}$ – годинна витрата палива, кг/год. (3.73)

Механічний ККД η_m визначається із наступних співвідношень:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{L_e}{L_i} = \frac{N_e}{N_i}. \quad (3.74)$$

Також ефективну потужність двигуна можна визначити, використовуючи співвідношення, кВт:

$$N_e = \frac{L_e}{\tau_{\text{цикл}}} = \frac{p_e \cdot V_h \cdot n_\delta \cdot z}{30 \cdot i}, \quad (3.75)$$

где L_e – ефективна робота, МДж;

p_e – середній ефективний тиск за цикл, МПа.

У моделі p_e визначається по формулі:

$$p_e = p_i - p_{mo} + p_{nx} \quad (3.76)$$

де p_i й p_{nx} – середній індикаторний тиск і середній тиск насосних ходів, обумовлені в процесі розрахунку робочого циклу, Па;

$$P_i - P_{mc} = \frac{\sum_{i=1}^z \int_0^{720} PdV}{z \cdot V_h}, \quad (3.77)$$

p_{mo} – середній тиск механічних опорів, Па;

p_{mo} – визначається тільки експериментальним шляхом.

Причому для одержання достовірних даних приходиться використовувати відразу кілька методів: обробка індикаторних діаграм, прокручування двигуна від стороннього джерела енергії, метод “вибігу”, відключення циліндрів. Результати експериментів вводяться звичайно, в модель робочого циклу у виді емпіричної залежності p_{mo} від параметрів, що характеризують режим двигуна. Якщо моделюється робочий цикл проектованого двигуна (якого немає в металі), то в модель вводять емпіричні залежності по двигунах близької розмірності і швидкості. У даній роботі середній тиск механічних утрат p_{mo} визначається по емпіричній формулі, яка отримана в результаті обробки експериментальних даних по двигунах Д70:

$$p_{mo} = 0,45 p_i^{0,35} (4,667 + C_m). \quad (3.78)$$

Залежність визначення ефективного ККД η_e з урахуванням частини палива, яка не бере участі при згорянні в циліндрі двигуна виводиться і визначається наступним чином:

$$\begin{aligned} \eta_e &= \frac{3,6}{g_e \cdot Q_H} = \frac{3,6 \cdot N_e}{G_{п.год} \cdot Q_H^p} = \frac{3,6 \cdot G_{п.год} \cdot (1 - \Psi_{втр})}{g_i \cdot G_{п.год} \cdot Q_H^p} \cdot \eta_M = \\ &= \frac{3,6 \cdot (1 - \Psi_{втр})}{g_i \cdot Q_H^p} \cdot \eta_M = \eta_i \cdot \eta_M \cdot (1 - \Psi_{втр}) \end{aligned} \quad (3.79)$$

3.2. Методика розрахунку утворення оксидів азоту в циліндрі дизеля

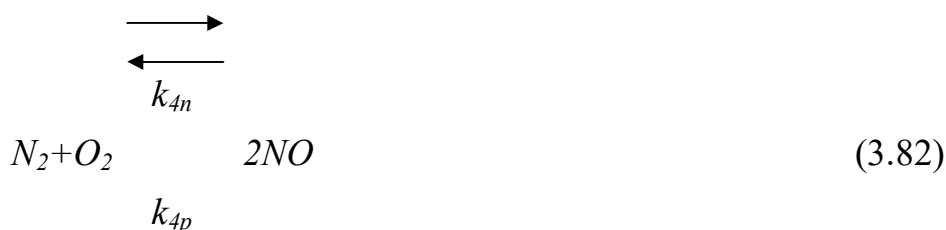
Оксиди азоту, що утворюються при згорянні органічного палива в повітрі, розділяють на термічні, швидкі і паливні. В основі такої класифікації лежать уявлення про різні механізми утворення NO_x [13]. Експериментально доведено [14], що у випускних газах дизелів кількість оксиду азоту NO складає вище 90% від всіх інших окислів азоту. У роботах [13...15] показано, що при температурах вище 2000 К утворення NO відбувається по термічному механізмі, і при рішенні практичних задач внеском інших видів механізму утворення загальної концентрації NO можна зневажити. Такий підхід обумовив широке використання для розрахунків процесів утворення NO математичних моделей, що базуються на рівняннях термічної теорії, запропонованих у роботі [15].

У даній роботі на основі термічної теорії шляхом узагальнення даних про кінетику реакцій і обліку особливостей згорання в дизелях була розроблена і прийнята для практичного використання двозонна модель утворення оксиду азоту. Модель базується на допущенні, що утворення NO у зоні продуктів згорання, де місцевий коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1$, відбувається двома шляхами: ланцюговим і бімолекулярним [14, с. 35].

У ланцюговому механізмі основними реакціями є:



При бімолекулярному механізмі утворення оксиду азоту відбувається наступна реакція:



На підставі цих посилок було отримано диференціальне рівняння, що дозволяє розраховувати концентрацію r_{NO} оксиду азоту в будь-який момент часу в зонах продуктів згоряння [14, с.42]:

$$\frac{dr_{NO}}{d\tau} = \frac{p \cdot r_{N_2}}{41,6 \cdot T_{cp}} \cdot \left(1 - \frac{r_{NO}^2}{k_4 \cdot r_{O_2} \cdot r_{N_2}} \right) \cdot \left(\frac{k_{1n}^c \cdot r_O}{1 + \frac{k_{1p}^c \cdot r_{NO}}{k_{2n}^c \cdot r_{O_2}}} + \frac{k_{4n}^c \cdot r_{O_2}}{2} \right), \quad (3.83)$$

де p – поточне значення тиску газів у циліндрі, T_{cp} – поточна середня по масі газу температура всіх продуктів згоряння. Вона визначається з урахуванням зміни за часом кількості молей свіжого заряду і продуктів згоряння ($M_{nз} = f_1(\tau)$, $M_{см} = f_2(\tau)$) і відомої емпіричної залежності для закону згоряння палива $x = x(\tau)$, а також відомих умов теплообміну між газом у циліндрі й стінками.

У роботі [14] приведені всі необхідні залежності для розрахунку констант швидкості реакцій k_4 , k_{1n} , k_{1p} , k_{2n} , k_{4n} , рівноважних концентрацій r , r_{NO} , r , r_2 і середньої по масі температури T_{cp} у зоні продуктів згоряння.

Диференціальне рівняння (3.83) дозволяє підрахувати зміну концентрації r_{NO} за деякий проміжок часу $d\tau$ (крок розрахунку), якщо мають місце реакції, що йдуть по рівняннях (3.80)...(3.82), відомі поточні миттєві значення p , T_{cp} , r , r_{NO} , r , r_2 , а кількість молів продуктів згоряння не змінюється. Рівняння (3.83) дає лише усереднений облік зміни за часом кількості молів продуктів згоряння – через поточні значення тиску і температури, що, у свою чергу, залежать від кількості молів. У дійсності концентрація NO змінюється за рахунок дії декількох механізмів. Припустимо, що протікають наступні процеси:

- реакції утворення NO по рівняннях (3.80)...(3.82);
- додавання в зону продуктів згоряння порцій нових, тільки що утворених продуктів;
- додавання в зону, де відбуваються процеси утворення NO , порцій продуктів згоряння, що унаслідок турбулентного перемішування виявилися на якийсь час біля відносно холодної стінки камери згоряння й остигнули до температур, при яких реакції по рівняннях (3.80)...(3.82) не йдуть.

У знову утворених порціях продуктів згоряння початкова концентрація $r_{NO} = 0$, тому що реакції по рівняннях (3.80)...(3.82) тільки починаються. Унаслідок додавання порцій, що не містять NO , відбувається «розведення» існуючої зони продуктів згоряння, що викликає зменшення концентрації оксиду азоту.

Розглянемо детальніше роль теплообміну між зоною продуктів згоряння і стінками циліндра. Як уже підкреслювалася, середня по масі

температура продуктів згоряння визначається в [14] з обліком конвективного теплообміну. Інтенсифікація теплообміну приводить до зменшення T_{cp} і швидкостей утворення NO за рахунок зменшення констант швидкостей реакцій. Насправді конвективний теплообмін між газом і стінками циліндра викликає більш складний зв'язок між рівнем температури продуктів згоряння й інтенсивністю утворення NO . Він обов'язково передбачає наявність градієнта температури в газі біля стінки. Причому безпосередньо біля стінки газ приймає її температуру. Якщо врахувати те, що температура стінки камери згоряння знаходяться в межах 450...500 К, а реакції утворення NO протікають, починаючи з температури 2000 К и вище, те можна зробити висновок про те, що поблизу стінок камери згоряння існує зона, у якій реакції утворення NO через низьку температуру не протікають. Розміри цієї зони обмежені, з одного боку, поверхнею камери та кришки циліндра, а, з іншого боку – умовною ізотермічною поверхнею з температурою 2000 К. Таким чином, ми приходимо до трьох зонної моделі процесів у циліндрі, що передбачає існування зони свіжого заряду, зони продуктів згоряння, у якій відбуваються реакції утворення NO (надалі активна зона), і зони продуктів згоряння поблизу стінки циліндра, де утворення NO не відбувається (надалі пасивна зона). Рух турбулентних молів викликає безупинне перемішування газів в активній і в пасивній зонах. Тому поточні значення концентрації NO будемо в обох зонах вважати однаковими. При цьому пасивна зона виконує роль буфера, у якому процеси, що протікають по рівняннях (3.80)...(3.82), не відбуваються, але значення поточної концентрації NO у цій зоні змінюються за часом унаслідок перемішування з газом активної зони.

Виходячи з приведених вище уявлень про характер протікання процесів у зоні продуктів згоряння, можна запропонувати математичну модель для розрахунку концентрації термічного оксиду азоту в циліндрі дизеля, що буде враховувати утворення NO по реакціях (3.80)...(3.82), зменшення концентрації внаслідок розведення зони продуктів згоряння порціями газу не утримуючого NO і наявність пасивної зони біля стінки.

Кількість молів NO значно менше, ніж кількість молів продуктів згоряння. Це дає можливість визначати концентрацію оксиду азоту в зоні

$$r_{NO}(\tau) = \frac{M_{NO}^A(\tau) + M_{NO}^P(\tau)}{M_{PC}^A(\tau) + M_{PC}^P(\tau)}, \quad (3.84)$$

продуктів згоряння по спрощеній залежності:

де $M_{NO}^A(\tau)$, $M_{NO}^P(\tau)$ – кількість молів оксиду азоту в активній і в пасивній зонах; $M_{PC}^A(\tau)$, $M_{PC}^P(\tau)$ – кількість молів продуктів згоряння в активній і в пасивній зонах.

Тоді похідна від концентрації за часом може бути виражена по формулі:

$$\frac{dr_{NO}}{d\tau} = \frac{(M_{PC}^A + M_{PC}^P) \cdot \frac{dM_{NO}^A}{d\tau} - (M_{NO}^A + M_{NO}^P) \cdot \frac{d(M_{PC}^A + M_{PC}^P)}{d\tau}}{(M_{PC}^A + M_{PC}^P)^2} = \frac{M_{PC}^A}{(M_{PC}^A + M_{PC}^P)} \cdot \frac{1}{M_{PC}^A} \cdot \frac{dM_{NO}^A}{d\tau} - r_{NO} \cdot \frac{1}{(M_{PC}^A + M_{PC}^P)} \cdot \frac{d(M_{PC}^A + M_{PC}^P)}{d\tau}, \quad (3.85)$$

або

$$\frac{dr_{NO}}{d\tau} = \psi \cdot \left(\frac{dM_{NO}^A}{d\tau} \right)_{M_{PC}=\text{const}} - r_{NO} \cdot \frac{1}{(M_{PC}^A + M_{PC}^P)} \cdot \frac{d(M_{PC}^A + M_{PC}^P)}{d\tau}. \quad (3.86)$$

Коефіцієнт ψ у рівнянні (3.86) являє собою відносне число молів продуктів згорання, що знаходяться в активній зоні.

Похідна $(dM_{NO}^A/d\tau)_{M_{PC}=\text{const}}$ характеризує зміну концентрації NO в активній зоні в результаті реакцій (3.80)...(3.82) при фіксованому числі молів продуктів згорання і цілком збігається з правою частиною рівняння (3.83). Інший член рівняння (3.86) можна розглядати, як виправлення, що враховує зміну концентрації NO у результаті розведення знову утвореними порціями продуктів згорання. Знак (-) перед цим виправленням підкреслює той факт, що розведення завжди викликає зменшення концентрації.

Далі зробимо оцінку значення коефіцієнта ψ у формулі (3.86).

Відомо, що в турбулентному потоці, обмеженому двома рівнобіжними площинами, профіль швидкості в напрямку, перпендикулярному поверхні, визначається емпіричною формулою [16, с. 57]:

$$w(y) = w_o \cdot (y/\delta)^{1/m}, \quad (3.87)$$

де y і δ - відповідно відстані від поверхні до точки в потоці і до осі симетрії потоку, w_o - максимальна швидкість потоку, а саме, швидкість на осі симетрії потоку.

Прийmemo для продуктів згорання число Прандтля $Pr=1$. Тоді швидкість горіння і надлишкові щодо температури стінки T_{CT} температури газу в потоці будуть між собою подібні. Надлишкову температуру газу в будь якій точці потоку можна знайти, як

$$\theta = \theta_o \cdot (y/\delta)^{1/m}, \quad (3.88)$$

де $\theta = T - T_{CT}$, $\theta_o = T_o - T_{CT}$

У формулі (3.88) замість максимальної надлишкової температури запишемо її вираз через середню по масі надлишкову температуру в зоні продуктів згоряння. У цьому випадку будемо мати:

$$\theta = \theta_{CP} \cdot (m+1) \cdot (y/\delta)^{1/m} / m = (T_{CP} - T_{CT}) \cdot (m+1) \cdot (y/\delta)^{1/m} / m \quad (3.89)$$

Відносне число молів продуктів згоряння в пасивній зоні буде залежати від відносних розмірів пасивної зони і від абсолютних значень середньої по масі температури в пасивній зоні і середньої по масі температури всіх продуктів згоряння:

$$M_{ПС}^P / (M_{ПС}^P + M_{ПС}^A) = (y_{T=2000} / \delta) \cdot (T_{CP} / T_{CP}^P) \quad (3.90)$$

У пасивній зоні розподіл температури в напрямку, перпендикулярному до стінки, має характер близький до лінійного. Тому приймемо:

$$T_{CP}^P = 0,5 \cdot (T_{CT} + 2000) \quad (3.91)$$

Вирішуючи (3.89), (3.90) і (3.91) одержимо формулу для визначення коефіцієнта ψ :

$$\psi = 1 - \frac{M_{ПС}^P}{M_{ПС}^A + M_{ПС}^P} = 1 - \frac{y_{T=2000}}{\delta} \cdot \frac{T_{CP}}{T_{CP}^P} = 1 - \left(\frac{2000 - T_{CT}}{T_{CP} - T_{CT}} \cdot \frac{m}{m+1} \right)^m \cdot \frac{T_{CP}}{T_{CP}^P} \quad (3.92)$$

Розрахунок похідної $(dM_{NO}^A / d\tau)_{MPC=const}$ тепер варто проводити, використовуючи не середню по масі температуру всіх продуктів згоряння T_{CP} , а середню по масі температуру продуктів згоряння в активній зоні, тому що саме від температури в активній зоні залежать значення констант швидкостей реакцій по рівняннях (3.80)...(3.82). Цю температуру можна визначити по формулі:

$$T_{CP}^A = T_{CT} + (T_{CP} - T_{CT}) \cdot \frac{\left\{ 1 - \left[\frac{2000 - T_{CT}}{(T_{CP} - T_{CT}) \cdot \frac{m+1}{m}} \right]^{m+1} \right\}}{\left\{ 1 - \left[\frac{2000 - T_{CT}}{(T_{CP} - T_{CT}) \cdot \frac{m+1}{m}} \right]^m \right\}}. \quad (3.93)$$

Значення m у (3.87)...(3.93) для турбулентного потоку залежить від числа Рейнольдса Re . Збільшення Re приводить до збільшення m . У трубах при $Re=1,1 \cdot 10^5$ $m=7$, а при $Re=3,24 \cdot 10^6$ $m=10$ [16, с.57]. За даними [17], у камерах згоряння дизелів різних типів число Re у період згоряння знаходиться в межах $1 \cdot 10^5 \dots 5 \cdot 10^6 \dots$. Виходячи з цього, можна прийняти $m=8 \dots 10$. Інтегрування рівняння (3.86) при початкових умовах $r_{NO}(\tau)_{\tau=0}=0$ дозволяє визначити поточну концентрацію оксиду азоту в зоні продуктів згоряння.

Поточну середню концентрацію NO , а саме, число молів NO , віднесене до загального числа молів заряду в циліндрі, можна визначити по формулі:

$$r_{NO}^{CP} = \frac{M_{NO}^A + M_{NO}^P}{M_{HC}^A + M_{HC}^P + M_{CM}}. \quad (3.94)$$

З приведеної трьохзонної моделі, як окремий випадок впливає базова двохзонна модель [14]. Для цього потрібно прийняти $m \rightarrow \infty$ і припустити, що додатак у (3.86), що враховує розведення зони продуктів згоряння новими порціями, дорівнює нулю.

Список літератури

1. Хомич А.З. Топливная эффективность и вспомогательные режимы тепловозных дизелей. – М.: Транспорт, 1987, -271 с.
2. Симсон А.Э. Газотурбинный наддув дизелей. – М.: Машиностроение, 1964.-248 с.
3. Сахаревич В.Д. Оптимизация конструктивных параметров систем воздухообеспечения дизелей по среднеэксплуатационному расходу топлива. Дисс...докт. техн. наук: ХИИТ, Харьков, 1985. – 520 с.
4. Симсон А.Э., Сахаревич В.Д. Оптимизация систем воздухообеспечения по среднеэксплуатационному расходу топлива./ Двигателестроение, 1985, №3. – с. 3-5.
5. Глаголев Н.М. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания. – Киев: Машгиз, 1950.- 480 с.
6. Нейман К. Кинетический анализ процессов сгорания в дизеле: Сб. монографий из иностранной литературы./ Двигатели внутреннего сгорания. – М.: Машгиз, 1938. – 231 с.
7. Гончар Б.М. Численное моделирование рабочего процесса дизелей. – Энергомашиностроение, 1968, №7. – с.34-35.
8. Вібе І.І. Новое о рабочем цикле двигателей. – М.: Машгиз, 1962.- 270 с.
9. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. – Харьков, Вища школа, 1980.-169 с.
11. Вібе І.І., Ставров А.П. Влияние некоторых условий работы дизеля на кинематику процесса сгорания./Сб. научн. тр./ Автомобили, тракторы и двигатели. – Челябинск, №52.- с. 256-266.
12. Шерстюк А.Н., Зарянкин А.Е. Радиально-осевые турбины малой мощности. - М.: Машиностроение, 1976, - 207 с.
13. Сигал И.Я. Защита воздушного бассейна при сжигании топлива.- Л.: Недра, 1988.-312 с.
14. Звонов В.А. Токсичность дизелей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1981, - 160 с.
15. Зельдович Я.Б., Садовников П.Я., Франк-Каменецкий Д.А. Окисление азота при горении. – М.: АН СССР, 1947 – 147 с.
16. Тепло- и массообмен. Технический эксперимент: Справочник / Под ред. В.А.Григорьева и В.М.Зорина. – М.: Энергоиздат, 1982. – 512 с.
17. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.
18. Корогодский В.А. Влияние способа смесеобразования на индикаторный и эффективный КПД двухтактного двигателя / В.А. Корогодский // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. / М-во образования и науки Украины, ХНАДУ; [редкол.: Туренко А.Н. (гл. ред.) и др.]. – Харьков, 2015. – Вып. 37. – С. 22–30.