

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Запорізький національний технічний університет

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до проведення практичних занять з дисципліни
"Транспортні енергетичні установки"
для студентів спеціальності 133 "Галузеве машинобудування"
("Колісні та гусеничні транспортні засоби"),
усіх форм навчання

Частина 2. Практичні заняття № 5-7

2019

Методичні вказівки до проведення практичних занять з дисципліни "Транспортні енергетичні установки" для студентів спеціальності 133 "Галузеве машинобудування" ("Колісні та гусеничні транспортні засоби"), усіх форм навчання. Частина 2. Практичні заняття № 5-7 / Укл. : О. М. Артюх, О. В. Дударенко, А. Ю. Сосик, А. В. Щербина. Запоріжжя : ЗНТУ, 2019. 66 с.

Укладачі: О.М. Артюх, доцент, канд.техн.наук;
О.В. Дударенко, доцент, канд.техн.наук;
А.Ю. Сосик, доцент, канд.техн.наук;
А.В. Щербина, доцент, канд.техн.наук

Рецензенти: О.С. Слюсаров, доцент, канд.техн.наук;
С.М. Турпак, професор, д-р.техн.наук

Відповідальний за випуск: А.Ю. Сосик, доцент, канд.техн.наук

Затверджено
на засіданні кафедри «Автомобілі»
Протокол № 10
від « 10 » травня 2019.

Рекомендовано для видання
НМК Транспортного факультету
Протокол № 76
від « 17 » травня 2019.

ЗМІСТ

Частина 2

Вступ	79
5 Практичне заняття № 5. Системи живлення карбюраторних двигунів	80
5.1 Мета роботи	80
5.2 Загальні відомості	80
5.2.1 Робочий процес елементарного карбюратора	81
5.2.2 Паливopідкачувальні насоси	87
5.2.3 Системи живлення з впорскуванням бензину	89
5.3 Завдання до практичного заняття	96
5.4 Порядок проведення практичного заняття	97
Питання і завдання для самоконтролю	97
Зміст звіту	98
6 Практичне заняття № 6. Система живлення Дизелів	100
6.1 Мета роботи	100
6.2 Загальні відомості	100
6.2.1 Призначення і будова паливних систем	100
6.2.2 Класифікація паливних систем дизелів	102
6.2.3 Параметри паливоподачі	103
6.2.4 Форсунки	107
6.2.5 Особливості паливоподаючої апаратури для роботи на легких, важких і сірчастих паливах	113
6.2.6 Апаратура для живлення багатопаливних дизелів	113
6.2.7 Особливості паливних систем при використанні важких і сірчастих палив	115
6.2.8 Паливна система дизелів з електронним управлінням	116
6.2.9 Напрямки удосконалення паливних систем дизелів	120
6.3 Завдання до практичного заняття	122
6.4 Порядок проведення практичного заняття	122
Питання і завдання для самоконтролю	123
Зміст звіту	124

7 Практичне заняття № 7. Система живлення	
газових, бензогазових двигунів та газодизелів	126
7.1 Мета роботи	126
7.2 Загальні відомості	126
7.2.1 Системи живлення газових двигунів	126
7.2.2 Системи живлення бензогазових двигунів	127
7.2.3 Система живлення газодизелів	128
7.2.4 Розрахунок газової апаратури	132
7.2.5 Особливості паливних систем двигунів, працюючих на водні	135
7.3 Завдання до практичного заняття	138
7.4 Порядок проведення практичного заняття	138
Питання і завдання для самоконтролю	138
Зміст звіту	139
Рекомендована література.....	140

ВСТУП

Метою практичних занять є надання студентам основних відомостей про теорію робочих процесів автомобільних двигунів внутрішнього згоряння, хімічних реакцій паливноповітряних сумішей, характеристик двигунів, конструювання і розрахунки окремих вузлів і систем двигунів.

У процесі виконання практичних занять, студент повинен засвоїти знання конструкції та принципи роботи сучасних автомобільних двигунів внутрішнього згоряння. В результаті цього у студентів повинні сформуватися наступні компетенції, передбачені освітнім стандартом:

- здатність навчатися та самонавчатися;
- здатність самостійно проводити дослідження, аналіз конструкцій та розрахунки вузлів і систем двигунів внутрішнього згоряння;
- уміння проводити техніко-економічний аналіз, комплексно обґрунтовувати прийняті й реалізовані рішення та можливості скорочення циклу виконання пошукових робіт при конструюванні двигунів.

Навчальним планом дисципліни "Транспортні енергетичні установки" передбачено 14 годин практичних занять.

Практичні заняття сприяють придбанню студентами:

- **знань** загальних питань конструювання та розрахунку окремих вузлів і систем двигунів внутрішнього згоряння;
- **умінь** користуватися наявною нормативно-технічною документацією для проведення техніко-економічного аналізу, обґрунтовування прийнятих рішень та виконання необхідних розрахунків при конструюванні двигунів;
- **навичок** володіння інженерною термінологією в області конструювання двигунів внутрішнього згоряння.

5 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 5.

СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ КАРБЮРАТОРНИХ ДВИГУНІВ

5.1 Мета роботи

Користуючись підручниками, конспектами, альбомами конструкцій двигунів, плакатами вивчити призначення, класифікацію, склад, ознайомитись з загальними схемами, робочими процесами і розрахунком елементів системи живлення карбюраторних двигунів, а також двигунів з впорскуванням бензину.

Наочні посібники: підручники, альбоми по конструкції автомобілів, плакати з систем живлення двигунів, розрізні двигуни та вузли систем живлення.

5.2 Загальні відомості

Карбюрація – це процес приготування з бензину і повітря горючої суміші необхідного складу. Процес карбюрації містить у собі процеси впорскування та розпилювання палива, випаровування його та перемішування з повітрям. Ідеальною вважається горюча суміш, в якій все паливо знаходиться в паровій фазі і рівномірно перемішане з повітрям. На процес приготування горючої суміші впливають наступні фактори.

Час, який відводиться на приготування горючої суміші. У сучасних швидкісних двигунах він надто малий ($\approx 0,01$), у зв'язку з цим виникають труднощі при приготуванні суміші необхідного складу.

Схема і конструкція карбюратора, системи впуску двигуна, а також форма камери згоряння. Конструктивні особливості цих елементів впливають не тільки на якість сумішоутворення, але в значній мірі визначають рівномірність розподілу суміші по циліндрам і ідентичність її складу в них на різних режимах роботи двигуна.

Якість палива. Підвищений вміст в бензині фракцій, які випарюються, обумовлюють кращу рівномірність розподілу бензину в повітрі і більш високий вміст його парів в суміші.

В комбінованих карбюраторних двигунах в систему живлення включається компресор. Він може бути розміщений після карбюратора або перед ним.

В першому випадку в компресорі стискається суміш повітря з парами і каплями палива, що обумовлює краще сумішоутворення. Одночасно проходить випарювання капель палива, внаслідок чого знижується температура суміші. Це дозволяє збільшити ступінь підвищення тиску в компресорі.

Недоліком цієї схеми являється можливість ушкодження компресора при зворотних спалаху (у випадку збіднення суміші і при роботі на малих навантаженнях двигуна з великим перекриттям клапанів).

Перевагою розміщення компресора до карбюратора є його близьке розміщення до циліндрів, що обумовлює приємістість двигуна. Нагріте внаслідок стиску в компресорі повітря поліпшує випаровування палива в карбюраторі.

Однак при такій схемі карбюратор і вся паливна система знаходяться під тиском.

До карбюратора ставлять такі вимоги:

- дозування палива за даним законом у відповідності з режимом роботи двигуна;
- швидка зміна складу і кількості паливоповітряної суміші при зміні режиму роботи двигуна;
- можливо менший опір рухові повітря, проходить через карбюратор у двигун;
- найбільш тонке розпилення палива і як можливо швидше і повніше випарювання його;
- технологічність і простота конструкції, надійність в експлуатації, зручність в керуванні, можливість зміни регулювань в залежності від технічного стану двигуна, був уніфікованим.

5.2.1 Робочий процес елементарного карбюратора

Обов'язкові складові елементарного карбюратора такі: поплавцева камера, паливний жиклер, дифузор, розпилювач, змішувальна камера і дросельна заслінка.

В залежності від швидкості повітря в дифузорі і палива в розпилювачі устанавлюється склад паливоповітряної суміші, що приготавлиється в елементарному карбюраторі. Для оцінки роботи карбюратора на різних режимах служить його характеристика - залежність коефіцієнта надлишку повітря від одного із параметрів, що характеризує секундну витрату суміші, приготовлену карбюратором.

Розглянемо, як змінюється склад паливоповітряної суміші, що приготавлиється в елементарному карбюраторі, від перепаду тиску Δp_z між атмосферним тиском p_0 і тиском в дифузорі p_z .

Виходячи з рівняння нерозривності потоку, кількість повітря (кг/с), що проходить за одиницю часу через будь-який, в тому числі і найменший, переріз дифузора, визначається рівнянням

$$G_{нов.} = f_{\partial} \rho_{нов.} w_{нов.}, \quad (5.1)$$

де: f_{∂} - площа мінімального перерізу дифузора, м²;

$\rho_{нов.} = 1,189$ - густина повітря, кг/м³;

$w_{нов.}$ - швидкість руху повітря в перерізі, що розглядається, м/с.

Швидкість повітря згідно рівнянню Бернуллі, м/с

$$w_{нов.} = \mu_{\partial} \sqrt{2 \Delta p_{\partial} / \rho_{нов.}}, \quad (5.2)$$

де: μ_{∂} - коефіцієнт витрати, що враховує гідравлічні витрати в дифузорі і стискування повітряного струменя;

$\mu_{\partial} = \varphi_{\partial} \alpha_c$, де φ_{∂} - коефіцієнт швидкості, що враховує зменшення швидкості внаслідок гідравлічного опору дифузора, α_c - коефіцієнт звууження повітряного струменю;

$\alpha_c = f_n / f_{\partial} = 0,97 \dots 0,98$, де f_n - площа мінімального перерізу потоку повітря, м, f_{∂} - площа мінімального перерізу дифузора, м.

При розрахунку дифузора крива μ_δ визначається на основі експериментальних даних або приймається близькою до максимальної кривої μ_δ (рис. 5.1).

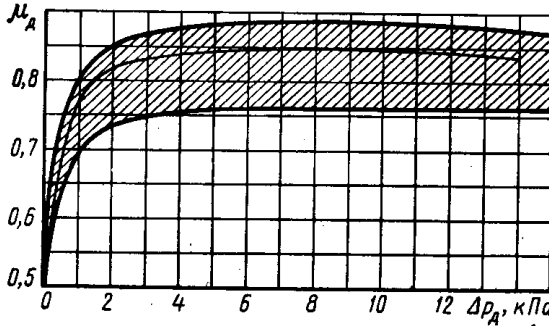


Рисунок 5.1 – Залежність коефіцієнта витрати повітря від розрідження дифузори

При підстановці значення $w_{нов}$ в формулу (5.1) отримаємо

$$G_{нов.} = f_\delta \mu_\delta \sqrt{2 \Delta p_\delta \rho_{нов.}} = \left(\pi d_\delta^2 / 4 \right) \mu_\delta \sqrt{2 \Delta p_\delta \rho_{нов.}}, \quad (5.3)$$

де: d_δ - діаметр дифузора, м.

З другого боку, витрати повітря через дифузор дорівнюють кількості повітря, що проходить за одиницю часу в циліндри двигуна при даній частоті обертання. Для чотиритактних двигунів:

$$G_{нов.} = \eta_v \frac{\pi D^2}{4} S \frac{n i}{2 \cdot 60} \rho_{нов.}, \quad (5.4)$$

де: D і S - діаметр і хід поршня, м;

n - частота обертання, хв^{-1} ;

η_v - коефіцієнт наповнення;

i - кількість циліндрів.

Із рівнянь (5.3) і (5.4) встановлюється зв'язок між перепадом тиску в дифузори і частотою обертання колінчастого вала

$$\Delta p_{\phi} = \left[\frac{\eta_v}{\mu_{\phi}} \left(\frac{D}{d_{\phi}} \right)^2 S \frac{ni}{120} \right]^2 \frac{\rho_{нов.}}{2}, \quad (5.5)$$

і визначається діаметр дифузора

$$d_{\phi} = D \sqrt{\eta_v S_{ni} / (120 \mu_{\phi} w_{нов.})} = \sqrt{4 G_{нов.} / (\pi \mu_{\phi} w_{нов.} \rho_{нов.})}, \quad (5.6)$$

Діаметр дифузора вибирають таким чином, щоб при малій частоті обертання і прикритій дросельній заслінці одержать швидкість повітря не менш як 40...50 м/с, а при високій частоті обертання і повністю відкритій дросельній заслінці – не більше 120...130 м/с. При швидкості повітря меншій 40 м/с можливо погіршення розпилювання палива, а при швидкостях повітря більших 130 м/с можливо зниження наповнення і потужності двигуна.

Кількість бензину, що надходить через жиклер, кг/с

$$G_{нал.} = f_{жс} \rho_{нал.} w_{нал.}, \quad (5.7)$$

де: $f_{жс}$ - площа прохідного перерізу жиклера, м²;

$w_{нал.}$ - швидкість бензину в жиклері, м/с;

$\rho_{нал.}$ = (730...750) - густина бензину, кг/м³.

Швидкість бензину в жиклері

$$w_{нал.} = \mu_{жс} \sqrt{\frac{2}{\rho_{нал.}}} (\Delta p_{\phi} - g \Delta h \rho_{нал.}), \quad (5.8)$$

де: $g = 9,81$ - прискорення вільного падіння, м/с²;

$\Delta h = (0,002...0,005)$ - відстань між рівнем палива в поплавцевій камері і нижнім краєм розпилювача, м.

Дійсна швидкість бензину в жиклері лежить в межах 0...6 м/с.

Тоді витрати палива за одиницю часу через жиклер

$$G_{нал.} = f_{ж} \rho_{нал.} w_{нал.} = \frac{\pi d_{ж}^2}{4} \sqrt{2 \rho_{нал.} (\Delta \rho_{\partial} - g \Delta h \rho_{нал.})}. \quad (5.9)$$

Використовуючи значення $G_{нов.}$ і $G_{нал.}$, можна визначити закономірність зміни коефіцієнта надлишку повітря в залежності від розрідження в дифузори

$$\alpha = \frac{G_{нов.}}{G_{нал.} l_0} = \frac{\mu_{\partial} f_{\partial} \sqrt{2 \Delta p_{\partial} \rho_{нов.}}}{l_0 \mu_{ж} f_{ж} \sqrt{2 \rho_{нал.} (\Delta p_{\partial} - g \Delta h \rho_{нал.})}} = \frac{\mu_{\partial} f_{\partial}}{l_0 \mu_{ж} f_{ж}} \sqrt{\frac{\rho_{нов.}}{\rho_{нал.}} \cdot \frac{\Delta p_{\partial}}{\Delta p_{\partial} - g \Delta h \rho_{нал.}}}, \quad (5.10)$$

Аналіз рівняння (5.10) показує, що склад суміші, що готується в елементарному карбюраторі в залежності від розрідження в дифузори, визначається зміною коефіцієнтів витрати в дифузори і жиклері в залежності від розрідження.

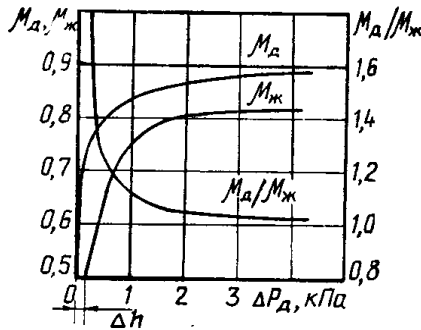
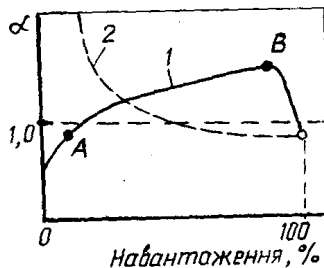


Рисунок 5.2 – Залежність коефіцієнта μ_{∂} , $\mu_{ж}$ і відношення $\mu_{\partial}/\mu_{ж}$ від розрідження Δp_{∂} в дифузори карбюратора



1 — ідеальний, 2 — елементарний

Рисунок 5.3 – Навантажувальні характеристики карбюраторів

Витрати палива за одиницю часу інших жиклерів (рис. 5.4) такі:

- для компенсаційного жиклера 8

$$G_{\text{нал.}} = f_{\text{ж.к}} \rho_{\text{нал.}} w_{\text{к.нал.}} = \frac{\pi d_{\text{ж.к}}}{4} \mu_{\text{ж.к}} \rho_{\text{нал.}} \sqrt{2gH}, \quad (5.11)$$

- для паливного жиклера 10

$$G_{\text{нал.}} = f_{\text{ж.нал.}} \rho_{\text{нал.}} w_{\text{ж.нал.}} = \frac{\pi d_{\text{ж.нал.}}}{4} \mu_{\text{ж.нал.}} \sqrt{2\rho_{\text{нал.}} (\Delta p_{\text{д}} - \Delta p_{\text{кол.}})}, \quad (5.12)$$

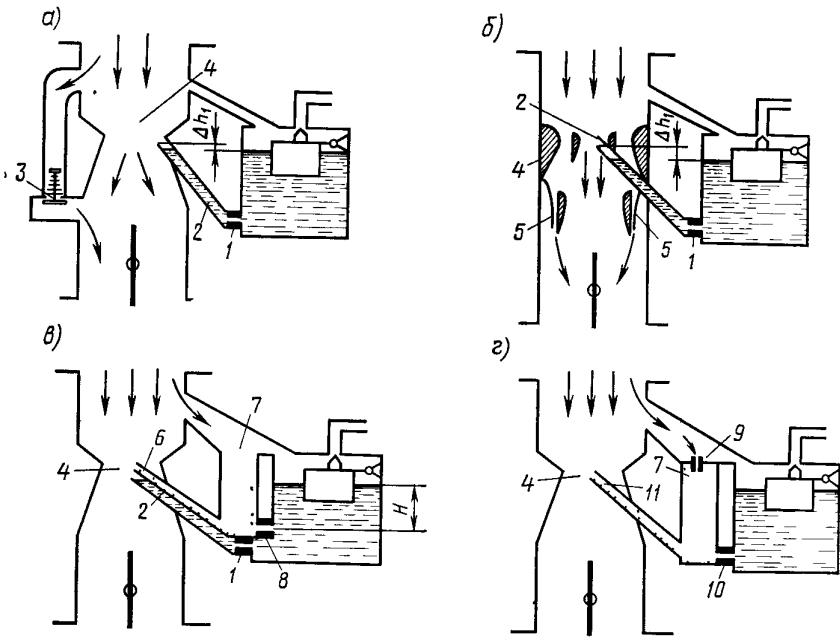


Рисунок 5.4 – Схеми карбюратора з різними системами компенсації суміші

Елементарний карбюратор у міру відкриття дросельної заслінки, тобто із збільшенням навантаження, забезпечує збагачення паливо-

повітряної суміші (рис. 5.3) інтенсивне при малих і середніх навантаженнях і незначне – при великих.

Така зміна складу суміші не відповідає вимогам, так як у міру збільшення навантаження умови для згоряння в двигуні покращуються і суміш доцільно збіднювати і лише при близьких до повного відкриття дросельної заслінки суміш необхідно збагатити, щоб отримати максимальну потужність двигуна.

Характеристику такого карбюратора називають ідеальною (крива 1). Щоб наблизити характеристику елементарного карбюратора до ідеальної, яка забезпечить збіднення гарячої суміші на всіх основних експлуатаційних режимах роботи двигуна (ділянка АВ), застосовують різні допоміжні системи і пристрої: головну дозуючу систему з різними системами компенсації, економайзер, прискорювальний насос, систему холостого ходу, пусковий пристрій.

5.2.2 Паливopідкачувальні насоси

Паливopідкачувальні насоси які розміщуються на карбюраторних двигунах, розділяються на насоси з механічним і електричним приводами. Із насосів з механічним приводом використовують тільки насоси діафрагмового типу. Для автоматичного регулювання рівня подачі нагнітальний хід паливopідкачувального насоса здійснюється під тиском пружини зворотного ходу. Паливopідкачувальні насоси повинні відповідати наступним вимогам:

- бути самонаповнюючими і подавати паливо через мінімальний відрізок часу після початку роботи двигуна;
- подавати паливо до голчастого клапана карбюратора під необхідним, практично постійним тиском;
- забезпечити у будь-яких умовах роботи двигуна подачу необхідної кількості палива;
- мати малі розміри і масу, довгий термін служби деталей і вузлів, бути зручним в обслуговуванні.

Теоретична подача діафрагмового насоса (л/год.)

$$V_{н.т} = 6 \cdot 10^{-5} V'_{н.т} n_{ц} , \quad (5.13)$$

- де: $V'_{н.т}$ - теоретична об'ємна подача палива за один цикл, рівна об'ємам двох зрізаних конусів, які утворюються при крайніх нижньому і верхньому положеннях штока діафрагми, мм^3 , $V'_{н.т} = \pi h_n (D_k^2 + D_2^2 + D_k D_2) / 12$;
- n_u - число циклів насоса за хвилину, дорівнює частоті обертання вала приводу при механічному приводі.

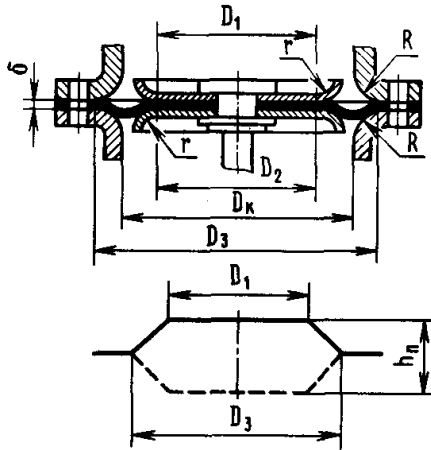


Рисунок 5.5 – Розрахункова схема насоса

Теоретична подача $V_{н.т}$ характеризує розміри і масу насоса і посередньо термін служби деталей приводу діафрагми. Подача $V_{н.т}$ приблизно в 20 разів і більше перевищує максимальні витрати палива двигуна. Завдяки такому запасу навіть при значному зношенню деталей приводу насос подає необхідну кількість палива.

Фактична подача V_f насоса менша теоретичної, її визначають на спеціальних установках, але без протитиску, який створює прохідний переріз корпусу голчастого клапану поплавцевої камери карбюратора.

Робочу подачу $V_{н.р}$ визначають так же, як і фактичну, але з протитиском, який створює прохідний переріз корпусу голчастого

клапану, якщо він повністю відкритий. Подача $V_{н.р}$ приблизно в 2...3 рази більше максимальної витрати палива двигуном, щоб не виникали парові і повітряні пробки в паливній системі.

Основні напрямки вдосконалення систем живлення карбюраторних двигунів:

- зменшення кількості регулювань і забезпечення їх збереження в експлуатаційних умовах;
- зменшення гідравлічного опору карбюратора і нерівномірності розподілу суміші по циліндрах;
- забезпечення температурної і барометричної корекції складу суміші;
- забезпечення максимально можливого випарування палива до надходження його в циліндр;
- використання електронних систем управління складом суміші.

5.2.3 Системи живлення з впорскуванням бензину

Застосування систем живлення з впорскуванням палива дозволяють істотно зменшити головний недолік карбюраторних систем – нерівномірне розподілення палива по циліндрах. Порівняно з карбюраторними двигунами з впорскуванням бензину мають як переваги, так і недоліки.

Паливо більш рівномірно розподіляється по циліндрах, що забезпечує в них приблизно однаковий склад суміші, внаслідок чого підвищується економічність двигуна.

В відпрацьованих газах зменшується вміст оксиду вуглецю та інших шкідливих речовин.

Зменшується опір впускної системи через відсутність карбюратора, завдяки чому поліпшується наповнення циліндрів і підвищується потужність двигуна.

Відкривається можливість підвищити ступінь стиску у зв'язку з більш рівномірним розподіленням суміші по циліндрах.

Складаються передумови для забезпечення оптимального управління роботою двигуна й поліпшення його показників на всіх режимах за рахунок більш ефективного застосування мікропроцесорної техніки.

Відкривається можливість здійснити порівняно простий спосіб розшарування заряду в камері згоряння при $\alpha > 1$.

Недоліки, пов'язані з застосуванням системи впорскування бензину:

- ці системи складніші й дорожчі порівняно з карбюраторними;
- експлуатація і обслуговування їх вимагають більш кваліфікованих кадрів.

Перспективи більш широкого їх впровадження ґрунтуються на базі нових електронних систем впорскування й регулювання, які розробляються.

Системи впорскування бензину можна класифікувати за рядом ознак.

За місцем подачі палива: системи впорскування у циліндр; системи впорскування у впускний трубопровід.

За способом подачі палива: системи з циклічною подачею; системи безперервного впорскування.

За типом вузлів, що дозують паливо: системи з плунжерними насосами; системи з електромагнітними форсунками; системи з регулятором тиску палива.

Потужність двигуна з впорскуванням палива, як і потужність карбюраторного двигуна, регулюється зміною положення дросельної заслінки, зв'язаної з педаллю акселератора. Якщо у карбюраторного двигуна при цьому змінюється паливоповітряної суміші, що надходить до циліндрів, то дросельна заслінка двигуна з впорскуванням палива регулює безпосередньо тільки об'єм повітря; склад його суміші залежить від маси палива, впорснутого паливоподаючою апаратурою.

Для підтримання складу суміші в заданих межах необхідний автоматичний регулятор складу суміші, дозуючий паливо в точному співвідношенні з надходженням повітря. Як видно з графіку регульовальної характеристики (рис. 5.6 *a*), існує склад суміші, що забезпечує одержання максимальної потужності $N_{e \max}$, а мінімальні питомі витрати $g_{e \min}$ існують при других, цілком означених величинах α . Робочі режими двигуна не повинні виходити за межі заштрихованої зони, так як за її межами потужність зменшується, а питомі витрати палива збільшуються

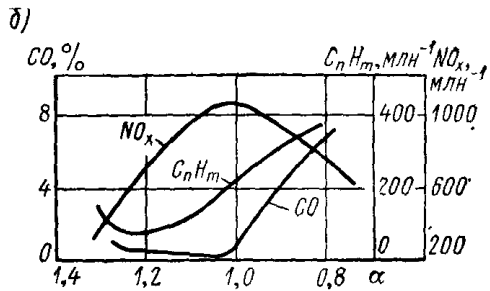
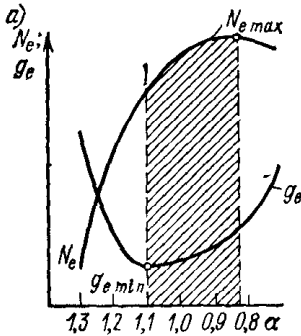


Рисунок 5.6 – Регульовальна характеристика по паливу двигуна з впорскуванням (а) і залежністю складу відпрацьованих газів (б)

Сучасні витрати до рівня токсичності відпрацьованих газів вимагають при вирішенні питання про склад суміші і доступних межах його відхилення звертатися до кривих залежностей складу відпрацьованих газів від α (рис. 5.6 б). З огляду необхідності обмеження викидів як оксиду вуглецю CO , так і вуглеводів $C_n H_m$, а також оксидів азоту NO_x , приходить устатковувати додаткові обмеження на вибір α для кожного із робочих режимів.

Системи впорскування можна класифікувати по наступним параметрам:

- годинним витратам повітря;
- годинним витратам повітря і частоті обертання двигуна;
- куту відкривання дросельної заслінки і частоті обертання двигуна;
- розрідженню у впускній системі двигуна;
- розрідженню у впускній системі і частоті обертання;
- складу відпрацьованих газів.

Системи впорскування бензину з електронним управлінням перспективні для вживання на автомобільних двигунах. Вони дозволяють забезпечити високу економічність бензинових двигунів в широкому діапазоні зміни режимів роботи автомобіля. Це досягається оптимізацією подачі палива щодо багатьох параметрів.

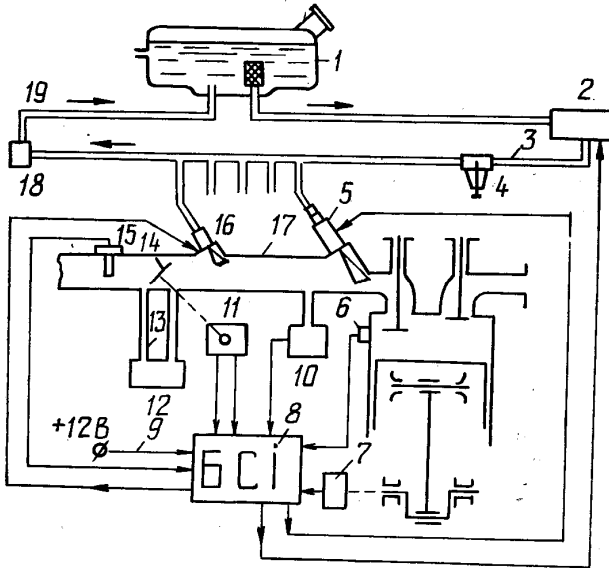


Рисунок 5.7 – Схема системи впорскування бензину з електронним управлінням

На рис. 5.7 наведена схема паливної системи з електронним управлінням для циклічного впорскування бензину в зону впускних клапанів впускного трубопроводу.

Бензин з бака 1 через фільтр 2 по паливопроводу 3 потрапляє в насос 4, а звідти – до форсунок 5 з електромагнітним приводом. Сталий тиск палива в системі (близько 0,2МПа) підтримується редукційним клапаном 18, який перепускає надлишок палива в бак 1 по паливопроводу 19. Циркуляція палива в системі дозволяє уникнути утворення парових пробок.

Витрати повітря регулюються заслінкою 14, яка розміщена у впускному трубопроводі 17. Електропостачання системи здійснюється від акумуляторної батареї 9. Управляючі імпульси току подаються на форсунки 5 від електронного блоку синтезу інформації (БСІ) 8.

Їх формування відбувається при замиканні контактів датчика 7 частоти обертання при встановлених відповідних кутах обертання колінчастого вала двигуна. Тривалість управляючих імпульсів

коректується в залежності від температури охолоджуючої рідини (датчик 6) і температури повітря (датчик 15).

Економічний ефект досягається застосуванням діафрагмового пристрою в датчику 10, який змінює його характеристики при зміні рівня вакууму у впускному трубопроводі. У датчика 11 є контактна пара, яка подає сигнал відключення подачі палива при закритті повітряної заслінки. Система відключається також при підвищенні частоти обертання двигуна вище максимальних обертів холостого ходу.

Для забезпечення стійкої роботи двигуна на холостому ході передбачено регулювання повітря, що надходить в систему, в залежності від температури охолоджуваної рідини. Для цього використовується регулятор 12 подачі додаткового повітря, який з'єднаний з впускною системою каналами 13. Для полегшення пуску передбачена електромагнітна форсунка 16.

Електромагнітні форсунки часто установлюються на двигуні в кількості, рівному числу циліндрів, і кожний циліндр одержує паливо від своєї форсунки. Оскільки подача палива проводиться у впускний тракт двигуна, можливі різні варіанти включення форсунок.

Команду від електронної системи формування імпульсів форсунки можуть одержувати всі одночасно, або можуть бути розділені на рівні групи, які включаються по черзі, або кожна форсунка може спрацювати окремо згідно порядку роботи циліндрів.

В другому і третьому випадках управляючі імпульси можуть йти один за другим без перекриття або з перекриттям в тривалості. Крім того, можливі одноразова і багаторазова подача палива кожною форсункою за цикл роботи двигуна.

Якщо управляючі імпульси ідуть один за одним без перекриття в тривалості, тоді максимально можлива тривалість відкритого стану клапана для впорскування палива на потужних режимах обмежується періодом проходження подач при максимальній частоті обертання колінчастого вала двигуна.

Період проходження циклових подач може бути визначений по формулі

$$T = \frac{60\tau'}{n_{ij}} \cdot 10^3, \quad (5.14)$$

де: T – період проходження циклових подач, мс;

τ' - коефіцієнт тактності двигуна (для чотиритактного двигуна $\tau' = 2$);

n – частота обертання колінчастого валу двигуна, хв^{-1} ;

i – число груп форсунок;

j – кратність впрыску.

При груповому впрыскуванні, якщо імпульси різних груп форсунок ідуть одна за одною з перекриттям в тривалості період T не залежить від числа груп форсунок

$$T = \frac{60\tau'}{n} \cdot 10^3, \quad (5.15)$$

(при цьому, звичайно $j = 1$).

Ці формули показують, що період проходження циклових подач залежить від варіанту чергування роботи форсунок і буде мінімальним при використанні фазового впрыскування без перекриття в багатоциліндровому двигуні.

Існуючі конструкції форсунок можуть забезпечити мінімальну тривалість відкритого стану клапана не менше 2 мс. Це являється однією з причин того, що фазове впрыскування без перекриття не використовується.

Щоб форсунки не втратили керованості при максимальних циклових подачах і максимальних частотах обертання двигуна, між керуючими імпульсами однієї і тієї форсунки повинна бути перерва тривалістю не менше тривалості опускання клапана t_{on} . Реально тривалість паузи не може бути меншою 2 мс. Отже, максимальна тривалість керуючих імпульсів визначається з рівняння

$$\tau_{\max} \leq T_{\min} - t_{on}. \quad (5.16)$$

Щоб форсунки не втратили керованості при мінімальних циклових подачах, мінімальна тривалість керуючих імпульсів $\tau_{\min}$ повинна бути рівною або більшою тривалості спрацювання клапана

$$\tau_{\min} \geq t_{\text{cnp}}. \quad (5.17)$$

Необхідна статична продуктивність форсунки може бути визначена по формулі

$$q_0 = Q_y / t_y, \quad (5.18)$$

де: q_0 - статична продуктивність форсунки;

Q_y - циклова подача;

t_y - тривалість відкритого стану клапана.

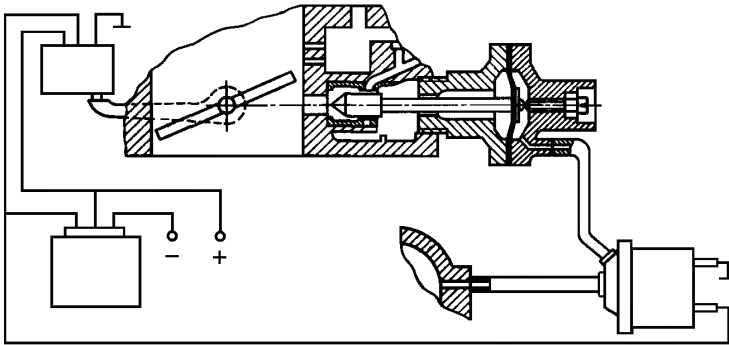


Рисунок 5.8 – Економайзер примусового ходу

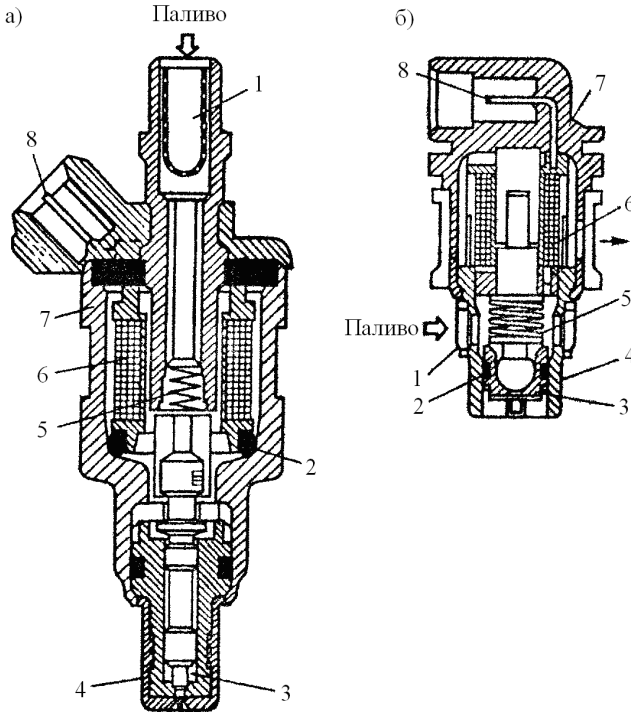
Звичайно, продуктивність форсунки для даного типу двигуна визначають по максимальній цикловій подачі цього двигуна і по максимальній тривалості керуючих імпульсів $\tau_{\max}$, приймаючи

$$\tau_{\max} \approx t_{y, \max}, \quad q_0 = Q_{y, \max} / \tau_{\max}.$$

Підставляючи значення $\tau_{\max}$ із рівняння, одержимо

$$q_0 = \frac{Q_{y, \max}}{(60\tau' / n_{\max} i \cdot j) - t_{\text{on}}}. \quad (5.19)$$

Рівняння (5.19) показує, що для даного двигуна продуктивність форсунки може бути зменшена в випадку використання фазового або групового впорскування з перекриттям в тривалості. Зменшення продуктивності сприятливо позначається на підвищенні швидкості дії клапана.



1 - паливний фільтр, 2 - ущільнюючі кільця,
 3 - замикаючий пристрій, 4 - сідло, 5 - пружина,
 6 - електромагніт, 7 - корпус, 8 - електричний роз'єм

Рисунок 5.9 - Конструкція форсунок для системи розподіленого (а) і центрального (б) впорску

5.3 Завдання до практичного заняття

Уважно прочитати й зрозуміти матеріали лекційних занять, наведену технічну інформацію у даних методичних вказівках та у

рекомендованій літературі для даного практичного заняття. На основі цього одержати уявлення про принципи конструювання окремих вузлів та систем двигунів внутрішнього згоряння.

5.4 Порядок проведення практичного заняття

Ознайомитися з загальною теоретичною частиною практичного заняття. Під час проведення практичного заняття виконати необхідні розрахунки окремих вузлів та систем двигунів внутрішнього згоряння за вказівками викладача. Оформити звіт з практичного заняття у відповідності до поставленої мети заняття та згідно вимог щодо звіту.

Питання і завдання для самоконтролю

1. Назвіть фактори, які впливають на процес утворення горючої суміші.
2. Що називається коефіцієнтом надлишку повітря? Як характеризуються робочі суміші в залежності від α ?
3. Що називається теплотою згоряння палива? Який зв'язок існує між вищою H_0 і нижчою H_u теплотою згоряння?
4. Як розрахувати і побудувати характеристики найпростішого карбюратора?
5. Яким чином визначається теоретична, фактична і робоча подача палива паливопідкачувальним насосом діафрагменного типу?
6. Приведіть схему найпростішого (елементарного) карбюратора. За якими залежностями визначаються витрати повітря і палива в ньому?
7. Яким чином встановлюється закон зміни складу суміші для визначення ідеальної характеристики карбюратора?
8. Яким вимогам повинна відповідати конструкція карбюратора?
9. Визначте призначення системи компенсації паливо-повітряної суміші в карбюраторі. Які способи компенсації суміші застосовуються в карбюраторах?
10. Яке призначення мають системи збагачення суміші? Проаналізуйте переваги і недоліки економайзерів з механічним та пневматичним приводами.
11. Які функції виконує прискорювальний насос? Як він працює?

12. Назвіть інші допоміжні системи і пристрої, які коректують характеристику карбюратора і роботу двигуна. Поясніть їх призначення і роботу.
13. З якою метою і на яких двигунах переважно застосовуються багатоканальні карбюратори? Які схеми включення камер в роботу використовуються в багатоканальних карбюраторах?
14. Назвіть основні вимоги, що пред'являються до паливопідкачувальних насосів. Як визначається подача діафрагменного насоса?
15. Укажіть переваги і недоліки систем впорскування бензину і дайте їм характеристику.
16. Наведіть класифікацію систем впорскування бензину і дайте їм характеристику.
17. Укажіть можливі способи регулювання потужності двигунів при впорскуванні бензину і дайте їм характеристику.
18. З яких основних елементів складається система впорскування бензину з електронним управлінням?
19. Назвіть призначення і опишіть роботу редукційного клапана.
20. Назвіть вимоги до електромагнітних форсунок. Як визначається період проходження циклових подач і статична продуктивність форсунки?

Зміст звіту

У звіті про практичне заняття дати відповіді на наступні питання:

1. Загальна схема системи живлення карбюраторних двигунів.
2. Приготування суміші в карбюраторних двигунах.
3. Вплив на процес утворення горючої суміші часу відведеного на сумішоутворення і температури навколишнього середовища та теплового стану двигуна.
4. Вплив на сумішоутворення карбюраторного двигуна якості палива.
5. Характеристика елементарного карбюратора.
6. Характеристика ідеального карбюратора.
7. Допоміжні пристрої карбюратора. Призначення.
8. Прискорювальний насос карбюратора. Типи прискорювальних насосів.

9. Економайзерний пристрій карбюратора. Призначення.
10. Пристрій примусового холостого ходу.
11. Балансування карбюратора.
12. Пристрій холостого ходу.
13. Пускові пристрої карбюратора.
14. Багатокамерні карбюратори.
15. Визначення розміру дифузора карбюратора.
16. Визначення розміру головного жиклера.
17. Паливні баки, паливопроводи. Визначення розміру паливного баку.
18. Паливopідкачуючі насоси. Вимоги до паливopідкачуючих насосів.
19. Визначення теоретичної подачі паливopідкачуючого насосу діафрагменого типу.
20. Фактична подача паливopідкачуючого насосу.
21. Робоча подача паливopідкачуючого насосу.
22. Розрахунок розмірів основних елементів паливopідкачуючого насосу діафрагменого типу.
23. Обмежувач максимальної частоти обертання колінчастого валу двигуна. Типи.

Література: [5], с.36-118; [6], с.179-201; [7], с.343-355; [9], с.213-260; [10], с.5-17, 43-64, 103-112.

6 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 6. СИСТЕМА ЖИВЛЕННЯ ДИЗЕЛІВ

6.1 Мета роботи

Користуючись підручниками, конспектами, альбомами конструкцій двигунів, плакатами вивчити призначення, класифікацію, параметри паливopoдачі, ознайомитись з загальними схемами, робочими процесами системи живлення дизельних двигунів. Наочні посібники: підручники, альбоми по конструкції автомобілів, плакати з систем живлення дизелів, розрізні агрегати і вузли.

6.2 Загальні відомості

6.2.1 Призначення і будова паливних систем

Паливна система дизеля призначається для виконання таких функцій:

- збереження запасу палива, очистки його від води й домішок;
 - дозування палива згідно з режимом роботи двигуна і подача циклової порції палива в циліндри згідно з порядком їх роботи й фазами вприскування;
 - розподілення палива по камері згоряння згідно з прийнятим способом сумішоутворення;
 - забезпечення необхідних динамічних якостей двигуна, особливо на перехідних режимах;
 - стабільність показників подачі палива на протязі терміну експлуатації, недопустимість підвприскування і підтікань;
 - зручність обслуговування, ремонту, регулювання;
 - забезпечення максимального ресурсу в межах ресурсу двигуна.
- Ресурс паливної апаратури швидкохідних дизелів досягає 5...10 тис. год., тихохідних – 10...26 тис. год.;
- автоматичну зміну подачі насоса і кута випередження вприскування θ в залежності від n , P_e , P_k , параметрів навколишнього середовища, теплового стану двигуна;
 - мінімальна нерівномірність подачі палива по циліндрам (на номінальному режимі менш ніж 3...4%, в перспективі – до 2%) і по циклам (до 1%);

- забезпечення сталої роботи і розпилювання палива на режимах малих навантажень, холостого ходу і при пуску.

Додаткові вимоги до паливних систем суднових дизелів:

- забезпечення реверсування двигуна;
- можливість виключення окремих секцій насосів;
- забезпечення роботи на важких і сірчистих паливах.

Паливна система дизелів складається з таких основних елементів (рис. 6.1): паливного насоса високого тиску (ПНВТ) 4, паливопроводів високого тиску 3, форсунок 2 і допоміжних агрегатів: паливного бака 1, фільтрів грубої 6 та тонкої 5 очистки палива, паливопідкачувального насоса 7, перепускних та редуційних клапанів, паливопроводів низького тиску 8, зливних паливопроводів 9, манометра, крана.

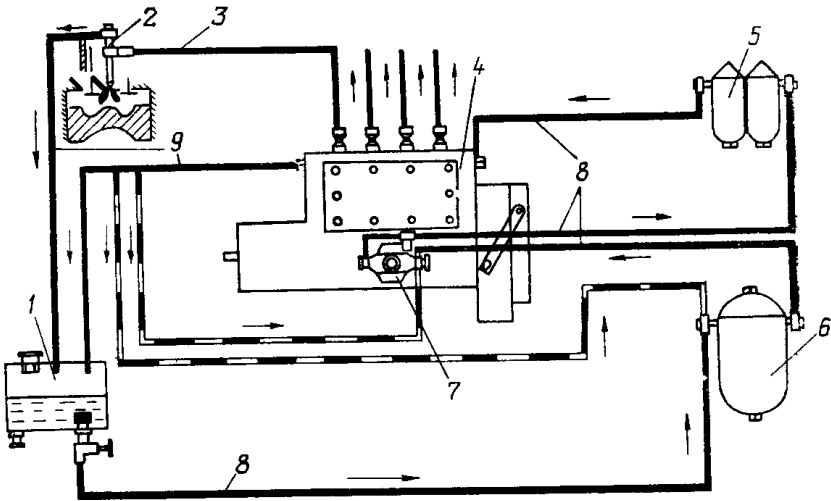


Рисунок 6.1 – Схема системи живлення дизелів розділеного типу

6.2.2 Класифікація паливних систем дизелів

Класифікація паливних систем дизелів проводиться за багатьма ознаками. Тому загальна система класифікації досить складна. Розглянемо окремі елементи цієї системи, необхідні для розуміння наступного матеріалу.

За принципом дії паливної системи розподіляються на системи безпосереднього впорскування і акумуляторні.

За конструктивним виконанням системи живлення дизелів поділяють на паливні системи розділеного типу, у яких паливний насос високого тиску й форсунка конструктивно роз'єднані нагнітальними паливопроводом, і нерозділеного типу, так звані насос-форсунки.

Паливні системи розділеного типу мають значні недоліки: насамперед складність у реалізації забезпечених ПНВТ необхідних характеристик паливоподачі через негативний вплив на них процесів в паливопроводі високого тиску і потрібних для сучасних дизелів високих значень тиску впорскування ($p_{\phi} \geq 60 \dots 10 \text{ МПа}$).

Ці недоліки стримують підвищення у швидкохідних дизелів економічності і зниження токсичності й димності відпрацювавших газів. Тому конструктори паливної апаратури знову звертають увагу на насос-форсунки, які мають за цими показниками переваги.

За способом дозування палива паливні системи й ПНВТ розподіляються на системи (насоси) з дозуванням циклової подачі відсічкою без зміни ходу плунжера і з дозуванням циклової подачі палива завдяки зміні кількості палива, що заповнює надплунжерний об'єм у відповідності з режимом дизеля.

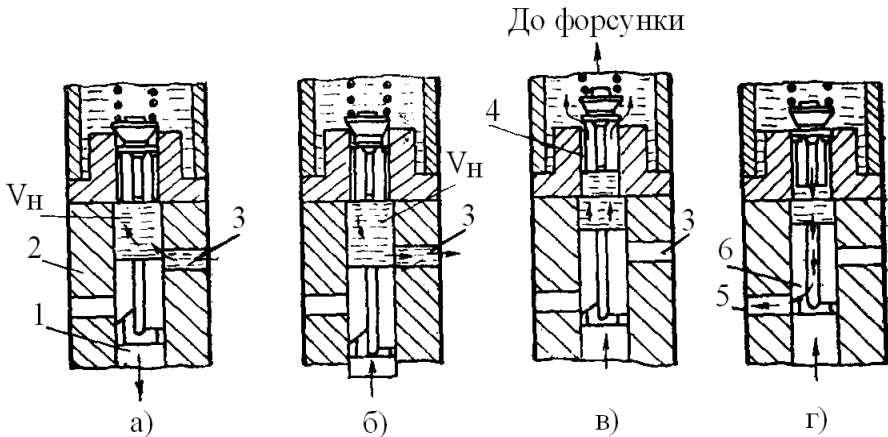


Рисунок 6.2 – Схема робочої секції паливного насоса високого тиску

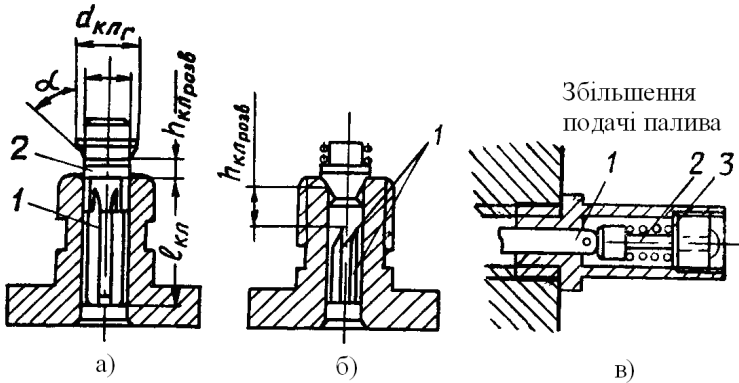


Рисунок 6.3 – Нагнітальний клапан (а), нагнітальний клапан-коректор (б) та корегуючий пристрій ПНБТ

6.2.3 Параметри паливоподачі

Основні параметри впорскування в дизелі в значній мірі залежить від конструктивних параметрів паливної апаратури.

Циклова подача палива – це кількість палива за об'ємом або масою, що впорскується за один цикл або подається через форсунки за один хід плунжера, відповідно V_u , см³/цикл, або g_u , г/цикл

$$g_u = g_e N_e \tau / (120 n i), \quad (6.1)$$

де: g_e – питома витрата палива, г/(кВт·год.);

τ – тактність;

n – частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹;

i – число циліндрів.

Характеристика впорскування (закон паливоподачі). Для найкращого використання теплоти тривалість впорскування повинна бути якомога коротшою.

Інтегральний закон паливоподачі – залежить від часу кількості палива, що надійшло в циліндри двигуна через розпилювач форсунки в межах від початку впорскування до даного моменту.

Диференціальний закон подачі – залежність від часу миттєвих витрат палива через розпилювач.

Закон паливоподачі повинен визначатися при даному режимі роботи тільки профілем кулачка. Дійсна подача палива залежить від великого числа конструктивних і режимних факторів і відрізняється від розрахункової (геометричної) подачі палива.

Тривалість вприскування – кут повороту колінчастого валу (п.к.в.) φ_v або час τ_v , відповідний вприскуванню палива. Розрізняють геометричну ($\varphi_{v,z}$) і дійсну ($\varphi_{v,d}$) тривалість. Про першу тривалість судять по періоду від повного перекриття плунжером впускного отвору до початку відкриття ним відсічного отвору. Дійсна тривалість вприскування визначається по підйому і опусканню голки форсунки. У різних дизелів $\varphi_{v,z} / \varphi_{v,d} = 1,3 \dots 1,6$. Існує тенденція до скорочення $\varphi_{v,z}$ до $10 \dots 15^\circ$ кута п.к.в.

Кут випередження вприскування (θ) – кутове положення колінчастого вала, при якому починається вприскування відносно в.м.т. відповідного циліндра. Геометричний кут випередження (θ_z) визначається по моменту закриття клапана насоса або перекриття відсіченою кромкою плунжера впускного отвору, дійсний (θ_d) по моменту відриву від сідла голки форсунки. Для насос-форсунки $\Delta\theta = \theta_z - \theta_d \approx 1 \dots 2^\circ$, для систем з нормальними довжинами трубопроводів $\Delta\theta = 2 \dots 7^\circ$.

При надто ранньому куті випередження вприскування паливо потрапляє в камеру згоряння при невеликому тискові і низькій температурі, що приводить до збільшення періоду затримки самозаймання, підвищенню жорсткості роботи та зростання максимального тиску згоряння (рис. 6.4).

При низькому куті випередження вприскування значна частина процесу згоряння переходить на лінію розширення і велика частина палива згоряє в фазі догорання. Дизель працює м'яко, але корисна робота циклу зменшується, двигун перегрівається, підвищується температура відпрацьованих газів.

Хід плунжера між геометричним початком і кінцем подачі палива називається *геометричним активним ходом плунжера* h_n^a , а під плунжером між двома послідовними змінами напрямків його руху називається *ходом (або повним ходом) плунжера* h^n (рис. 6.5).

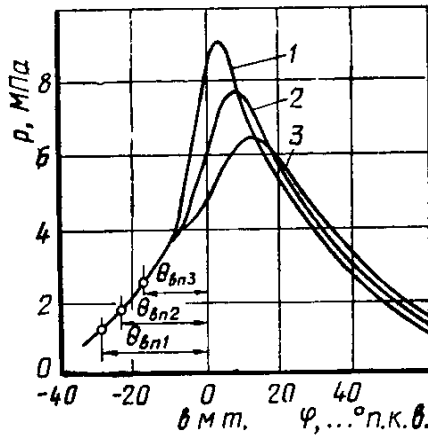


Рисунок 6.4 – Вплив кута впорскування на процес згоряння в дизелі

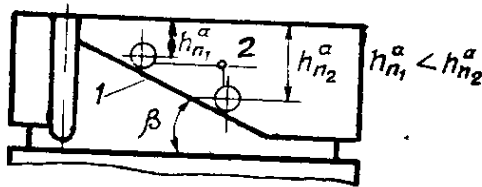


Рисунок 6.5 – Розгортка поверхні плунжера паливного насоса високого тиску

Геометрична об'ємна циклова подача палива насосною секцією, $\text{мм}^3/\text{цикл}$

$$V_y^c = f_n h_n^a, \quad (6.2)$$

де: f_n – площа поперечного перерізу плунжера, мм^2 .

Дійсна циклова подача

$$V_y = V_y^c \cdot \eta_n = f_n h_n^a \eta_n, \quad (6.3)$$

де: η_n – коефіцієнт подачі насоса; враховує гідравлічні втрати при стискуванні палива в надплунжерному просторі, стиснення палива, недостатню жорсткість приводу, $\eta_n = 0,75 \dots 0,90$.

Циклову подачу палива можна змінювати, якщо змінювати геометричний активний хід плунжера за рахунок переміщення рейки (h_p). Очевидно, що циклова подача палива буде також змінюватися в залежності від частоти обертання кулачкового вала насоса.

Ці залежності $V_u = f(h_p)$, $n_{кул.в} = const$, $V_u = f(n_{кул.в})$, $h_p = const$ називаються *характеристиками подачі паливного насоса*.

Характеристики системи живлення дизелів паливом визначаються при спільній роботі насоса і форсунки (рис. 6.6).

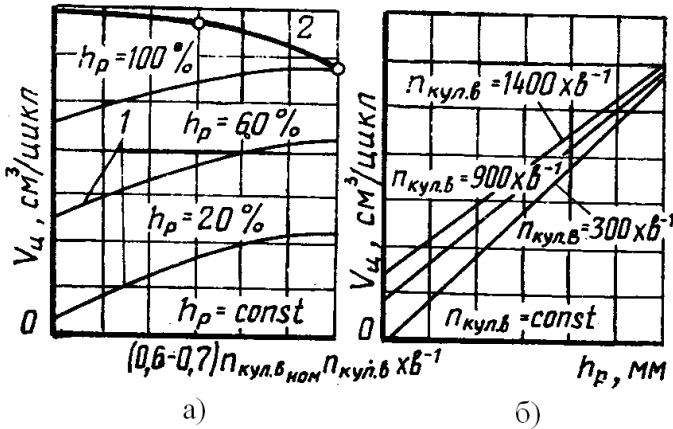


Рисунок 6.6 – Характеристики подачі паливного насоса

Аналіз свідчить, що від залежності $V_u = f(h_{кул.в})$ (рис. 6.6 а, крива 1) при збільшенні $n_{кул.в}$ визначається дією двох факторів: зменшенням втрат через зазор плунжер-втулка і посиленням дроселювання палива в наповнюючому отворі втулки. З такою характеристикою крива крутного моменту двигуна в залежності від частоти обертання колінчастого вала буде змінюватися надто плавно, через це запас крутного моменту двигуна буде мати занадто мале значення, і стійкість роботи двигуна буде незадовільною. Для її

поліпшення необхідно збільшити запас крутного моменту за рахунок якісної зміни залежності $V_u = f(n_{кул.в})$, а саме, щоб циклова подача палива збільшувалась при зниженні $n_{кул.в}$. Це досягається застосуванням нагнітальних клапанів-коректорів або спеціальних корегуючих пристроїв (рис. 6.3).

Скоректована швидкісна характеристика подачі палива наведена на рис. 6.6 а (крива 2).

6.2.4 Форсунки

Форсунки призначені для впрыскування і розпилювання палива у камеру згоряння двигуна в залежності з вибраним способом сумішоутворення (рис. 6.7 а).

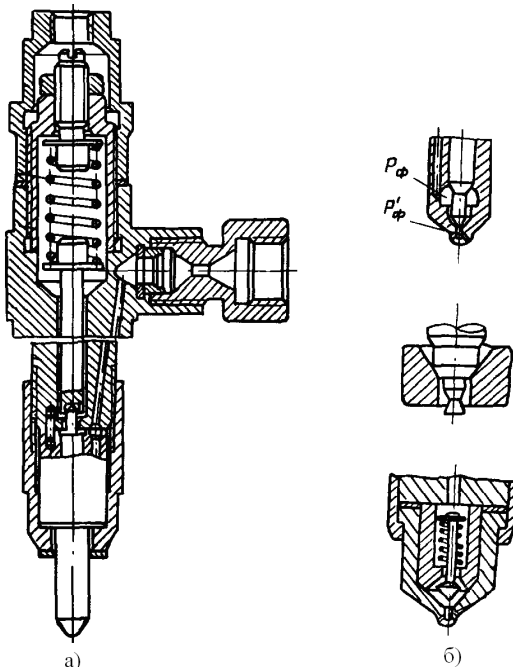


Рисунок 6.7 – Конструкція форсунки (а) і розпилювачів (б)

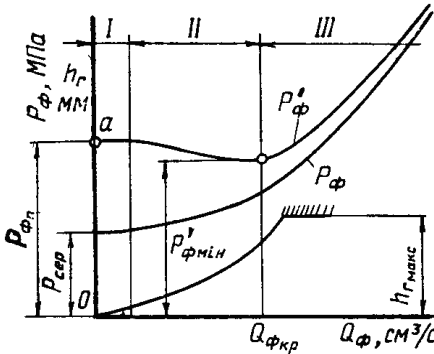
В зв'язку з цим важливе значення має конструкція соплової частини розпилювача форсунки. По цій ознаці розрізняють клапанні,

нормальні закриті, штифтові і клапано-соплові форсунки. На всіх форсунках дизелів існує замковий елемент, який виконує функцію граничного клапана. Він регулюється на такий тиск вприскування, при якому забезпечується дрібне розпилювання палива при подачі його в камеру згоряння.

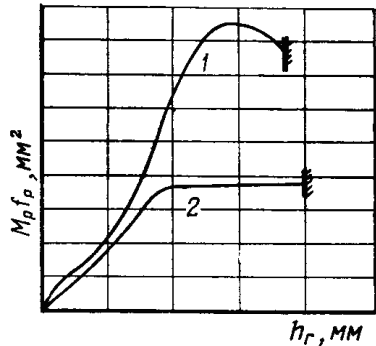
Тип розпилювача, діаметр d_p , число n_p й напрям осі розпилюючих отворів вибираються згідно із способом сумішоутворення й конфігурацією (формою) камери згоряння. Так у вихрекамерних і передкамерних дизелях, у яких паливна система незначно впливає на процес сумішоутворення, застосовують штифтові розпилювачі, в однокамерних дизелях, у яких її вплив значний, - переважно голчасті, іноді - клапано-соплові багатодірчасті розпилювачі (рис. 6.7 б).

Форсунки до дизеля підбираються з урахуванням їх гідравлічних характеристик.

Гідравлічна характеристика форсунки закритого типу з голчастим багатодірчастим розпилювачем являє собою залежність тиску перед голкою форсунки P_ϕ і перед її розпилюючими отворами P'_ϕ (рис. 6.8 а) від секундної об'ємної подачі палива через форсунку Q_ϕ .



а)



б)

а - форсунки закритого типу, б - розпилювачі;
1 - штифтового, 2 - голчастого

Рисунок 6.8 - Гідравлічні характеристики

Звичайно на ній наносяться й переміщення голки h_z . Крива тиску перед розпилюючими отворами ($p'_\phi = f(Q_\phi)$) змінюється за законом витікання з відкритого сопла, тобто

$$p_\phi - p_{сер} = Q_\phi^2 \rho_{нал} / [2g(\mu_p f_p)], \quad (6.4)$$

де: $p_{сер}$ - середній тиск у циліндрі за час впорскування палива, МПа;

$\mu_p f_p$ - ефективний прохідний переріз розпилюючих отворів, мм²;

$\rho_{нал}$ - густина палива, г/см³; $g=9,81$ м/с².

Характер зміни залежності $p'_\phi = f(Q_\phi)$ обумовлюється існуванням двох дроселюючих перерізів: при малих значеннях подач палива Q_ϕ і відповідно підйомах голки h_z (області I і II) – перерізом розпилюючих отворів (область III). Після того, як голка розпилювача досягає упору ($h_{z\max}$), переріз під запираючим конусом зостається незмінним, перестає впливати на Q_ϕ , а характеристика закритої форсунки стає подібною до характеристики відкритої форсунки. Залежності для p'_ϕ і p_ϕ асимптотичне зближаються.

Якщо витрата палива через форсунку менша $Q_{\phi\text{кр}}$, впорскування його переривчасте. При більших витратах – режим роботи форсунки стійкий. Вид гідравлічної характеристики визначається конструктивними й регульовальними (початковий тиск зтягання пружини форсунки $p_{\phi n}$) параметрами форсунки.

На практиці у форсунках з запираючою голкою виникають режими нестійкої роботи, що заважає експериментальному визначенню їх гідравлічних характеристик. Тому при підборі форсунок до дизеля частіше користуються гідравлічними характеристиками розпилювачів.

Гідравлічна характеристика розпилювача являє собою залежність ефективного прохідного перерізу $\mu_p f_p$ від переміщення голки h_z . (рис. 6.8 б). За гідравлічними характеристиками розпилювачів оцінюють гідравлічну однаковість форсунок, які установлюють на дизель.

Початковими для визначення основних параметрів паливної апаратури є значення циклової подачі палива на номінальному режимі роботи дизеля. По ньому розраховується діаметр і повний хід плунжера, площа прохідних перерізів нагнітального клапана, внутрішній діаметр паливоприводу високого тиску, площа прохідних перерізів соплових отворів розпилювача, а також профіль кулачка паливного насоса.

Циклова подача палива на номінальному режимі

$$V_{ц.ном} = \frac{g_e N_{e ном} \tau}{120 n_{ном} i \rho_{пал}}, \quad (6.5)$$

де: g_e - питома витрата палива, г/(кВт·год.);

$N_{e ном}$ - номінальна потужність двигуна кВт;

$n_{ном}$ - номінальна частота обертання колінчастого вала двигуна, хв⁻¹;

τ - коефіцієнт тактності ($\tau=4$ або 2);

i - кількість циліндрів.

Враховуючи можливість переваження дизеля, а також можливість його форсування, рекомендують приймати

$$V_{ц max} = (2,5 \dots 3,2) V_{ц ном}. \quad (6.6)$$

Робочий об'єм втулки плунжера значно більший об'єму $V_{ц ном}$ або $V_{ц max}$. Це пов'язано з тим, що в процесі вприскування мають місце гідравлічні втрати, які враховуються коефіцієнтом подачі насоса η_n ; паливо стискується (ΔV_1), а нагнітальний паливопровід під тиском розширюється (ΔV_2). Крім того, частина ходу плунжера витрачається на зворотний перепуск палива в нагнітальний отвір (ΔV_3). Тоді об'єм втулки плунжера ($V_{в.п}$), який відповідає повному ходу плунжера

$$V_{\text{в.н}} = \frac{V_{\text{ц.макс}}}{\eta_{\text{н}}} + \Delta V_1 + \Delta V_2 + \Delta V_3. \quad (6.7)$$

Визначити об'єми, які включені в залежність (6.7), важко, тому при проектуванні паливного насоса високого тиску використовують спрощені вирази

$$V_{\text{в.н}} = \varphi_{\text{н}} \frac{V_{\text{ц.макс}}}{\eta_{\text{н}}}. \quad (6.8)$$

Діаметр d_n і повний хід плунжера h_n зв'язані відношенням

$$m = h_n / d_n.$$

Тоді

$$V_{\text{в.н}} = \frac{\pi d_n^3 m}{4}. \quad (6.9)$$

Звідси

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{4V_{\text{ц.макс}} \varphi_{\text{н}}}{\pi m \eta_{\text{н}}}}. \quad (6.10)$$

При проектуванні паливних систем часто виходять не з повного, а з активного ходу плунжеру h_n^a . Тоді, якщо позначити h_n^a / d_n через m_1 , то отримаємо

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{4V_{\text{ц.макс}} \varphi_{\text{н}}}{\pi m_1 \eta_{\text{н}}}}. \quad (6.11)$$

При цьому повний хід плунжера $h_n = m_2 h_n^a$, де $m_2 = 2 \dots 4$.

Визначені d_n і h_n округляють до найближчого за ДОСТом. За обчисленням d_n визначають: зовнішній діаметр втулки плунжера

$d_{e.n} = (1.8 \dots 3.1) d_n$; діаметри наповнюючого d_{nan} і відсічного $d_{від}$ отворів втулки $d_{nan} = d_{від} = (0,2 \dots 0,35) d_n$.

Конструктивні розміри нагнітального клапана також визначають в залежності від d_n : $d_{кл.з} = (0,6 \dots 1,2) d_n$; $d_{кл} = (0,35 \dots 0,85) d_{кл.з}$; $l_{кл} = (1,5 \dots 3,0) d_{кл}$. (рис. 6.3 а).

Для забезпечення герметичності клапана ширина його ущільнювального пояса не перевищує 0,4...0,5 мм, що досягається різницею до одного градуса в кутах клапана ($2\alpha = 90^\circ$) і сідла.

Площа перерізів соплових отворів розпилювача форсунки f_p , мм², може бути визначена з виразу

$$f_p = \frac{0,06 V_{ц.макс} \cdot n}{\Delta \varphi_{\epsilon} \mu_p \sqrt{2 / \rho_{нал} (p_{ф.сер} - p_{сер})}}, \quad (6.12)$$

де: n - частота обертання двигуна, хв⁻¹;

$\Delta \varphi_{\epsilon}$ - тривалість впрыскування, ...^о n. кул.в., $\Delta \varphi_{\epsilon} = \Delta \varphi_{\epsilon}^2 / 1,4$;

$\Delta \varphi_{\epsilon}^2$ - геометрична тривалість впрыскування, яка відповідає геометричному активному ходу плунжера;

μ_p - коефіцієнт втрати розпилюючих отворів форсунки,

$$\mu_p = 0,6 \dots 0,7;$$

$P_{ф.сер}$ - значення середнього тиску впрыскування палива приблизно дорівнює $(0,5 \dots 0,7) P_{ф.макс}$.

Таблиця 6.1 – Коефіцієнти для розрахунку паливних систем наступні

Тип паливної системи	φ_n	η_n	m	m_1
Розділена з золотниковим ПНВТ	2,0...3,5	0,75...0,90	0,7...1,8	0,3...0,5
Насос-форсунка	2,0...2,5	0,80...1,0	1,2...1,8	0,4...0,75

6.2.5 Особливості паливоподаючої апаратури для роботи на легких, важких і сірчастих паливах

Для суднових дизелів вже зараз в основному використовують важкі палива. При цьому внаслідок збільшення глибини переробки нафти в майбутньому якість палив для цих дизелів буде погіршуватись.

Розширення використання легких палив в двигунах з внутрішнім сумішоутворенням визначається прагненням підвищити економічність енергетичної установки і створити універсальні (багатопаливні) двигуни.

В будь-якому випадку використання палив, відмінних від дизельних, обумовлює додаткові вимоги до паливних систем.

6.2.6 Апаратура для живлення багатопаливних дизелів

В цьому випадку під апаратурою розуміють звичайну паливну систему, допускаючи використання легких палив, включаючи бензин. Його підвищена випаровуваність приводить до можливості утворення в паливній апаратурі, працюючій при температурах до 50-90°C, парових пробок. Це викликає припинення подачі внаслідок розриву суцільності у впускних вікон втулки плунжера до неможливості запуску прогрітого двигуна. В зв'язку з цим використовують дренажні відводи для скидання пари з фільтрів і порожнин ПНВТ, забезпечують безперервну інтенсивну циркуляцію палива в лінії низького тиску, а також підвищують абсолютний рівень тиску підкачки до 0,25 - 0,35МПа, а інколи до 0,6 - 0,8МПа.

Апаратуру комплектують додатковим паливopідкачувальним насосом з крильчаткою або насосом коловоротного типу, який розміщують безпосередньо біля паливного бака. Менша в'язкість палива приводить до збільшення витікання в плунжерний парі ПНВТ, а також зменшенню впливу дроселюванню у вікнах втулки. Коефіцієнт подачі системи при переході на бензин зменшується до 10% на номінальному режимі і до 20–50% на часткових.

Для запобігання попадання палива в картер ПНВТ втулку плунжера в нижній частині обладнують канавкою для збору і відведення палива і канавкою для підводу масла (“масляний затвор”).

Більше стискання легких палив, ніж дизельних приводить до відомих деформацій законів подачі палива: спостерігається більш пізній початок впорскування, значно більш пізнє закінчення, зменшення тиску палива і циклової подачі. Для боротьби з цим використовують трубопроводи меншого перерізу, додатковий нагнітальний клапан біля форсунки та ін.

Різне стискання і в'язкість легких палив від дизельних, а також їх щільність (860 кг/м^3 – дизельне паливо, 740 кг/м^3 – бензин) приводить до витрат в цикловій подачі, до 30% на номінальному режимі і більше на часткових режимах. Для компенсації циклової подачі і потужності двигуна на ПНВТ установлюють багатопозиційні упори рейки.

В умовах роботи транспортних засобів найбільш зручні пристрої, чутливі до в'язкості палива (рис. 6.9). Компенсатор живиться від паливопідкачувального насоса. Золотник 2 забезпечує постійність перепаду тиску між порожнинами 1 і 4 незалежно від в'язкості.

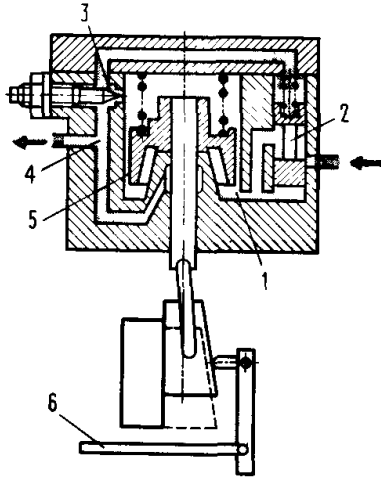


Рисунок 6.9 – Автоматичний компенсатор циклової подачі ПНВТ багатопаливного дизеля

Від її величини залежить зазор 5 біля сервопоршня. Гвинт 3 служить для регулювання пристрою. При збільшенні в'язкості палива змінюється співвідношення між величинами гідравлічного опору гвинта 3 і зазору 5 в сторону збільшення останнього: утрати тертя

зростають скоріше утрат вихоростворення. При цьому сервопоршень піднімається, зрушуючи упор 6 рейки вліво для обмеження її ходу.

Слід відмітити ще одну особливість роботи багатопаливного двигуна. Якщо при $\alpha = 1$ температура займання горючої суміші на основі парів дизельного палива дорівнює 350°C , то для суміші на основі парів бензину вона складає 500°C , що приводить до значного збільшення жорсткості згоряння і p_z .

6.2.7 Особливості паливних систем при використанні важких і сірчистих палив

Спроби використання важких палив в дизелях зі спеціально непідготовленою паливною апаратурою приводить до зменшення циклової подачі, росту навантажень в приводі ПНВТ, поганому розпалюванню, підвищенню $dp/d\phi$, g_e , прискореному виходу із строю елементів паливної апаратури внаслідок зношування, корозії та закоксовуванню.

Тому в підготовку важких палив обов'язково включають його очистку від механічних домішок і води у відстійниках, відцентрових сепараторах і контактних фільтрах (рис. 6.10).

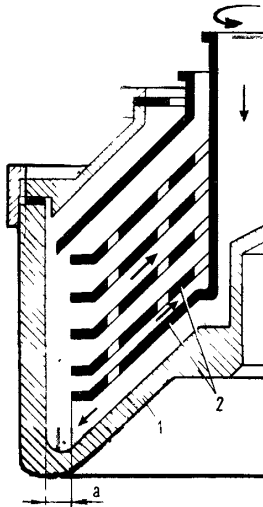


Рисунок 6.10 – Відцентровий сепаратор для очистки палива

Для палив суднових дизелів широко використовують стабілізуючі присадки, які протидіють утворенню в паливі нерозчинного осаду.

Для зменшення в'язкості важких палив їх підігрівають, починаючи з витратного бака. Верхню межу підігріву ($80-100^{\circ}\text{C}$) уточнюють для даної силової установки експериментально.

Температура форсунки і її розпилювача при роботі на важких паливах збільшується внаслідок погіршення згорання і підігріву палива. Для виключення лакоутворення та закоксовування розпилюючих отворів температуру їх обмежують 180°C . З іншого боку, при згорянні сірчистих палив створюються ангідриди, які при з'єднанні з парою води – сірчисту кислоту. Тому нижньою межею температури розпилювача вважають $120-130^{\circ}\text{C}$. для підтримки температури розпилювачів в вузькому діапазоні використовують їх охолодження.

6.2.8 Паливна система дизелів з електронним управлінням

Паливні системи дизелів з електронним управлінням дозволяють більш повно оптимізувати робочий процес на всіх характерних режимах роботи і за рахунок цього добитися зниження шкідливих викидів, шумності, витрат палива, поліпшення пускових властивостей, динамічності транспортних засобів та ін.

Особливості переваг паливних систем дизелів з електронним управлінням по зрівнянню з паливоподаючою апаратурою традиційного типу наступні:

- забезпечення гнучкого регулювання циклової подачі в відповідності з заданим швидкісним режимом двигуна; забезпечення необхідної зовнішньої швидкісної характеристики;
- забезпечення мінімальної нерівномірності подачі по циліндрам двигуна;
- оптимальне регулювання кутів випередження впорскування в залежності від режиму роботи;
- автоматизація запуску, необхідне збагачення суміші при запуску, виключення подачі палива при примусовому холостому ході, регулювання на перехідних режимах;
- відключення циліндрів і циклів на часткових режимах;

– діагностування датчиків і виконавчих пристроїв, а також компенсація вибухів із строю за допомогою резервних програм.

Для Common Rail (“Загальний шлях”, тобто загальна для форсунок магістраль, акумулятор) додатково характерно:

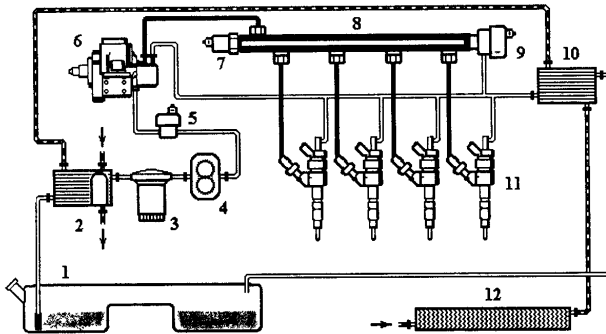
– оптимальне регулювання тиску і характеристики впорскування;

– здійснювання дворазового впорскування, в т.ч. з мінімально стійкою запальною порцією, з регульованим інтервалом між впорскуваннями;

– забезпечення регульованого додаткового впорскування (після основного) для розігріву нейтралізатора DENOX на часткових режимах.

Варіант системи Common Rail легкового автомобіля наведений на рис. 6.11.

В якості паливopідкачуального насоса фірма R.Bosch передбачує використання шестеренчастого і роторного (роликового) типу насоса (рис. 6.12) з автономним електроприводом, в т.ч. занурених в паливний бак.



трубопроводи: - ЛНД, - ЛВД, - масла.

- 1 - бак; 2 - підігрівник палива з термостатом; 3 - ФТО; 4 - ППН;
 5 - отсічний електроклапан; 6 - ПНВТ; 7 - датчик тиску;
 8 - акумулятор; 9 - електроклапан регулювання тиску;
 10 - охолоджувач палива; 11 - електрогідравлічні форсунки;
 12 - повітряний радіатор

Рисунок 6.11 - Гідравлічна схема CR автомобіля

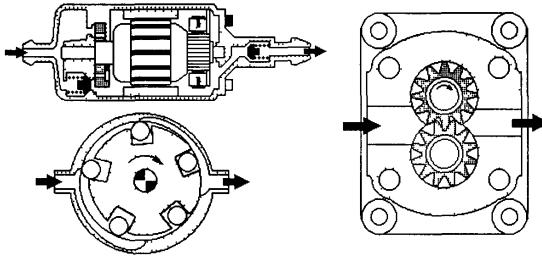
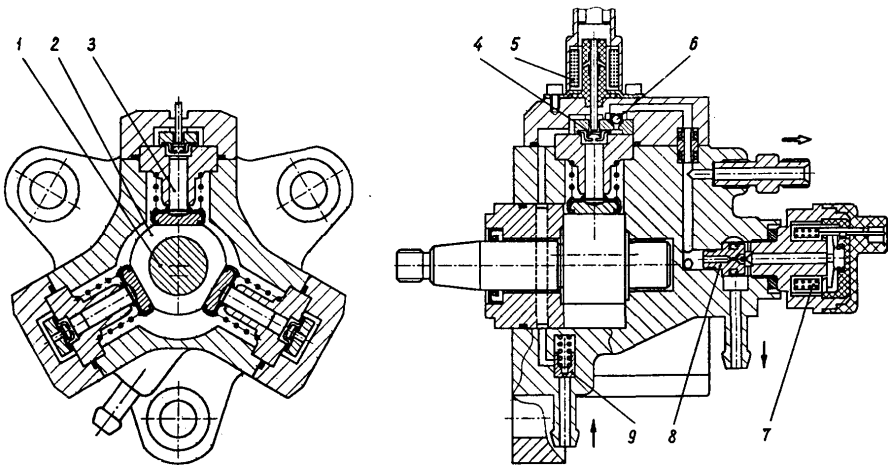


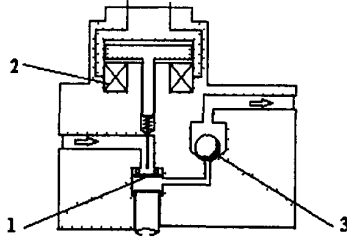
Рисунок 6.12 – Роторний і шестеренчастий ППН фірми R.Bosch

Паливний насос високого тиску (ПНВТ) скомпонований по зіркоподібній схемі (радіально-плунжерний насос), рис. 6.13. Такі насоси забезпечують рівномірність завантаження приводного вала, що значно менше розподільчого ПНВТ. Таким чином вимоги до приводу зменшуються до рівня вимог до приводів других допоміжних агрегатів ДВЗ, що важливо при тиску впрыскування 120...180МПа.



1 - ексцентриковий вал; 2 – прецесуюча втулка; 3 - плунжер;
4 - впускний клапан, 5 - електромагніт впускного клапанний;
6 - випускний клапан; 7 - електромагніт регулятора тиску;
8 - сидло клапанна регулятора; 9 - протидренажний клапан

Рисунок 6.13 - Радіально-плунжерний ПНВТ Common Rail фірми R. Bosch



1 – впускний клапан, 2 – електромагніт, 3 – випускний клапан

Рисунок 6.14 – Схема клапанного управління ПНВТ

В насосі використані кулькові клапани (рис. 6.14), як малоінерційні та дешеві. Проте, практика показує, що при цьому існує трудність забезпечення їх герметичності. Плоскі клапани теж малоінерційні, але вони вимогливі до фільтрування палива та точності виготовлення.

Клапанний регулятор тиску електроуправляючий, забезпечує точне і безумовне підтримання заданого для даного режиму тиску в акумуляторі (рис. 6.15). Клапан можливо встановлювати в ПНВТ і на акумуляторі.

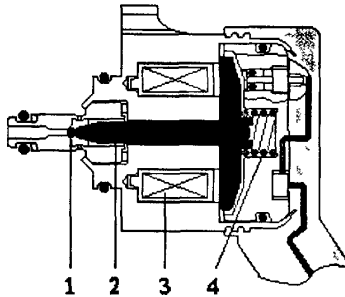


Рисунок 6.15 – Електрокерований редукційний клапан

Пружина 4 через шток 2 закриває кульковий клапан 1. Електромагнітом 3 створюється додаткове запираюче зусилля. Зміною тривалості періодичного обезструмлення клапана регулюються середні в залежності від часу витрати палива на злив і, отже, активний тиск. Такий метод регулювання зливом з високонапірного

акумулятора має недоліки: не економічний і вимагає спеціального охолодження палива.

Запобіжний (редукційний) клапан (рис. 6.16) призначений для стравлювання палива із акумулятора при підвищенні тиску вище допустимого. Тиск спрацювання регулюється гвинтом 4.

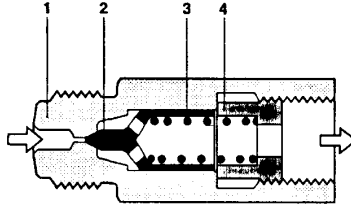


Рисунок 6.16 – Запобіжний клапан

Аварійний обмежувач подачі (рис. 6.17) через форсунку запобігає спорожненню акумулятора через зависнуту голку форсунки або клапана управління, а також пошкодження відповідного циліндра двигуна.

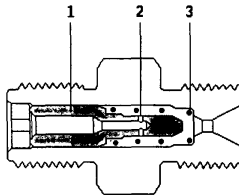
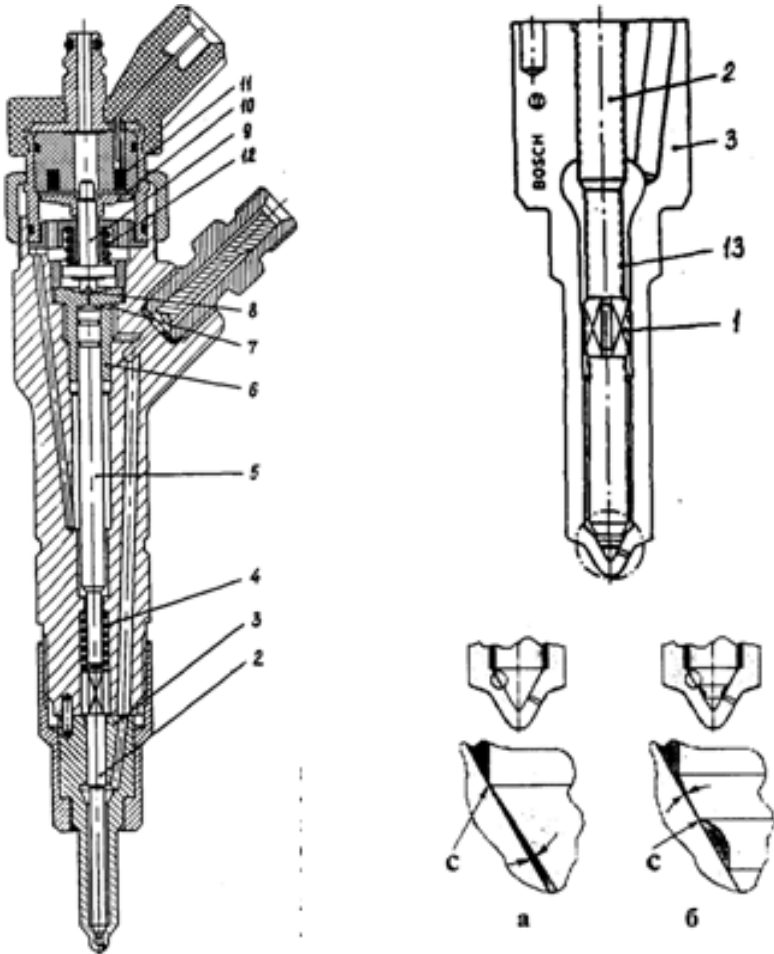


Рисунок 6.17 – Аварійний обмежувач подачі через форсунку

В ньому використовується принцип виникнення різниці тиску з різних сторін від клапана 1 при проходженні палива через його жиклери 2. Переріз жиклерів, затяжка пружини 3 і діаметр клапана повинні точно відповідати максимальній подачі палива.

6.2.9 Напрямки удосконалення паливних систем дизелів

Поліпшення показників роботи дизелів і, перш за все, підвищення їх економічності, зниження токсичності і димності відпрацьованих газів тісно залежать від подальшого поліпшення роботи паливних систем.



- 1 – хрестоподібна направляюча, 2 – голка, 3 – розпилювач,
 4 – пружина замикання голки, 5 – мультиплікатор замикання,
 6 – втулка мультиплікатора, 7 – жиклер камери гідрокерування,
 8 – кульковий керуючий клапан, 9 – шток, 10 – якір,
 11 – електромагніт, 12 – пружина клапана, 13 – вуглецеве покриття;
 а – традиційна конструкція з прямою різницею кутів конусів,
 б – скорочений посадочний конус голки із зворотною різницею
 кутів, с – герметизуюча лінія контакту

Рисунок 6.18 – Електрогідрравлічна форсунка
 та варіанти їх розпилювачів

Основні напрямки в цій роботі такі:

- оптимізація характеристик вприскування ПНВТ в узгодженні з типом сумішоутворення і переважними режимами роботи дизеля;
- підвищення максимального тиску вприскування до 80...120 МПа і більше;
- зменшення тривалості вприскування;
- коректування шкідливих характеристик паливоподачі з метою забезпечення запасу крутного моменту за зовнішньою швидкісною характеристикою дизеля не менш, як 30%;
- коректування циклової подачі палива в залежності від зовнішніх факторів і режиму роботи двигуна;
- підвищення надійності й тривалості роботи паливних систем до рівня, який відповідав би нормативам пробігу транспортних засобів з дизелем до капітального ремонту;
- зменшення масових і габаритних показників елементів паливних систем, особливо установочних габаритних розмірів форсунок;
- розробка адаптивних електронних систем керування паливним насосом з метою підвищення експлуатаційної паливної економічності і надійності дизелів, зниження їх токсичності і димності.

6.3 Завдання до практичного заняття

Уважно прочитати й зрозуміти матеріали лекційних занять, наведену технічну інформацію у даних методичних вказівках та у рекомендованій літературі для даного практичного заняття. На основі цього одержати уявлення про принципи конструювання окремих вузлів та систем двигунів внутрішнього згорання.

6.4 Порядок проведення практичного заняття

Ознайомитися з загальною теоретичною частиною практичного заняття. Під час проведення практичного заняття виконати необхідні розрахунки окремих вузлів та систем двигунів внутрішнього згорання

за вказівками викладача. Оформити звіт з практичного заняття у відповідності до поставленої мети заняття та згідно вимог щодо звіту.

Питання і завдання для самоконтролю

1. Назвіть основні функції паливних систем дизельних двигунів, а також вимоги, що пред'являються до них.

2. Які способи сумішоутворення застосовуються в дизельних двигунах? Приведіть переваги і недоліки різних способів сумішоутворення.

3. Наведіть основні параметри паливоподачі і дайте їм визначення.

4. Приведіть загальну схему системи живлення дизеля. Охарактеризуйте призначення елементів системи живлення.

5. Як працює і як здійснюється зміна початку і кінця подачі палива в ПНВТ?

6. Що називається активним ходом плунжера? Як виконують профілювання управляючого краю плунжера?

7. Назвіть види характеристик подачі палива насосом.

8. З якою метою і завдяки чому коректуються швидкісні характеристики подачі палива насосом?

9. Дайте визначення геометричному і дійсному куту випередження впорскування палива.

10. Яку роль в ПНВТ відіграють нагнітальний клапан і нагнітальний клапан-коректор?

11. Яке призначення автоматичних муфт випередження впорскування палива? Як вони працюють?

12. Які типи форсунок переважно застосовуються в дизельних двигунах? Перелічите переваги і недоліки кожного з них?

13. Як використовуються гідравлічні характеристики форсунки і гідравлічні характеристики розпилювачів?

14. Назвіть особливості організації робочого процесу в розподільних ПНВТ.

15. Як виконується регулювання частоти обертання колінчастого вала дизеля?

16. Назвіть основні функції паливних систем дизелів з електронним управлінням.

17. Яке призначення регулятора тиску, запобіжного клапана і аварійного обмежувача подачі палива в акумуляторних системах живлення дизелів?

18. Приведіть основні напрямки удосконалення паливних систем дизельних двигунів.

19. Яким чином визначаються параметри подачі палива плунжерною парою і форсункою?

Зміст звіту

У звіті про практичне заняття дати відповіді на наступні питання:

1. Призначення й будова паливних систем дизелів.
2. Елементи класифікації паливних систем дизелів.
3. Вплив параметрів і конструкції паливної апаратури на протікання робочого процесу дизеля.
4. Закон тепловиділення і способи його поліпшення.
5. Функції паливних систем дизелів.
6. Назвіть вимоги, які пред'являються до паливних систем дизелів.
7. Види характеристик подачі палива насосом.
8. Циклова подача палива через форсунки дизеля.
9. Характеристики вприскування (закон подачі палива) через розпилювач форсунки.
10. Тривалість вприскування палива. Геометрична і дійсна тривалість вприскування.
11. Кут випередження вприскування палива. Визначення. Геометричний і дійсний кут випередження.
12. Період розвантаження лінії високого тиску.
13. Коефіцієнт подачі системи. Визначення. Залежність коефіцієнта подачі від n і p_e двигуна.
14. Навантажувальні та швидкісні характеристики подачі палива.
15. Конструктивні особливості ПНВТ з золотниковим регулюванням подачі палива.
16. Профілювання керуючих кромek плунжера ПНВТ.
17. Конструктивні особливості втулок плунжерів.
18. Особливості складання плунжерних пар ПНВТ.
19. Нагнітальний клапан. Призначення. Місце установлення.
20. Закриті форсунки. Класифікація форсунок по типу розпилювачів.

21. Швидкісна характеристика ПНВТ. Коректуючі пристрої ПНВТ.
22. Недоліки багатоплунжерних насосів високого тиску. Розподільні паливні насоси, принцип дії. Зміна подачі насосом.
23. Вимоги до паливопроводів високого тиску.
24. Основні напрямки удосконалення паливних систем дизельних двигунів

Література: [5], с.124-211; [6], с.201-226; [7], с.355-361; [8], с.102-107, 120-127; [9], с.314-349.

7 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 7.

СИСТЕМА ЖИВЛЕННЯ ГАЗОВИХ, БЕНЗОГАЗОВИХ ДВИГУНІВ ТА ГАЗОДИЗЕЛІВ

7.1 Мета роботи

Користуючись літературою по темі, конспектами, альбомами конструкцій двигунів, плакатами вивчити призначення, склад, робочі процеси систем живлення газових, бензогазових двигунів та газодизелів, а також способу розрахунку окремих елементів газових систем. Наочні посібники: підручники, альбоми з конструкції автомобілів, плакати, розрізні агрегати систем живлення газових двигунів.

7.2 Загальні відомості

7.2.1 Системи живлення газових двигунів

Системи живлення газових двигунів розділяються на два основних види: для стиснутих газів і для зріджених.

Загальні схеми систем живлення стиснутим і зрідженим газом показані на рис. 7.1 і 7.2.

Системи живлення двигунів зрідженим природним газом визначаються присутністю теплоізовльованого кріогенного бака для утримання газу в рідкому вигляді при температурі мінус 161°С, більш ефективних випарників і низьким робочим тиском в системі. При охолодженні метану, який є основним компонентом природного газу, до температури мінус 161°С при атмосферному тискові, він переходить в рідкий стан і об'єм його зменшується в 600 разів.

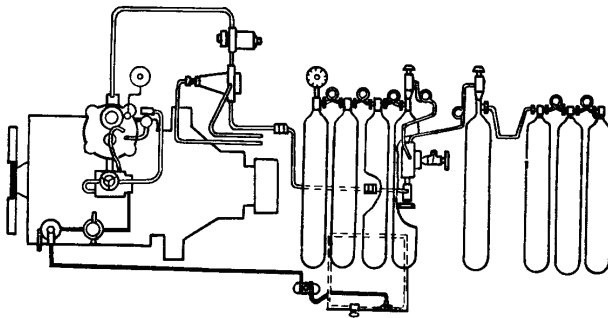


Рисунок 7.1 – Схема системи живлення двигунів стиснутим газом

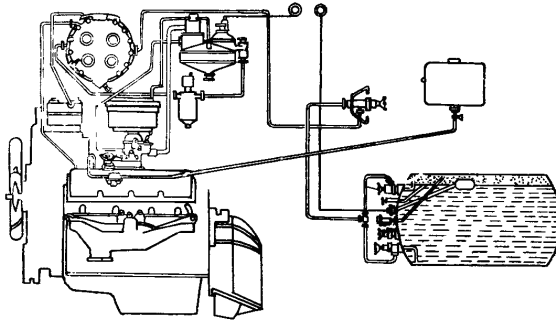


Рисунок 7.2 – Схема системи живлення двигунів зрідженим газом

Кріогенні системи поки не одержали широкого застосування через складність конструкції, необхідність використання матеріалів, які дорого коштують, невирішення питань технології зрідження природного газу, його транспортування і зберігання. Однак, застосування їх перспективне.

7.2.2 Системи живлення бензогазових двигунів

Системи живлення бензогазових двигунів відрізняються від систем живлення газових двигунів конструкцією окремих вузлів.

Способом переобладнання газового двигуна в бензогазовий є установка в головній дозуючій системі карбюратора і в дозуючому економайзерному пристрої газового редуктора жиклерів з сумарною пропускною спроможністю, що забезпечує одержання повної потужності двигуна при подачі одночасно бензину та газового палива. Бензиновий економайзер та прискорюючий насос вимикаються.

Недолік – неможливість роботи на повну потужність на одному бензині, або на одному газі без заміни жиклерів. Для виправлення цього недоліку розробляються більш складні системи подачі бензину та газів. Наприклад, в системі живлення можуть бути передбачені по два паралельно працюючих жиклери в головній дозуючій системі карбюратора і в дозуючому економайзерному пристрої газового редуктора. Один з кожної пари жиклерів перекривається електромагнітним клапаном, які керуються датчиками, один встановлений в паливному баку, а другий – в газовій магістралі. При наявності бензину і достатньому тискові в газовій магістралі обидва

клапани закриті і двигун працює як бензогазовий одночасно на двох паливах. Якщо немає бензину в баку, то автоматично відкривається клапан в дозуючому економайзерному пристрої і двигун працює на одному газі, розвиваючи повну потужність. Якщо недостатній тиск в газовій магістралі, то відкривається клапан в карбюраторі і двигун працює на одному бензині. Перемикання відбувається автоматично.

7.2.3 Система живлення газодизелів

Система живлення газодизелів ефективна при використанні її в якості головних двигунів на судах, що перевозять зріджений газ.

Щоденно кількість випаровуваного газу, який перевозиться судном, внаслідок природного нагрівання складає 0,3...0,5%. Для уникнення підвищення тиску в баках пари газів повинні видаляти. Кількість видалених газів приблизно на 70% задовольняють потреби головних судових двигунів в паливі.

Автомобільні газодизелі відрізняються від звичайних дизелів в основному наявністю додаткової системи живлення газовим паливом. В газодизелях можуть застосовуватися стиснутий і зріджений природний газ, а також зріджений нафтовий газ. Однак у зв'язку з тим, що октанове число нафтових пропанбутанових газів нижче, ніж у природного газу, при роботі газодизеля на зрідженому нафтовому газі можливе виникнення детонації. Для усунення детонації доводиться збільшувати дозу вприскуваного дизельного палива, яка може досягти 70% від витрати при роботі за дизельним циклом. А тому в газодизелях автомобілів використовують переважно стиснутий природний газ.

Газоповітряну суміш при газодизельному циклі можна збіднювати до $\alpha = 5...7$ і більше. Це дозволяє регулювання потужності шляхом змінення складу газоповітряної суміші, тобто використовувати якісне регулювання, при якому потужність двигуна регулюється зміненням подачі газу в газоповітряний змішувач (рис. 7.3 а). Збідненням газоповітряної суміші не вигідно зменшувати потужність газодизеля менше 25...30% від номінальної тому, що через уповільнене та неповне згоряння збіднених сумішей погіршується економічність двигуна і зростають викиди незгорівшого метану CH_4 .

Можна застосовувати кількісне регулювання (рис. 7.3 б), але при такому регулюванні не забезпечується самозаймання запального

рідкого палива при малих навантаженнях через нестачу повітря, викликаного великим дроселюванням газоповітряної суміші.

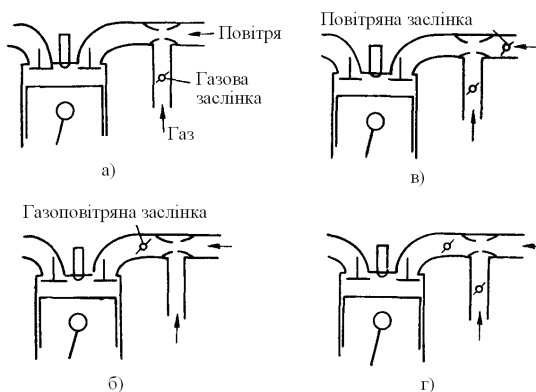


Рисунок 7.3 – Схеми регулювання газоповітряної суміші в газодизелях

Тому в газодизелях доцільно застосовувати змішане регулювання: кількісне при великих і середніх навантаженнях і якісне при малих навантаженнях менших 25...30% від номінального та на холостому ходу.

Змішане регулювання здійснюється двома способами:

- одночасним регулюванням подачі повітря і газу (рис. 7.3 в) при великих і середніх навантаженнях і регулюванням тільки подачі газу при частково закритій повітряній заслінці при малих навантаженнях і на холостому ходу;

- змінням подачі газоповітряної суміші при великих і середніх навантаженнях за допомогою газоповітряної заслінки (рис. 7.3 б) і регулюванням тільки подачі газу при частково закритій газоповітряній заслінці на малих навантаженнях і на холостому ходу.

Автомобільні газодизелі можна поділити на дві групи в залежності від типу регулятора, встановленому на базовому дизелі: з дворежимним регулятором; із всережимним регулятором.

При використанні *дворежимного регулятора* орган керування подачею дизельного палива фіксують в положенні, при якому подається мінімальна запальна доза палива. Подачею газового палива керує водій. На газодизелях із *всережимним регулятором* останній

автоматично регулює або одночасно подачу газового і дизельного палива, або тільки подачу газу при постійному положенні органа керування подачею дизельного палива.

Всережимний регулятор частоти обертання (рис. 7.4) застосовується в системі живлення, яка призначена для переобладнання в газодизелі серійних дизелів сім'ї ЯМЗ, система з дворежимним регулятором застосована на газодизелях КамАЗ – 7409.10.

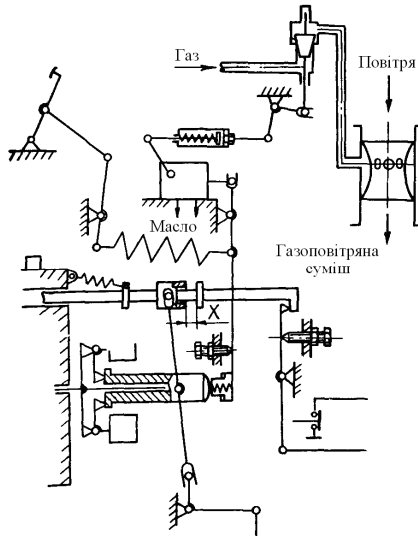


Рисунок 7.4 – Принципова всережимного регулятора для газодизелів ЯМЗ

Найбільш складними вузлами газової апаратури є *газові редуктори*. Вони діляться на два класи: високого і низького тиску. Редуктори *високого тиску* (рис. 7.5) застосовуються в системах живлення із стиснутим природним газом. В них високий тиск газу (до 20...25 МПа) знижується до тиску, при якому газ подається на вхід редуктора низького тиску.

Редуктори *низького тиску* являють собою автоматичні дво- або трьохступеневі регулятори тиску мембрано-важільного типу. Вони виконують такі функції:

- знижують тиск газу на виході з редуктора до надлишкового значення 20...100 Па, необхідного для полегшення пуску двигуна та його стійкої роботи на перехідних режимах;

- забезпечують необхідну витрату газу при зупинці двигуна.

На вітчизняних газобалонних автомобілях застосовуються однакові двоступеневі редуктори для зріджених нафтових і стиснутого природного газів (рис. 7.6).

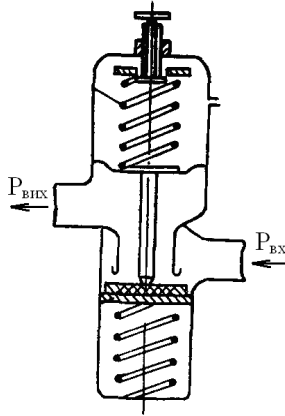


Рисунок 7.5 – Схема одноступеневого газового редуктора високого тиску

Для зменшення коливань тиску на виході з редуктора, що виникають внаслідок перемінного вакууму, який передається з впускного колектора двигуна, розроблені конструкції трьохступневих редукторів низького тиску. Вони відрізняються від двоступневих редукторів наявністю проміжного ступеню.

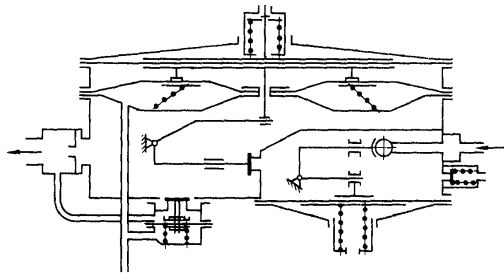


Рисунок 7.6 – Схема двоступеневого редуктора

7.2.4 Розрахунок газової апаратури

Розрахунок газової апаратури проводять за умови забезпечення максимальної потужності двигуна при заданому значенні коефіцієнта надлишку повітря. Спочатку розраховують газоповітряний змішувач і з'єднаний з ним дозуючий пристрій газового редуктора низького тиску (рис. 7.7). Через малі перепади тисків стисливість повітря і газу не враховують.

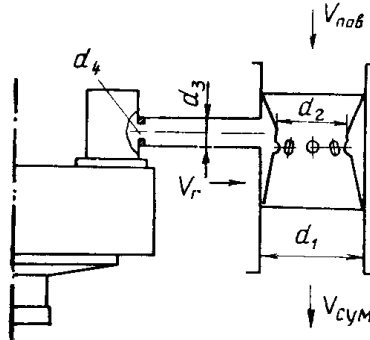


Рисунок 7.7 – До розрахунку газоповітряного змішувача і дозуючого пристрою

Витрата газоповітряної суміші із змішувача на номінальному режимі роботи двигуна становить, $\text{м}^3/\text{с}$

$$V_{\text{сум}} = V_h \eta_v n_{\text{дв}} \cdot i / 30 \tau = f_1 w_1, \quad (7.1)$$

де: V_h - робочий об'єм циліндра, м^3 ; η_v - коефіцієнт наповнення;

$n_{\text{ном}}$ - номінальна частота обертання двигуна, хв^{-1} ;

i - кількість циліндрів;

τ - тактність двигуна;

f_1 - площа прохідного перерізу вихідного патрубку змішувача, м^2 ;

w_1 - швидкість суміші у вихідному патрубку, $\text{м}/\text{с}$.

Звідки

$$f_1 = V_{\text{сум}} / w_1 . \quad (7.2)$$

Діаметр вихідного патрубку, м

$$d_1 = \sqrt{4V_{\text{сум}} / \pi w_1} . \quad (7.3)$$

Секундна витрата повітря, м³/с

$$V_{\text{нов}} = \frac{\alpha_z L_0^z V_{\text{сум}}}{1 + \alpha_z L_0^z} = \frac{V_{\text{сум}}}{\frac{1}{\alpha_z} L_0^z + 1} , \quad (7.4)$$

де: L_0^z - теоретично необхідна кількість повітря для повного згоряння 1м³ газу, м³.

Для газових двигунів приймають $\alpha_z = 1,15 \dots 2,0$, для газодизелів $\alpha_{z,д} = 1,6 \dots 2,0$. Діаметр d_2 визначають, використовуючи рівняння витрати повітря через дифузор

$$V_{\text{нов}} = \mu_2 f_2 \sqrt{2(p_0 - p_2) / \rho_{\text{нов}}} , \quad (7.5)$$

де: μ_2 - коефіцієнт витрати;

f_2 - прохідний переріз дифузора, м²;

$\rho_{\text{нов}}$ - густина повітря, кг/м³;

p_0, p_2 - тиск повітря при вході в змішувач та в найменшому перерізі дифузора, Па.

З рівняння (7.5)

$$f_2 = \frac{V_{\text{нов}}}{\mu_2 \sqrt{2(p_0 - p_2) / \rho_{\text{нов}}}} . \quad (7.6)$$

Діаметр дифузора, м

$$d_2 = \sqrt{\frac{4V_{нов}}{\pi\mu_2\sqrt{2(p_0 - p_2)/\rho_{нов}}}}. \quad (7.7)$$

Перепад тиску $(p_0 - p_2)$ приймають не більше, ніж 0,02 МПа, щоб не погіршилось наповнення циліндрів свіжим зарядом. Ця величина відповідає швидкості повітря, близької до 150 м/с.

Витрати газу, м³/с

$$V_\varepsilon = \frac{V_{нов}}{\alpha_\varepsilon L_0^2}. \quad (7.8)$$

Площу прохідного перерізу патрубку для підводу газу, м², визначають, задаючись його швидкістю в цьому перерізі

$$f_3 = \frac{V_\varepsilon}{w_3}, \quad (7.9)$$

де: w_3 - швидкість газу, яку можна прийняти в межах 20...30 м/с.

Діаметр патрубка, м

$$d_3 = \sqrt{\frac{4V_\varepsilon}{\pi w_3}}. \quad (7.10)$$

Діаметр газового жиклера визначають з рівняння витрати газу крізь жиклер

$$V_\varepsilon = \mu_4 f_4 \sqrt{2(p_p - p_2 - \Delta p)/\rho_\varepsilon}, \quad (7.11)$$

де: μ_4 - коефіцієнт витрати;

f_4 - площа прохідного перерізу жиклера, м²;

ρ_ε - густина газу, кг/м³;

p_p - тиск в другому ступені редуктора низького тиску, Па;

Δp - втрата тиску у патрубку, що підводить газ, між редуктором та змішувачем.

Ураховуючи рівняння (7.11), визначають діаметр жиклера, м

$$d_4 = \sqrt{\frac{4V_z}{\pi\mu_4\sqrt{2(p_p - p_2 - \Delta p)}\rho_z}}. \quad (7.12)$$

Значення Δp залежить від густини газу, коефіцієнта гідравлічного опору патрубка і швидкості газу. При попередніх розрахунках її можна не враховувати.

Розміри решти елементів системи живлення (редукторів, клапанів, вентилів, підігрівача та випаровувача газу) вибирають за потрібною витратою газу V_z на номінальному режимі з запасом 25...30%.

7.2.5 Особливості паливних систем двигунів, працюючих на водні

Водень як моторне паливо, володіє рядом специфічних властивостей, які необхідно враховувати при розробці паливних систем двигунів і організації їх робочих процесів.

При високій масовій теплоті згоряння (120,1 МДж/кг) об'ємна теплота згоряння газоподібного водню складає всього 10,2 МДж/м³, а зрідженого 8,4МДж/л. це перешкоджає зберіганню водню, особливо на установках наземного транспорту.

Водень можна зберігати в стиснутому, зрідженому і зв'язаному стані або виготовляти на борту транспортної установки. Запас теплоти згоряння стиснутого водню, віднесений до одиниці об'єму паливного бака, складає не більше 4,4% теплоти згоряння бензину, що приходить на одиницю маси бака і палива. Внаслідок чого виникає ряд проблем при компоновці транспортного засобу.

Для зрідження водню необхідні додаткові витрати енергії (до 17 кВт·год/кг). Частина витрат енергії, витрачених на спалення водню, компенсується при роботі двигуна, внаслідок підвищення його потужності та економічності, при чому тим більше, чим нижча температура водню і чим більші його витрати.

Зберігання водню можливе в компактних теплоізованих посудинах – криогенних баках. Розроблені криогенні баки (рис. 7.8) складаються із внутрішньої посудини 5, виконаної з корозійної сталі або алюмінієво-магнієвого сплаву, зовнішньої дюралевої оболонки 3, теплоізовлюючого шару 4 і метанізованої з двох боків плівки із склотканини; порожнини 13, вакуумованої через штуцер 2 до тиску $(1,5 \dots 3) \cdot 10^{-2}$ Па, в якій підвішена на теплоізовлюючому пристрої внутрішня посудина.

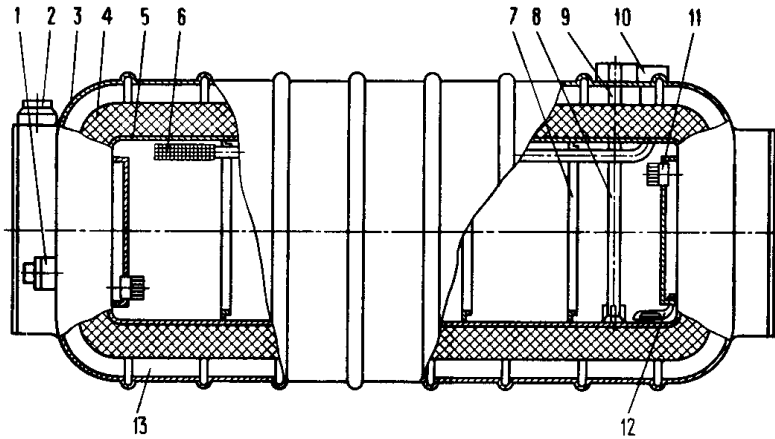


Рисунок 7.8 – Криогенний бак для водню

Водневі криогенні баки повинні постачатись запобіжними клапанами, пристроями для зарядки воднем 10 і промивки їх від назбираних домішок, найбільш небезпечним з яких є повітря. Для контролю за тиском і запасом водню баки постачаються датчиками, а для регулювання витрат – підігрівальними та наддувочними пристроями 12, 6. Криогенні баки об'ємом 100–500л дозволяють зберігати водень з щоденними витратами на випаровування не більше 2%.

Використовуються також способи зберігання водню в сполуках з металами в порошкоподібних з'єднаннях, абсорбуючих (поглинаючих) водень в великих кількостях (до 900 об'ємів сорбенту, або до 9% його маси).

В цьому випадку гідридний бак заряджається в холодному або нагрітому (до температури 250°C) стані прокачкою через нього водню. При нагріванні бака водень виділяється і направляється в двигун.

Найбільш ефективного використання в якості сорбенту можна очікувати від сполук із заліза і титану $FeTi_2$ та $TiFe$, лантану і нікелю $LaNi_5$, магнію і міді $MgCu$ та Mg_2Cu , магнію і нікелю Mg_2Ni .

Для запобігання підвищеної небезпеки займання або вибуху воднево – повітряної суміші водень уводять в суміші з бензином або в повітря як можна ближче до циліндрів через карбюратори – змішувачі, спеціальні пристрої в патрубках впускного колектора або безпосередньо через прохідний переріз впускного клапана (рис. 7.9).

Використання газоподібного водню при внутрішньому сумішоутворенні можливе як в двигунах з електричним запалюванням, так і в дизелях.

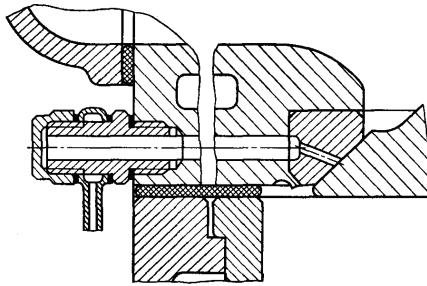


Рисунок 7.9 – Пристрій для вводу водню в прохідний переріз клапана

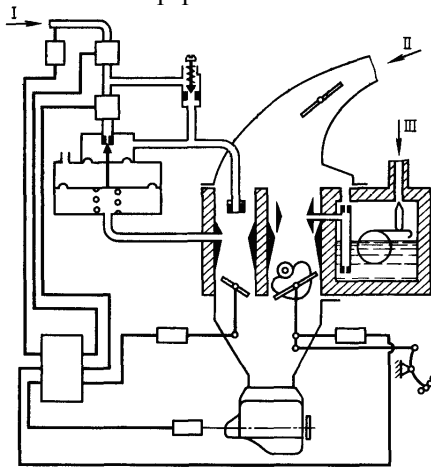


Рисунок 7.10 – Схема системи живлення двигуна бензином і воднем за допомогою карбюратора-змішувача

7.3 Завдання до практичного заняття

Уважно прочитати й зрозуміти матеріали лекційних занять, наведену технічну інформацію у даних методичних вказівках та у рекомендованій літературі для даного практичного заняття. На основі цього одержати уявлення про принципи конструювання окремих вузлів та систем двигунів внутрішнього згоряння.

7.4 Порядок проведення практичного заняття

Ознайомитися з загальною теоретичною частиною практичного заняття. Під час проведення практичного заняття виконати необхідні розрахунки окремих вузлів та систем двигунів внутрішнього згоряння за вказівками викладача. Оформити звіт з практичного заняття у відповідності до поставленої мети заняття та згідно вимог щодо звіту.

Питання і завдання для самоконтролю

1. На які види підрозділяються системи живлення газових двигунів?
2. З яких основних елементів складаються системи живлення газових двигунів? Які функції вирішує кожний з них?
3. Чим відрізняються системи бензинових двигунів від газових?
4. Які особливості мають системи живлення газодизелів?
5. Які види регулювання якості газоповітряної суміші застосовуються в газодизелях?
6. Назвіть основні напрямки розвитку систем живлення газових двигунів та газодизелів.
7. Поясніть принцип роботи двоступеневого редуктора для газових двигунів.
8. За яких умов і яким чином розраховують газову апаратуру?
9. Які особливості паливних систем двигунів, що працюють на водні?
10. Поясніть схему системи живлення двигуна бензином і воднем за допомогою карбюратора-змішувача.
11. Які способи зберігання водню можна використовувати на транспортних установках? Поясніть їх переваги і недоліки.

Зміст звіту

У звіті про практичне заняття дати відповіді на наступні питання:

1. Види систем живлення газових двигунів.
2. Основні елементи систем живлення газових двигунів.
3. Необхідність установки на двигунах автоматичних регуляторів.
4. Автоматичні регулятори прямої дії.
5. Гідравлічна характеристика форсунки.
6. Системи живлення двигунів з впорскуванням бензину. Переваги і недоліки впорскування бензину.
7. Класифікація систем впорскування.
8. Основні елементи системи впорскування бензину з електронним управлінням.
9. Призначення редукційного клапану в системах живлення з впорскуванням легкого палива.
10. Електромагнітні форсунки. Принцип дії. Визначення статичної подачі форсунки.
11. Особливості паливних систем двигунів, що працюють на водні.
12. Схема системи живлення двигуна бензином і воднем за допомогою карбюратора-змішувача.
13. Способи зберігання водню на транспортних установках.
14. Регулювання потужності двигуна з впорскуванням легкого палива.
15. Принцип роботи двоступеневого редуктора для газових двигунів
16. Визначення витрат газоповітряної суміші газовим двигуном.
17. Визначення розмірів основних елементів газової апаратури.

Література: [5], с.233-241; [6], с.227-246.

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

Основна

1. Транспортні енергетичні установки (традиційні, нетрадиційні та альтернативні), принцип роботи та особливості будови : навч. посіб. / Ю. Ф. Гутаревич та ін. К. : НТУУ, 2015. 244 с.
2. Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю. Ф., Долганов К. Є. Автомобільні двигуни: Підручник. К. : Арістей, 2006. 476 с.
3. Загальний курс транспорту: Підручник / М. Ф. Дмитриченко, І. І. Кельман, Є. К. Вільковський, З. І. Пеклич, О. І. Мельниченко Львів, 2011. 524 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания : Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. М. : Машиностроение, 1984. 384 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей. Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. М. : Машиностроение, 1985. 276 с.

Додаткова

6. Тимченко І. І., Гутаревич Ю. Ф., Долганов К. Є. Автомобільні двигуни. Х. : Основа, 1995. 512 с.
7. Колчин А. И., Димедов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высшая школа, 2003. 312 с.
8. Расчет и конструирование автомобильных и тракторных двигателей (дипломное проектирование): учеб. пособие для вузов/ Б.Е. Железко, В.М. Адамов, И.К. Русецкий, Г.Я. Якубенко, Мн. : Выш. шк., 1987. 247с.
9. Тепловозы. Основы теории и конструкция. Под ред. В. Д. Кузьмича. М. : Транспорт, 1982.
10. Автомобильные и тракторные двигатели. Ч. I, II. Конструкция и расчет двигателей. Под ред. И. М. Ленина. М. : Высшая школа, 1976.
11. Аппаратура впрыска легкого топлива автомобильных двигателей. Под ред. Ю.И. Будыко. Л. : Машиностроение, 1982.
12. Гроэ Х., Русс Г. Бензиновые и дизельные двигатели. М. : "Издательство "За рулем", 2013. 272 с.