

УДК 621.436.681.51

В. М. Манойло

РЕГУЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ПОДАЧІ ГАЗУ ПЕРЕПУСКНИМ КЛАПАНОМ РЕДУКТОРА НИЗЬКОГО ТИСКУ СИСТЕМИ ПАЛИВОПОДАЧІ ТРАНСПОРТНОГО ДВИГУНА

Запропоновано математичну модель процесу подачі газу шляхом змінення висоти підйому перепускного клапана редуктора низького тиску, встановленого у системі паливоподачі транспортного двигуна.

К л ю ч о в і с л о в а: модель регулювання, перепускний клапан подачі газу, редуктор низького тиску.

Вступ. Загальними вимогами до конструкції газових редукторів низького тиску (ГРНТ) систем живлення сучасних ДВЗ транспортних засобів, є такі: недопущення можливості випадіння масляного осаду на мембрані редуктора, що порушує регульовальні параметри і надійність роботи вузла; конструкція газового редуктора повинна забезпечити мінімально можливу інерційність його рухомих елементів, що сприяє підвищенню ефективності робочого процесу ДВЗ та поліпшенню тягово-швидкісних, техніко-економічних і екологічних характеристик транспортних засобів (ТЗ).

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Літературні джерела містять математичні моделі деяких агрегатів паливоподачі: у праці А. А. Прохоренко [4] наведена модель сумісної роботи акумуляторної системи подачі і високооборотного дизеля; у підручнику А. А. Шевякова [5] представлені моделі паливних систем ДВЗ надзвукових літаків.

Важливість окремого дослідження математичної моделі процесу подачі газу шляхом зміни висоти підйому перепускного клапана редуктора низького тиску, встановленого в системі паливоподачі транспортного двигуна, зумовлена тим, що вивчення цієї проблеми не проводилося. Саме тому автор пропонує модель, за допомогою якої можливе чисельне моделювання перехідних процесів у газовому редукторі, що виникають у результаті появи різних збурюючих дій, від яких залежить функціональна стабільність і стійкість робочого процесу ДВЗ, а також тягово-швидкісні характеристики ТЗ.

Мета і постановка задачі. Метою цієї статті є дослідження впливу інерційності рухомих деталей (перепускного клапана і т. ін.) газового редуктора низького тиску на процес подачі газу в ДВЗ та на динамічні характеристики автомобілів і тягово-швидкісні характеристики ТЗ з урахуванням зовнішніх умов експлуатації.

Сутність математичної моделі. В розглянутому двигуні величина витрати газу, який проходить крізь газовий редуктор, залежить, головним чином, від швидкості течії повітря, що надходить у дифузор.

Припустимо, що швидкість потоку повітря перед вхідним патрубком дорівнює нулю, тоді з урахуванням рівняння Бернуллі перепад тиску в дифузорі $\Delta p_{\text{дф}}$ [1] може бути визначений такою залежністю:

$$\Delta p_{\text{дф}} = p_0 - p_{\text{дф}} = (\lambda_{\text{дф}} + 1) \cdot \frac{\rho_{\text{дф}} \cdot v_{\text{дф}}^2}{2}, \text{ Па.} \quad (1)$$

Де $p_{\text{дф}}$ – тиск потоку повітря в дифузорі, Па; $\lambda_{\text{дф}}$ – коефіцієнт аеродинамічного опору дифузора; $\rho_{\text{дф}}$ – густина повітря при $p_{\text{дф}}$ і температурі $T_{\text{дф}}$ у дифузорі, кг/м³; $v_{\text{дф}}$ – швидкість руху повітря в дифузорі, м/с; p_0 – тиск навколишнього середовища, Па.

Теоретична швидкість течії повітря (без урахування аеродинамічного опору) для будь-якого перетину дифузора [2] визначається залежністю

$$v_{\text{т.дф}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{\text{дф}}}{\rho_{\text{дф}}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_0 - p_{\text{дф}})}{\rho_{\text{дф}}}}, \text{ м/с.} \quad (2)$$

Дійсна швидкість течії повітря (з урахуванням аеродинамічного опору) в дифузорі [2] визначається співвідношенням

$$w_{\text{дф}} = \varphi_d \cdot \alpha_c \cdot v_{\text{т.дф}}, \text{ м/с.} \quad (3)$$

У рівнянні (3): φ_d – коефіцієнт швидкості, що враховує аеродинамічний опір впускного тракта; $\alpha_c = 0,97 \dots 0,98$ – коефіцієнт звуження, рівний відношенню мінімального перетину потоку повітря до мінімальної площини дифузора.

Швидкість течії газу через перехідний перетин перепускного клапана 2-го (або 3-го) ступеня газового редуктора визначається такою залежністю [1]:

$$w_{22} = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa_2 \cdot R_{20} \cdot T_{22}}{\kappa_2 - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_{0\phi}}{p_{22}} \right)^{\frac{2}{\kappa_2}} - \left(\frac{p_{0\phi}}{p_{22}} \right)^{\frac{\kappa_2 + 1}{\kappa_2}} \right]}, \text{ м/с.} \quad (4)$$

У рівнянні (4): T_{22} – температура газу у 2-му (або 3-му) ступенях ГРНТ, К; R_{20} – характеристична газова стала для природного газу, Дж/(кг·К); $\kappa_2 = 1,29$ – коефіцієнт адиабати газу.

Витрата газу через клапан подачі робочого тіла 2-го (або 3-го) ступеня редуктора визначається рівнянням

$$G_{22} = F_n \cdot w_{22} \cdot \rho_{22}, \text{ м}^3/\text{год.} \quad (5)$$

У рівнянні (5): F_n – площа перехідного перетину перепускного клапана 2-го (або 3-го) ступеня ГРНТ, м²; ρ_{22} – густина газу на виході з 2-го (або 3-го) ступеня ГРНТ, кг/м³.

Тиск газу у 2-му (або 3-му) ступенях ГРНТ визначається співвідношенням

$$p_{22} = R_{20} \cdot T_{22} \cdot \rho_{22}, \text{ Па} \quad (6)$$

Залежність перехідного перетину перепускного клапана 2-го (або 3-го) ступеня ГРНТ від його переміщення x_1 можна визначити, використовуючи відоме рівняння

$$F_n = \pi \cdot D_{kl} \cdot x_1 \cdot \cos \varphi_1, \text{ м}^2. \quad (7)$$

У рівнянні (7): D_{kl} – діаметр перепускного клапана, м; x_1 – переміщення тарілки клапана 2-го (або 3-го) ступеня ГРНТ, м; φ_1 – кут нахилу посадкової поверхні перепускного клапана, град.

Витрату поданого газу в дифузор змішувача через перехідний перетин перепускного клапана подачі газу 2-го (або 3-го) ступеня ГРНТ можна визначити експериментально за допомогою залежності

$$G_{20} = f \cdot (F_n, p_{22}, T_{22}), \quad (8)$$

або визначити розрахунковим способом [1] за таким співвідношенням:

$$G_{20} = F_n \cdot \rho_{22} \cdot w_{20} = \frac{F_n \cdot p_{22}}{\sqrt{R_{20} \cdot T_{22}}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa_2}{\kappa_2 - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_{0\phi}}{p_{22}} \right)^{\frac{2}{\kappa_2}} - \left(\frac{p_{0\phi}}{p_{22}} \right)^{\frac{\kappa_2 + 1}{\kappa_2}} \right]}, \text{ м}^3/\text{год.} \quad (9)$$

У рівнянні (9): $p_{0\phi} \leq p_{кр} = p_{22} \cdot \left(\frac{2}{\kappa_2 + 1} \right)^{\frac{\kappa_2}{\kappa_2 - 1}}$.

Замість $p_{0\phi}$ у рівняння (9) підставляємо $p_{кр}$ – критичний тиск у клапані перепуску 2-го (або 3-го) ступеня ГРНТ, Па.

Витрату, яку здатний забезпечити перехідний перетин перепускного клапана 2-го (або 3-го) ступеня ГРНТ можна визначити, використовуючи значення ходу (підйому) тарілки перепускного клапана. Тоді розрахункова залежність витрати газу набиратиме вигляду [2]

$$G_{20} = F_n \cdot \rho_{22} \cdot w_{22} = \pi \cdot D_{kl} \cdot x_1 \cdot \cos \varphi_1 \cdot \rho_{22} \cdot w_{22}, \text{ м}^3/\text{год.} \quad (10)$$

Переміщення тарілки клапана 2-го (або 3-го) ступеня ГРНТ звичайно обчислюють за такою формулою:

$$x_1 = \frac{G_{20}}{\pi \cdot D_{kl} \cdot \cos \varphi_1 \cdot \rho_{22} \cdot w_{22}}, \text{ м.} \quad (11)$$

Циклова подача палива визначається за допомогою залежності

$$q_u = 120 \cdot \pi \cdot D_{kl} \cdot x_1 \cdot \cos \varphi_1 \cdot n \cdot i \cdot \frac{w_{22}}{\tau \cdot 10^6}, \text{ м}^3/\text{цикл.} \quad (12)$$

Математичний зв'язок між ходом перепускного клапана 2-го (або 3-го) ступеня ГРНТ, цикловою подачею палива і швидкістю течії газу з редуктора можна визначити за формулою

$$x_1 = \frac{\tau \cdot q_u \cdot \rho_{22} \cdot 10^6}{\pi \cdot 120 \cdot n \cdot i \cdot D_{kl} \cdot \cos \varphi_1 \cdot w_{22}}, \text{ м.} \quad (13)$$

На сталих режимах роботи газового редуктора сумарну силу можна розглядати як різницю між закриваючою $P_{зак}$ та відкриваючою $P_{відк}$ силами, що діють на регулювальний орган, за якої виконується умова статичної рівноваги

$$P_{зак} - P_{відк} = 0, \quad (14)$$

де $P_{зак}$ і $P_{відк}$ – закриваюча і відкриваюча сили, прикладені до мембрани регулятора 2-го (або 3-го) ступеня ГРНТ, Н.

Закриваюча сила $P_{зак}$, прикладена до регулювального органу, дорівнює

$$P_{зак} = p_k \cdot S_M + c_1 \cdot (x_1 - x_0), \text{ Н.} \quad (15)$$

У рівнянні (15): x_0 – зміна робочого ходу регулятора від попередньої “затяжки” пружини, м; c_1 – жорсткість пружини – є нелінійною функцією переміщення, Н/м; p_k – розрядження у впускному тракці колектора ДВЗ, Па; S_M – ефективна площа мембрани 2-го (або 3-го) ступеня регулятора тиску, м².

Ефективна площа мембрани [3] визначається за формулою

$$S_M = \frac{\pi}{12} \cdot \left[D_1^2 + D_2 + D_1^2 \cdot D_2^2 - \frac{x_1 \cdot (D_1^2 - D_1 \cdot D_2) \cdot \sqrt{4 + 7 \cdot \rho + 4 \cdot \rho^2}}{\sqrt{5 \cdot x_{\max}^2 - 5 \cdot x_1^2}} \right], \text{ м}^2, \quad (16)$$

У рівнянні (16): D_1 – діаметр металевієї підставки під мембрану, м²; D_2 – діаметр мембрани, м²; співвідношення ρ визначається таким рівнянням:

$$\rho = D_1 / D_2. \quad (17)$$

Максимальний хід штока перепускного клапана [3] представлений формулою

$$x_{\max} = \frac{x_0 \cdot \sqrt{5 + (1 + \rho + \rho^2)} + (1 - \rho) \cdot (4 + 7 \cdot \rho + 4 \cdot \rho^2)}{(1 + \rho + \rho^2) \cdot \sqrt{5}}, \text{ м.} \quad (18)$$

Відкриваюча $P_{відк}$ сила, прикладена до регулювального органу, дорівнює

$$P_{відк} = p_{22} \cdot S_k, \text{ Н.} \quad (19)$$

У рівнянні (19): S_k – площа тарілки перепускного клапана, м²; p_{22} – тиск газу у 2-й (або 3-й) камері ГРНТ, Па.

На несталих режимах додаткове розрядження суміші виникає у дифузорі на час роботи ДВЗ, у точці дотику регулювального органу, воно створює приріст сили, що діє на регулятор, тоді диференціальне рівняння прискорення поступового руху перепускного клапана ГРНТ можна подати у вигляді

$$m_1 \cdot \frac{d^2 \Delta x_1}{dt} + k_1 \cdot \frac{d \Delta x_1}{dt} = (P_{зак} - \Delta P_{зак}) - (P_{відк} - \Delta P_{відк}), \quad (20)$$

де t – час реакції системи, с; m_1 – маса рухомих частин 2-го (або 3-го) ступеня регулятора, кг; k_1 – коефіцієнт в'язкого тертя, визначається конструкцією ущільнення між штоком і камерами; Δ – величина відхилення (елементарної зміни) зазначених факторів від сталого значення в рівноважному стані.

Після незначних спрощень диференціальне рівняння прискорення поступового руху перепускного клапана ГРНТ можна подати у такому вигляді:

$$m_1 \cdot \frac{d^2 \Delta x_1}{dt} + k_1 \cdot \frac{d \Delta x_1}{dt} = \Delta P_{зак} - \Delta P_{відк}. \quad (21)$$

Відкриваюча сила, що виникає у редукторі, залежить від тиску p_{22} газу у 2-й (або 3-й) камері ГРНТ, ходу клапана x_1 і кута повороту дросельної заслінки β :

$$P_{відк} = f(p_{22}, x_1, \beta). \quad (22)$$

З урахуванням цього запишемо елементарну зміну відкриваючого зусилля на перепускний клапан газу:

$$\Delta P_{відк} = P_{відк.0} + \frac{\partial P_{відк}}{\partial p_{22}} \cdot \Delta p_{22} + \frac{\partial P_{відк}}{\partial x_1} \cdot \Delta x_1 + \frac{\partial P_{відк}}{\partial \beta} \cdot \Delta \beta. \quad (23)$$

За малих значень відхилень Δp_{22} , Δx_1 і $\Delta \beta$ цю залежність можна лінеаризувати і спростити, в результаті чого приріст відкриваючої сили $\Delta P_{відк}$ визначаємо простим рівнянням:

$$\Delta P_{відк} = \frac{\partial P_{відк}}{\partial p_{22}} \cdot \Delta p_{22} + \frac{\partial P_{відк}}{\partial x_1} \cdot \Delta x_1 + \frac{\partial P_{відк}}{\partial \beta} \cdot \Delta \beta. \quad (24)$$

Закриваюча сила, що виникає у редукторі, залежить від розрядження у тракті впускного колектора p_k , ходу клапана x_1 і кута повороту дросельної заслінки β :

$$P_{зак} = f \cdot (p_k, x_1, \beta), \text{ Па.} \quad (25)$$

Розкладання функції $\Delta P_{зак}$ у ряд Тейлора приводить залежність до такого вигляду:

$$\Delta P_{зак} = P_{зак,0} + \frac{\partial P_{зак}}{\partial p_k} \cdot \Delta p_k + \frac{\partial P_{зак}}{\partial x_1} \cdot \Delta x_1 + \frac{\partial P_{зак}}{\partial \beta} \cdot \Delta \beta. \quad (26)$$

За малих значень відхилу Δp_k , Δx_1 та $\Delta \beta$ рівняння можна лінеаризувати і спростити, в результаті чого приріст закриваючої сили $\Delta p_{зак}$ визначається простим співвідношенням

$$\Delta P_{зак} = \frac{\partial P_{зак}}{\partial p_k} \cdot \Delta p_k + \frac{\partial P_{зак}}{\partial x_1} \cdot \Delta x_1 + \frac{\partial P_{зак}}{\partial \beta} \cdot \Delta \beta. \quad (27)$$

Виразимо значення Δp_k , Δp_{22} , Δx_1 і $\Delta \beta$ через відносні координати:

$$\overline{p_k} = \frac{\Delta p_k}{p_{0k}}; \quad \overline{p_{22}} = \frac{\Delta p_{22}}{p_{022}}; \quad \overline{x_1} = \frac{\Delta x_1}{x_{01}}; \quad \overline{\beta} = \frac{\Delta \beta}{\beta_0}, \quad (28)$$

де $\overline{p_k}$ – безрозмірна зміна розрядження суміші у впускному тракті колектора; $\overline{p_{22}}$ – безрозмірна зміна тиску газу у 2-й (або 3-й) камері ГРНТ; $\overline{x_1}$ – безрозмірна зміна ходу клапана перепуску газу в ГРНТ; $\overline{\beta}$ – безрозмірна зміна кута повороту дросельної заслінки; індекс 0 – початкове значення рівноважного стану параметра, що розглядають.

Виразимо диференційне рівняння прискорення поступового руху перепускного клапана ГРНТ, використовуючи значення відносних координат, тоді отримаємо:

$$m_1 \cdot \frac{d^2 \Delta x_1}{dt^2} + k_1 \cdot \frac{d \Delta x_1}{dt} = \frac{\partial P_{зак}}{\partial p_k} \cdot \Delta p_k + \frac{\partial P_{зак}}{\partial x_1} \cdot \Delta x_1 + \frac{\partial P_{відк}}{\partial \beta} \cdot \Delta \beta - \frac{\partial P_{відк}}{\partial p_{22}} \cdot \Delta p_{22} - \frac{\partial P_{відк}}{\partial x_1} \cdot \Delta x_1 - \frac{\partial P_{зак}}{\partial \beta} \cdot \Delta \beta. \quad (29)$$

Після простих перетворень маємо рівняння:

$$m_1 \frac{d^2 \Delta x_1}{dt^2} + k_1 \cdot \frac{d \Delta x_1}{dt} + \left(\frac{\partial P_{відк}}{\partial x_1} - \frac{\partial P_{зак}}{\partial x_1} \right) \cdot \Delta x_1 = \frac{\partial P_{зак}}{\partial p_k} \cdot \Delta p_k + \left(\frac{\partial P_{зак}}{\partial \beta} - \frac{\partial P_{відк}}{\partial \beta} \right) \cdot \Delta \beta - \frac{\partial P_{відк}}{\partial p_{22}} \cdot \Delta p_{22}. \quad (30)$$

Фактор стійкості ГРНТ визначає така формула:

$$F_{Pd} = \frac{\partial P_{відк}}{\partial x_1} - \frac{\partial P_{зак}}{\partial x_1}. \quad (31)$$

Підставимо значення фактора стійкості (31) в рівняння (30), тоді останнє набирає такий вигляд:

$$m_1 \frac{d^2 \Delta x_1}{dt^2} + k_1 \cdot \frac{d \Delta x_1}{dt} + F_{Pd} \cdot \Delta x_1 = \frac{\partial P_{зак}}{\partial p_k} \cdot \Delta p_k + \left(\frac{\partial P_{зак}}{\partial \beta} - \frac{\partial P_{відк}}{\partial \beta} \right) \cdot \Delta \beta - \frac{\partial P_{відк}}{\partial p_{22}} \cdot \Delta p_{22}. \quad (32)$$

Співвідношення (32) є диференційним рівнянням прискорення поступового руху перепускного клапана ГРНТ.

Розділимо усі складові рівняння (32) на третій член, тоді отримаємо

$$T_{p2}^2 \cdot \frac{d^2 \overline{x_1}}{dt^2} + T_{p1} \cdot \frac{d \overline{x_1}}{dt} + \overline{x_1} = K_{p_k} \cdot \overline{p_k} + K_{\beta} \cdot \overline{\beta} - K_{p_{22}} \cdot \overline{p_{22}}. \quad (33)$$

Вираз (33) є диференційним рівнянням прискорення поступового руху перепускного клапана 2-го (або 3-го) ступеня ГРНТ у безрозмірній формі. Тут $T_{p2}^2 = \frac{m_1 \cdot x_{10}^2}{\frac{\partial P_{відк}}{\partial x_1} - \frac{\partial P_{зак}}{\partial x_1}}$ і $T_{p1} = \frac{k_1 \cdot x_{10}}{\frac{\partial P_{відк}}{\partial x_1} - \frac{\partial P_{зак}}{\partial x_1}}$ – час

реакції та час катаракта ГРНТ відповідно, вони характеризують інерційні властивості рухомих частин і в'язкісні властивості матеріалу рухомої мембрани газового редуктора;

$$K_{pk} = \frac{p_{k0} \cdot \frac{\partial P_{зак}}{\partial p_k}}{\left(\frac{\partial P_{відк} - \partial P_{зак}}{\partial x_1} \right)}; \quad K_{\beta} = \frac{\beta_0 \cdot \left(\frac{\partial P_{зак} - \partial P_{відк}}{\partial \beta} \right)}{\left(\frac{\partial P_{відк} - \partial P_{зак}}{\partial x_1} \right)}; \quad K_{z2} = \frac{p_{0z2} \cdot \frac{\partial P_{відк}}{\partial p_{z2}}}{\left(\frac{\partial P_{відк} - \partial P_{зак}}{\partial x_1} \right)} - \text{коефіцієнти зусилля, що}$$

характеризують вплив зміни розрядження у впускному колекторі та кута повороту дросельної заслінки і тиску газу у 2-й (або 3-й) камері ГРНТ відповідно.

В операторній формі запису диференційне рівняння прискорення поступового руху перепускного клапана 2-го (або 3-го) ступеня ГРНТ (33) представимо таким співвідношенням:

$$\left(T_{p2}^2 \cdot P^2 + T_{p1} \cdot P + 1 \right) \cdot \bar{x}_1 = K_{pk} \cdot \bar{p}_k + K_{\beta} \cdot \bar{\beta} - K_{z2} \cdot \bar{p}_{z2}. \quad (34)$$

У цьому співвідношенні тричлен $d_p(p) = T_{p2}^2 \cdot P^2 + T_{p1} \cdot P + 1$ є власним оператором ГРНТ.

Спрощене зображення структурної схеми ГРНТ наведено на рисунку.

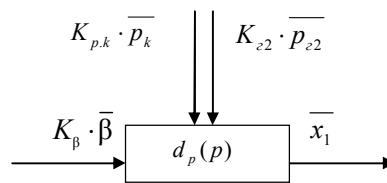


Рис. Спрощене зображення структурної схеми ГРНТ системи подачі газу в ДВЗ

Висновки

1. Отримане диференційне рівняння прискорення поступового руху перепускного клапана описує динамічні властивості поступового руху перепускного клапана ГРНТ системи паливоподачі ДВЗ транспортних засобів, воно дозволяє сформувати і реалізувати математичні моделі дослідних об'єктів.

2. Лінійне неоднорідне диференційне рівняння 2-го порядку з постійними коефіцієнтами можна використовувати для розроблення і реалізації математичних моделей багатоконтурних систем.

Список використаних джерел

1. Нащокин, В. В. Техническая термодинамика и теплопередача [Текст] : учеб. пособие для вузов / В. В. Нащокин. – 3-е изд., испр. и доп. – М. : Высш. шк. – 1980. – 470 с., ил.
2. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст] : учеб. пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. шк. – 1980. – 400 с., ил.
3. Герц, Е. В. Пневматические приводы [Текст] / Е. В. Герц. – М. : Машиностроение, 1968. – 359 с.
4. Прохоренко, А. А. Дифференциальное уравнение динамики дизеля с аккумуляторной системой топливоподачи как объекта регулирования [Текст] / А. А. Прохоренко // Двигатели внутреннего сгорания. – Х. : НТУ “ХПИ”, 2011. – № 2. – С. 81–86.
5. Шевяков, А. А. Автоматика авиационных и ракетных силовых установок [Текст] : учеб. для мех. и авиацион. вузов / А. А. Шевяков. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение. – 1965. – 548 с., ил.

Стаття надійшла до редакції 10.10.2014 р.