

УДК 631.3 – 192

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ДІАГНОСТУВАННЯ ІНДИВІДУАЛЬНИХ ПАЛИВНИХ НАСОСІВ З ЕЛЕКТРОННИМ КЕРУВАННЯМ

Сиром'ятніков П.С., доцент, Коновалов І.І., студент

(Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка)

Розглянуті методи розрахунку процесу паливоподачі в індивідуальній паливній апаратурі із електронним керуванням з врахуванням хвильового рівняння. Запропонована методика діагностування паливних насосів в умовах ремонтних підприємств.

Постановка проблеми. Безперечно суттєвою перешкодою для відновлення зарубіжних паливних систем є недостатня кількість інформації про характеристики паливних систем, як геометричних так і технологічних. Політика фірм виробників паливної апаратури не направлена на афішування цих характеристик. А для діагностування індивідуального паливного насосу необхідно знати такі його характеристики, як хід плунжера та циклову подачу палива [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Про ці параметри можна дізнатись не лише з технічної документації заводу - виробника паливної апаратури, а і за допомогою математичних методів.

Для розрахунку процесу паливоподачі застосовуються три різні методи розрахунку: статичний, критеріальний, та динамічний [2].

В наш час в конструкторській та дослідницькій практиці гідродинамічний чи динамічний методи розрахунку використовується найчастіше [3].

Формулювання цілей статті. Метою даної статті є розробка методики діагностування паливних насосів з електронним керуванням, яка в подальшому буде впроваджена в ремонтне виробництво при виконанні відповідних робіт при ремонті та сервісному обслуговуванні паливної апаратури з електронним керуванням.

Викладення основного матеріалу. Критеріальний метод не дозволяє враховувати фізичну сторону протікаючих процесів, а лише дає можливість визначити деякі інтегральні оцінки параметрів паливоподачі. Статичний метод розрахунку в наслідок прийнятих припущень не дозволяє відтворити складні хвильові процеси, залишковий тиск, появу розривів суцільності від вприскувань і т.п. Крім того, реалізація статичного розрахунку з описом уточнень вже не відрізняється суттєвою простотою в порівнянні з динамічним розрахунком.

Динамічний метод розрахунку дозволяє врахувати кінцеву швидкість поширення збудження в об'ємі палива, тобто його інертність, а також інертність деталей що рухаються[4].

Рівняння, що описують рух палива в нагнітальному трубопроводі. Рух

палива в нагнітальному паливопроводі описуються рівнянням руху та нерозривності для одномірного нестационарного потоку в'язкої рідини що стискається

$$\left. \begin{aligned} du/dt + (1/\rho) * \partial p / \partial x + ku = 0; \\ \partial \rho / \partial t + \partial(\rho u) / \partial x = 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Третій член нерівності руху є результат заміни членів рівняння Нав'є-Стокса, враховуючих в'язкість, деяким фіктивним фактором втрат на тертя

$$k = \lambda \bar{u}_{mp} / (4 * d_{mp}). \quad (2)$$

Для спрощення розрахунку величину k вважають незалежною від часу та оцінюють по рівнянням стаціонарного руху:

Для ламінарного руху в паливопроводі ($Re = \bar{u}_{mp} d_{mp} / \nu_m \leq 2300$)

$$\lambda = 64 / Re. \quad (3)$$

Для турбулентного руху ($Re \leq 10^5$) використовують формулу Блазіліуса

$$\lambda = 0,316 / Re^{0,25}. \quad (4)$$

Враховуючи що швидкість руху палива значно менша швидкості звука ($u \ll a$), то щільність палива змінюється несуттєво, нехтуючи членами $u \partial u / \partial x$ та $u \partial \rho / \partial x$. Тоді система (1) матиме наступний вигляд:

$$\left. \begin{aligned} du / \partial t + (1/\rho) \partial p / \partial x + ku = 0; \\ \partial \rho / \partial t + \rho \partial u / \partial x = 0. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Вводячи згідно визначенню швидкість звуку

$$a^2 = dp / d\rho \quad (6)$$

в рівняння нерозривності системи (5), диференціюючи його по координаті та віднімаючи з рівняння рух, продиференційованого по часові отримаємо:

$$\partial^2 u / \partial x^2 - (1/a^2) \partial^2 u / \partial t^2 - (k/a^2) \partial u / \partial t = 0. \quad (7)$$

Рівняння (6) відноситься до класу рівнянь математичної фізики. При $k \neq 0$ воно називається телеграфним, так як враховує дисоціацію збудження, що поширюється по лінії, при $k = 0$ воно зводиться до так званого хвильового рівняння:

$$\partial^2 u / \partial x^2 = (1/a^2) \partial^2 u / \partial t^2. \quad (8)$$

Рівняння (7), (8) можна розв'язати різними способами, але в кожному випадку їх необхідно доповнити граничними умовами. При постановці граничних умов враховують інтенсивність нагнітання палива плунжером, підтікання, перепуск палива, дроселювання в отворах що розпилюють і т.п., тобто особливості насоса і форсунки а також їх вплив на рух палива в нагнітальній магістралі.

Нерівність для встановлення граничних умов з боку насоса. При розв'язанні цих нерівностей, так же як і при розв'язанні аналогічних рівнянь для процесу роботи форсунки, приймаєм наступні припущення. Вважають що

тиск за нагнітальним клапаном p'_n дорівнює тискові на вході у трубопровід (також у форсунці для P_ϕ). Миттєве значення швидкості палива в дроселюючих порожнинах визначають по формулам для стаціонарного руху. При цьому не враховують об'єм перед сопловим каналом, тертя в напрямних клапана та голки. У разі розв'язання рівняння чисельним методом приймають, що на розрахунковому кроці в часі клапан та голка рухаються рівноприскорено. Впливом теплообміну нехтують.

Процес описується рівнянням динамічної рівноваги клапана та збереження маси (об'єму) палива. Для більш точного підрахунку процесів які проходять, останні записують окремо для надплунжерної порожнини і порожнини клапана. В залежності від періодів процесу паливopодачі вид рівняння змінюється. Запишемо їх для найбільш загального випадку, а конкретний вигляд будемо отримувати, звільняючи ті чи інші члени рівняння.

Стиснення палива в надплунжерній порожнині визначається переміщенням плунжера, витіканням через впускне, відсічне вікна в об'єм клапана нагнітання через щілину перетином $\mu_{uc} f_{uc}$ між розвантажувальним пояском та корпусом клапана, а також рухом клапану та витокami палива. Згідно прийнятих позначень перше рівняння збереження об'єму палива буде мати вигляд

$$\begin{aligned} \beta V_H dp_H / dt = & f_{nl} c_{nl} - \mu_{en} f_{en} \sqrt{2(p_n - p_{en}) / \rho_T} - \\ & - \mu_{ocm} f_{ocm} \sqrt{2(p_n - p_{ocm}) / \rho_T} - \\ & - \mu_{uc} f_{uc} \sqrt{2(p_n - p'_n) / \rho_T} - f_{p,n} dh_{кл} / dt - Q_{ym} \end{aligned} \quad (9)$$

Відповідно, тиск стиснення в порожнині об'ємом V'_H визначається паливом, що надходить через щілину клапана, рухом клапана та витіканням його в трубопровід:

$$\beta V'_H dp'_H / dt = \mu_{uc} f_{uc} \sqrt{2(p_n - p'_n) / \rho_T} - f_{p,n} dh_{кл} / dt - f_{TP} u_{TP}. \quad (10)$$

Рівняння динамічної рівноваги клапану масою $m_{кл}$ з жорсткістю пружини $c_{кл}$ буде мати вигляд:

$$m_{кл} d^2 h_{кл} / dt^2 + c_{кл} (h_{кл} - h_p) + f_{p,n} \Delta p_{кл.отк} = f_{p,n} (p_n - p'_n) \quad (11)$$

Для підрахунку V_H , c_{nl} , f_{en} , f_{ocm} , Q_{ym} застосовується закон підйому штовхача кулачком $h_{nl} = f(\varphi)$. Під $\mu_{en} f_{en}$ та $\mu_{ocm} f_{ocm}$ приймають також ефективні перетини з врахуванням дроселювання в каналах плунжера, а під $\mu_{uc} f_{uc}$ - та в мертвих каналах. В цьому випадку еквівалентні ефективні перетини знаходять аналогічно по формулі:

$$1/(\mu_e f_e)^2 = 1/(\mu_1 f_1)^2 + 1/(\mu_2 f_2)^2 + 1/(\mu_3 f_3)^2 = 1/(\mu_1 f_1)^2 + 1/(\mu_{uc} f_{uc})^2. \quad (12)$$

В першому наближенні коефіцієнти витрат можуть бути прийняті постійними, але в дійсності вони змінюються в залежності від площі перетину

та Δp . Взагалі члени рівнянь (9) та (10) повинні бути записані з врахуванням можливості зворотного руху при $p_H < p_i$:

$$\mu_i f_i (p_H - p_i) / \sqrt{\rho_T |p_H - p_i| / 2}. \quad (13)$$

Збережемо для стислості їх вихідний вигляд, маючи на увазі що при $p_H < p_i$ їх різниця береться по модулю, а знак змінюється на протилежний.

Рівняння для встановлення граничних умов зі сторони форсунки. Границею нагнітального трубопроводу можна вважати кишень розпилювача, якщо підвідні канали мають діаметр, рівний діаметру трубопроводу. Для форсунки можна записати рівняння збереження маси (об'єму) палива. Його баланс обумовлений надходженням палива з трубопроводу, витіканням його у циліндр, зміною об'єму кишені при переміщенні голки, зжатістю:

$$\beta V_\phi dp_\phi / dt = f_{mp} u'_{mp} - Q_{ym} - \mu_p f_p \sqrt{2(p_\phi - p_u) / \rho_T} - f_u dx_u / dt, \quad (14)$$

а рівняння динамічної рівноваги голки розпилювача,

$$m_\Sigma d^2 x_u / dt^2 + c x_u + p_{\phi 0} f_{\phi 0} = p_\phi f_{\phi 0} + (f_u - f_{\phi 0}) p_\phi, \quad (15)$$

де

m_Σ - приведена маса голки, штанги та пружини,

$$m_\Sigma = m_u + m_{шт} + m_{пр} / 3; \quad (16)$$

f_u та $f_{\phi 0}$ - площа повної та диференціальної площадок голки; u'_{mp} - швидкість поступання палива з трубопроводу у форсунки.

Ефективний переріз розпилювача можна представити з врахуванням двох послідовно дроселюючих перетинів, тобто:

$$1/(\mu_p^2 f_p^2) = 1/(\mu_1^2 f_1^2) + 1/(\mu_c^2 f_c^2), \quad (17)$$

та є функцією підйому голки x_u . На відміну від гідравлічної статичної характеристики форсунки, підйом голки не може бути визначено однозначно через Q_ϕ , а повинен бути знайденим для даного моменту часу при сумісному вирішенні всіх рівнянь, описуючих процес в паливній системі. Разом з тим для уточнення розрахунку необхідно контролювати зміну μ_c в залежності від режимів витоку, тобто від значення Re та K . Також це відноситься і до μ_1 .

Представлення сили, діючої на конус голки від тиску палива, у вигляді останнього члену рівняння (15) слід вважати наближеним. Для більш точної її оцінки необхідно вирішити задачу про рух в'язкої рідини в замикаючих конусах. При цьому можливе як ламінарний, так і турбулентний рух. Це суттєво ускладнює весь розрахунок, тому обмежуємо представлення сили у формі рівняння (15) або йому подібному. При прирівнянні виразу для Q_ϕ через розпилюючі отвори та розпилювач в цілому, отримуємо співвідношення для тиску в передсопловому каналі p_ϕ :

$$(p_\phi - p_u) / (p_\phi - p_u) = (\mu_p f_p)^2 / (\mu_c f_c)^2. \quad (18)$$

Процес біля форсунки також поділяють на декілька характерних етапів, для кожного із яких рівняння (14) може бути спрощене, а рівняння (15) може бути відсутнє (якщо голка знаходиться на сідлі або на упорі).

Розрахунок процесу паливоподачі в системах автотракторних двигунів. Розрахунок виконують на основі вирішення хвильового рівняння (8). При цьому використовують висновки теорії гідравлічного удару, розробленої Н.Е. Жуковським. У випадку довгого нагнітального трубопроводу хвиля тиску, поширюючись по довгому нагнітальному трубопроводі, підходить до дроселюючого перетину розпорскуючих отворів. В наслідок різкого зменшення площі прохідного перетину спостерігається зростання тиску та поява відбитої хвилі тиску – явища аналогічного гідравлічному удару. Обґрунтованим можна вважати припущення про рівномірність розподілу тиску та швидкості по поперечному перетині трубопроводу. Для системи паливоподачі із складними гідравлічними умовами розв'язання рівняння (8) виконують у формі системи Д'Аламбера [4]:

$$\left. \begin{aligned} p - p_{ocm} &= F(t - x/a) - W(t + x/a); \\ u &= [1/(a\rho_T)] [F(t - x/a) + W(t + x/a)]. \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

Вирази (19) є не єдино можливими вирішеннями рівняння (8). Так, рішення можна шукати в вигляді суми синусоїдальних хвиль різної частоти що біжать. Однак, внаслідок необхідності багаторазовості повторення гармонічного аналізу зі знаходженням коефіцієнтів Фур'є, застосування рівнянь (19) до розрахунку системи паливоподачі більш зручніше.

Під F та W розуміються відповідно пряма та відбита хвилі тиску. Фізично вони відображують приріст тиску над значенням незбудливого руху, що визначається граничними умовами. Хвилі розповсюджуються по трубопроводу зі швидкістю звука без зміни амплітуди $F(t - x/a)$ в напрямку від насоса до форсунки та амплітуди $W(t + x/a)$ - в зворотному напрямку.

Рівняння (19) отримано при початкових умовах, що передбачають, що в момент $t = 0$ тиск в трубопроводі дорівнює залишковому p_{ocm} , а рух палива від попереднього циклу закінчився. Стосовано до початку та кінця трубопроводу вирішення (19), яке використовують для знаходження параметрів процесу сумісно з рівнянням граничних умов, має наступний вигляд:

для вхідного перетину (у насоса, $x = 0$)

$$p'_H - p_{ocm} = F(t) - W(t); \quad (20)$$

$$u = [1/(a\rho_m)] [F(t) + W(t)], \quad (21)$$

для кінцевого перетину (у форсунки)

$$p_\phi - p_{ocm} = F(t - L_{mp}/a) - W(t + L_{mp}/a); \quad (22)$$

$$u'_{mp} = [1/(a\rho_m)] [F(t - L_{mp}/a) + W(t + L_{mp}/a)] \quad (23)$$

Якщо трубопровід розгалужується або змінюється його переріз, то вирішення (19) дещо ускладнюється. Нехай, наприклад, необхідно врахувати наявність переходу від трубопроводу перетином f_1 до довгих каналів форсунки

перетином f_2 . Використовуємо для перехідного перетину вирази, аналогічні рівнянням (20)-(22), при цьому під L_{mp} розуміють довжину трубопроводу від насоса до цього перетину.

Прирівнюючи тиск в ньому (див. формули (20)-(22)), а також об'ємні витрати:

$$u_{mp1} f_1 = u_{mp2} f_2 \quad (24)$$

Застосовуючи рівняння (21), (23), отримуємо вираз для хвиль що розбігаються від перехідного перетину хвиль

$$F_2(t) = 2f_1 F_1(t - L_{mp}/a)(f_1 + f_2) + W_2(t)(f_1 - f_2)/(f_1 + f_2); \quad (25)$$

$$W_1(t + L_{mp}/a) = 2W_2(t)f_2/(f_1 + f_2) - F_1(t - L_{mp}/a)(f_1 - f_2). \quad (26)$$

Врахування в початкових умовах розриву суцільності. Розриви суцільності-утворення двофазної суміші при появі об'ємів, зайнятих насиченими парами палива, можливі в заключній стадії процесу впорскування та після його завершення.

В першому випадку деформується закон подачі палива в кінці циклу, в іншому затримується початок наступного циклу впорскування. Розрахунок паливоподачі сильніше залежить від похибки завдання в початкових умовах вільних об'ємів, ніж від похибки завдання залишкового тиску.

Для врахування залишкових об'ємів V_{ocm} припускають, що тиск в них рівний тиску насичених парів. Розподілення V_{ocm} по об'єму лінії високого тиску вважають рівномірним тобто:

$$V'_{n.ocm}/V'_n = V_{mp.ocm}/V_{mp} = V_{ф.о.шт}/V_{ф}. \quad (27)$$

Вважаючи, що при наявності залишкових об'ємів поступання та зменшення палива може тільки змінити їх величину, але не змінює тиск в системі. Приведені вище рівняння граничних умов, що відображають принцип збереження маси для випадку V_{ocm} , повинні бути переписані відповідно для насосу та форсунки:

$$dV'_{n.ocm}/dt = - \left[\mu_{ц} f_{ц} (p_n - p'_n) / \sqrt{\rho_T |p_n - p'_n|/2} + f_{p,n} dh_{кл} / dt - f_{mp} u_{mp} \right] \quad (28)$$

$$dV'_{ф.о.шт}/dt = - \left[f_{mp} u' - \mu_p f_p (p_{ф} - p'_ф) / \sqrt{\rho_T |p_{ф} - p'_ф|/2} - f_{un} dx_u / dt \right]. \quad (29)$$

Таким чином, для випадку ліквідації залишкових об'ємів на початку процесу подачі палива, останній член в рівняння (28) та два останні члени в (29) зникають. При розрахунку ліквідації V_{ocm} в трубопроводі, його ділять на m часток, в кожній з котрих зосереджено залишковий об'єм

$$V_{iooc} = V_{mp.ocm} / m \quad (30)$$

Реалізується той же принцип – об'єм палива що поступає витрачається на ліквідацію залишкового об'єму, а хвиля тиску далі по трубопроводу не поширюється. Від V_{iooc} впритул до моменту $V_{iooc} = 0$ прийшовши, хвиля

стискання відбивається хвилею розрідження тієї ж амплітуди. Умова ліквідації і-ого об'єму в трубопроводі

$$f \int_{t_{\text{Нв}}}^{t_{\text{Ки}}} u_{\text{мпі}} dt = V_{\text{іоос}}. \quad (31)$$

Для моделювання рівномірного розподілу $V_{\text{осм}}$ значення m повинно бути досить великим, але це ускладнює процедуру підрахунку. З метою перевірки достатності m використовують спосіб подвоєння кількості точок m . Якщо це змінює результати підрахунку, подвоєння вважають виправданим.

При підрахунку залишкових об'ємів, що утворюється в кінці впорскування, також вважають, що в порожнинах лінії високого тиску утворюються вільні від палива та його парів об'єми. Будемо як раніше позначати їх $V_{\text{осм}}$. Тиск в них дорівнює нулю – цю умову використовують для підрахунку $V_{\text{осм}}$, швидкості руху границі розподілу та відбитої хвилі. Для випадку утворення $V_{\text{осм}}$ також застосовують рівняння (28) та (29) в повному складі в ходячих до них членів.

Випадок $p_{\text{ц}} > p_{\text{ф}}$ відбиває попадання робочих газів із циліндра в розпилювач та з точки зору оцінки роботи паливної системи може розглядатись самостійно. В цьому випадку гази можна вважати вакуумними кавернами, що не зовсім вірно, але допустимо з деяким наближенням. Якщо загальним критерієм початку утворення вільних об'ємів, тобто переходу з розрахунків по рівнянням (10) та (14) на розрахунок по формулам (28) та (29), є $p_i = 0$, то для випадку прориву газів в розпилювач допускається $p_{\text{ц}} < p_{\text{ф}}$ при $x_u > 0$.

Якщо в трубопроводі знаходяться залишкові об'єми, то рівняння (31) з врахуванням виразу (19) та умов відбиття хвилі $W(t + x_i/a) = F(t - x_i/a)$ буде мати вигляд:

$$\left[2f_{\text{мп}} / (a\rho_T) \right] \int_{t_{\text{Нв}}}^{t_{\text{Ки}}} f(t - x_i/a) dt = V_{\text{іоос}}. \quad (32)$$

Процедура розрахунку процесу паливоподачі з використанням хвильового рівняння (8), заключається в сумісному вирішенні рівнянь граничних умов та руху палива в трубопроводі. Весь процес поділяють на декілька періодів довжиною $t = 2L_{\text{мп}}/a$, що включають N розрахункових кроків по часу. Зазвичай $N=50\dots 200$. Для кожного кроку при розв'язанні граничних умов у насоса (9) - (11) та рівнянь (20) і (21) знаходять п'ять невідомих: $p_{\text{н}}$, $p'_{\text{н}}$, $h_{\text{кл}}$, $u_{\text{мп}}$, $F(t)$. Пряму хвилю $F(t)$ та швидкість $u_{\text{мп}}$ визначають з рівнянь (20) та (21):

$$F(t) = p'_{\text{н}} - p_{\text{осм}} + W(t); \quad (33)$$

$$u_{\text{мп}} = [1/(a\rho_T)] [p'_{\text{н}} - p_{\text{осм}} + 2W(t)]. \quad (34)$$

На початку процесу паливоподачі від форсунки не поступають відбиті

хвилі, тобто $W(t) = 0$. Якщо маються залишкові об'єми в порожнині клапана, то на перших етапах розрахунку рівняння (10) заміняють на (28). У випадку, коли такі об'єми є в трубопроводі, з'являється необхідність введення умов (31) та врахування виникаючих відбитих хвиль. В цьому випадку характеристика розповсюдження прямої хвилі носить характеристику не прямої лінії а ступінчатої, а час проходження хвилі до форсунки визначається, крім того, затримкою її поширення в залишкових об'ємах. Значення прямих хвиль записують для кожного кроку по часу t .

Починаючи з $t = 2L_{mp}/a$ у випадку відсутності залишкових об'ємів до форсунки надходять збудження від насоса. Аналогічним чином для N розрахункових інтервалів по відомим значенням прямої хвилі, використовуючи рівняння граничних умов для форсунки [див. формули (14) та (15)], визначають p_ϕ , x_u , u'_{mp} , $W(t + L_{mp}/a)$. Значення відбитої хвилі записують, так як вони можуть бути використані для розрахунку параметрів у насоса в наступному періоді. Якщо в форсунці маються залишкові об'єми, рівняння (14) заміняють на (29). Для визначення чотирьох відомих окрім рівнянь (14) та (29), використовують умови:

$$W(t + L_{mp}/a) = F(t - L_{mp}/a) - p_\phi + p_{ocm}; \quad (35)$$

$$u'_{mp} = [1/(a\rho_T)] [p_{ocm} - p_\phi + 2F(t - L_{mp}/a)] \quad (36)$$

Далі цикл розрахунку повторюють для нового періоду з N кроками по часу.

Розрахунок паливоподачі з врахуванням гідравлічного опору трубопроводу за звичай проводять для паливних систем середньооборотних та мало оборотних двигунів. Це пов'язано з наявністю в них довгих трубопроводів та відносним зменшенням у них значення ефектів, обумовлених інерційністю палива. Можливі два методи вирішення рівняння (7). Перший засновано на вирішенні описаного вище рівняння (8) та суттєво не відрізняється від приведеної вище процедури розрахунку. При цьому вважають $(k/a)^2 \rightarrow 0$. Тобто, нехтують впливом в'язкості на перекручування періодичності, а враховують тільки зміну амплітуди хвилі під дією дисипативних сил. Замість рівнянь (33) - (36) використовують наступні вирази:

$$F(t) = p'_n - p_{ocm} + W(t) \exp(-kL_{mp}/a); \quad (37)$$

$$u_{mp} = [p'_n - p_{ocm} + 2W(t) \exp(-kL_{mp}/a)] / (a\rho_T); \quad (38)$$

$$W(t + L_{mp}/a) = p_{ocm} - p_\phi + F(t - L_{mp}/a) \exp(-kL_{mp}/a); \quad (39)$$

$$u'_{mp} = [p_{ocm} - p_\phi + 2F(t - L_{mp}/a) \exp(-kL_{mp}/a)] / (a\rho_T). \quad (40)$$

Для оцінки k використовують деяку початкову задану швидкість \tilde{u} [див. формулу (2)], значення якої потім уточнюють, після проведення повного циклу підрахунків одночасно з уточненням p_{ocm} .

Для отримання більш обґрунтованого розв'язання рівняння (7) використовують числові методи – метод сіток, метод характеристик і так далі.

У випадку ремонтної майстерні вищенаведені методики [7] викликають

деякі труднощі при їх вирішенні. Тому нами було розроблено наступний алгоритм для визначення характеристик паливної секції спираючись на відомі характеристики: робочий об'єм одного циліндра та частоту обертання валу двигуна на характерних режимах.

На першому кроці підрахунків слід визначити циклову подачу палива за формулою:

$$g_{\text{ц}} = \frac{\pi}{4} * D^2 * S * \frac{\rho_{\text{нов}}}{\mu_{\text{нов}} * \alpha * L_0} \quad (41)$$

де L_0 - теоретично необхідна кількість повітря для спалювання 1кг палива, кмоль/кг; $\mu_{\text{нов}}$ - молекулярна маса повітря; D - діаметр циліндра; S - хід поршня в циліндрі; $\rho_{\text{нов}}$ - густина повітря; α - коефіцієнт перебільшення практично наявного кисню в циліндрі над теоретично необхідним для згорання палива.

Так як діаметр циліндра D та хід поршня S для нас невідомі, змінимо підрахунок об'єму циліндра:

$$g_{\text{ц}} = \frac{V}{i} * \frac{\rho_{\text{нов}}}{\mu_{\text{нов}} * \alpha * L_0} \quad (42)$$

де V - робочій об'єм двигуна, л; i - кількість циліндрів.

Кількість повітря, яка теоретично необхідна для згорання палива масою 1кг та складу $C + H + O = 1$, виражають стехіометричним відношенням в кіломолях (кмоль):

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \quad (43)$$

або

$$L_0 = \frac{C}{0,21 * 12} \left[1 + \frac{3}{C} \left(H - \frac{O}{8} \right) \right] \quad (44)$$

Приймають що повітря складається з 0.21 об'ємних частин кисню (O_2) та 0.79 об'ємних частин азоту (N_2).

Останню формулу можна перетворити у вигляд

$$L_0 = (C/1,99)(0,79 + \beta), \quad (45)$$

$$\beta = \frac{3 * 0,79}{C} (H - O/8) = 2,37 \frac{H - O/8}{C} \quad (46)$$

Величина β пропорційна відношенню кількості кисню, що витрачається на згорання водню, до кількості кисню, що витрачається на згорання вуглецю. При цьому вважають що кисень, який входить до складу палива, витрачається на згорання водню. Для нафтових палив $\beta = 0,33...0,42$ [3].

Стехиометрична кількість повітря в горючій суміші при згорання 1кг дизельного пального середнього складу ($C=0.87$ кг; $H=0.126$ кг; $O=0.004$ кг) [3] становить $L_0 = 0.4952$ _ кмоль .

Густина повітря $\rho_{пов} = 1.293 \text{ кг/м}^3$ [6]. Густина дизельного палива $\rho_n = 830 \text{ кг/м}^3$. Коефіцієнт перебільшення практично наявного кисню в циліндрі над теоретично необхідним для згоряння палива $\alpha = 1.25$ [3]. Молекулярна маса повітря $\mu_{пов} = 29 \text{ кг/кмоль}$ [6]. Крім того, слід пам'ятати що реальна максимальна циклічна подача палива як правило в двічі більша за теоретично необхідну циклічну. Це пов'язано з тим що паливний насос проводить впорскування не протягом всього ходу стискання палива. Окрім того конструктивно введено запас для зниження рівня впливу спрацювання плунжерної пари.

Підставивши фізичні константи в рівняння (42), отримаємо:

$$g_{ц} = \frac{V}{i} * 60 * 2 \quad (47)$$

Для подальшого підрахунку переведемо циклічну подачу в кілограми. Для цього поділимо отримане значення циклічної подачі на ρ_n та помножимо на масштабний коефіцієнт.

$$g_{ц} = g_{ц} * 0,001 / \rho_n \quad (48)$$

Діаметр плунжера з геометричних міркувань можна визначити так:

$$d_{пл} = \sqrt{\frac{4 * g_{ц,ном}}{\pi * \rho_m * \eta * (h_{пл}^{акт})_{ном}}}, \quad (49)$$

де ρ_m - щільність палива; η - коефіцієнт подачі паливної апаратури (чим вище інтенсивність подачі, тим він менший); $(h_{пл}^{акт})_{ном}$ - активний хід плунжера на номінальному режимі.

Ця формула необхідна конструкторам для особливо точного розрахунку параметрів паливної апаратури при розробці нової паливної системи [4,5]. В умовах майстерні за цією формулою визначити діаметр плунжера не можливо, так як активний хід плунжера і коефіцієнт подачі паливної апаратури невідомі.

Для вирішення цього питання проведено статистичну обробку паливної апаратури, та отримано нерівність:

$$d_{пл} = \begin{cases} 0.132 * (g_{ц,ном})^{0,303} \text{ для } g_{ц,ном} < 0,001 \text{ кг} \\ 0,035 + 0,4 * (g_{ц,ном} - 0,01) \text{ для } g_{ц,ном} > 0,001 \dots 0,006 \text{ кг} \end{cases} \quad (50)$$

З урахуванням запасу продуктивності паливного насоса для потреб пуску чи подальшого зносу, хід плунжера визначається за формулою:

$$(h_{пл}^{акт})_{max} = (1,3 \dots 2,2) * (h_{пл}^{акт})_{ном}, \quad (51)$$

Більші значення відповідають автотракторним двигунам.

Повний хід плунжера $h_{пл}^{max}$ більше номінального з урахуванням витрат на розгін-зупинку плунжера, перекриття вікон:

$$\frac{h_{nl}^{\max}}{(h_{nl}^{\max})} = \begin{cases} 0,364 * (d_{nl})^{-0,56} \text{ при } d_{nl} < 0,03\text{м}; \\ 2,6 - 12 * (d_{nl} - 0,03), \text{ при } d_{nl} = 0,03 \dots 0,06\text{м}; \\ 1,7 - \text{для ПНВТ з клапанним керуванням.} \end{cases} \quad (52)$$

З формули (49) активний хід плунжера дорівнює:

$$(h_{nl}^{\max})_{\text{ном}} = \frac{4 * g_{ц.ном}}{\pi * \rho_m * \eta * d_{nl}^2}, \quad (53)$$

Орієнтовно $\eta = 1,7 * d_{nl}^{0,17}$. Підставивши це значення в формулу (53) отримаємо:

$$(h_{nl}^{\max})_{\text{ном}} = \frac{4 * g_{ц.ном}}{\pi * \rho_m * 1,7 * d_{nl}^{2,17}}, \quad (54)$$

Позначивши за x значення отримане в правій частині формули (52) отримаємо повний хід плунжера за формулою:

$$h_{nl}^{\max} = (h_{nl}^{\max}) * x, \quad (55)$$

Максимальний хід плунжера потрібен для регулювання діагностувального стенду.

Для перевірки розробленого методу проведемо підрахунок параметрів паливної апаратури, знайдені параметри якої вже відомі з документації.

Приклад:

Насос-форсунка фірми „Lucas” встановлюється на двигуни з об’ємом циліндра $V_{ц} = 1\text{л}$ та має наступні характеристики: $g_{ц} = 120\text{мм}^3$, діаметр плунжера $d_{nl} = 8$, хід плунжера $h_{nl}^{\max} = 9$.

За формулою (47) підраховуємо циклову подачу:

$$g_{ц} = 1 * 60 * 2 = 120\text{мм}^3.$$

Переведемо розмірність циклічної подачі в кілограми для подальшого підрахунку

$$g_{ц} = 120 * 0,001 / 830 = 1,445 * 10^{-4} \text{ кг}.$$

За нерівністю (50) визначаємо діаметр плунжера

$$d_{nl} = 0,132 * (1,445 * 10^{-4})^{0,303} = 0,009\text{м},$$

За формулою (54) знаходимо активний хід плунжера

$$(h_{nl}^{\max})_{\text{ном}} = \frac{4 * 1,445 * 10^{-4}}{3,14 * 830 * 1,7 * 0,009^{2,17}} = 0,0046$$

По формулі (55) визначаємо повний хід плунжера

$$h_{nl}^{\max} = 0,0046 * 1,7 = 0,00816 \approx 0,008$$

Висновки. Як видно з прикладу розроблена методика в цілому задовільняє потреби ремонтного виробництва. Крім того ця модель може бути удосконалена при застосуванні методу найменших квадратів або ковзаючої нормалізованої прямої в процесі накопичення інформації про паливну апаратуру.

Список літератури:

1. Грехов Л.В., Иващенко Н. А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей; Учебник для вузов. - М.: Легион - Автодат 2004. – 344 с.
2. Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» - 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение 1983. – 372 с.
3. С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» - 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.
4. Н.И. Кошкин, М.Г. Ширкевич Справочник по элементарной физике – М.: Наука 1988. – 324 с.
5. Губертус Гюнтер Диагностика дизельных двигателей, серия «Автомеханик». Пер. с нем. Ю.Г. Грудского – М.: ЗАО «КЖИ: За рулем», 2004. – 176с.
6. Роберт Бош Системы управления дизельными двигателями, перевод с немецкого Ю.Г. Грудского, А.Г. Иванова. Первое русское издание. – М.: ЗАО «КЖИ: За рулем», 2004. – 480с.
7. Шержуков І.Г., Сиром'ятніков П.С., Сиром'ятніков Г.П. Розробка технології ремонту індивідуальних паливних насосів. Вісник Харківського національного технічного університету ім. Петра Василенка «Технічний сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні». ХНТУСХ, Харків. Вип. 23.-2004. – С.197-202.

Аннотация

Исследование та разработка методики диагностирования индивидуальных топливных насосов с электронным управлением
Сиром'ятніков П.С., Коновалов И.И.

Рассмотрены методы расчета процесса топливоподачи в индивидуальной топливной аппаратуре с электронным управлением с учетом волновой зависимости. Предложена методика диагностирования топливной аппаратуры в условиях ремонтных предприятий.

Abstract

Study design method of diagnosing ta individual fuel apparatus with the electronic management
Siromjatnikov P., Konovalov I.

Methods of computation of fuel serve process in the individual fuel apparatus with the electronic management taking into account the wave dependence are considered. A method of diagnosing a fuel apparatus in the conditions of repair enterprises is offered.