

10.31653/smf42.2021.59-69

Черемісін В.І., Бабенчук М.С.
Інститут Військово-Морських Сил
Національний Університет «Одеська Морська Академія»

ВИЗНАЧЕННЯ ПРОТІЧОК ПАЛИВА ЧЕРЕЗ ПРЕЦИЗІЙНУ ПАРУ РОЗПИЛЮВАЧА ДИЗЕЛЬНОЇ ФОРСУНКИ

Актуальність теми. У паливних системах дизелів без розвантаження нагнітального трубопроводу від залишкового тиску протічки палива в гідравлічно нещільному розпилювачі відбуваються як у процесі упорскування, так і в період між упорскуваннями [2,4]. Проведені експерименти по визначенню цих двох видів протічок і впливу їх на процес паливоподачі [5] дозволили встановити, що при знаходженні голки у верхнього упору корпусу форсунки забезпечується гарне ущільнення, що повністю усуває протічки палива через прецизійну частину розпилювача. Таким чином, на режимах номінальних і середніх навантажень, коли в процесі упорскування голка більшу частину часу перебуває у верхнього упору, протічки палива практично відсутні, а на процес паливоподачі суттєво впливають тільки протічки палива в період між упорскуваннями, які і потрібно досить надійно вміти розраховувати.

Мета роботи. Останнім часом намітилася тенденція до збільшення діаметрального зазору в розпилювачах, що, в остаточному підсумку, приводить до зниження залишкового тиску в паливній системі, а отже, і до збільшення нерівномірності циклових подач палива в багатоциліндровому двигуні, тому що неможливо забезпечити сталість залишкового тиску у паливній системі. У зв'язку із цим необхідна методика розрахунків протічок палива через прецизійну частину розпилювача між упорскуваннями палива.

Виклад основного матеріалу. Пропонований метод заснований на обробці досвідчених даних. Дослідження виконане на розпилювачі дизеля ЧР27,5/36 з набором з п'яти голок ущільнюючі поверхні яких мали наступні довжини $l = 32; 25; 22; 17,5$ і 11 мм. У всіх випадках було забезпечене якісне ущільнення голок по посадковому пояску розпилювача, а також щільність нагнітального клапана паливного насоса високого тиску. Завдання експериментального дослідження полягало в знаходженні протічок палива між голкою й корпусом розпилювача за одну секунду із системи з об'ємом

$V_c = 14,47 \text{ см}^3$ залежно від діаметрального зазору в прецизійній парі, від тиску затяга форсуночної пружини й від довжини ущільнюючого прецизійного сполучення. Кожна серія експериментів проводилася при незмінному зазорі в зазначених п'ятьох прецизійних парах. Змінювався лише тиск затяга пружини форсунки від 35 МПа до 5 МПа через кожні 5 МПа.

Було проведено чотири серії експериментів, у кожній з яких середні діаметральні зазори в прецизійній парі відповідали: $\delta = 4; 7; 9$ і $11,7$ мкм. У дослідях здійснювалося одиничне упорскування палива. Зміна тиску в системі реєструвалася тензометричним датчиком і записувалася на осцилографі у функції від часу.

Протічки палива за одну секунду розраховувалися по формулі

$$G = \rho \cdot \alpha \cdot V_c \cdot \Delta p,$$

де ρ - щільність палива;

α - коефіцієнт стискуваності палива;

V_c - об'єм системи;

Δp - зниження тиску в системі за рахунок протічок через зазор у розпилювачі за одну секунду.

У результаті дослідження була отримана сукупність досвідчених даних, що зв'язують чотири змінні

$$G, \delta, p_0, l$$

де p_0 - початковий тиск палива в системі перед витіканням;

l - довжина ущільнюючої частини голки;

δ - діаметральний зазор між голкою й корпусом розпилювача.

Для обробки такого матеріалу найбільш доцільно користуватися методами теорії подібності.

Із загальної системи рівнянь сталої течії в'язкої нестискуваної рідини, [3] випливає, що процес течії в концентричній щілині визначається наступними критеріями подібності:

$$Eu, Re, \frac{\delta}{l}, \frac{l}{d}$$

Виконуючи комбінацію критеріїв, приводимо систему до загального вираження в безрозмірному виді:

$$Eu \cdot Re = f_1 \left(\frac{l}{d}, \frac{\delta}{l} \right)$$

У якості масштабних величин у критеріях Ейлера Eu і Рейнольдса Re прийняті w_0 (середня по перетину кільцевого зазору швидкість палива), ν (кінематична в'язкість рідини перед входом у кільцеву щілину), δ (діаметральний зазор у кільцевій щілині), ρ (щільність рідини перед входом у кільцеву щілину), p_0 (тиск рідини перед кільцевою щілиною за умови, що тиск палива за щілиною дорівнює атмосферному). Заміняючи у $Eu \cdot Re$ швидкість w_0 через масову витрату рідини через щілину, одержимо

$$w_0 = \frac{G}{\pi \cdot d \cdot \delta \cdot \rho};$$

$$Eu \cdot Re = \frac{p_0}{\rho \cdot w_0^2} \cdot \frac{w_0 \cdot \delta}{\nu} = \pi \cdot \frac{p_0 \cdot \delta \cdot d \cdot \rho}{\mu \cdot G}$$

Опускаючи безрозмірну постійну π й комбінуючи отриманий критерій з параметричними критеріями $\left(\frac{l}{d} \right)$ й $\left(\frac{\delta}{l} \right)$, знайдемо остаточний вид обумовленого критерія

$$Eu \cdot Re \cdot \left(\frac{\delta}{l} \right)^2 \cdot \left(\frac{l}{d} \right) = \frac{p_0 \cdot \delta^4 \cdot \rho}{\mu \cdot l \cdot G}$$

Таким чином, розв'язання загальної системи рівнянь представляється як

$$\frac{p_0 \cdot \delta^4 \cdot \rho}{\mu \cdot l \cdot G} = f_2 \left(\frac{l}{d}, \frac{\delta}{l} \right) \quad (1)$$

Розв'язання системи рівнянь гідродинаміки в точному виді неможливо, і цю задачу, що стала класичною, вирішують із певними допущеннями: вважається, що течія палива по осі x (спрямована перпендикулярно радіусу концентричної щілини) і по осі y (спрямована по радіусу) відсутня ($u = v = 0$), тиск у щілині змінюється лінійно ($\frac{\partial p'}{\partial z'} = \text{const}$) тільки по осі z (спрямована за напрямком течії рідини). Тоді система приводиться до виду

$$\left. \begin{aligned} w' \cdot \frac{\partial w'}{\partial z'} \cdot \left(\frac{\delta}{l}\right) &= -\text{Eu} \cdot \frac{\partial p'}{\partial z'} \cdot \left(\frac{\delta}{l}\right) + \frac{1}{\text{Re}} \cdot \frac{\partial^2 w'}{\partial y'^2} \\ \frac{\partial w'}{\partial z'} \cdot \frac{\delta}{l} &= 0 \end{aligned} \right\} (2)$$

Тут штрих у величини означає її безрозмірність. Враховуючи, що

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial z} &= \frac{dp}{dz} = -\frac{p_0}{l} \\ \frac{\partial p'}{\partial z'} &= \frac{-p_0 / l}{l / l} = -1 \end{aligned}$$

а також друге рівняння системи (2) процес течії палива в щілині представимо одним безрозмірним рівнянням

$$\frac{\partial^2 w}{\partial y'^2} = -\text{Eu} \cdot \text{Re} \cdot \left(\frac{\delta}{l}\right)$$

розв'язок якого

$$w' = \frac{1}{8} \cdot \text{Eu} \cdot \text{Re} \left(\frac{\delta}{l}\right) \cdot (1 - 4y'^2)$$

дозволяє знайти безрозмірну витрату рідини через кільцеву щілину в розпилювачі:

$$\frac{p_0 \cdot \delta^4 \cdot \rho}{\mu \cdot G \cdot l} = \frac{12}{\pi} \cdot \left(\frac{l}{d}\right) \cdot \left(\frac{\delta}{l}\right) (3)$$

Очевидно, теоретично f_2 з (1) є лінійною функцією параметричних критеріїв. У розгорнутому виді (3)

$$G = \frac{\pi}{12} \cdot \frac{p_0 \cdot \delta^3 \cdot d \cdot \rho}{\mu \cdot l} \quad (4)$$

являє собою відому формулу Пуазейля і її похідних [1, 3, 4].

Зіставлення теоретичного рішення по формулі (4) з досвідченими даними свідчить про істотну кількісну і якісну їх розбіжність. На рис. 1 наведена критеріальна залежність протічок палива від параметричного критерію $\left(\frac{\delta}{l}\right)$. Експериментальні дані утворюють сімейство парабол з параметром $\left(\frac{l}{d}\right)$, у той час як за теоретичним розв'язанням має бути сімейство прямих з кутовим коефіцієнтом, пропорційним $\left(\frac{l}{d}\right)$. Слід помітити, що отриманий обумовлений критерій

$$\frac{p_0 \cdot \delta^4 \cdot \rho}{\mu \cdot G \cdot l} / \left(\frac{l}{d}\right)^{2,28}$$

дуже добре "стягає" сукупності дослідів з різними значеннями p_0 , яке в дослідях варіювалося в досить широких межах (5-35 МПа).

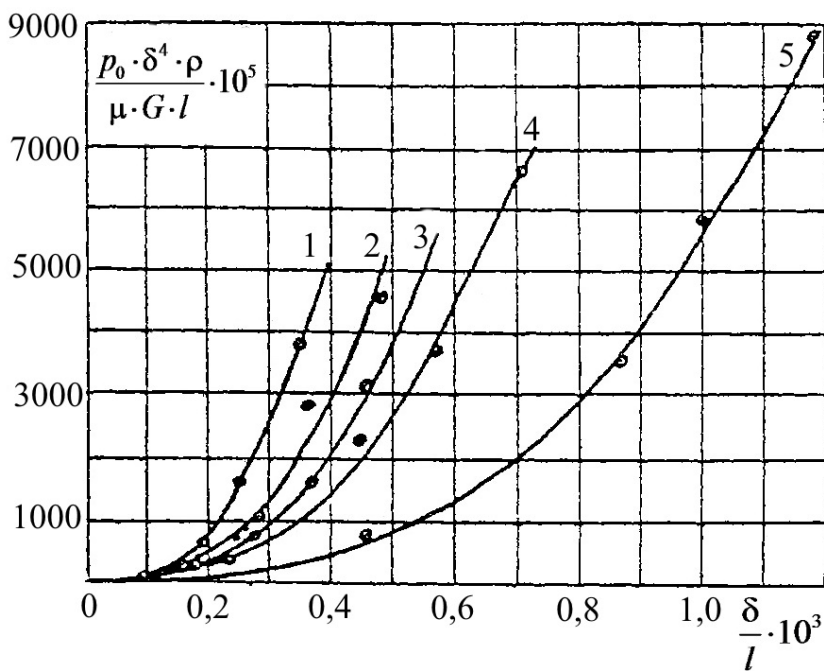


Рис. 1. Критеріальна залежність протічок палива від параметричного критерію $\left(\frac{\delta}{l}\right)$: 1 – при $\left(\frac{l}{d}\right)=4,57$; 2 – при $\left(\frac{l}{d}\right)=3,58$; 3 – при $\left(\frac{l}{d}\right)=3,14$; 4 – при $\left(\frac{l}{d}\right)=2,5$; 5 – при $\left(\frac{l}{d}\right)=1,57$

Обробка експериментальних даних у логарифмічних координатах дозволила встановити дійсні показники ступеня в параметричних критеріях і записати загальну критеріальну формулу протічок через щілину в розпилювачі:

$$\frac{p_0 \cdot \delta^4 \cdot \rho}{\mu \cdot G \cdot l} = 1,738 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{l}{d}\right)^{2,28} \cdot \left(\frac{\delta}{l}\right)^{2,65} \quad (5)$$

На рис. 2 зіставлені досвідчені дані з апроксимуючою кривою 1. Максимальне відхилення досвідчених точок від кривої становить 11 %, середньоквадратичне – 3 %. На вищенаведених рисунках точками позначені

середньоарифметичні значення критеріїв по окремих серіях. Усього оброблено 131 досвідчена точка. Максимальне й середньоквадратичне відхилення досвідчених точок розраховувалися за дійсними значеннями наведених критеріїв.

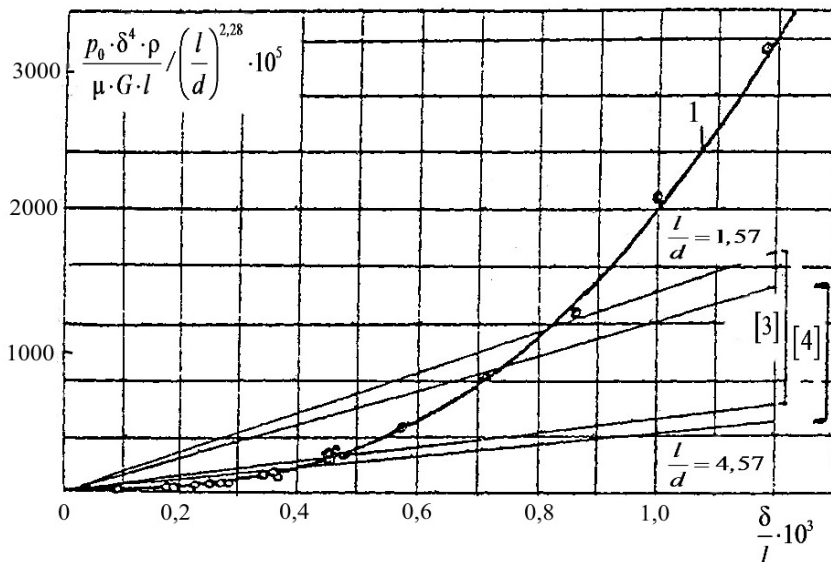


Рис. 2. Узагальнена критеріальна залежність протічок палива в прецизійній парі розпилювача:

1 – апроксимуюча крива по формулі (5); [3] – розрахункова зона по формулі Пуазейля; [4] – розрахункова зона по формулі Г.Л. Соскінда

На рис. 2 також показана ділянка розрахункових значень відносних протічок палива по формулі Пуазейля [3] і Г.Л. Соскінда [4]. Очевидно, результати по формулах цих авторів дуже близькі між собою й

суттєво відрізняються від досвідчених даних. У ділянці $\left(\frac{\delta}{l}\right) \leq 0,6$ теоретичне рішення у середньому перевищує експеримент у три рази,

а в ділянці $\left(\frac{\delta}{l}\right) \geq 0,6$ - теоретичне рішення менше у два рази. Ця розбіжність викликана допущеннями, прийнятими при розв'язанні системи рівнянь гідродинаміки. Очевидно, не можна зневажати поперечною складовою швидкості течії рідини v по осі u . Прохідний перетин щілини по осі z не залишається постійним - він може змінюватися як через геометричні погрішності деталей, так і у зв'язку з явищем облітерації тонких зазорів. "Заростання" щілини полярно-активними молекулами не може бути рівномірним по довжині, тому що найбільш імовірна більша інтенсивність облітерації на вході в щілину. Тоді при строгої геометричної паралельності стінок щілина представить собою дифузор, у якому

$$\frac{\partial w}{\partial z} \neq 0, \quad v \neq 0 \quad \text{і} \quad \frac{\partial p}{\partial z} \neq \text{const}$$

Але в цьому випадку система рівнянь гідродинаміки виявляється настільки складною, що єдиним методом її розв'язання є метод подібності, який і був застосований для опису досліджуваного процесу.

Формула (5) що вирішена відносно G , має вигляд

$$G = 0,575 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{p_0 \cdot \delta^{1,35} \cdot d^{2,28} \cdot \rho}{\mu \cdot l^{0,63}} \quad (6)$$

Як видно, протечки палива в значно меншому ступені залежать від величини діаметрального зазору δ , ніж це надається у формулі Пуазейля: при збільшенні зазору в 2 рази протечки зростають не в 8 разів, а в 2,5 рази, а при збільшенні δ в 3 рази - не в 27 разів, а всього в 4,4 рази. На менший ступінь впливу δ вказував Гуревич Д.Ф. [2], ґрунтуючись на обробці досвідчених даних по протічкам через гладку плунжерну пару.

Отриманий результат свідчить про можливість зниження жорстких вимог держстандарту на гідрощільність розпилювачів, а також на збільшення терміну служби цих прецизійних пар в експлуатації за рахунок зміни бракувальних ознак по гідрощільності.

Використовуючи формулу (6), можна визначити падіння залишкового тиску в системі між упорскуваннями. З рівняння стискуваності випливає

$$\alpha \cdot V_c \cdot \rho \cdot dp = dG = -G \cdot dt$$

$$p = p_0 - \frac{G \cdot t}{\alpha \cdot V_c \cdot \rho}$$

Враховуючи (6), одержуємо

$$p = p_0 \cdot \left(1 - 0,575 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\delta^{1,35} \cdot d^{2,28}}{\alpha \cdot V_c \cdot \mu \cdot l^{0,63}} \cdot t \right) \quad (7)$$

Як видно, у цьому розв'язанні падіння тиску за часом підпорядковується лінійному закону. Досвідчені дані строго не дотримуються цієї закономірності. З рис. 3 видно, що зміна тиску після посадки голки (якщо відсутні хвильові явища в паливній системі) протікає по лінії невеликої кривизни й заміна її прямою навіть у великому діапазоні часу, що перевищує реальні проміжки між упорскуваннями в малообертовому двигуні в 2-3 рази, приводить до незначної погрішності, що становить не більш 4 %, навіть при $l = 32$ мм і при $\delta = 11$ мкм. При наявності хвильових явищ після посадки голки розрахунок по формулі (7) дасть пряму розташування середніх точок амплітуд тиску.

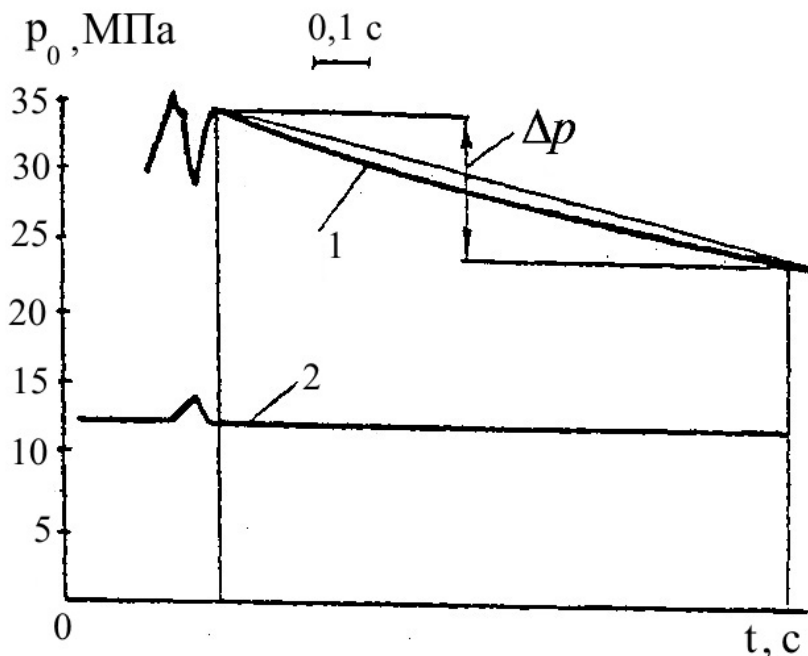


Рис. 3. Осцилограма зміни залишкового тиску в паливній системі після посадки голки при $l = 32$ мм і $\delta = 11$ мкм:

1 – залишковий тиск; 2 – підйом голки форсунки

Висновки. Теоретичне рішення течії палива в щілині дозволяє знайти безрозмірну витрату рідини через кільцеву щілину в розпилювачі, яка у розгорнутому виді являє собою відому формулу Пуазейля і її похідних.

Зіставлення теоретичного рішення по формулі (4) з досвідченими даними свідчить про істотну кількісну і якісну їх розбіжність.

Обробка досвідчених даних у логарифмічних координатах дозволила записати загальну критеріальну формулу протічок через щілину в розпилювачі.

Отримана загальна критеріальна формула протічок через щілину в розпилювачі може бути застосована в гідродинамічному методі розрахунку процесу паливоподачі у дизелях при проектуванні паливних систем високого тиску.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Башта Т.М. и др. Объемные гидравлические приводы. М., "Машиностроение", 1969. 628 с.
2. Гуревич Д.Ф. Гидравлическая плотность цилиндрических сопряжений с малыми зазорами. - "Вестник машиностроения", 1964, №10, с. 33-36.
3. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М., Гос. изд-во технико-теоретической литературы, 1957. 784 с.
4. Соскинд Г.Л. Влияние плотности распылителя на утечки топлива вдоль иглы форсунки дизеля. - Труды Таллинского политехнического института. Серия А, № 224, 1965, с. 11-19.
5. Фомин Ю.Я. Распределение утечек топлива через распылитель дизельной форсунки. - Труды ЦНИТА, 1974, вып. 60, с. 8-12.