

5. Анісімов В.Ф., Яцковський В.І., П'ясецький А.А., Рябошапка В.Б. Напрямки створення багатопаливних двигунів на базі дизельного циклу. Промислова гідравліка і пневматика. 2011. № 2 (32). С. 100–105.

6. Eberhart S. A., Russel W. A. Stability parameters for comparing varieties. Crop Sci. 1966. V. 6. № 1. P. 34–40.

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ СИЛИ, ЩО СТВОРЮЄТЬСЯ ТИСКОМ ПАЛИВА, ЯКЕ ДІЄ НА ГОЛКУ РОЗПИЛЮВАЧА

Калінін Євген Іванович, завідувач кафедри тракторів, автомобілів
та біоенергоресурсів,

Національний університет біоресурсів та природокористування України,
e-mail: kalinin@nubip.edu.ua, ORCID: 0000-0001-6191-8446

У процесі впорскування на голку розпилювача форсунки діє тиск палива, що створює підйомну силу F_m .

Розмір останньої входить у розрахункові рівняння граничних умов і в залежності, що використовуються для оцінки динамічних властивостей форсунки. Для розрахунку сили F_m , у разі закритих багатоструминних розпилювачів, використовується відома наближена залежність виду:

$$F_m = (f_n - f_x)P + f_x P', \quad (1)$$

де f_n , f_x – поперечні перерізи по напрямній та характерному діаметру d_x голки; P та P' – статичні тиски в корпусі розпилювача і каналі між голкою та отворами, що розпилюють.

На початковій ділянці підйому голки формула (1) дає занижені значення сили F_m порівняно із тими, що виміряні при експериментальних дослідженнях. Це пояснюється тим, що в залежності (1) на ділянку замикаючого конуса голки $l_1 + l_2$, що характеризується площею поперечного перерізу $f_x - f'_n$ діє тиск P' .

Величина останнього через гідравлічні втрати менше, ніж тиск у зазорі між конусами (f'_n – поперечний переріз голки, що відповідає діаметру $d_{нк}$).

Пропозиція використовувати середній тиск у зазорі $\left(\frac{P + P'}{2}\right)$ призводить до стрибкоподібного збільшення сили вже при найменшому підйомі голки на величину $\Delta F_m = (f_x - f'_n) \frac{P}{2}$, що на певних режимах функціонування не забезпечує потрібного співпадіння експериментальних та розрахункових даних.

Використання ламінарної моделі для опису руху потоку палива в зазорі між запірними конусами голки та сідла розпилювача дозволило авторам уточнити розрахунок значень сили F_m .

В роботі замість чисельного розв'язку на ПК рівнянь, як це було зроблено в роботах [1, 2], синтезовані аналітичні залежності. Вони отримані інтегруванням загальних залежностей з роботи [3]. При цьому прийнято, що відсутнє зміщення осей голки та корпусу розпилювача та голка, в момент часу, що розглядається, нерухома. Останнє припущення доцільно для випадків експериментального визначення гідравлічних характеристик розпилювача на проливному стенді. Динаміка руху голки відображується на величині сили F_m .

Під час досліджень проведено аналіз залежностей розрахункових та експериментальних значень сили F_m , що отримані для розпилювача, який розглядається. Експериментальні значення сили F_m були визначені при проливанні на стенді постійної витрати. Сила F_m вимірювалась за допомогою тензодатчика кільцевого типу.

З вигляду кривих було встановлено, що при великих підйомах голки всі методики, які розглядаються, дають близьку збіжність з експериментальними даними. При малих підйомах голки ($y \leq 0,08$ мм) розрахунок за формулою (1) дає занижені, а по методиці з роботи [2] – збільшені значення сили F_m .

Найкращу збіжність розрахункових та експериментальних даних в зоні малих підйомів голки дає розрахунок за формулою, яка представляє силу F_m як суму сил, що діють на окремі ділянки голки (з урахуванням значень членів, що входять в зазначену формулу).

При розрахунках приймалось, що додаткова сила ΔF_{mn} , яка виникає в результаті руху голки в процесі впорскування, дорівнює нулю, що відповідало умовам проливу розпилювача.

Використання ламінарної моделі для опису руху потоку палива в зазорі між запірними конусами розпилювача дозволяє отримати аналітичну залежність для розрахунку сили тиску пального, що діє на голку розпилювача.

В результаті руху голки в процесі впорскування виникає додаткова сила, величину якої можна оцінити за визначеними залежностями.

Запропонована методика покращує та полегшує розрахунок сили тиску палива F_m та дає можливість уточнити значення цієї сили при аналізі роботи паливних систем дизельних двигунів внутрішнього згорання.

Література

1. Григор'єв М.А., Пономар'єв М.А., Пономар'єв Н.Н., Карпенко В.В. Методика оцінки ресурсу двигуна залежно від ресурсів його деталей. Автомобільна промисловість. 2009. № 10. С. 4–6.
2. Анісімов В.Ф., Яцковський В.І., П'ясецький А.А., Рябошапка В.Б. Напрямки створення багатопаливних двигунів на базі дизельного циклу. Промислова гідравліка і пневматика. 2011. № 2 (32). С. 100–105.

3. Бурлака С.А., Явдик В.В., Єленич А.П. Методи досліджень та способи оцінки впливу палив з відновлюваних ресурсів на роботу дизельного двигуна. Вісник Хмельницького національного університету. 2019. № 2 (271). С. 212–220.

4. Запорожець О.І., Бойченко С.В., Матвєєва О.Л., Шаманський С.Й., Дмитруха Т.І., Маджд С.М. Навчальний посібник «Транспортна екологія», 2017 р., Київ. С. 509.

5. Eberhart S. A., Russel W. A. Stability parameters for comparing varieties. Crop Sci. 1966. V. 6. № 1. P. 34–40.

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ПІДШИПНИКОВОЇ КАМЕРИ ГТД

Петухов Ілля Іванович, к. т. н., доцент; доцент кафедри аерокосмічної теплотехніки; Національний аерокосмічний університет

ім. М.Є. Жуковського «ХАІ»,

e-mail: i.petukhov@khai.edu, ORCID: 0000-0002-0645-7912

Ковальов Артем Вікторович, аспірант, аспірант;

Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ»,

e-mail: a.kovalov@khai.edu, ORCID: 0000-0002-9493-9769

Михайленко Тарас Петрович, к. т. н., доцент; доцент кафедри

аерокосмічної теплотехніки;

Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ»,

e-mail: t.mykhailenko@khai.edu, ORCID: 0000-0003-4708-673X

Камера підшипника (КП) газотурбінного двигуна (ГТД) є однією з ключових деталей, що визначають його ефективність, надійність та безпеку. Вона забезпечує необхідне змащування та тепловідведення при будь-яких обертах підшипника та тепловому стані дотичних елементів ГТД. У зв'язку з цим питання, пов'язані з проектуванням та оптимізацією КП, є актуальними та становлять інтерес для широкого кола дослідників та інженерів. Найбільш складною при моделюванні температурного стану деталей КП та циркулюючої оливи є визначення коефіцієнту тепловіддачі до внутрішньої стінки камери. Складність вирішення цієї задачі обумовлена не тільки геометрією КП, але і наявністю двохфазного потоку змінної структури, який обертається за рахунок обертання валу та відповідних елементів підшипника. Додаткові впливаючі фактори пов'язані зі способом подачі оливи до підшипника та ущільнень.

В останні роки, з розвитком сучасних технологій та методів моделювання, стали доступними нові інструменти та підходи до вивчення робочого процесу підшипникових камер. Але навіть використання гетерогенної моделі Eulerian [1] при тривимірному CFD-моделюванні не є однозначним та вимагає уточнень у визначенні граничних умов, особливо щодо розміру крапель,