

УДК 621.183.621.313-752

І.І. Іващенко, інж., О.Г. Приймаков, канд. техн. наук

ВРАХУВАННЯ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ПРИ ОЦІНЦІ НЕРІВНОМІРНОСТІ ОБЕРТАННЯ ВАЛУ ДВИГУНА

Підвищення надійності та довговічності авіаційної наземної техніки - важлива складова науково-технічного забезпечення Військово-Повітряних Сил України. Проте, ця складова суттєво залежить від діагностування технічного стану та своєчасного відновлення дизелів цієї техніки. Метою даної статті є розробка та реалізація нового способу врахування крутильних коливань при оцінці нерівномірності обертання колінчастого валу дизельного двигуна.

Робота двигуна внутрішнього згорання супроводжується крутильними коливаннями валу двигуна. Їх вплив повинен бути обов'язково врахований при визначенні ступеня нерівномірності кутової частоти обертання. В даній роботі запропонований один з найбільш раціональних способів врахування впливу крутильних коливань при оцінці ступеня нерівномірності, оснований на введенні змінної системи відліку часу, яка визначається частотою крутильних коливань. Реалізація запропонованого способу для 10-ти циліндрового двохтактного дизеля приведена на рис. 1.

Елементи, які складають основу приладу, виконують наступні функції:

- датчик кутових відміток 1 та підсилювач 4 забезпечують отримання послідовності коротких імпульсів, які формуються в моменти приходу кожного поршня в верхню мертву точку;

- датчик циклів роботи 2 двигуна та підсилювач 5 забезпечують отримання послідовності коротких імпульсів, які формуються з кожним обертом колінчастого валу двигуна;

- схеми ІЛІ 6, ІІ 7 та RS - тригер 8 забезпечують початок роботи приладу;

- тригери 9-12 з лічильним входом забезпечують роботу розподілення імпульсів 28 та управляють роботою лічильників 19 та 20;

- датчик крутильних коливань 3 сумісно з управлінням генератора 14 виробляють імпульси зі змінною частотою слідування в залежності від величини крутильних коливань;

- схеми 17, 18 лічильники 19,20 та вібратори 15, 16 забезпечують вимірювання часових інтервалів між моментами приходу в верхню мертву точку поршнів двох суміжних за порядком роботи циліндрів;

- селектори 23, 24, схеми 25, 26, диференційовані блоки 21, 22 та схема порівняння 27 забезпечують порівняння часових інтервалів з граничними значеннями;

- розподільних імпульсів 28 забезпечують запис інформації в оперативний запам'ятовуючий пристрій 29 та блок ресстрації 30;

— схема 13 забезпечує закінчення циклу вимірювань.

Покажемо, що запропонований пристрій дозволяє підвищити точність визначення ступеня нерівномірності обертання валу двигуна.

Час τ , який затрачено на поворот валу двигуна на кут α між черговими мітками визначається із співвідношення:

$$\tau = \frac{\alpha}{\omega}, \quad (1)$$

де ω - кутова частота обертання валу.

Для визначення величини τ необхідно число N , записане в лічильнику 19 або 20 помножити на період слідування імпульсів T_{14} з виходу генератора імпульсів 14, тобто

$$\tau = N \cdot T_{14} \quad (2)$$

Позначимо через ω_0 кутову частоту обертання валу двигуна при відсутності крутильних коливань. З врахуванням крутильних коливань кутова частота валу двигуна ω_p дорівнює

$$\omega_p = \omega_0 + a \sin \omega_{kp} t, \quad (3)$$

де a - амплітуда крутильних коливань;

ω_{kp} - частота крутильних коливань.

При відсутності управляючої напруги на вході генератора 14 (при відсутності крутильних коливань) частота слідування імпульсів з його виходу дорівнює f_{14} , а при появі її на виході напруги \mathcal{U}_3 , яка змінюється за законом

$$\mathcal{U}_3 = k_3 a \cdot \sin \omega_{kp} t, \quad (4)$$

де k_3 - коефіцієнт пропорційності датчика крутильних коливань.

Частота f_{14} буде дорівнювати

$$f_{14p} = f_{14\delta} = k_3 k_{14} a \cdot \sin \omega_{kp} t, \quad (5)$$

де k_{14} - коефіцієнт пропорційності генератора 14.

Реальний час t_p повороту вала двигуна на кут α , з врахуванням крутильних коливань, визначається наступним чином

$$t_p = \frac{\alpha}{\omega_p} = \frac{\alpha}{\omega_0 + a \cdot \sin \omega_{kp} t}, \quad (6)$$

Використовуючи (2) та (5), представимо (6) у вигляді:

$$\alpha = \tau (\omega_0 + a \cdot \sin \omega_{kp} t) = \frac{N_p + (a \cdot s \sin \omega_{kp} t)}{f_{140} + k_3 k_{14} \cdot a \sin \omega_{kp} t}, \quad (7)$$

де N_p - число, яке записане в лічильнику з врахуванням крутильних коливань.

При відсутності крутильних коливань величина α визначається наступним чином

$$\alpha = \tau\omega_0 = \frac{N_0\omega_0}{f_{140}}, \quad (8)$$

де N_0 - число, яке записане в лічильнику без врахування крутильних коливань.

Так як ліві частини (7) та (8) рівні між собою, то слідує, що

$$\frac{N_p(\omega_0 + a \cdot \sin \omega_{кр}t)}{f_{14_0} + k_3k_{14}a \sin \omega_{кр}e} = \frac{N_0\omega_0}{f_{14_0}}, \quad (9)$$

Ступінь ідентичності робочих циклів наочно визначається на координатній площині ($G_{\Delta\omega_k}, G_{\omega_i}$).

Розрахунок коефіцієнтів варіації $G_{\Delta\omega_k}$ та G_{ω_i} проводиться при визначенні величини оптимального кута випередження подачі палива. Для розрахунку коефіцієнтів варіації попередньо визначають значення дисперсій:

- різниць між максимальними та мінімальними значеннями кутової частоти обертання в кожному циклі за серію послідовних циклів

$$D = \frac{\sum_{k=1}^n (\Delta\omega_k - m_{\Delta\omega_k})^2}{2}, \quad (10)$$

де $m_{\Delta\omega_k}$ - математичне очікування; n - число аналізуємих робочих циклів; $\Delta\omega_k$ - сукупності максимальних та мінімальних абсолютних значень кутової частоти обертання валу, тобто всіх екстремальних значень за цикл ($\omega_{\epsilon k}$)

$$D = \frac{\sum_{k=1}^n (\omega_{\epsilon k} - m_{\omega_{\epsilon k}})^2}{N}, \quad (11)$$

де N - число аналізуючих екстремальних значень.

Максимальне значення кутової частоти обертання крутильного моменту визначається як параметрами робочого процесу k -го циклу, так і параметрами $(k-1)$ -го циклу та залежить:

— від величини корисної роботи газів в даному k -му циклі, яка визначається величиною потенціальної енергії робочого тіла, що перейшла в кінетичну енергію обертання колінчастого валу та визвавши пропорційне збільшення кутової частоти обертання в цьому k -ому періоді;

— від мінімальної частоти обертання валу в тому ж періоді (ω_{\min}), абсолютне значення якої, в свою чергу, визначається, в основному, відношенням значень позитивного обертаючого моменту в кінці ходу розширення $(k-1)$ -го циклу та негативного обертаючого моменту в кінці ходу стиснення k -го циклу.

Максимальне значення кутової частоти обертання колінчастого валу за період зміни сумарного обертового моменту є функція двох аргументів:

— „прирошення” кутової частоти обертання валу за той же робочий цикл $\Delta\omega_k$;

— мінімальне значення кутової частоти обертання валу за той же цикл ω_{\min_k} .

Визначення ступеня ідентичності послідовних циклів по дисперсії „прирошення” кутової частоти обертання $\Delta\omega_k$ дозволяє оцінювати ідентичність циклів за величиною, безпосередньо пропорційною роботі газів в кожному окремому циклі, а розгляд сукупності значень цієї дисперсії всіх екстремальних значень $\omega_{\epsilon k}$ дозволяє враховувати також їх порядковий розподіл.

При оцінці технічного стану циліндрів, крім коефіцієнтів варіації, необхідно обов'язково враховувати ступінь нерівномірності частоти обертання валу двигуна δ , яка визначається як середнє значення різниці між найбільшим максимальним та мінімальним значеннями кутової частоти обертання за серію послідовних періодів зміни сумарного обертового моменту (50...60 циклів роботи всіх циліндрів двигуна).

Відомі способи визначення ступеня нерівномірності обертання колінчастого валу, оснований на відключенні одного або декількох циліндрів, не дозволяють забезпечити потрібну точність вимірювання величини δ . Пов'язано це з тим, що у випадку роботи двигуна тільки на одному циліндрі має місце значне перевантаження працюючого циліндру. За цієї умови робота цього циліндру істотно відрізняється від нормальних, які мають місце при роботі двигуна з усіма включеними циліндрами. У випадку, коли прагнуть забезпечити ідентичність умов роботи та умов випробувань, росте трудомісткість процесу діагностування. Це пов'язано з тим, що, поперше, працюючі циліндри необхідно довантажувати до максимальної потужності та вимірювати при цьому частоту обертання валу двигуна, а, по-друге, необхідно проводити повторний замір частоти обертання валу двигуна, попередньо включивши раніше виключений циліндр. Нерівномірність частоти обертання повинна визначатися за результатами повторних замірів, одержаних після підключення кожного з почергово виключаємих циліндрів за наступною формулою [1-3]:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\max} + \omega_{\min}}, \quad (12)$$

де $\omega_{\max}, \omega_{\min}$ - відповідно максимальне та мінімальне значення частоти обертання валу двигуна за результатами повторних замірів.

Очевидно, що оцінка нерівномірності роботи окремих циліндрів двигуна, отримана за результатами вимірювань при відключенні одного циліндра точніше, ніж при відключенні декількох циліндрів. Однак і в цьому випадку при застосуванні відомих способів складність технології випробувань зберігається, крім того, неодноразові зміни режиму роботи

двигуна і, пов'язані з ними помилки в визначенні номінальної потужності працюючих циліндрів, приводять до низької достовірності діагностичної інформації.

Визначимо умови, при яких числа N_p та N_0 дорівнюють один одному. В цьому випадку з (10) випливає, що

$$\frac{\omega_0 + a \cdot \sin \omega_{кр} t}{f_{14} + k_3 k_{14} a \sin \omega_{кр} t} = \frac{N_0 \omega_0}{f_{14}}. \quad (13)$$

З (12) випливає, що в випадку, якщо f_{14} визначається з відношення

$$f_{14} = k_3 k_{14} \omega_0, \quad (14)$$

то величина числа, записаного в лічильниках 19 та 20, не буде залежати від крутильних коливань. Вираз (14) визначає правило, у відповідності з яким необхідно вибирати частоту, що управляє генератором імпульсів при відсутності управляючої напруги на його вході. Так як число, записане в лічильниках 19 та 20 не залежить від величини крутильних коливань, то воно може бути використане для оцінки нерівномірності роботи циліндрів. Порівнюючи це число в схемі порівняння 27 с граничними значеннями заданого діапазону, який визначається допустимим ступенем нерівномірності роботи циліндрів, легко зробити висновок про технічний стан того чи іншого циліндру двигуна. З врахуванням величини крутильних коливань.

Особливу групу утворюють пристрої, у яких для оцінки ступеню нерівномірності використовуються способи, що ґрунтуються на визначенні величин часу та шляху розгону двигуна в діапазоні заданих частот [2]. У відповідності з цими способами розгін двигуна здійснюється шляхом установки паливодозуючого органу на максимальну подачу палива. Вимірювання часу та шляху розгону починається з моменту досягнення валом двигуна верхнього встановленого рівня частоти обертання. Оцінку технічного стану двигуна проводять шляхом порівняння часу (числа обертів валу за час розгону та шлях розгону) згідно з еталонними значеннями [4-8]. В [2] пропонується додатково вимірювати час та шлях вибігу двигуна в заданому діапазоні частот обертання та порівнювати отримані результати з еталонними значеннями. В [3] пропонується, крім того, оцінювати стан кожного з циліндрів шляхом визначення часового інтервалу між положеннями поршня в верхній мертвій точці в такті стиску поршня та в нижній мертвій точці такту розширення для кожного з циліндрів двигуна. Власне оцінка виконується шляхом співставлення одержаних результатів з еталонними значеннями. Точність оцінки істотним чином залежить від точності прив'язки до верхньої мертвої точки в першому за порядком вимірювання циліндрі двигуна. Величини часу та шляху розгону дозволяють визначити прискорення валу двигуна, яке також може бути використане як

показник технічного стану дизеля авіаційної наземної техніки (АНТ) [7, 8].

Оцінка технічного стану циліндрів за величиною прискорення валу двигуна здійснюється в [5, 6] при прокрутці в несталому режимі роботи двигуна (розгоні або вибігу). Втрати потужності на подолання моменту інерції та тертя при прокрутках в однакових умовах залишаються практично постійними. Втрати на стиснення газу в циліндрах залежать від їх компресії та визначаються ступенем зношеності деталей циліндро-поршневої групи. Як параметр, який змінюється в залежності від компресії, приймають різницю прискорень колінчастого валу при декомпресуванні циліндрів та без нього.

В [7, 8] визначають прискорення в кожному з циліндрів двигуна за робочий хід його поршня на протязі повного циклу. Для визначення прискорення двигун розганяють та з моменту досягнення валом номінальної частоти обертання проводять безперервне вимірювання кутових швидкостей в границях кутів повороту колінчастого валу, відповідних робочим ходам кожного циліндру. У випадку багатциліндрового двигуна, коли має місце перекриття робочих ходів в окремих циліндрах, вимірювання проводять в початкових частинах робочого ходу конкретного циліндру. Величина прискорення для першого циліндру E_1 обчислюється за формулою:

$$E_1 = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\tau_2 - \tau_1}, \quad (15)$$

де ω_1 , ω_2 – значення кутової швидкості в кінці такту стиску та в кінці такту розширення для першого циліндру, виміряні в моменти часу τ_1 та τ_2 .

Для другого, за порядком роботи, циліндру величина прискорення E_2 обчислюється за формулою:

$$E_2 = \frac{\omega_3 - \omega_2}{\tau_3 - \tau_2}, \quad (16)$$

де ω_3 – значення кутової швидкості в кінці такту розширення для другого циліндру, виміряне в момент часу τ_3 .

Величини E_3 і т.д. визначаються аналогічно величинам E_1 та E_2 . Висновок про технічний стан двигуна робиться по величині відхилення обчислених значень E від номінального значення прискорення на даному режимі роботи.

Розглянутому способу вимірювання прискорення властивий принциповий недолік, який заключається в складності технічної реалізації операції диференціювання та пов'язаний з неминучістю помилки в визначенні величини δ . Задачу визначення прискорення вдається вирішити порівняно просто при застосуванні в складі вимірювального пристрою активного фільтру, який складається з трьох послідовно включених інтегрованих операційних підсилювачів, охоплених зворотними зв'язками так, що їх результуюча цільова функція $W(p)$ відповідає ланці третього порядку виду:

$$W(p) = \frac{k_1}{ap^3 + bp^2 + cp + 1}, \quad (17)$$

де k_1 – коефіцієнт прискорення; a, b, c – емпіричні коефіцієнти при похідних; $p = \frac{d}{dt}$ – оператор диференціювання.

Оскільки ланка, яка описана виразом (17), має цілком визначену смугу пропускання, яка залежить від вибору коефіцієнтів a, b, c , його можна розглядати як активний фільтр. Напруга $\vartheta(\delta)$ на виході цього фільтру залежить від величини вхідної напруги, пропорційно поточному значенню кута здвигу фаз між дійсним та очікуємим положенням колінчастого валу. Оскільки напруга $\vartheta(\delta)$ є одночасно вихідною напругою третього інтегрованого операційного підсилювача, то це означає, що на вхід даного підсилювача з виходу другого інтегрованого підсилювача поступає напруга $\vartheta(\Delta\omega)$, пропорційна відхиленню фактичної та розрахункової кутових швидкостей обертання. Міркуючи аналогічно, одержимо, що на вхід другого інтегрованого операційного підсилювача поступає напруга $\vartheta(E)$, пропорційна прискоренню колінчастого валу дизеля. величина $\vartheta(E)$ може бути безпосередньо використана для оцінки технічного стану в зв'язку з тим, що величина надмірної роботи L, i - го циліндру двигуна прямо пропорційна прискоренню. В ході оцінки ступеня нерівномірності кутової частоти обертання валу двигуна по величині прискорення треба виключити вплив на точність результатів оцінки нестабільності роботи паливної апаратури дизеля.

В [9, 10] було показано, що істотний вплив на величину ступеня нерівномірності кутової частоти обертання спричиняє якість регулювання та настрійки системи паливоподачі. Переважний вплив на величину δ чинять такі параметри як кут випередження та тривалість процесу подачі палива в циліндр двигуна. Природно, що коректність оцінки технічного стану двигуна визначається точністю настрійки системи паливоподачі. У зв'язку з цим операції оцінки технічного стану дизеля за величиною ступеня нерівномірності обертання повинна передувати операція оцінки якості регулювання системи паливоподачі.

Висновки

1. Проведений аналіз характеру взаємозв'язку між різними факторами, які визначають ступінь досконалості протікання робочого процесу в циліндрах внутрішнього згорання, та параметрами виробленої електроенергії дозволив встановити вплив технічного стану окремих вузлів та систем двигуна на величину нерівномірності обертання його валу та обґрунтувати вимоги, пред'явлені до точності вимірювання діагностичного параметру.

2. Аналіз ступеня відповідності відомих мето-

дів та пристроїв для оцінки технічного стану двигунів внутрішнього згорання вимогам, пред'явленим до точності та достовірності процесу діагностування, дозволив теоретично обґрунтувати та запропонувати для визначення величини нерівномірності обертання валу двигуна використовувати новий спосіб та пристрій, які дозволяють оцінити не тільки технічний стан окремих циліндрів, але й вияснити можливу причину несправності.

3. В процесі діагностування двигунів внутрішнього згорання за величиною нерівномірності обертання його валу необхідно здійснювати корекцію результатів оцінки ступеню нерівномірності з врахуванням крутильних коливань валу. Для автоматичного врахування впливу крутильних коливань на величину нерівномірності обертання валу необхідно вимірювання кутових інтервалів здійснювати зі змінним масштабом часу.

4. Показник нерівномірності обертання колінчастого валу дизеля (АНТ) є інтегральним показником його працездатності.

Список літератури:

1. Краснокутський В.Н., Шунайлов Г.О., Іващенко І.І. Вибродіагностика розцентрування спряжених валів. // Вестн. науки и техники. – 2002. - № 2-3. С.16-21.
2. Іващенко І.І., Приймаков О.Г. Прогнозування залишкового ресурсу та надійності дизелів авіаційної наземної техніки.// Вісн. Харк. держ. техн. ун-ту сільськ. господарства. – 2003. - № 17. - С. 289-294.
3. Приймаков О.Г., Іващенко І.І. Математичне моделювання процесу вибродіагностики.// Вестн. науки и техники. – 2002. - № 4. - С. 11-17.
4. Іващенко І.І., Приймаков О.Г. Діагностування працездатності опор ковзання для авіаційної наземної техніки.// Вестн. науки и техники. – 2003.- № 1. - С.9-14.
5. Іващенко І.І. Розробка методики визначення технічного стану дизельних двигунів комплексним вібраційним методом.// (Матеріали V Міжнародної науково-технічної конференції „АВІА-2003”) - Виробництво та експлуатація авіаційної техніки – 2003. - № 3. – С. 34.37-34.40.
6. Двигатели внутреннего сгорания/ Номенклатурный справочник Ч.1. - М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1979. -88 с.
7. Двигатели внутреннего сгорания/ Номенклатурный справ. - М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1981, 96 с.
8. Способ оценки ресурса дизеля до первой переборки/ А.К. Костин и др. //Двигателестроение, 1981. - №11. - С. 47-48.
9. Приймаков О.Г., Масаєв В.І. Втомленість авіаційних конструкцій та засоби її попередження // Інтегровані технології та енергозбереження. - Харків: НТУ „ХПІ”, № 1. – 2002. – С. 99-105.
10. Іващенко І.І., Приймаков О.Г., Шунайлов А.Г. Розробка інтегральних показників діагностування технічного стану дизельних двигунів// Двигатели внутреннего сгорания.-Харків: НТУ”ХПІ”,№1-2-2003.-С.57-61