

УДК 621.183.6 21.313-752

І.І. ІВАЩЕНКО, О.Г. ШУНАЙЛОВ, О.Г. ПРИЙМАКОВ

*Харківський інститут Військово-повітряних сил ім. І.М. Кожедуба***ДИНАМІКА КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ V-ПОДІБНИХ ДВИГУНІВ
АВІАЦІЙНОЇ НАЗЕМНОЇ ТЕХНІКИ**

Створено методику визначення інтегрального показника нерівномірності обертання колінчастого вала N з врахуванням параметрів динаміки крутильних коливань V-подібних двигунів. Ці параметри дозволяють уточнити проєктувальні та перевіірочні розрахунки V-подібного дизельного двигуна

інтегральний показник нерівномірності обертання колінчастого вала, динаміка крутильних коливань, V-подібні двигуни

Вступ

На величину нерівномірності кутової частоти обертання вала дизеля істотний вплив мають обертові коливання валопровода, зумовлені обертовими моментами сил тиску газів в циліндрах дизеля, інерційними моментами рухомих мас та моментами сил ваги кривошипно-шатунного механізму. Відмова від їх врахування викликає похибку в визначенні величини нерівномірності обертання колінчастого вала по його довжині. Отже, метою даної статті є розробка методики визначення крутильних коливань V-подібних двигунів АНТ на предмет оцінки ступеня нерівномірності обертання колінчастого вала.

1. Формулювання проблеми

Зазвичай [1, 2] обертові коливання оцінюють за частотою, амплітудою та формою коливань, які виникають в системі під дією збуджуючих сил.

Для визначення цих величин установимо основні фактори, які визначають кількісний та якісний характер крутильних коливань V-подібних двигунів авіаційної наземної техніки (АНТ). До таких факторів можна віднести:

- моменти інерції всіх зосереджених та розподілених мас;
- жорсткість (податливість) всіх ділянок валопроводу;

– величина та частота коливань зовнішніх обертових моментів.

Знання перших двох факторів дозволяє визначити характер вільних коливань установки, що необхідно для в'яснення числових значень резонансних частот змушених коливань.

Дослідження змушених коливань необхідне для визначення числових значень амплітуд та форм коливань валопроводу. Величини амплітуд коливань дозволяють уточнити оцінку ступеня нерівномірності обертання, тобто дозволяють судити про ступінь нерівномірності роботи циліндрів двигуна. Визначення форм коливань двигуна дозволяє визначити способи обліку крутильних коливань в процесі оцінки нерівномірності обертання мас валопроводу.

При дослідженні крутильних коливань доцільно використовувати наступну методику. На першому етапі визначити вихідні відношення, скласти еквівалентну розрахункову схему та розрахувати моменти інерції мас, жорсткості ділянок вала, зовнішні обертові моменти і т.п. Далі необхідно проаналізувати вільні коливання системи та їх частот. На кінцевому етапі пропонується провести дослідження змушених коливань та визначити амплітуди та форми коливань окремих мас.

Дослідженню обертових коливань присвячена велика кількість праць, серед яких треба виділити [3, 4, 5]. Однак в [4, 5] та інших дослідженнях

[6, 7, 8] не розглядається випадок обертових коливань валопроводу дизеля з причіпним шатуном.

2. Вирішення проблеми

Для досліджуваного випадку момент інерції мас кривошипно-шатунного механізму не є постійною величиною, а змінюється на протязі одного обороту вала. Врахувати цю обставину безпосередньо при розрахунку крутильних коливань представляє великі труднощі.

При складанні розрахункової схеми масу кривошипно-шатунного механізму представимо масою „еквівалентного диска”, кінетична енергія якого дорівнює середньому значенню кінетичної енергії еквівалентних мас.

Визначимо момент інерції мас, які зв'язані з одним коліном колінчастого вала. З рис. 1 видно, що момент інерції сумісного шатуна буде складатися з моменту інерції основного та причіпного шатуна. Для V-подібного двигуна вісь нижньої головки причіпного шатуна рухається за іншою траєкторією порівняно з віссю головного шатуна та кінематика руху поршня причіпного шатуна відрізняється від кінематики руху поршня основного шатуна.

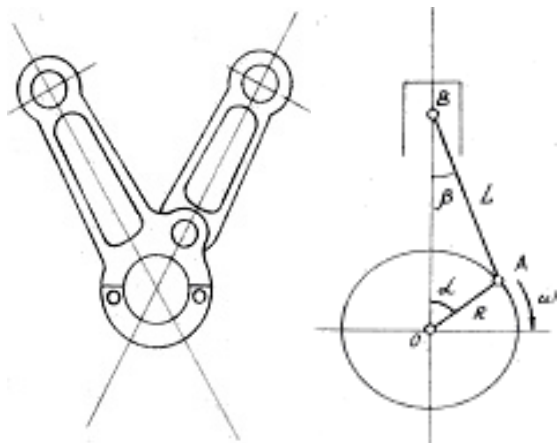


Рис. 1. Розрахункова схема для обчислення крутильних коливань V-подібних двигунів

Визначати момент інерції будемо наступним чином. Вилучимо причіпний шатун та розглянемо мо-

мент інерції групи мас основного шатуна.

На рис. 1 представлено кінематичну схему такої групи. Тут прийнято наступні позначення:

L - відстань між осями верхньої та нижньої головки шатуна;

m - маса шатуна;

m_3 - маса частин, що рухаються поступально;

I_k - момент інерції мас, що обертаються відносно осі вала;

ω - постійна кутова частота обертання вала;

$\alpha = \omega t$ - кут повороту кривошипа;

R - радіус кривошипа;

$I_{ш}$ - момент інерції шатуна відносно його верхньої головки.

Поршень та поршневий палець здійснюють поступальний рух, кривошип – обертовий, а шатун одночасно бере участь в перших двох, здійснюючи складний рух. З урахуванням цього маса шатуна зазвичай приймається зосередженою в двох точках:

– біля цапфи кривошипа

$$m_1 = \frac{I_{ш}}{L^2}; \quad (1)$$

– біля поршневого пальця

$$m_2 = m - \frac{I_{ш}}{L^2}. \quad (2)$$

Маса m_3 частин, що рухаються поступально, зосереджується в центрі поршневого пальця.

Таким чином, отримуємо систему, яка складається з маси $(m_2 + m_3)$, що зосереджена в поршневому пальці та здійснює поступальний рух зі швидкістю [2]:

$$V = \omega R \left(\sin \omega t + \frac{R}{2L} \sin 2\omega t \right), \quad (3)$$

та з маси m_1 , що зосереджена в цапфі коліна А (рис. 2) та обертається зі швидкістю ωR навколо осі вала.

Кінетична енергія системи складається з кінетичної енергії рухомих мас:

$$\begin{aligned}
K_m &= K_{m_1} + K_{(m_2+m_3)} = \\
&= \left(\frac{I_k \omega^2}{2} + \frac{m_1 R^2 \omega^2}{2} \right) + \\
&+ \frac{m_2 + m_3}{2} R^2 \omega^2 \left(\sin \omega t + \frac{R}{2L} \sin 2\omega t \right)^2. \quad (4)
\end{aligned}$$

Зінтегрувавши вираз (4), одержимо середню кінетичну енергію рухомих мас за один оберт колінчастого вала:

$$\begin{aligned}
K_{m_0} &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} K_m d(\omega t) = \\
&= \frac{\omega^2}{2} \left\{ I_k + R^2 \left[m_1 + \right. \right. \\
&\left. \left. + \frac{m_2 + m_3}{2} \left(1 + \frac{R^2}{4L^2} \right) \right] \right\}. \quad (5)
\end{aligned}$$

Запишемо кінетичну енергію „еквівалентного” диска, який змінює масу розрахункової групи мас:

$$K_g = \frac{I \omega^2}{2}, \quad (6)$$

де I - момент інерції диска відносно осі вала.

Зрівнюючи вирази (5) та (6), одержимо момент інерції „еквівалентного” диска:

$$I = I_k + R^2 \left[m_1 + \frac{m_2 + m_3}{2} \left(1 + \frac{R^2}{4L^2} \right) \right] + I_n, \quad (7)$$

де I_n - момент інерції мас причіпного шатуна.

Використовуємо [3] коефіцієнт розподілення мас шатуна:

$$k = \frac{I_{ug}}{L^2 G_{uu}} = \frac{m_1}{m_2}, \quad (8)$$

який є відношенням маси шатуна, що обертається, до всієї його маси. Тут g – прискорення вільного падіння; G_{uu} – маса шатуна.

При звичайному значенні відношення

$\frac{R}{L} = \frac{1}{4} \dots \frac{1}{5}$ вираз $\frac{R^2}{4L^2}$ в (7) дуже малий. Врахову-

ючи вищесказане, запишемо (7) у вигляді

$$I = I_n + I_k + 0,00051 R^2 [(1+k) G_{uu} + G_n], \quad (9)$$

де G_n - вага частин, що рухаються поступально.

В (9) входить величина I_n . При визначенні моменту інерції причіпного шатуна I_n будемо виходити з наступних міркувань. Уявимо, що вилучено масу основного шатуна, що обертається. Створена таким чином конструкція шатуна ідентична розглянутій конструкції основного шатуна. Природно, що в цьому випадку їх моменти інерції будуть однаковими, тобто того потребують умови рівноваги. Очевидно, що будуть рівними і коефіцієнти розподілення мас утворених таким чином шатунів:

$$k_{осн} = k_{прч}; \quad \frac{I_{ug}}{L^2 G_{uu}} = \frac{I_n g}{L^2 G_{np}}. \quad (10)$$

З (10) легко визначити величину I_n :

$$I_n = \frac{I_{ug} G_{np}}{G_{uu}}, \quad (11)$$

де G_{np} - маса причіпного шатуна.

Запропонована методика дозволяє визначити момент інерції сумісного шатуна за наступною формулою:

$$\begin{aligned}
I &= I_k + \frac{I_{ug} G_{np}}{G_{uu}} = \\
&= 0,00051 R^2 [(1+k) G_{uu} + G_n]. \quad (12)
\end{aligned}$$

Визначення моменту інерції шатуна I_{uu} проведено відповідно до методик, викладених у [7, 8] за формулами

$$\left. \begin{aligned}
I_c &= \frac{G_{uu}}{g} a^2 + I_s = G_{uu} a \left(\frac{60}{\pi n_1} \right)^2 \\
I_D &= \frac{G_{uu}}{g} b^2 + I_s = G_{uu} b \left(\frac{60}{\pi n_2} \right)^2
\end{aligned} \right\}, \quad (13)$$

де n_1 та n_2 - число вільних коливань шатуна за одну хвилину при підвішуванні його відповідно за нижню та верхню головку;

a та b - відстань до центру ваги від осей коливання;

I_S - момент інерції шатуна відносно осі, яка проходить через центр ваги та паралельна осям коливання C та D .

Значення b та I_S визначаються за формулами:

$$b = \frac{L_1 \left[L_1 - g \left(\frac{60}{\pi n_1} \right)^2 \right]}{\left[L_1 - g \left(\frac{60}{\pi n_1} \right)^2 \right] + \left[L_1 - g \left(\frac{60}{\pi n_2} \right)^2 \right]} \approx \frac{L_1}{2 + \frac{n_2^2 - n_1^2}{n_2^2 \left(\frac{L_1 n_1^2}{358000} - 1 \right)}};$$

$$I_S = G_{ш} \left(\frac{60}{\pi n_2} \right)^2 - \frac{G_{ш}}{g} b^2, \quad (14)$$

де L_1 - відстань між осями коливання шатуна,

$$L_1 = a + b.$$

З (13) та (14) знайдемо величину моменту інерції:

$$I_{ш} \cong \frac{G_{ш}}{981} \left[\left(\frac{358000}{n_2^2} - 2\ell \right) b + \ell \right], \quad (15)$$

де ℓ - відстань від осі верхньої головки до осі коливання при визначенні n_1 .

Визначення величини моменту інерції коліна кривошипа не викликає особливих труднощів та визначається відповідно до [7, 8] за формулою

$$I_k = \frac{\rho}{g} \left[V_{ш} \left(\frac{D_1^2 + d_1^2}{8} + R_1^2 \right) + V_k + \frac{D_2^2 + d_2^2}{8} + V_g \left(\frac{D^2}{8} + R_3^2 \right) - V \left(\frac{d_1^2}{8} + R_1^2 \right) - V_2 \frac{d_2^2}{8} \right], \quad (16)$$

де ρ - питома вага одиниці об'єму матеріалу, з якого виготовлений колінчастий вал;

$V_{ш}$ - об'єм шатунної шийки;

V_k - об'єм корінної шийки;

V_1 та V_2 об'єми свердлінь щік кривошипа;

V_n - об'єм щоки кривошипа без урахування свердлінь.

Геометричні розміри $D_1, D_2, d_1, d_2, R_1, R_3, D$ беруть з креслення колінчастого вала реального двигуна.

Для підрахунку податливості колінчастого вала існує ряд формул. Складність визначення істинної податливості колінчастого вала полягає, з одного боку, в складності самого контуру вала, а з іншого – в складності розрахунку реакції підшипника, величина якої, в свою чергу, залежить від таких факторів, як жорсткість фундаментної рами, величина зазору в підшипниках, в'язкість змазки, відносне розташування колін та ін. Характерною особливістю більшості методів визначення податливості колінчастого вала є те, що в формулах присутні деякі емпіричні коефіцієнти, визначені авторами шляхом дослідження певного типу колін.

Серед найпоширеніших формул найбільш близькі до дійсності результати дає формула Зесльмана [1, 2]:

$$e = \frac{1}{G} \left[\frac{\ell_2 + 0,9h}{I_1} + K \left(\frac{\ell_1 + 0,9h}{I_2} + 2 \frac{G}{E} \frac{R_3}{I_s} \right) \right], \quad (17)$$

де E та G - модулі Юнга матеріалу вала;

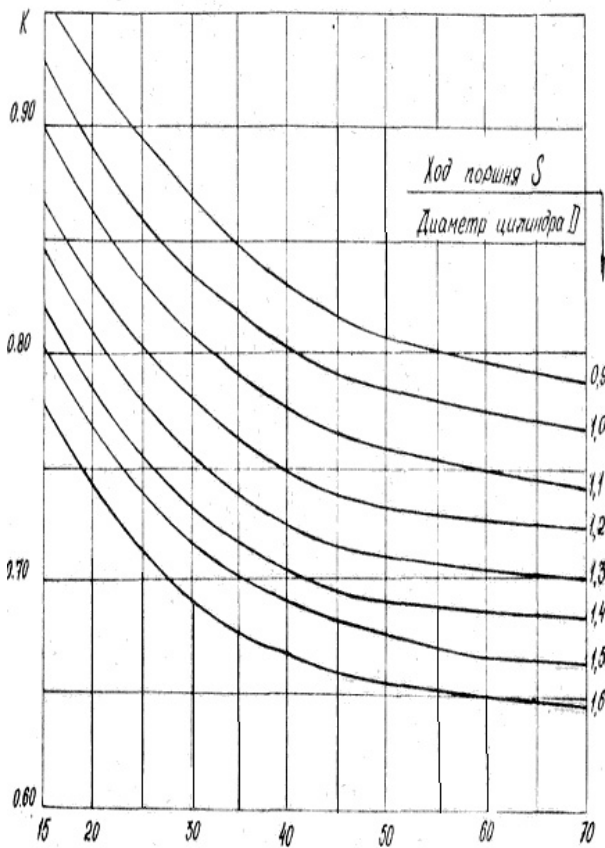
$$I_1 = \frac{\pi(D_2^4 - d_2^4)}{32}; \quad (18)$$

$$I_2 = \frac{\pi(D_1^4 - d_1^4)}{32}; \quad (19)$$

$$I_s = \frac{hD_3}{12}; \quad (20)$$

k - коефіцієнт, який залежить від діаметра циліндра та ходу поршня.

Значення коефіцієнта k наведено на рис. 2.

Рис. 2. Графік залежності $k = f(D, S)$

Висновок

Авторам вдалось визначити основні параметри крутильних коливань V-подібних двигунів АНТ, що дозволить враховувати ці параметри в проектувальних та перевірочних розрахунках цих двигунів.

Крутильні коливання V-подібних дизелів також суттєво впливають на ступінь нерівномірності обертання колінчастого валу N як комплексний показник діагностування технічного стану дизелів, а отже, показник N має визначатись з урахуванням параметрів крутильних коливань.

Література

1. Брук М.А., Самсонов Е.П. О подходе к оценке ресурса дизелей // Двигателестроение. – 1981. – № 7. – С. 56-58.
2. Костин А.К. Способ оценки ресурса дизеля до первой переборки // Двигателестроение. – 1981. – № 11. – С. 47-48.
3. Краснокутський В.Н., Шунайлов Г.О., Іващенко І.І. Вібродіагностика розцентрування спряжених валів // Вестн. науки и техники. – 2002. – № 2 - 3. – С. 16-21.
4. Дизели, дизель-генераторы, газовые двигатели, газомотокомпрессоры и турбокомпрессоры: Номенклатурный справочник. – М.: НИИинформтяжмаш, 1973. – 123 с.
5. Дизели, дизель-генераторы, газовые двигатели, газомотокомпрессоры и турбокомпрессоры: Номенклатурный справочник. – М.: НИИинформтяжмаш, 1975. – 94 с.
6. Дизели, дизель-генераторы, газовые двигатели, газомотокомпрессоры и турбокомпрессоры: Номенклатурный справочник. – М.: НИИинформтяжмаш, 1977. – 82 с.
7. Двигатели внутреннего сгорания: Номенклатурный справочник. – М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1979. – Ч. 1. – 88 с.
8. Двигатели внутреннего сгорания: Номенклатурный справочник. – М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1981. – 96 с.

Надійшла до редакції 10.12.03

Рецензент: канд. техн. наук, доцент Безсонов О.В., НЦБЗВПС України, м. Харків.