



ключаються й її порядок знижується до 14-го.

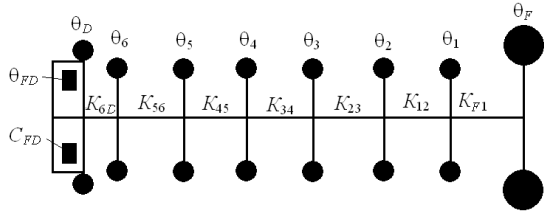


Рис. 1. Схема коливальної системи колінчастого вала шестициліндрового двигуна

Одержана математична модель (2) може бути представлена в просторі станів у вигляді [6]:

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= \mathbf{A} \cdot x(t) + \mathbf{B} \cdot u(t), \\ y(t) &= \mathbf{C} \cdot x(t) + \mathbf{D} \cdot u(t). \end{aligned} \quad (3)$$

Де  $\mathbf{A}$  – власна матриця коливальної системи,  $\mathbf{B}$  – матриця керування,  $\mathbf{C}$  – матриця виходу,  $\mathbf{D}$  – матриця прямого зв'язку,  $x(t)$  – вектор стану,  $u(t)$  – вектор входу (впливів),  $y(t)$  – вектор виходу. Перше рівняння моделі (3) є рівнянням стану, друге – рівнянням виходу. Враховуючи, що прямий зв'язок у системі відсутній ( $\mathbf{D} = 0$ ), а вектор виходу збігається з вектором стану ( $\mathbf{C} = 1$ ), модель можна спростити до запису:

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= \mathbf{A} \cdot x(t) + \mathbf{B} \cdot u(t), \\ y(t) &= x(t). \end{aligned} \quad (4)$$

Важливою властивістю динамічних моделей у просторі станів є те, що вони дозволяють досліджувати й нелінійні системи [6]. В нашому випадку нелінійність пов'язана з наявністю у відсіку двигуна поступового руху, що призводить до змінності масового моменту інерції в окремих відсіках, а відтак, й матриць  $\mathbf{A}$  та  $\mathbf{B}$ . Тож, математична модель (4) буде мати вигляд:

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= \mathbf{A}(x) \cdot x(t) + \mathbf{B}(x) \cdot u(t), \\ y(t) &= x(t). \end{aligned} \quad (5)$$

$$\mathbf{A}(x)_{i,i+1} = \left( 1, \frac{K_{F1}}{\theta_F}, 1, \frac{K_{12}}{\theta_1(t)}, 1, \frac{K_{23}}{\theta_2(t)}, 1, \frac{K_{34}}{\theta_3(t)}, 1, \frac{K_{45}}{\theta_4(t)}, 1, \frac{K_{56}}{\theta_5(t)}, 1, \frac{K_{6D}}{\theta_6(t)}, 1, 0, 1 \right); \mathbf{A}(x)_{i,i} = \left( 15 \times (0), -\frac{C_{FD}}{\theta_D}, 0, -\frac{C_{FD}}{\theta_{FD}} \right);$$

$$\mathbf{A}(x)_{i+1,1} = \left( 0, -\frac{K_{F1}}{\theta_F}, 0, -\frac{K_{F1} + K_{12}}{\theta_1(t)}, 0, -\frac{K_{12} + K_{23}}{\theta_2(t)}, 0, -\frac{K_{23} + K_{34}}{\theta_3(t)}, 0, -\frac{K_{34} + K_{45}}{\theta_4(t)}, 0, -\frac{K_{45} + K_{56}}{\theta_5(t)}, 0, -\frac{K_{56} + K_{6D}}{\theta_6(t)}, 0, -\frac{K_{D1}}{\theta_D}, 0, 0 \right);$$

$$\mathbf{A}(x)_{i+2,i} = \left( 13 \times (0), \frac{C_{FD}}{\theta_D}, 0, \frac{C_{FD}}{\theta_{FD}} \right); \mathbf{A}(x)_{i+3,i} = \left( \frac{K_{F1}}{\theta_1(t)}, 0, \frac{K_{12}}{\theta_2(t)}, 0, \frac{K_{23}}{\theta_3(t)}, 0, \frac{K_{34}}{\theta_4(t)}, 0, \frac{K_{45}}{\theta_5(t)}, 0, \frac{K_{56}}{\theta_6(t)}, 0, \frac{K_{6D}}{\theta_D}, 0, 0 \right),$$

де  $i = \overline{1,18}$ .

Матриця керування  $\mathbf{B}(x)$  також розріджена, розміром  $9 \times 18$ , з ненульовими елементами

$$\mathbf{B}(x)_{2i,i} = \left( -\theta_F^{-1}, \theta_1(t)^{-1}, \theta_2(t)^{-1}, \theta_3(t)^{-1}, \theta_4(t)^{-1}, \theta_5(t)^{-1}, \theta_6(t)^{-1} \right),$$

Приведений змінний масовий момент інерції  $k$ -го відсіку  $\theta_k(t)$  визначається виходячи з сумарної кінетичної енергії системи, яка в свою чергу складається з кінетичних енергій поступального ( $E_A$ ) та обертового ( $E_B$ ) рухів:

$$E_k = E_A + E_B = \theta_k(t) \frac{\omega^2}{2}. \quad (6)$$

Відомо, що  $E_A = m_A v_A^2/2$ , а  $E_B = \theta_B \omega^2/2$  ( $m_A$  та  $v_A$  – відповідно маса та швидкість частин, що рухаються поступально,  $\theta_B$  – масовий момент інерції частин, що обертаються), тоді можна скласти рівняння

$$\theta_k(t) \frac{\omega^2}{2} = m_A \frac{v_A^2}{2} + \theta_B \frac{\omega^2}{2}, \quad (7)$$

з якого, після скорочень та перестановок, випливає:

$$\theta_k(t) = \theta_B + m_A \frac{v_A^2}{\omega^2}. \quad (8)$$

З кінематики кривошипно-шатунного механізму відома формула обчислення швидкості поршня в залежності від кута повороту кривошипа ф:

$$v_A \approx R\omega \cdot \left( \sin(\varphi(t)) + \frac{\lambda}{2} \sin(2\varphi(t)) \right). \quad (9)$$

Після підстановки формули (9) у (8), отримуємо формулу для обчислення змінного приведенного масового моменту інерції  $k$ -го відсіку:

$$\theta_k(t) = \theta_B + m_A R^2 \cdot \left( \sin(\varphi_k(t)) + \frac{\lambda}{2} \sin(2\varphi_k(t)) \right)^2. \quad (10)$$

Складемо необхідні матриці й вектори моделі (5) [6], користуючись виглядом системи диференціальних рівнянь (2).

Власна матриця  $\mathbf{A}(x)$  являє собою квадратну розріджену стрічкову, п'ятидіагональну матрицю розміром  $18 \times 18$ . Її ненульові діагоналі такі:

де  $i = \overline{1,7}$ .

Вектор впливів має вигляд:

$$u(t) = \text{colon}(W, M_1(t), M_2(t), M_3(t), M_4(t), M_5(t), M_6(t), 0, 0)$$

Вектор виходу, який дорівнює вектору стану:

$$y(t) = x(t) = \text{colon}(\Delta\varphi_F, \Delta\omega_F, \Delta\varphi_1, \Delta\omega_1, \dots, \Delta\varphi_6, \Delta\omega_6, \Delta\varphi_D, \Delta\omega_D, \Delta\varphi_{FD}, \Delta\omega_{FD}).$$

Зауважимо, що всі наведені далі у статті числові вихідні дані та результати розрахунків призначені лише для ілюстрації застосування методу, що описується. У якості вихідних даних використані конструктивні параметри колінчастого вала шестициліндрового дизеля СМД-31 (6ЧН12/14) і його індикаторна діаграма на номінальному режимі роботи. Масиви значень крутного моменту отримані в результаті динамічних розрахунків, виконаних за відомими методиками [1, 2].

Модель у просторі станів (5) досить легко може бути вирішена чисельними методами інтегрування, навіть з урахуванням нелінійності системи та змінного у часі вектора впливів  $u(t)$  [6]. Однак, слід мати на увазі значну жорсткість і ступінь консервативності системи, що вимагає застосування методів інтегрування більш високих порядків, наприклад – Рунге-Кутта IV [7], або неявних методів інтегрування зі змінним кроком. Крім того, важливим зауваженням при організації процесу чисельної реалізації моделі є те, що ігнорування розрідженості матриць призводить до значного невіривданого збільшення обчислювальних ресурсів і тривалого часу комп'ютерного розрахунку.

Для матриці коливань  $A(x)$  досліджуваної системи можна визначити значення власних чисел  $\omega_{FOi}$  (а їх знаходження сучасними комп'ютерними математичними інструментами не викликає утруднень). При цьому, внаслідок несталості матриці  $A$ , значення цих власних чисел будуть змінними, а їх середні величини за один оборот колінчастого вала будуть тотожні поняттю частоти вільних гармонійних коливань системи. Використовуючи залежність  $n_k = 30\omega_{FOi} / \pi k$ , де  $k$  – номери гармонік (як правило  $k = \overline{8, (15...18)}$  із кроком 0,5, причому для чотири тактного двигуна небезпечними є й „напівгармоніки”), є змога визначити резонансні частоти обертання колінчастого вала для обраної кількості гармонік крутного моменту, що проілюстровано на рис. 2 для найнижчої власної частоти розглянутої коливальної системи. Отримана діаграма дозволяє провести вибір режимів для подальших розрахунків при резонансних частотах обертання колінчастого вала (у даному прикладі для  $n_{9,5} = 2040 \text{ хв}^{-1}$  та  $n_{10,5} = 1840 \text{ хв}^{-1}$ ).

Результат моделювання у вигляді поточних за часом кутів закручення окремих елементів колінчастого вала наведений на рис. 3. Аналіз цих результатів показує, що вони містять у собі не тільки нерівномірність, викликану крутильними коливання-

ми, але й загальну нерівномірність обертання колінчастого вала, обумовлену сумарним підведеним до системи крутним моментом, що змінюється у часі.

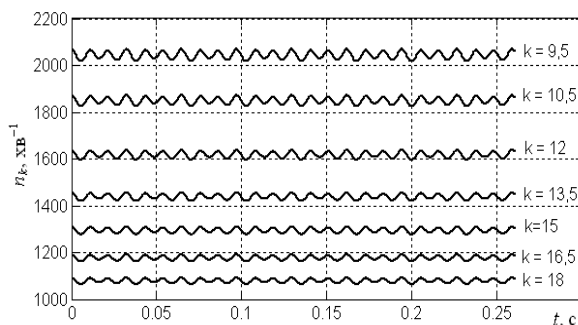


Рис. 2. Резонансні частоти обертання колінчастого вала

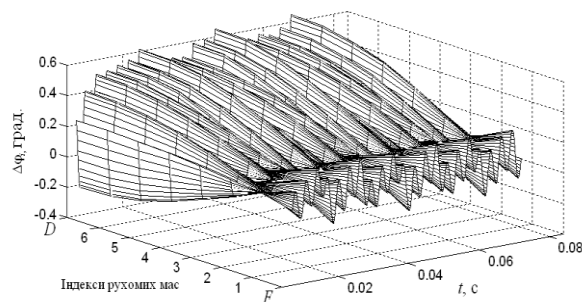


Рис. 3. Узагальнені поточні кутові відхилення мас колінчастого вала

Для виділення розв'язку за нерівномірністю обертання колінчастого вала, викликану лише крутильними коливаннями, скористаємося наступним підходом. Складемо й розв'яжемо модель руху тієї ж системи, але прийнявши її параметри зосередженими у відповідності зі схемою на рис. 4.

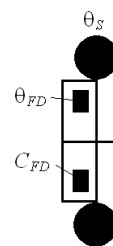


Рис. 4. Схема коливальної системи колінчастого вала із зосередженими масами

Математична модель, що описує таку розрахункову схему (у даному випадку – двохмасову), буде мати вигляд:

$$\begin{cases} \theta_s(t) \frac{d\Delta\omega_F}{dt} + C_{FD} (\Delta\omega_F - \Delta\omega_{FD}) = M_s(t) - W; \\ \theta_{FD} \frac{d\Delta\omega_{FD}}{dt} - C_{FD} (\Delta\omega_F - \Delta\omega_{FD}) = 0. \end{cases} \quad (11)$$

Тут

$$\theta_s(t) = \theta_1(t) + \theta_2(t) + \theta_3(t) + \theta_4(t) + \theta_5(t) + \theta_6(t) + \theta_F$$

– загальний масовий момент інерції зосередженої обертової маси колінчастого вала, а  $M_S(t) = M_1(t) + M_2(t) + M_3(t) + M_4(t) + M_5(t) + M_6(t)$  – сумарний крутний момент, підведений до нього. Тоді, при розгляді даної моделі в просторі станів, її відповідні матриці й вектор впливів запишуться таким чином:

$$\mathbf{A}_f(x) = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{C_{FD}}{\theta_S(t)} & 0 & \frac{C_{FD}}{\theta_S(t)} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & \frac{C_{FD}}{\theta_{FD}} & 0 & -\frac{C_{FD}}{\theta_{FD}} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{V}_f(x) = \text{colon}(0, 1/\theta_S(t), 0, 0), \quad u_f(t) = M_S(t) - W.$$

Розв'язання моделі (11) з урахуванням застосування розрідженої матриці виходу розміром  $4 \times 18$  з ненульовими елементами  $C_{f2i-1,1} = 1$  й  $C_{f2i,2} = 1$ , де  $i = \overline{1,9}$ , дозволить одержати вектор виходу у вигляді

$$y_f(t) = C_f \cdot x_f(t) = \text{colon}(9 \times (\text{colon}(\Delta\varphi_F, \Delta\omega_F))).$$

У випадку відсутності демфера крутильних коливань розглядається одномасова схема, а система (11) перетворюється у одне рівняння  $\theta_S(t) d\Delta\omega_F/dt = M_S(t) - W$  і її розв'язання значно спрощується.

Для одержання розв'язку у вигляді відхилень кутів і кутових швидкостей, викликаних тільки крутильними коливаннями, необхідно визначити різницю отриманих векторів виходу  $y$  та  $y_f$ , але в континуумі значень поточного кута повороту колінчастого вала  $\varphi_F$ :

$$y_t(\varphi_F) = y(\varphi_F) - y_f(\varphi_F). \quad (12)$$

Для розв'язання рівняння (12) будемо вважати синхронізуючим (тобто за значенням якого формується закон зміни підведених крутних моментів для всіх коливних мас) поточний кут повороту маховика  $\varphi_F$ . Очевидно, що його значення формується як:

$$\varphi_F(t) = \int_0^t \omega_F dt. \quad (13)$$

У свою чергу, значення  $\omega_F$  – це відхилення  $\Delta\omega_F$ , які накладені на якусь постійну середню кутову швидкість обертання колінчастого вала  $\omega_0$  і які є другим елементом обчисленого раніше вектора виходу  $y(t)$ . Отже, можна записати:

$$\omega_F = \omega_0 + \Delta\omega_F = \omega_0 + y_2(t). \quad (14)$$

Тоді, після підстановки рівняння (14) у (13),

одержимо:

$$\varphi_F(t) = \int_0^t (\omega_0 + y_2(t)) dt = \omega_0 t + \int_0^t y_2(t) dt. \quad (15)$$

У виразі (15) другий доданок є не що інше, як поточне відхилення кута маховика  $\Delta\varphi_F$ , яке також визначене у векторі виходу  $y(t)$ . Тобто

$$\varphi_F(t) = \omega_0 t + \Delta\varphi_F = \omega_0 t + y_1(t). \quad (16)$$

Таким чином, отримуємо параметрично задану неявну функцію  $F(y(t), \varphi_F(t))$ . Застосувавши той же підхід для вектора виходу моделі із зосередженими масами (11), одержимо необхідний розв'язок у вигляді різниці неявних функцій  $y_t(\varphi_F) = F(y(t), \varphi_F(t)) - F_f(y_f(t), \varphi_F(t))$ , який є вектором виходу у просторі кута повороту колінчастого вала і його не складно перетворити у вектор у часовому континуумі  $y_t(t)$ . Практично дана задача вирішується за допомогою нерівномірної прямої та зворотної інтерполяції значень функцій, що задані таблично. Результат виконаних за такою методикою обчислень наведений на рис. 5.

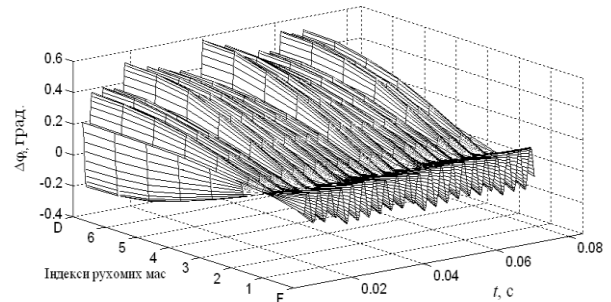


Рис. 5. Поточні кутові відхилення мас колінчастого вала в результаті дії крутильних коливань

За допомогою статистичного аналізу одержаних результатів можна побудувати діаграму максимальних кутових амплітуд крутильних коливань окремих мас колінчастого вала, яка й наведена на рис. 6. З рисунку видно, що в усіх випадках вузол коливань приходить на корінну шийку 1,2.

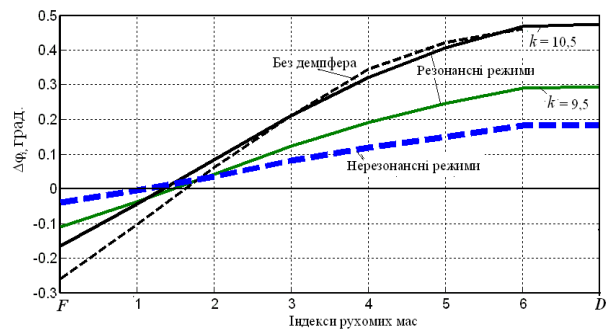


Рис. 6. Максимальні амплітуди крутильних коливань окремих мас колінчастого вала

На основі отриманих амплітуд коливань не викликає труднощів визначення дотичних механічних напруг крутіння у кривошипах з використанням формули [2]:

$$\tau_{i,i+1} = \frac{16K_{i,i+1}}{\pi d_k^3} |\Delta\varphi_i - \Delta\varphi_{i+1}|_{\max}, \quad (17)$$

де  $d_k$  – характерний діаметр (діаметр шатунної або корінної шийки);  $i$  – порядковий номер коливної маси за схемою на рис. 1. Одержані за формулою (17) значення дотичних напруг у кривошипах колінчастого вала при різних частотах його обертання, представлені на рис. 7. Як видно з рисунка, результати розрахунків, які хоч і носять ілюстраційний характер, ані якісно, ані в порядку значень не розходяться із відомими даними досліджень з цього питання (напр. [1, 2]). До того ж, наведена загальна методика розрахунків крутильних коливань є доволі простою у реалізації та використанні, що обумовлює можливість її застосування для розв'язання оптимізаційних задач вибору й обґрунтування конструктивних параметрів демпферів або інших антиколивальних пристроїв, які можуть бути встановлені на колінчастому валі.

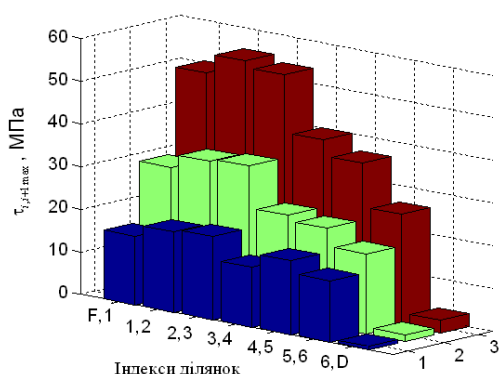


Рис. 7. Дотичні механічні напруги крутіння: 1 – нерезонансні режими; 2 – резонансний режим  $k = 9,5$ ; 3 – резонансний режим  $k = 10,5$

Таким чином, за результатами виконаної роботи можна зробити **висновки**:

1. Запропонований і проілюстрований у застосуванні простий спосіб розрахунків резонансних режимів, амплітуд кутів закручення і механічних дотичних напружень складних (вимушених, пов'язаних та параметричних) крутильних коливань колінчастого вала двигуна на основі чисельного розв'язання високорівневої системи нелінійних диференціальних рівнянь у вигляді моделі в просторі станів.

2. Описаний метод може бути успішно використаний для розв'язання оптимізаційних задач вибору й обґрунтування конструктивних параметрів демпферів крутильних коливань або інших антиколивальних пристроїв.

### Список літератури:

1. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей [Текст]: учебник для вузов / К.Г. Попык. – М.: Машиностроение, 1965. – 258 с. 2. Чистяков В.К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания / В.К. Чистяков. – М.: Машиностроение, 1989. – 256 с. 3. Попович В.С. Сравнение численных методов расчета частот свободных крутильных колебаний / В.С. Попович, А.Е. Зимин // Ползуновский вестник. Барнаул: АлтГТУ – 2008. – № 4. – С. 66-70. 4. Тарасенко А.И. Крутильные колебания в малооборотном дизеле при стационарных и переходных процессах / А.И. Тарасенко // Двигатели внутреннего сгорания. – №1. – 2010. – С. 81-84. 5. Еришов В.И. О крутильных колебаниях коленчатых валов / В.И. Еришов, З.Г. Еришова // Двигатели внутреннего сгорания. – № 2. – 2004. – С. 104-105. 6. Прохоренко А.А. Математическое описание САР дизеля с электронным регулятором в пространстве состояний / А.А. Прохоренко // Двигатели внутреннего сгорания. – №1. – 2015. – С. 14-19. 7. Григорьев А.Л. Анализ устойчивости и сходимости численных методов интегрирования дифференциальных уравнений электрогидравлической форсунки дизеля / А.Л. Григорьев, А.А. Прохоренко, И.В. Рыкова // Двигатели внутреннего сгорания. – №2. – 2013. – С. 3-8.

### Bibliography (transliterated):

1. Popyk, K.G. (1965), Dynamics of automobile and tractor engines: a textbook for high schools [Dinamika avtomobil'nyh i traktornyh dvigatelej: uchebnik dlja vuzov], Mashinostroenie, Moscow, – 258 p. 2. Chistjakov, V.K. (1989), Dynamics of piston and combined internal combustion engines [Dinamika porshnevnyh i kombinirovannyh dvigatelej vnutrennego sgoranija], Mashinostroenie, Moscow, 256 p. 3. Popovich, V.S., Zimin, A.E. (2008) «Comparison of numerical methods for calculating the frequency of free torsional vibration», Polzunovsky Bulletin [«Sравnenie chislennyh metodov rascheta chastot svobodnyh krutil'nyh», Polzunovskij vestnik], № 4, pp. 66-70. 4. Tarasenko, A.I. (2010) «Torsion rippling in low speed diesel engine by steady and no steady process», Internal Combustion Engines, [«Krutil'nye kolebanija v malooborotnom dizele pri stacionarnykh i perehodnykh processakh», Dvigateli vnutrennego sgoranija], №1, pp. 81-84. 5. Ershov, V.I., Ershova, Z.G. (2004) «The Torque Hesitation of Crankshaft, Internal Combustion Engines» [«O krutil'nyh kolebanijah kolenchatykh valov», Dvigateli vnutrennego sgoranija], № 2, pp. 104-105. 6. Prohorenko, A.A. (2015), «Mathematical model of the automatic control system of diesel engine with Common Rail system in the state space», Internal Combustion Engines, [«Matematicheskoe opisanie SAR dizelja s elektronnyim reguljatorom v prostranstve sostojanij», Dvigateli vnutrennego sgoranija], №1, pp. 14-19. 7. Grigor'ev, A.L., Prohorenko, A.A., Rykova, I.V. (2013), «Analysis of the stability and convergence of numerical methods for the integration of differential equations of electro-hydraulic diesel injectors», Internal Combustion Engines [«Analiz ustojchivosti i shodimosti chislennyh metodov integrirovanija differencial'nyh uravnenij elektrogidravlicheskoj forsunki dizelja», Dvigateli vnutrennego sgoranija], №2, pp. 3-8.

Надійшла до редакції 12.04.2016 р.

Прохоренко Андрій Олексійович – доктор техн. наук, проф. професор кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна, e-mail: prokhorenko@kpi.kharkov.ua.

## МЕТОД РАСЧЕТА ПЕРЕМЕННОЙ ФОРМЫ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

*А.А. Прохоренко*

В статье описан простой метод расчета резонансных режимов, амплитуд углов закрутки и механических касательных напряжений сложных крутильных колебаний коленчатого вала двигателя на основе численного решения высокоуровневой системы нелинейных дифференциальных уравнений в виде модели в пространстве состояний. Метод может использоваться для решения оптимизационных задач выбора и обоснования конструктивных параметров демпферов крутильных колебаний или других антиколебательных устройств.

## THE METHOD OF CALCULATING A VARIABLE FORM OF TORSIONAL CRANKSHAFT OSCILLATIONS

*A. Prokhorenko*

This article describes a simple method for calculating the resonant modes, angles spin amplitudes and mechanical shear stresses sophisticated engine crankshaft torsional oscillations based on the numerical solution of the high-level system of nonlinear differential equations in a model in the state space. The method can be used to solve optimization problems of selection and validation of design parameters torsional vibration dampers or other anti-vibration devices.

УДК 621.436.052

DOI: 10.20998/0419-8719.2016.1.04

*В.А. Опалев*

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРИВОДНОГО ТУРБОКОМПРЕССОРА ДВУХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ ЗТД-ЗА

*Представлены результаты экспериментальных и расчётных исследований приводного турбокомпрессора дизеля ЗТД-ЗА с мультипликатором, используемым в дизеле 5ТДФ. Показано, что за счёт увеличения частоты вращения вала и КПД турбины, снижения механических потерь в мультипликаторе компрессора улучшена топливная экономичность дизеля. Для расширения диапазона характеристик компрессора с трехъярусным рабочим колесом увеличенного диаметра предложено применять на входе целевое устройство с присоединённым объёмом.*

### Введение

Двухтактные турбопоршневые дизели с противоположно движущимися поршнями конструкции ГП «ХКБД» имеют высокие удельные параметры: литровую и габаритную мощность - соответственно 55 кВт/л и 1000 кВт/м<sup>3</sup>, малую удельную массу - 1,3 кг/кВт [1]. Благодаря применению приводного турбокомпрессора (ТК), т.е. механической связи между лопаточными машинами и коленчатым валом двигателя, обеспечивается высокая приёмистость, эффективная мощность и качественный газообмен на частичных нагрузках [2]. Кроме этого, применяемые в приводных ТК рабочие колёса (РК) центробежного компрессора (ЦБК) и осевой турбины (ОТ) можно рассматривать как маховики, которые потребляют при резком повышении частоты вращения механическую мощность и отдают двигателю при уменьшении частоты вращения. Например, в дизеле 5ТДФ изменение частоты вращения коленчатого вала от режима макси-

мального крутящего момента до режима максимальной мощности или обратно происходит за 0,2...0,3 секунды [3]. Расчёты, проведенные для дизеля ЗТД-ЗА показывают, что механическая мощность, потребляемая приводным ТК при увеличении частоты вращения, или отдаваемая двигателю при уменьшении частоты вращения составляет 220...294 кВт, т.е. сопоставима с мощностью дизеля. Из вышеописанного следует, что применение приводного ТК в дизелях обеспечивает наземным транспортным машинам (НТМ), где устанавливаются данные дизели, более высокие динамические показатели, по сравнению с двигателями со свободным ТК, имеющим только газовую связь лопаточных машин с поршневой частью, что отмечал ещё А.Д. Чаромский [4].

### Формулирование проблемы

Приводной ТК обеспечивает определённые преимущества двигателю для НТМ, но в то же время приводит к ухудшению топливной экономично-