

ВЫНУЖДЕННЫЕ КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ВАЛОПРОВОДА ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

Е.А. Кононова

(представил д.т.н., проф. Б.Т. Кононов)

В статье изложена методика анализа вынужденных крутильных колебаний валопровода дизель-генератора, основанная на аналитическом представлении зависимости газовой силы, действующей на поршень, от угла поворота коленчатого вала двигателя.

Постановка задачи. В [1] предложено для оценки технического состояния отдельных цилиндров и всего двигателя использовать величину степени неравномерности вращения его вала. В этой же работе показано, что при диагностировании двигателя с использованием этого параметра необходимо учитывать крутильные колебания валопровода, которые бывают собственными (свободными) и вынужденными. Методика определения амплитуд и частот собственных крутильных колебаний изложена в [1]. Здесь же показано, что результаты диагностирования двигателя должны быть откорректированы с учетом вынужденных крутильных колебаний.

Анализ литературы. Вопросам исследования крутильных колебаний посвящены работы [2, 4, 5]. Исследования процесса крутильных колебаний проводились с позиций обеспечения прочности валопровода. В известных исследованиях не рассматривалось влияние крутильных колебаний на результат оценки степени неравномерности частоты вращения.

Цель статьи состоит в разработке методики оценки влияния вынужденных крутильных колебаний валопровода на величину степени неравномерности частоты вращения.

Основной материал. Рассмотрим закономерности, связанные с возникновением и развитием крутильных колебаний, возникающих в валопроводе шестицилиндрового дизель-генератора, оснащенного маховиком.

Система дифференциальных уравнений, с помощью которых описывается процесс крутильных колебаний, имеет вид [1]:

$$J_i \ddot{\varphi}_i + C_i (\varphi_i - \varphi_{i+1}) - C_{i-1} (\varphi_{i-1} - \varphi_i) = M_i, \quad i = \overline{1-6}, \text{ м, г,} \quad (1)$$

где φ_i – угол отклонения i -го диска от нейтрального положения; $J_i \ddot{\varphi}_i$ – инерционный момент i -го диска; $C_i (\varphi_i - \varphi_{i+1})$ – момент упругих сил

вала жесткости C_i ; $i = \overline{1-6}$, m, γ – индексы, соответствующие номерам цилиндров двигателя, маховику и генератору; M_i – возмущающий момент, определяемый углом поворота коленчатого вала.

Для рассматриваемого шестицилиндрового двигателя порядок работы цилиндров: 1, 5, 3, 6, 2, 4. Момент работы маховика M_m равен его моменту инерции, а момент генератора M_r равен его моменту сопротивления, определяемому нагрузкой. В [1] показано, что собственные колебания системы следуют искать в виде

$$\varphi_i = \varphi_{i_0} (\sin pt + \gamma), \quad (2)$$

где φ_{i_0} – амплитудное значение углов отклонения; γ – начальный угол отклонения; p – частоты собственных колебаний.

В [1] также показано, что систему уравнений (1) более удобно представлять в системе относительных амплитуд $\alpha_i = \varphi_{i_0} / \varphi_{1_0}$ в виде

$$J_i p^2 \alpha_i + C_i (\alpha_i - \alpha_{i+1}) - C_{i+1} (\alpha_{i-1} - \alpha_i) = M_i, \quad i = \overline{1-6}, m, \gamma. \quad (3)$$

В рассматриваемой задаче для определения вынужденных колебаний системы необходимо установить закон изменения крутящего момента в зависимости от угла поворота коленчатого вала φ . Естественным приемом, используемым при решении поставленной задачи, является установление зависимости газовых сил p_r , действующих на поршень, и сил инерции p_j от угла поворота коленчатого вала, т.е. установлении зависимостей вида:

$$p_r = f_1(\varphi); \quad p_j = f_2(\varphi).$$

При определении газовых сил, действующих на поршень, установим зависимость, описывающую изменение величины силы в процессах сжатия и расширения, от величины перемещения поршня, определяемой углом поворота коленчатого вала.

Будем считать, следуя [2], что процесс сжатия является политропным с показателем политропы n_1 . Для такого процесса справедливо равенство

$$p_c = p_0 \left(\frac{V_p + V_c}{V_c} \right)^{n_1}, \quad (4)$$

где p_c – давление в конце процесса сжатия; p_0 – давление в конце процесса выпуска; V_c – объем газов в конце процесса сжатия; $V_p + V_c$ – объем газов в конце процесса выпуска; V_p – объем, соответствующий полному ходу поршня.

Исходя из того, что объем газов можно определить произведением площади поршня F_n на ход поршня S_n , зависимость (4) представим в виде

$$p_c = p_0 \left(\frac{S_n + S_c}{S_c} \right)^{n_1}. \quad (5)$$

Введя в рассмотрение понятие степени сжатия ε , равной отноше-

нию объемов $(V_p + V_c)/V_c$, и, исходя из того, что $S_c = S_p/(\varepsilon - 1)$, найдем, используя введенное понятие и отношение (5), зависимость давления газов $p_{сф}$ от угла поворота кривошипа φ

$$p_{сф} = p_0 \left(S_{p+S_p/(\varepsilon-1)} / (S_p/(\varepsilon-1) + S_x) \right)^{n_1}, \quad (6)$$

где S_x – перемещение поршня, соответствующее углу поворота кривошипа φ .

Для установления зависимости вида $S_x = f(\varphi)$ воспользуемся предложенной в [3] схемой кривошипно-шатунного механизма, показанной на рис. 1, где $R = OB$ – радиус кривошипа; $L = AB$ – длина шатуна; φ – угол поворота; β – угол отклонения шатуна от оси цилиндра; S_x – текущее значение перемещения поршня; $S_p = 2R$ – полный ход поршня; ω – угловая частота вращающегося поршня; A_1 – верхняя мертвая точка; B – произвольный момент времени перемещения поршня S_x определяется отрезком A_1A равным

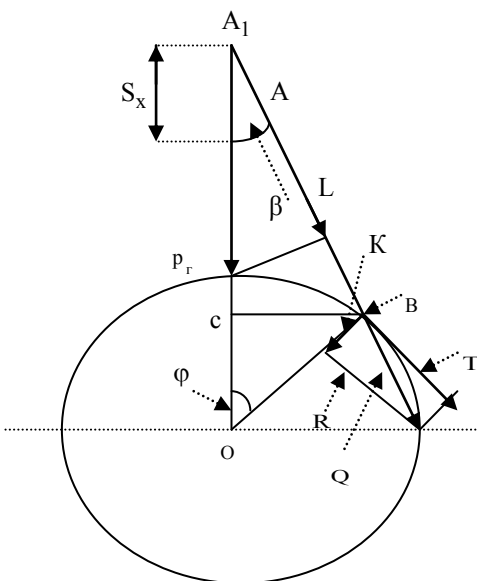


Рис. 1. Схема кривошипно-шатунного механизма

S_x определяется отрезком A_1A равным

$$\begin{aligned} S_x &= A_1A = \\ &= R + L - (R \cos \beta + R \cos \varphi) = \\ &= R \left[1 - \cos \varphi + (L/R) \cdot (1 - \cos \beta) \right], \end{aligned} \quad (7)$$

где $\lambda = R/L$.

Так как $\sin \beta = \lambda \sin \varphi$, то

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}.$$

Представляя полученное выражение в виде биномиального ряда и ограничиваясь двумя членами разложения в ряд, получим, что $\cos \beta \approx 1 - 1/2 \cdot \lambda^2 \sin^2 \varphi$. Исходя из того, что $\sin^2 \varphi = (1 - \cos 2\varphi)/2$, получим для перемещения поршня

$$S_x = R \left[1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]. \quad (8)$$

Учитывая, что $S_p = 2R$ и подставляя (8) в (6), получим

$$p_{\text{ср}} = p_0 \left\{ 2\varepsilon / \left(2 + (\varepsilon - 1) \left[1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right] \right) \right\}^{n_1}. \quad (9)$$

В (9) следует иметь в виду, что угол поворота кривошипа φ при условии, что рабочий цикл четырехтактного дизеля соответствует углу, равному 720° , в процессе сжатия меняется для первого цилиндра в диапазоне от $180^\circ \leq \varphi \leq 360^\circ$. Для остальных цилиндров этот угол смещен в соответствии с порядком работы цилиндра и равен:

для пятого цилиндра $180^\circ + 120^\circ \leq \varphi \leq 360^\circ + 120^\circ$;

для третьего цилиндра $180^\circ + 240^\circ \leq \varphi \leq 360^\circ + 240^\circ$;

для шестого цилиндра $180^\circ + 360^\circ \leq \varphi \leq 360^\circ + 360^\circ$;

для второго цилиндра $180^\circ + 480^\circ \leq \varphi \leq 360^\circ + 480^\circ$;

для четвертого цилиндра $180^\circ + 600^\circ \leq \varphi \leq 360^\circ + 600^\circ$.

Для определения газовой силы в процессе расширения будем исходить из того, что процесс сгорания происходит при постоянном объеме и давлении p_z в конце процесса сгорания определяется следующим образом:

$$p_z = p_c \mu (T_z / T_c), \quad (10)$$

где μ – соотношение суммы молей продуктов сгорания и остаточных газов к сумме молей воздуха и остаточных газов; T_z , T_c – температуры в конце процесса сгорания и в конце процесса сжатия.

Исходя из того, что процесс расширения будем представлять политропным процессом с показателем политропы n_2 и проводя преобразования, аналогичные сделанным при выводе соотношения (9), получим зависимость давления газов в процессе расширения от угла поворота кривошипа φ :

$$p_{\text{рр}} = p_2 \left\{ 2\varepsilon / \left(2 + (\varepsilon - 1) \left[1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \right) \right\}^{n_2}, \quad (11)$$

где для первого цилиндра угол φ лежит в диапазоне $0^\circ \leq \varphi \leq 180^\circ$.

Соотношения (9) и (11) позволяют определить характер изменения газовой силы, определяемой произведением давления газов на площадь поршня. Суммарная сила, действующая на поршень, определяется сложением газовой и инерционной сил. Величина инерционной силы определяется следующим образом. Дважды дифференцируя во времени соотношение (8), определим ускорение поршня

$$a_x = R\omega^2 (\cos \varphi + \cos 2\varphi). \quad (12)$$

Для известной величины ускорения a_x сила инерции p_j будет равна

$$p_j = mR\omega^2(\cos \varphi + \cos 2\varphi), \quad (13)$$

где m – масса кривошипно-шатунного механизма и масса деталей поршня, приведенных от поступательного движения к вращающемуся.

В соответствии с рис. 1 величина крутящегося момента $M_{кр}$ определяется по формуле

$$M_{кр} = TR, \quad (14)$$

где T – сила, касательная к окружности радиуса кривошипа.

Из рис. 1 следует, что сила T равна

$$T = p_r \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (15)$$

При этом крутящий момент определится по формуле

$$M_{кр} = p_r R \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (16)$$

Соотношения (15) и (16) получены при условии, что инерционные силы вращающихся масс двигателя уравновешены. При этом сила p_r , действующая на поршень, определяется давлением газов, описываемым соотношениями (9) и (11). Для анализа влияния возмущающего момента, и тем самым анализа вынужденных крутильных колебаний, необходимо выражение для крутильного момента представить в виде ряда гармонических составляющих.

Результат такого разложения получен только для идеального варианта конструкции, когда поправкой Брикса λ , т.е. соотношением R к L можно пренебречь и считать, что $\lambda = 0$. Для идеального варианта получим:

$$M_{кpc} = A \left(\frac{1}{c_1 - \alpha_1 \cos \varphi} \right)^{n_1} \sin \varphi; \quad M_{крp} = B \left(\frac{1}{c_2 - \alpha_2 \cos \varphi} \right)^{n_2} \sin \varphi, \quad (17)$$

где $c_1 = \frac{1}{\varepsilon} + \frac{\varepsilon - 1}{2\varepsilon}$; $\alpha_1 = \frac{\varepsilon - 1}{2\varepsilon}$; $c_2 = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2}$; $\alpha_2 = \frac{\varepsilon - 1}{2}$; $A = p_0 F_n$; $B = p_z F_n$.

Результаты разложения (17) в ряд Фурье:

$$a_{0c} = \frac{A}{\pi_{2\pi}} \frac{(1/2)^{l-n_1}}{n_1 - 1}; \quad a_{ic} = \frac{2^{2\pi}}{\pi} \int \frac{A \sin \varphi}{(c_1 - \alpha_1 \cos \varphi)^{n_1}} \sin k\varphi \varphi; \quad (18)$$

$$a_{ip} = \frac{2^{\pi}}{\pi_0} \int \frac{B \sin \varphi}{(c_2 - \alpha_2 \cos \varphi)^{n_2}} \sin k\varphi \varphi; \quad a_{op} = \frac{B((\varepsilon + 1)/2)^{l-n_2}}{\pi (n_2 - 1)}.$$

Учитывая (18), можно записать, что возбуждающий момент, действующий на рассматриваемую систему, имеет вид

$$M_{кр} = M_{кр0} + M_{кр1} \sin \varphi + M_{кр3} \sin 3\varphi + \dots + M_{кр(2i+1)} \sin(2i+1)\varphi, i = \overline{0, n}, \quad (19)$$

$$\text{где } M_{кр0} = \frac{a_{0c} + a_{0p}}{2}; \quad M_{кр1} = \frac{a_{1c} + a_{1p}}{2}; \quad M_{кр(2i+1)} = \frac{a_{(2i+1)c} + a_{(2i+1)p}}{2}.$$

Таким образом, в системе возникают вынужденные колебания $\omega, 3\omega, (2i+1)\omega$, а амплитудные значения угла закручивания в произвольной точке А валопровода будут изменяться по законам:

$$\begin{aligned} \varphi_{A10} &= \frac{M_{кр0}}{-J\omega^2 + 2}; \\ \varphi_{A0(2i+1)} &= \frac{M_{кр(2i+1)}}{-J(2i+1)^2\omega^2 + c}. \end{aligned} \quad (20)$$

Найденные соотношения позволяют аналитически рассчитать амплитуды и частоты вынужденных колебаний, установить резонансные гармоники. Следует учесть, что при резонансном колебании все массы движутся синхронно, но гармонические составляющие возбуждающих моментов от разности цилиндров имеют максимальное значение в разное время и сдвинуты друг от друга на угол, зависящий от угла вспышек в цилиндрах $\varphi_{(j-k)i}$.

Таким образом, если φ_{1i} – угол сдвига фаз между моментом и перемещением в первом цилиндре, то справедливо:

$$\begin{aligned} \varphi_{5i} &= \varphi_{1i} - \varphi_{(1-5)i}; \\ \varphi_{2i} &= \varphi_{6i} - \varphi_{(6-2)i}; \\ \varphi_{3i} &= \varphi_{5i} - \varphi_{(5-3)i}; \\ \varphi_{4i} &= \varphi_{2i} - \varphi_{(2-4)i}; \\ \varphi_{6i} &= \varphi_{3i} - \varphi_{(3-6)i}; \\ \varphi_{1i} &= \varphi_{4i} - \varphi_{(4-1)i}. \end{aligned} \quad (21)$$

Амплитуды колебаний при резонансе при прочих равных условиях зависят от суммы произведений относительных амплитуд α_k на синус угла сдвига фаз φ_{ki} , т.е. от величины $\sum_{k=1}^n \alpha_k \sin ki$, где $k = 1, 2, \dots, n$.

Представляя эту сумму в виде проекций относительных амплитуд на одно направление $\sum_{k=1}^n \bar{\alpha}_k$, определим гармоники, при которых $\sum_{k=1}^n \bar{\alpha}_k$ имеет максимальное значение, так называемые мажорные гармоники. Для 6-цилиндрового двигателя это 3, 6, 9 гармоники; для 4-цилиндрового двигателя это 2, 4, 6 гармоники.

Выводы. 1. Значение величины амплитуды и частоты вынужденных крутильных колебаний позволяет не только избежать ошибок при определении степени неравномерности частоты вращения, но и определять возможность совместной работы дизеля и генератора и при необходимости принять меры, позволяющие избежать последствий опасных резонансов. К таким мерам следует отнести увеличение жесткости валопровода, уменьшение моментов инерции вращающихся деталей, установку специальных гасителей крутильных колебаний и применение демпфирующих устройств.

2. В случае применения специальных устройств для борьбы с крутильными колебаниями необходима некоторая корректировка рассмотренной методики анализа влияния вынужденных крутильных колебаний.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кононова Е.А. Крутильные колебания валопровода дизель-генератора и их учет при определении степени неравномерности его вала // Системы обработки информации. – Х.: ХВУ. – 2004. – Вып. 4. – С. 96 – 101.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Конструкция и расчет поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С. Орлова. – М.: Машиностроение, 1972. – 464 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С. Орлова. – М.: Машиностроение, 1971. – 400 с.
4. Ваншейд В.А. Конструкция и расчет прочности судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1969. – 640 с.
5. Вихерт М.М. Конструкции и расчет автотракторных двигателей, – М.: Машиностроение, 1964. – 604 с.

Поступила 29.03.2004

КОНОНОВА Елена Анатольевна, младший научный сотрудник НЦ РКИ. В 1992 году окончила Курский политехнический институт. Область научных интересов – электромеханика.