

УДК622.276.054: 622. 285

В.Г. Гуляев, д-р техн. наук, проф.,
Донецкий национальный технический университет,
С.А. Китаева, аспирант, научный сотрудник, МакНИИ

ИССЛЕДОВАНИЕ НА ДИНАМИЧЕСКУЮ УСТОЙЧИВОСТЬ ВЫСОКОНАПОРНЫХ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ ПРИ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ ВОЗМУЩЕНИЯХ КОЛЕБАНИЙ

Предложен аналитический метод исследования динамической устойчивости насосных агрегатов с кривошипно-шатунными механизмами в приводе силового насоса. Впервые установлено, что в насосных агрегатах типа СНТ и СНД возникновение параметрических резонансов маловероятно.

насосный агрегат, динамическая модель, дифференциальные уравнения динамики, параметрические возмущения, критерии динамической устойчивости

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Применяемые для систем гидропривода механизированных крепей (МК) высоконапорные насосные агрегаты (ВНА) представляют собой сложные нелинейные динамические системы. Рабочие процессы ВНА могут сопровождаться формированием резонансных колебаний различной физической природы (силовых и параметрических). При резонансах резко повышаются генерируемые агрегатами вибрации и шум, а, следовательно, и вероятность появления опасных отказов. Поэтому исследование динамических свойств ВНА и установление закономерностей формирования колебательных процессов, с целью выявления и устранения условий возникновения резонансных режимов, является актуальной задачей, имеющей важное научное и практическое значение.

Анализ исследований и публикаций. Особенностью структуры современных ВНА является наличие в их составе кривошипно-шатунных механизмов (КШМ), параметры которых оказывают большое влияние на динамические свойства ВНА. Применяемые для исследований вибраций динамические модели отдельных структурных элементов ВНА и всей его электрогидромеханической системы с силовым насосом, рассмотрены в работе [1].

В работах [2, 3] изложены методы и результаты исследований крутильных колебаний в электромеханическом приводе ВНА насосных станций СНТ 32 и СНТ 40, установлены факт и причины форми-

рования колебаний резонансного типа при силовом и кинематическом возмущениях и даны рекомендации по их устранению.

Математические модели вибрационных процессов ВНА как динамических систем с нелинейной функцией положения ведомых звеньев $\Pi(\varphi)$, учитывающие периодические изменения его инерционных и упругих характеристик, рассмотрены в работе [4].

Однако в цитированных выше работах не рассматривались условия динамической устойчивости и возможные причины возбуждения опасных параметрических резонансов при функционировании ВНА.

Постановка задач исследований. Задачами данной работы являются:

- обоснование метода исследования и критериев динамической устойчивости ВНА с КШМ в приводе насоса;
- установление возможных причин и оценка вероятности возникновения параметрических резонансов при эксплуатации ВНА насосных станций типа СНТ и СНД конструкции ГП «Донгипроуглемаш» [5].

Изложение материала и результаты. Для решения поставленных задач целесообразно использовать метод, предложенный в работах [4, 6]. В динамической модели ВНА, представленной на рис.1, учитываются: упругая (c , $Hм/рад$) и диссипативная (b , $Hм.с$) характеристики муфты и зубчатой передачи в приводе ВНА, инерционные характеристики (J_0 , $J, кгм^2$) привода ВНА и его ведомых звеньев ($m, кг$), нелинейная функция положения КШМ - $\Pi(\varphi)$.

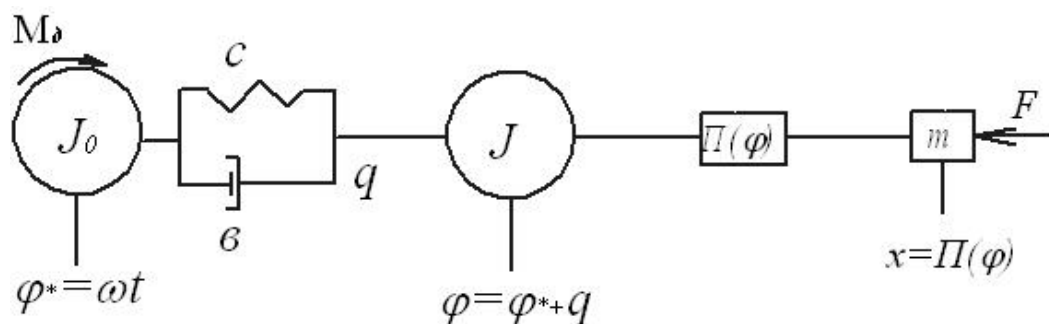


Рисунок 1. – Динамическая модель ВНА с КШМ:

J_0 – момент инерции приводного двигателя, J – момент инерции КШМ в приводе силового насоса, m – масса поршневого комплекта, q , рад – упругая деформация зубчатой муфты и зубчатой передачи, приведенная к эксцентриковому валу, $\varphi^* = \omega t$ – «идеальный» угол поворота входного звена (двигателя), $\varphi = \varphi^* + q$ – угол поворота эксцентрикового вала с учетом крутильных колебаний, $F, Н$ – технологическая нагрузка (от давления рабочей жидкости на плунжер), $x = \Pi(\varphi)$ – координата ползуна

Для КШМ с $\lambda \leq 0,1$, $\Pi(\varphi)$ описывается бигармонической функцией [1]

$$X = \Pi(\varphi) = r[1 - \cos \varphi + 0,25\lambda(1 - \cos 2\varphi)] \quad (1)$$

где X, m – перемещение ползуна; $\varphi, \text{рад}$ – угол поворота кривошипа (эксцентрикового вала), r, m – радиус кривошипа; $\lambda=r/l$ – безразмерный параметр КШМ (отношение радиуса кривошипа r к длине шатуна l, m).

Не учитываются динамическая характеристика двигателя, упруго-диссипативные характеристики КШМ и зазоры в сопряжениях его звеньев.

Принимая в качестве обобщенной координаты приведенную к эксцентриковому валу угловую деформацию зубчатой передачи q , запишем дифференциальное уравнение для рассматриваемой модели в виде [4,6]:

$$J\ddot{q} + v\dot{q} + cq = -\Pi'(\varphi) \left\{ m \left[\Pi''(\varphi) \cdot (\omega + \dot{q})^2 + \Pi'(\varphi) \cdot \ddot{q} \right] + F \right\}, \quad (2)$$

где $\left[\Pi''(\varphi) \cdot (\omega + \dot{q})^2 + \Pi'(\varphi) \cdot \ddot{q} \right] = \ddot{x}$, m/c^2 – ускорение ползуна; $F = F_0 + F_1(\varphi)$; (F_0 и $F_1(\varphi)$ – средняя (постоянная) и переменная составляющие технологической нагрузки, действующей на плунжера).

Нелинейное уравнение (2) методом линеаризации в окрестности идеального фазового угла (справедливым для КШМ с $\Pi(\varphi)$ вида (1)) приводится к линеаризованному дифференциальному уравнению с переменными коэффициентами [4,6]

$$\ddot{q} + 2n(t)\dot{q} + K^2(t)q = W(t), \quad (3)$$

где n – переменный коэффициент диссипативных сил:

$$n = \frac{K_0}{1 + f_1^2} \left(\frac{\varepsilon}{2\sqrt{cJ}} + \frac{f_1 f_2}{N_0} \right); \quad (4)$$

K^2 – квадрат переменной собственной частоты системы:

$$K^2 = \frac{K_0^2}{1 + f_1^2} \left[1 + \frac{f_2^2 + f_1 f_2}{N_0^2} + \beta \cdot f_2 + \beta' f_1 \right]; \quad (5)$$

$W(t)$ – функция возмущения:

$$W(t) = -\frac{1}{1 + f_1^2} (\omega^2 \cdot f_1 f_2 + \varepsilon \cdot f_1). \quad (6)$$

В выражениях (4), (5), (6) приняты следующие обозначения:

$$K_0 = \sqrt{\frac{c}{J}}; N_0 = \frac{K_0}{\omega}; \varepsilon = \frac{F}{m\rho}; \beta = \frac{\varepsilon}{K_0^2}; \beta' = \frac{d\beta}{d\varphi_*};$$

$$\rho = \sqrt{\frac{J}{m}}, f_r(\varphi_*) = \frac{1}{\rho} \Pi^{(r)}(\varphi_*), r=0, 1, 2, 3. \quad (7)$$

Для ВНА с КШМ, нелинейная функция положения которых описывается уравнением (1), безразмерные функции $f_r(\varphi_*)$ имеет следующий вид [6]

$$\left. \begin{aligned} f_0 &= a[1 - \cos \omega t + 0,25 \lambda(1 - \cos 2\omega t)]; \\ f_1 &= a[\sin \omega t + 0,5 \lambda \sin 2\omega t]; \\ f_2 &= a[\cos \omega t + \lambda \cos 2\omega t]; \\ f_3 &= -a[\sin \omega t + 2 \lambda \sin 2\omega t]. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где $a = \frac{r}{\rho}$ – безразмерный параметр, объединяющий свойства кинематической и динамической характеристик КШМ. Он может рассматриваться как один из критериев, характеризующих возможность параметрического возбуждения механизма [6].

Линеаризованное дифференциальное уравнение (3) можно представить в виде:

$$G(\omega t)\ddot{q} + P(\omega t)\dot{q} + K(\omega t)q = Q(\omega t), \quad (9)$$

где $G(\omega t) = 1 + f_1^2$; $P(\omega t) = 2K_0 \left(\delta + \frac{f_1 f_2}{N_0} \right)$;

$$K(\omega t) = K_0^2 \left[1 + \frac{f_2^2 + f_1 f_2}{N_0^2} + \beta f_2 + \beta' f_1 \right]; Q(\omega t) = -(\omega^2 f_1 f_2 + \varepsilon f_1);$$

$\delta = \frac{n}{K_0}$ – относительный коэффициент демпфирования.

Переменные коэффициенты уравнения (9) представляют собой периодические функции, которые с учетом четности функций положения $\Pi(\varphi)$, разлагают в ряды Фурье [6]:

$$\left. \begin{aligned} G(\omega t) &= G_0 + \sum_{i=1}^{\infty} G_i \cdot \cos i \omega t; \\ P(\omega t) &= P_0 + \sum_{i=1}^{\infty} P_i \cdot \sin i \omega t; \\ K(\omega t) &= K_0 + \sum_{i=1}^{\infty} (K_i^c \cdot \cos i \omega t + K_i^s \sin \omega t); \\ Q(\omega t) &= Q_0 + \sum_{i=1}^{\infty} Q_i \cdot \sin i \omega t. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

В выражении $K(\omega t)$: K_0 – усредненная частота собственных колебаний, коэффициенты K_i^c и K_i^s – амплитуды соответственно косинусных и синусных членов гармонических составляющих переменной собственной частоты. Коэффициенты рядов Фурье определяются по известным формулам.

Для рассматриваемого класса КШМ с функцией $\Pi(\varphi)$ вида (1) в работе [6] получены зависимости для определения коэффициентов рядов Фурье с учетом четырех гармоник ($i=1-4$). Анализ полученных зависимостей показывает, что наиболее существенное влияние на амплитуду параметрического возмущения, оказывают параметры $a = r / \rho$ и $\lambda = r / l$.

В рядах Фурье наиболее значительны члены, отвечающие второй гармонике ($i=2$). При $i=1$ и $i=3$ амплитуда параметрического возмущения в основном пропорциональна $a^2 \lambda$, а при $i=4$ – λ^2 . Поэтому при $\lambda < 0,25 \div 0,4$ четвертую и более высокие гармоники можно не учитывать.

Параметр « a » стремится к нулю при уменьшении хода ползуна ($\Pi_{max} = 2r \rightarrow 0$), а также при неограниченном росте $\rho = \sqrt{J / m} \rightarrow \infty$.

Отмеченные закономерности изменения и влияния параметров a и λ на амплитуды параметрических возмущений следует учитывать при решении задач анализа и синтеза нелинейных систем с позиций оценки их динамической устойчивости.

При гармоническом анализе динамических процессов в системе ВНА необходимо определить критические частоты, на которых возможны параметрические возбуждения. Основной параметрический резонанс может иметь место при близости частоты пульсации какого-либо параметра (например: $J(\varphi)$, $c(\varphi)$) к удвоенному значению усред-

ненной частоты собственных колебаний, то есть при $i\omega = 2\sqrt{\frac{K_0}{G_0}}$, где $i=1, 2, 3, \dots$

Кроме основного, возможно возбуждение параметрических резонансов на частотах пульсации, значение которых в целое число раз меньше частоты основного резонанса. Центрированные значения критических угловых скоростей ведущего звена (эксцентрикового вала), соответствующие рассмотренным случаям, определяются по зависимости [6]:

$$\omega_* \approx \frac{1}{j} \sqrt{\frac{K_0}{G_0}}, \quad (11).$$

где $j=1/2; 1; 3/2; 2; 5/2$ – коэффициенты кратности.

Для исследования динамической устойчивости рассматриваемой системы используются решения однородного дифференциального уравнения, получаемого из (9) при $Q(\omega t) \equiv 0$, в форме

$$q = A_0 + A_j \cdot \cos j\omega t + B_j \cdot \sin j\omega t \quad (12).$$

Уравнение (12) соответствует стационарным колебаниям на границе динамической устойчивости, разделяющей область затухающих свободных колебаний и зону раскачки (параметрического резонанса).

После подстановки (12) в (9) и ряда преобразований, получают уравнение критических частот в форме усеченного определителя Хилла [6]:

$$\Gamma(\omega^2) = \frac{1}{K_0} \cdot \begin{vmatrix} K_0 & \Psi_j & 0,5K_j^s \\ K_j^c & K_0 - j^2\omega^2 G_0 + \Psi_{2j} & j\omega P_0 + 0,5K_{2j}^s \\ K_j^s & -j\omega P_0 + 0,5K_{2j}^s & K_0 - j^2\omega^2 G_0 + \Psi_{2j} \end{vmatrix} = 0 \quad (13)$$

где

$$\left. \begin{aligned} \Psi_j &= 0,5(K_j^c - j\omega P_j - j^2\omega^2 G_j); \\ \Psi_{2j} &= 0,5(K_{2j}^c - j\omega P_{2j} - j^2\omega^2 G_{2j}) \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Для режимов $j=1/2; 3/2; 5/2\dots$ уравнение критических частот принимает вид

$$\Gamma = (K_0 - j^2 \omega^2 G_0)^2 + j^2 \omega^2 P_0^2 - 0,25(K_{2j}^s)^2 - \Psi_{2j}^2 = 0 \quad (15)$$

После приведения уравнения (15) к безразмерному виду, получают биквадратное уравнение

$$\Gamma_2 z^4 + \Gamma_1 z^2 + \Gamma_0 = 0 \quad (15 \text{ а})$$

где
$$z^2 = \frac{\omega^2}{K_0}; \quad \Gamma_0 = 1 - 0,25 \left[(r_{2j}^c)^2 + (r_{2j}^s)^2 \right];$$

$$\Gamma_1 = -2j^2 \left[G_0 - 0,25 r_{2j}^c G_{2j} - 2\delta^2 \right]; \quad \Gamma_2 = j^4 (G_0^2 - 0,25 G_{2j}^2);$$

$$r_{2j}^c = \frac{K_{2j}^c - j\omega P_{2j}}{K_0}; \quad r_{2j}^s = \frac{K_{2j}^s}{K_0}; \quad \delta = \frac{1}{2} P_0 \sqrt{\frac{G_0}{K_0}} \approx \frac{1}{2} \frac{P_0}{j\omega}.$$

Критические частоты находятся как корни уравнения (15 а)

$$z^2 = \frac{-\Gamma_1 \pm \sqrt{\Gamma_1^2 - 4\Gamma_0\Gamma_2}}{2\Gamma_2} \quad (16)$$

Решение уравнения (16) может давать два положительных корня z_1^2 и z_2^2 , что означает наличие между ними области динамической неустойчивости.

Критерием отсутствия динамически неустойчивых режимов является условие $\Gamma_1^2 - 4\Gamma_0\Gamma_2 < 0$, что эквивалентно выполнению условия: параметр диссипации δ больше критического уровня параметрического возбуждения δ^*

$$\delta > \delta^*, \quad (17)$$

где
$$\delta^* = 0,25 \sqrt{\frac{(G_{2j} - G_0 r_{2j}^c)^2 + (G_0 r_{2j}^s)^2}{G_0}} \quad (18)$$

Для режимов $j=1; 2; 3\dots$ уравнение критических частот принимает вид:

$$\Gamma_3 z^6 + \Gamma_2 z^4 + \Gamma_1 z^2 + \Gamma_0 = 0, \quad (19)$$

а критический уровень параметрического возбуждения определяется как

$$\delta_* = \frac{\left| G_{2j} - G_0 r_{2j}^c - 0,5G_0^{-1} \left(0,5G_j - G_0 r_j^c \right)^2 \right|}{4\sqrt{G_0}} \quad (20)$$

Условием отсутствия динамической неустойчивости является, как правило, превышение показателя диссипации δ над критическим уровнем параметрического возбуждения δ_* , зависящего от кинематических и инерционных параметров анализируемой системы.

Таким образом, критериями для оценки возможности параметрических резонансов могут служить:

- значения критических частот возмущения ω_* (критические угловые скорости ведущего звена – в нашем случае – эксцентрикового вала);

- критические уровни параметрического возмущения δ_* (зависящие от конструктивных и динамических параметров КШМ и ВНА в целом);

- характеристики диссипации (δ – относительный коэффициент демпфирования, логарифмический декремент колебаний Θ , коэффициент поглощения ψ ($\delta = \frac{\Theta}{2\pi} = \frac{\psi}{4\pi}$)).

Вероятными причинами параметрических возмущений при функционировании ВНА являются [1,4]:

- 1) периодические колебания приведенного к эксцентриковому валу момента инерции привода силового насоса $J(\varphi) = \bar{J} + \tilde{J}(\varphi)$, где J и $J(\varphi)$ соответственно постоянная и переменная его составляющие;

- 2) периодические колебания коэффициента крутильной жесткости зубчатого зацепления $c(\varphi)$;

- 3) периодические колебания коэффициента продольной жесткости шатунов $c_{uw}(\beta)$ из-за изменения углов их наклона β к линии действия сил инерции $m\ddot{x}$ и силы F .

В анализируемых ВНА применяются КШМ с $\lambda=0,065$ и другими параметрами, обеспечивающими изменение угла β в узких пределах, что позволяет пренебречь влиянием третьего фактора. Периодические колебания сил инерции $m\ddot{x}$ и технологической силы $F(\varphi)$ учитываются при определении функций возмущения $W(t)$ и $\Theta(\varphi) = Q(i\omega)$, что позволяет выявить возможность силовых резонансов [2, 3].

Применение косозубой передачи 8-й и более высоких степеней точности с коэффициентом осевого перекрытия, равным целому числу, обеспечивает постоянство жесткости передачи $c(\varphi)=const$, что по-

звolyает исключить и второй фактор возможных параметрических возмущений.

Наиболее весомой причиной возбуждения параметрических возмущений могут быть периодические изменения приведенного момента инерции привода насосного агрегата $J(\varphi)$.

$$J(\varphi) = \bar{J} + \sum_{i=1}^m \left[M_{2i} \left(\frac{V_{2i}}{\omega_3} \right)^2 + M_{3i} \left(\frac{V_{3i}}{\omega_3} \right)^2 + J_{3i} \left(\frac{\omega_{3i}}{\omega_3} \right)^2 \right] \quad (21)$$

где \bar{J} – момент инерции сборки эксцентрикового вала КШМ;

m – число цилиндров насоса и КШМ;

$M_{2i}; V_{2i}$ – масса и скорость i -го поршневого комплекта;

$M_{3i}; V_{3i}$ – масса i -го шатуна и скорость его центра масс;

$J_{3i}; \omega_{3i}$ – момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр масс, и угловая скорость шатуна;

ω_3 – угловая скорость эксцентрикового вала, а $V_{2i}; V_{3i}; \omega_{3i}$ – периодические функции [1, 2].

В выражении (21) \bar{J} – постоянная составляющая момента инерции $J(\varphi)$, отображаемая в (10) коэффициентом G_0 , второе слагаемое представляет переменную часть $\tilde{J}(\varphi)$, которая отображается переменными компонентами функции $G(\omega t)$. Для ВНА насосной станции СНТ 32 максимальное значение $\tilde{J}(\varphi) = 0.022\bar{J}$.

Если $\Pi(\varphi)$ описывается бигармонической функцией (1) и доминирующая роль в параметрическом возмущении принадлежит пульсации момента инерции $\tilde{J}(\varphi)$, (отображаемой в уравнениях (10) коэффициентом G_j , а $G_j \gg r_j^c$ и $G_{2j} \gg r_{2j}^c$), то значения критических угловых скоростей ω_* и критических уровней параметрических возмущений δ_* могут быть определены по формулам, приведенным в табл. 1.

Из табл. 1 видно, что, при принятых допущениях, критические угловые скорости эксцентрикового вала при $j=1/2; 1; 3/2; 2$ зависят от среднего значения собственной частоты K_0 и безразмерных параметров КШМ a и λ . Критические уровни параметрических возмущений зависят от режима колебаний и параметров a и λ , наиболее сильное параметрическое возбуждение имеет место в режиме $j = 1$.

Таблица 1. Формулы для определения ω_* и δ_* при различных j [6]

Режимы параметрических колебаний	Формулы для определения	
	Критической скорости	Критического возмущения
$j=1/2$	$\omega_* \approx \frac{2K_0}{\sqrt{1 + 0,5 \cdot a^2 (1 + 0,25\lambda^2)}}$	$\delta_* \approx \frac{0,125a^2 \cdot \lambda}{\sqrt{1 + 0,5 \cdot a^2 (1 + 0,25\lambda^2)}}$
$j=1$	$\omega_* \approx \frac{K_0}{\sqrt{1 + 0,5 \cdot a^2 (1 + 0,25\lambda^2)}}$	$\delta_* \approx \frac{0,125a^2}{\sqrt{1 + 0,5 \cdot a^2 (1 + 0,25\lambda^2)}}$
$j=3/2$	$\omega_* \approx \frac{2K_0}{3\sqrt{1 + 0,5 \cdot a^2 (1 + 0,25\lambda^2)}}$	$\delta_* \approx \frac{0,125a^2 \cdot \lambda}{\sqrt{1 + 0,5 \cdot a^2 (1 + 0,25\lambda^2)}}$
$j=2$	$\omega_* \approx \frac{K_0}{2\sqrt{1 + 0,5 \cdot a^2 (1 + 0,25\lambda^2)}}$	$\delta_* \approx \frac{a^2}{32\sqrt{1 + 0,5 \cdot \lambda^2}} \left[\lambda^2 + \frac{a^2}{4(1 + 0,5\lambda^2)} \right]$

Графики зависимостей критических возмущений δ_* от безразмерного параметра a при различных значениях параметра λ , приведены на рис. 2.

Из рис. 2 следует, что критический уровень параметрических возмущений возрастает с увеличением a и λ . При низких значениях λ , влияние параметра a на величину δ_* сказывается в меньшей степени, чем при высоких значениях λ .

Так, если $\lambda = 0,1$, то значения критических возмущений находятся в диапазоне 0 - 0,01, при изменении значений параметра a от 0 до 1,0.

По данным работы [6], в реальных приводах машин с КШМ значения относительного коэффициента демпфирования δ находятся обычно в пределах $0,025 \div 0,05$ ($\psi \approx 0,3 \div 0,6$) и если, $a \leq 0,5$, то условие (17), как правило, выполняется.

При проектировании новых ВНА и исследовании динамической устойчивости рабочих процессов существующих конструкций, необходимо учитывать, что для выполнения условия ($\delta > \delta_*$) целесообразно

снижать $a = \frac{r}{\rho}$ и $\lambda = \frac{r}{l}$.

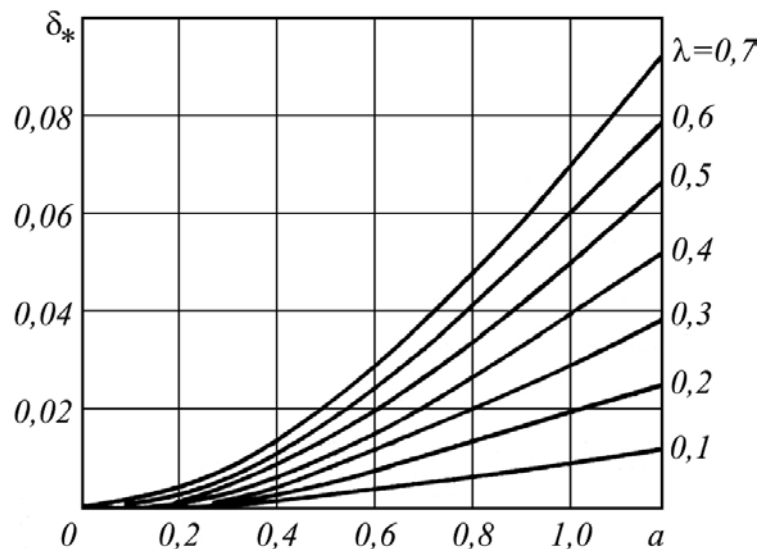


Рисунок 2. – Графіки залежностей δ_* від безрозмірних параметрів a і λ ($j = 1/2; 1; 3/2$)

При заданих значеннях r ($\Pi_{\max} = 2r$) і m , зниження параметра a досягається при збільшенні масового моменту інерції J і збільшенні параметра $\rho = \sqrt{J/m}$, що відповідає зменшенню глибини пульсації параметра $\tilde{J}(\varphi)$.

Рассмотренные выше закономерности можно использовать для оценки вероятности параметрических резонансов в приводах ВНА насосных станций типа СНТ, СНД и предложенной новой с безредукторным (прямым) приводом силового насоса от тихоходного электродвигателя [7].

Поскольку в составе ВНА насосных станций типа СНТ 32 и СНД 100/32 применяются подобные КШМ с $\lambda=0,065$ и критические значения параметрических возмущений $\delta_* \leq 0,01$ при $a \in (0,1 \div 1,0)$, можно сделать вывод, что возможность формирования параметрических резонансов в приводах, указанных ВНА с $a \approx 0,08 \div 0,1$, при выполнении условия $\delta > \delta_*$, маловероятна.

В предлагаемых ВНА [7] с прямым приводом, например, от двигателя 2ВР280М8 ($P = 75$ кВт, $n = 750$ об/мин, $J_0 = 4,74$ кгм²), при неизменных параметрах КШМ и силового насоса, за счет существенного увеличения постоянной составляющей момента инерции привода $J(\varphi)$, (равного сумме моментов инерции эксцентрикового вала и ротора электродвигателя), возрастает параметр $\rho = \sqrt{J/m}$. При этом значительно, уменьшается параметр a , а следовательно, уровень критического возмущения δ_* . Следовательно, вероятность возбуждения

параметрического резонанса, обусловленного пульсацией параметров $J(\varphi)$ и $c(\varphi)$ в ВНА с безредукторным приводом насоса от тихоходного двигателя, существенно ниже, чем в ВНА СНТ и СНД, то есть практически равна нулю.

Сформулированные выводы, относятся к рассмотренной выше динамической модели ВНА с одной степенью свободы, адекватной в главном рассматриваемым физическим объектам. В общем случае динамическая и математическая модели ВНА должны учитывать взаимодействие парциальных систем по их обобщенным координатам [1, 4]. Для определения условий динамической устойчивости более сложных динамических систем, можно применить энергетический метод исследований с учетом возможности возбуждения простых параметрических и комбинационных резонансов при стационарных и переходных режимах их функционирования [8].

Выводы и направления дальнейших исследований:

1) предложенный аналитический метод исследований динамической устойчивости рабочих процессов ВНА позволяет определить и выбрать наиболее рациональные способы борьбы с параметрическими резонансами: это, во-первых, отстройка критических частот параметрических возмущений от собственных частот колебаний ВНА и, во-вторых, – выявление критических уровней пульсации параметров, ниже которых параметрическое возбуждение подавляется за счет демпфирования колебаний независимо от частотной характеристики динамической системы;

2) второй способ борьбы с параметрическими резонансами является более эффективным, так как обеспечивает исключение возможности потери динамической устойчивости системы ВНА как в установившихся рабочих режимах, так и при прохождении критических зон в переходных режимах (пуска, сброса-наброса нагрузки и выбега);

3) впервые установлено, что при принятых в насосных станциях СНТ32 и СНД100/32 конструктивных и динамических параметрах ВНА, возможность возникновения параметрических резонансов маловероятна, так как $\lambda = 0,065$, $a \approx 0,08 \div 0,1$ и условие (17) обычно выполняется;

4) предложенный метод определения условий динамической устойчивости рабочих процессов насосных агрегатов с кривошипно-шатунными механизмами в приводе может быть применен и к другим

объектам с подобной динамической структурой при действии в системе параметрических возмущений.

Список источников:

1. Гуляев В.Г., Гуляев К.В., Анохина С.А. Динамические модели для исследования виброактивности насосных агрегатов в системах гидропривода механизированных крепей // Наукові праці ДонНТУ. Випуск 14(127). Серія: „Гірничо-електромеханічна”. Донецьк – 2007. – С.81-92.
2. Гуляев В. Г., Гуляев К. В., Анохина С. А. Крутильные колебания в электромеханическом приводе насосного агрегата и некоторые способы их устранения // Вісті Донецького гірничого інституту, №1, 2008. – С. 34-43.
3. Гуляев В.Г., Анохина С.А. Влияние характеристик электродвигателей на крутильные колебания и виброактивность привода насосных агрегатов для механизированных крепей // Наукові праці ДонНТУ. Випуск 16(142). Серія: ”Гірничо-електромеханічна”. Донецьк – 2008. – С.84-96.
4. Гуляев В.Г., Китаева С.А. Математические модели вибрационных процессов насосных агрегатов для систем гидропривода механизированных крепей // «Горное оборудование и электромеханика», М.: Новые технологии, № 7, 2009. – С. 40-44.
5. Косарев В.В., Стадник Н.И., Варшавский Ю.И. Новые насосные станции ГП «Донгипроуглемаш» для механизированных крепей // Уголь, декабрь 2007. – С.45-48.
6. Вульфсон И.И. Динамические расчеты цикловых механизмов. Л.: Машиностроение, 1976. – 328 с.
7. Гуляев В.Г., Гуляев К.В., Китаева С.А., Эренбург В.И. Высоконапорный насосный агрегат с пониженными уровнями вибрации и шума // Наукові праці ДонНТУ. Випуск 17 (157). Серія: ”Гірничо-електромеханічна”. Донецьк – 2009. – С.143-152.
8. Динамика машин и управление машинами. Справочник. Под. ред. д-ра техн. наук Г.В. Крейнина. М.: Машиностроение. – 1988. – 240 с.

В.Г. Гуляев, С.А. Китаева. Дослідження динамічної стійкості високонапірних насосних агрегатів за наявності параметричних збуджень коливань. Запропоновано аналітичний метод дослідження динамічної стійкості насосних агрегатів із кривошипно-шатунними механізмами у приводі. Вперше встановлена низька вірогідність виникнення параметричних резонансів у насосних агрегатах типу СНТ і СНД.

насосний агрегат, динамічна модель, диференціальні рівні динаміки, параметричні збудження, критерії динамічної стійкості

V.G. Gulyaev, S.A. Kitaeva. Conditions of stability of pumping aggregates being the elements of the power support hydraulic system. The analytical method of research of dynamic stability of the operation of the pumping aggregates with the crank-and-rod mechanisms in the drive was examined. The parametric resonance formation in the pumping aggregates of the СНТ and СНД types was found to be hardly probable.

pumping aggregate, dynamic model, dynamic differential equations, operating, parametric disturbances, dynamic stability criteria.

Стаття надійшла до редколегії 07.09.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.П.Кондрахин

© В.Г.Гуляев, С.А.Китаева, 2010