

УДК 622.531: 622.285

В.Г. Гуляев (д-р техн. наук, профессор),
И.А. Квитковский (магистр), **Н.В. Гутаревич** (магистрант)
Донецкий национальный технический университет,
С.А. Китаева (канд. техн. наук)
Макеевский научно-исследовательский институт

ДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА И ВИБРОАКТИВНОСТЬ ПЯТИПЛУНЖЕРНЫХ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ С БЕЗРЕДУКТОРНЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ ДЛЯ СИСТЕМ ГИДРОПРИВОДА МЕХАНИЗИРОВАННЫХ КРЕПЕЙ

Рассмотрены метод и результаты исследования динамических свойств и виброактивности пятиплунжерных насосных агрегатов с безредукторным электроприводом. Обоснованы способы совершенствования динамических свойств и снижения виброактивности высоконапорных насосных агрегатов с целью повышения их эксплуатационной надежности и безопасности.

Ключевые слова: механизированная крепь, безредукторный насосный агрегат, динамические свойства, виброактивность, надежность, безопасность.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами. Важной научно-технической проблемой большого экономического и социального значения для угольной отрасли Украины, является создание надежных и высокопроизводительных комплексов оборудования для эффективного ведения очистных работ. Базой современных очистных комплексов служат механизированные крепи и системы их гидропривода с насосной станцией (НС). Технический уровень НС определяется в основном параметрами высоконапорных насосных агрегатов (ВНА). Поэтому, разработка и освоение производства энергонасыщенных, надежных и малошумных ВНА, обеспечивающих высокопроизводительную и безопасную работу очистного комплекса и обслуживающего персонала, является актуальной научной задачей.

Опыт эксплуатации НС отечественного и зарубежного производства показал, что их виброакустические характеристики, показатели надежности и безопасности не соответствуют нормативным требованиям. Этим определялась актуальность исследований вибрационных процессов ВНА НС типа СНТ и СНД, с целью обоснования способов снижения их виброактивности и повышения эксплуатационной надежности и безопасности.

© Гуляев В.Г., Квитковский И.А., Гутаревич Н.В., Китаева С.А., 2013

Анализ исследований и публикаций. Такие исследования выполнены на кафедре «Горные машины» ДонНТУ с участием аспиранта МакНИИ, сущность исследований, их результаты, выводы и рекомендации изложены в монографии [1] и в работе [2].

Анализ динамических свойств механической подсистемы «КШМ – насос» для ВНА типа СНД выполнен в работах [1, 2], их результаты объясняют физическую сущность явлений внутренней и внешней виброактивности ВНА, а также дают рекомендации по способам исключения резонанса на частоте собственных колебаний механической части насосного агрегата.

Выполненные в работах [1, 2] исследования кинематических и динамических свойств электромеханических приводов ВНА с кривошипно-шатунными механизмами (КШМ), а также результаты исследования влияния характеристик приводных двигателей на динамику рабочих процессов насосных агрегатов СНТ и СНД, позволили впервые выявить причины формирования в приводе ВНА крутильных колебаний резонансного характера. Несовершенство динамических свойств исследованных ВНА является одной из основных причин их высокой виброакустической активности (согласно ТУ для НС типа СНД установлен скорректированный уровень звуковой мощности (110 дБА), что выше санитарной нормы шума (80 дБА)).

Результаты работ [1, 2] относятся, в основном, к НС с ВНА традиционной структуры с трехплунжерными силовыми насосами и дискретным способом регулирования их подачи, электромеханический привод которых подвержен интенсивным вибрационным нагрузкам, что определяет целесообразность аналогичных исследований ВНА с пятиплунжерными насосами.

В НС типа СНД 150/40, СНД 300/40 и др., комплектуемых двумя ВНА и аппаратурой АУСН для автоматического управления режимами работы, в конструкцию их ВНА с 5-и плунжерными насосами внесены ряд усовершенствований [3]:

- изменена структура ВНА: от одного двигателя приводятся три насоса: силовой пятиплунжерный (через понижающую зубчатую передачу), шестеренный для принудительной смазки агрегата и подпиточный центробежный (через повышающую зубчатую передачу от эксцентрикового вала);

- в качестве приводного электродвигателя принят короткозамкнутый асинхронный двигатель (АД) типа 2ЭДКОФ-250LB4-У2,5 ($n_c=1500$ об/мин) с жесткой механической характеристикой ($S_n=1,8\%$),

моментом инерции ротора ($J_p=1,14 \text{ кгм}^2$), номинальной мощностью ($P_{2н}=110 \text{ кВт}$), напряжением 1140/660 В (50 Гц) с коэффициентом перегрузочной способности = 3,2;

- в целях повышения надежности и долговечности деталей агрегата, в условиях действия пульсирующих и вибрационных нагрузок, в конструкцию гидроблоков и подшипниковых узлов агрегата внесены ряд конструктивных и технологических изменений с целью обеспечения наработки на отказ 100 часов и ресурса на менее 15 000 ч [3].

Однако данные ИТЦ «Горные машины» показывают, что в ВНА НС СНД 150/40, СНД 300/40 по прежнему имеет место значительное число отказов виброустойчивых подшипников после наработки ниже нормативной. Это подтверждает их недостаточную надежность и необходимость замены более надежными, например, высоко ресурсными подшипниками скольжения.

Тенденции и проблемы создания современных зарубежных насосных установок рассмотрены в работе [4]. Основными тенденциями являются повышение эффективности, энерговооруженности и рабочих параметров (подачи и давления) насосных агрегатов на основе применения высокотехнологичного оборудования и автоматизированных систем управления. Характерной тенденцией развития конструкций пятиплунжерных рядных насосов, с кривошипно-шатунными механизмами в приводе, является многовариантность их исполнения [4].

Указанные факторы обусловили необходимость дополнительных исследований динамических свойств пятиплунжерных ВНА с целью оценки влияния их динамических свойств на виброактивность и надежность высоконапряженных деталей привода и силового насоса.

Исследование динамических свойств 5-ти плунжерных ВНА насосных станций СНД 150/40 (СНД 300/40) традиционной структуры выполнено в работе [5]. Установлено, что в условиях питания от реальной шахтной сети, $U_{\phi}=(0,85-0,9)U_{\text{ном}}$, электропривод ВНА, при возмущении от первой гармоники, работает в резонансном режиме: ($z \cong 0,9-1,0$) при высоких значениях коэффициентов динамичности ($K_d = 1,7$ для привода ВНА) и $K_d = 2,5$ – для АД 2ЭДКОФ-250LB4-У2,5. Это свидетельствует о больших амплитудах колебаний скорости двигателя ω_{δ} и его электромагнитного момента M_{δ} на частоте около 10 Гц, то есть – о высокой виброактивности ВНА.

Таким образом, динамические свойства и вибрационные про-

цессы 5-ти плунжерных ВНА СНД 150/40 качественно полностью совпадают с аналогичными характеристиками 3-х плунжерных ВНА СНД 100/32 и объясняют одну из основных причин снижения их надежности.

Следовательно, для совершенствования динамических свойств и снижения виброактивности ВНА с 5-ти плунжерными насосами можно применить рекомендации работ [1, 2, 6]. В качестве объекта исследования и модернизации принимаем безредукторное исполнение ВНА НС СНД 150/40.

Постановка задачи. Задачами данной работы являются:

- исследование и совершенствование динамических свойств ВНА с безредукторным приводом пятиплунжерного силового насоса с целью обоснования рациональной структуры и параметров, исключающих возможность формирования в приводе резонансных крутильных колебаний;

- оценка эффективности снижения виброактивности и шума модернизированных энергонасыщенных ВНА с пятиплунжерными насосами для НС типа СНДМ180/40 с приводным АД типа ВАО2-315М8.

Изложение материала и результаты. Решение поставленных задач выполним на примере виртуального ВНА НС типа СНДМ 180/40. Динамическую модель исследуемого объекта представим в виде системы: «асинхронный двигатель – эксцентриковый вал КШМ – пятиплунжерный силовой насос – повышающая зубчатая передача – подпиточный насос», рис. 1 (влиянием шестеренного насоса для смазки агрегата пренебрегаем).

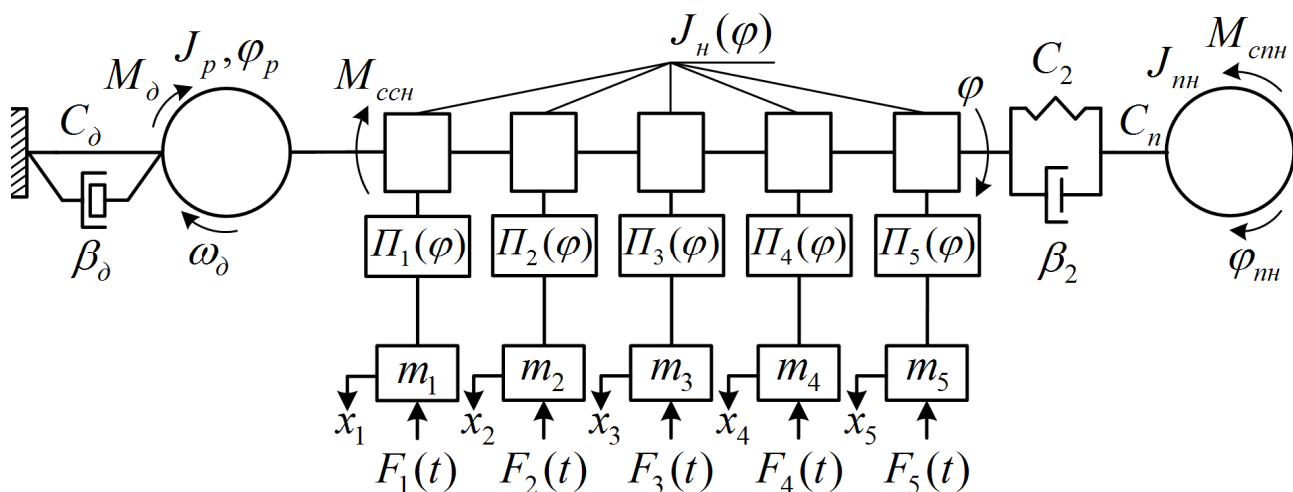


Рис. 1. Динамическая модель ВНА с безредукторным приводом силового насоса (все параметры крутильной системы приведены к валу АД)

На рис. 1 обозначены:

J_p, φ_p – момент инерции и угол поворота ротора АД;

$\omega_\partial, C_\partial, \beta_\partial$ – соответственно угловая скорость, коэффициенты крутильной жесткости и демпфирования АД;

$M_{ссн}$ – момент сил сопротивления в приводе силового насоса;

φ – угол поворота эксцентрикового вала;

$J_n(\varphi)$ – переменный момент инерции силового насоса с кривошипно-шатунным приводом ползунов;

$\Pi_1(\varphi) = \Pi_2(\varphi) = \Pi_3(\varphi) = \Pi_4(\varphi) = \Pi_5(\varphi)$ – нелинейные функции преобразования вращательного движения эксцентрикового вала в возвратно-поступательное движение толкателей (ползунов);

$$\Pi(\varphi) = x \approx r[1 - \cos\varphi + 0,25\lambda(1 - \cos 2\varphi)]; \text{ если } \lambda = r/l \leq 0,1, \quad (1)$$

где r – радиус кривошипа;

$\lambda = r/l$ – отношение радиуса кривошипа r к длине l шатуна.

m_1, m_2, m_3, m_4, m_5 – массы ползунов;

x_1, x_2, x_3, x_4, x_5 – линейные координаты ползунов;

$F_1(t), F_2(t), F_3(t), F_4(t), F_5(t)$ – силы давления рабочей жидкости на плунжера;

C_2, β_2 – коэффициенты крутильной жесткости и демпфирования повышающей зубчатой передачи ($U_2=87/17 \approx 5,12$);

C_n – коэффициент крутильной жесткости приводного вала подпиточного центробежного насоса;

J_{nn} – момент инерции рабочих колес подпиточного насоса;

$M_{сnn}$ – момент сил сопротивления в приводе подпиточного насоса.

В составе рассматриваемой динамической системы ВНА можно выделить следующие парциальные системы (с одной степенью свободы):

1) основную электромеханическую систему привода агрегата, динамические свойства которой определяются параметрами двигателя и 5-ти плунжерного силового насоса;

2) механическую систему «КШМ – насос», ее динамические свойства определяются нелинейной функцией $\Pi(\varphi)$ КШМ и соотношением между собственной частотой колебаний системы и частотой возмущений.

Крутильная система привода подпиточного насоса от эксцен-

трикового вала учтена приведенням її динамічних параметрів к ексцентриковому валу.

Аналіз динамічних властивостей ВНА с безредукторним приводом 5-ти плунжерного силового насоса. Пренебрегая упругими и диссипативными характеристиками механической части агрегата, уравнение динамики его движения, как парциальной системы, запишем в виде [1]:

$$\left[J_p + J_n(\varphi) \right] \frac{d\omega_\partial}{dt} + 0,5\omega_\partial^2 \frac{dJ(\varphi)}{d\varphi} = M_\partial - M_c. \quad (2)$$

Дифференциальное уравнение (2) нелинейное с переменными коэффициентами в левой части. В правой его части вращающий момент двигателя M_∂ определяется его динамической характеристикой:

$$\omega_\partial = \omega_0 \left[1 - \nu \left(M_\partial + T_\partial \frac{dM_\partial}{dt} \right) \right], \quad (3)$$

где ω_∂ , ω_0 – угловые скорости ротора двигателя и скорость его идеального холостого хода ($\omega_0 = \frac{\omega_c}{p}$, с^{-1} ; ω_c – круговая частота питающей сети, p – число пар полюсов);

T_∂ – электромагнитная постоянная времени АД ($T_\partial = \frac{1}{\omega_c S_k}$, с,

где $\omega_c = 2\pi f_c = 314 \text{ с}^{-1}$ при $f_c = 50 \text{ Гц}$; S_k – критическое скольжение АД)

$$S_k = \left(1 - \frac{\omega_\partial}{\omega_0} \right) \left(\xi + \sqrt{\xi^2 - 1} \right),$$

где $\xi = \frac{M_k}{M_n}$ – перегрузочная способность АД, M_k , M_n критический и номинальный момент АД;

$\nu = \frac{S_k}{2M_k}$ – крутизна статической характеристики АД.

Переменный момент инерции насосов $J_n(\varphi)$ можно представить в виде:

$$J_n(\varphi) = \bar{J}_n + \tilde{J}_n(\varphi) \approx \bar{J}_n = \text{const}, \quad (4)$$

где \bar{J}_n – постоянная составляющая суммы приведенных моментов инерции силового и подпиточного центробежного насоса;

$\tilde{J}_H(\varphi)$ – переменная часть момента инерции силового насоса, которой в первом приближении можно пренебречь.

С учетом допущения $\tilde{J}_H(\varphi) = 0$, уравнение (2) примет вид

$$(J_p + \bar{J}_H) \frac{d\omega_\partial}{dt} = M_\partial - M_c. \quad (5)$$

Решая совместно уравнения (3) и (5), получим

$$vT_\partial J_{ПА} \frac{d^2\omega_\partial}{dt^2} + vJ_{ПА} \frac{d\omega_\partial}{dt} + \frac{\omega_\partial}{\omega_0} = 1 - v \left(M_c + T_\partial \frac{dM_c}{dt} \right), \quad (6)$$

где $J_{ПА} = J_p + \bar{J}_H = const$ – приведенный к валу АД момент инерции насосного агрегата.

Для линеаризации уравнения (6), представим момент сил сопротивления $M_c(t) = \bar{M}_c + \tilde{M}_c(t)$, а угловую скорость АД $\omega_\partial(t) = \bar{\omega}_\partial + \tilde{\omega}_\partial(t)$ [1]. Постоянную составляющую $\bar{\omega}_\partial$ определим, пользуясь статической характеристикой АД при $\bar{M}_\partial = \bar{M}_c$:

$$\bar{\omega}_\partial = \omega_0 (1 - v\bar{M}_c) \quad (7)$$

Подставив (7) в (6), после ряда преобразований получим линеаризованное дифференциальное уравнение динамики привода ВНА в виде неоднородного уравнения второго порядка относительно переменной составляющей угловой скорости ротора электродвигателя $\tilde{\omega}_\partial$

$$\frac{d^2\tilde{\omega}_\partial}{dt^2} + 2n \frac{d\tilde{\omega}_\partial}{dt} + k^2\tilde{\omega}_\partial = W(t), \quad (8)$$

где $n = 0,5T_\partial^{-1}$ – характеристика диссипативных свойств электропривода ВНА, c^{-1}

$k^2 = (vT_\partial J_{ПА} \omega_0)^{-1}$ – квадрат собственной круговой частоты колебаний привода;

$$W(t) = -\frac{1}{J_{ПА}} \left(\frac{\tilde{M}_c(t)}{T_\partial} + \frac{d\tilde{M}_c(t)}{dt} \right) \quad (9)$$

$W(t)$ – функция возмущения, отражающая воздействие на привод моментов полезных сил сопротивления $M_{сш}(t)$ и сил инерции $M_{сш}(t)$.

Суммарный момент сил сопротивления $M_c(t)$, приведенный к валу АД, можно представить в виде

$$M_c(t) = M_{ссн}(t) + M_{снн}(t) = \bar{M}_c + \tilde{M}_{ссн}(t) + \tilde{M}_{сн}(t), \quad (10)$$

где \bar{M}_c – средняя составляющая полезной технологической нагрузки в приводе силового и подпиточного насосов;

$\tilde{M}_{ссн}(t)$ – переменная составляющая технологической нагрузки (силовое возбуждение);

$\tilde{M}_{сн}(t)$ – переменная составляющая момента сопротивления, обусловленная действием инерционных сил в приводе насоса с КШМ с функцией положения $P(\varphi)$ (кинематическое возбуждение) [1, 2].

Переменными составляющими $\tilde{M}_{ссн}(t)$ в нагрузке подпиточного насоса в первом приближении можно пренебречь.

Определив $\tilde{M}_{ссн}(t)$, $\tilde{M}_{сн}(t)$ и $W(t)$, можно решить уравнение (8) и установить амплитуды и частоту крутильных колебаний ротора АД, оценить неравномерность его угловой скорости ω_∂ и возможность резонансных режимов.

С учетом рекомендаций работ [1, 6], для достижения рекомендуемых значений коэффициентов расстройки частот ($z > 1,5$) и исключения резонанса, выбираем приводной АД типа ВАО2-315М8 с номинальной мощностью $P=132$ кВт, синхронной частотой 750 об/мин, $S_n=1,3\%$ и $GD^2=350$ Нм² [7].

Необходимые для решения уравнения (8) параметры привода виртуального насосного агрегата СНДМ180/40 приведены в табл. 1.

Табл. 1. Параметры виртуального ВНА 180/40 с АД типа ВАО2-315М8

№ п/п	Наименование параметра	Формула для расчета	Значение параметра
I	II	III	IV
1	Номинальный момент АД, Н·м	$M_n = \frac{9550 P_{2н}}{n_c (1 - S_n)}$	1703
2	Критическое скольжение АД, %	$S_k = S_n \left(\xi + \sqrt{\xi^2 - 1} \right)$	5,4
3	Крутизна статической характеристики АД, (Н·м) ⁻¹	$\nu = \frac{S_k}{2M_k}$	$7,2 \cdot 10^{-6}$
4	Электромагнитная постоянная времени АД, с	$T_\partial = (\omega_c S_k)^{-1}$	0,059

I	II	III	IV
5	Момент инерции ротора АД, кгм ²	$J_p = \frac{GD^2}{4g}$	8,92
6	Приведенный к валу АД момент инерции агрегата, кгм ²	$J_{ПА} = J_p + J_n$	11,23
7	Механическая постоянная привода ВНА, с	$T_{МА} = v\omega_0 J_{ПА}$	0,062
8	Отношении постоянных времени привода ВНА	$v_{ТП} = \frac{T_\varepsilon}{T_{МА}}$	0,95
9	Коэффициент крутильной жесткости АД, Нм/рад	$C_\delta = 2pM_k$	29971,1 (26974,0)
10	Собственная частота привода без учета демпфирования, с ⁻¹	$K'_n = \sqrt{\frac{C_\delta}{J_{ПА}}}$	51,2 (48,5)
11	Коэффициент вязкости демпфирующих сил, с ⁻¹	$n = 0,5T_\varepsilon^{-1}$	8,47
12	Относительный коэффициент демпфирования	$\delta = \frac{n}{K_n}$	0,165
13	Собственная частота колебаний привода с учетом демпфирования, с ⁻¹	$K_n = K'_n \sqrt{1 - \delta^{-2}}$	50,48 (47,84)
14	Частота возмущений от эксцентрикового вала КШМ(1-ая гармоника), с ⁻¹	$\omega_\varepsilon = \frac{\pi n_\varepsilon}{30}$	77,48
15	Коэффициент расстройки частот возмущений и собственной	$z = \frac{\omega_\varepsilon}{K_n}$	1,53 (1,62)
16	Коэффициент динамичности	$K_D = ((1 - z^2)^2 + 4\delta^2 z^2)^{-0,5}$	0,7 (0,6)
17	Амплитуда $M_c(t)$ инерционных сил, Нм	$\tilde{M}_c(t) = A_n \sin(\omega_\varepsilon t + \varphi)$	285,58

I	II	III	IV
18	Амплитуда возмущений $W(t)$, рад/с ³	$W(t) = \frac{T_9^{-1} \tilde{M}_c(t) + \frac{d\tilde{M}_c(t)}{dt}}{J_{ПА}}$	2353,5
19	Амплитуда первой гармоники угловой скорости АД, рад/с	$\tilde{\omega}_\delta^{(1)} = \tilde{\omega}_{cm} K_D$	0,55
20	Неравномерность скорости вращения АД (экс. вала), %	$\frac{2\tilde{\omega}_\delta^{(1)}}{\bar{\omega}_\delta} \cdot 100\%$	1,42 (1,22)

*В скобках указаны значения соответствующих параметров при $U_\phi = 0,9U_{ном}$ (В)

Из табл. 1 следует, что в условиях питания от реальной шахтной сети, $U_\phi = (0,9-1,0)U_{ном}$, электропривод ВНА, при возмущении от первой гармоники ($77,48 \text{ с}^{-1}$), работает в зарезонансном режиме: ($z \cong 1,53-1,62$), а, следовательно, и при низких коэффициентах динамичности ($K_D = 0,6-0,7$).

Это свидетельствует о весьма малых амплитудах колебаний скорости двигателя ω_δ и его электромагнитного момента M_δ на частоте 12,33 Гц. Кроме основной гармоники, в спектре возмущений присутствуют с меньшими амплитудами вторая гармоника (около 25 Гц), а также кинематические возмущения от пяти КШМ с частотами около 50 и 100 Гц.

Количественную оценку амплитуд крутильных колебаний в приводе ВНА с параметрами насоса СНД 150/40 выполним, решив уравнение (8) при работе силового насоса в режиме разгрузки. Учитывая высокий уровень унификации конструкций КШМ в составе ВНА НС типа СНД, принимаем в первом приближении, что при $M_{счн}(t) \approx 0$; $M_c(t) = \tilde{M}_{cu}(t) = 285 \sin(\omega_9 t + 54^0 14')$ [1].

Для этого режима работы ВНА функция возмущения $W(t) = -A_n \sin(\omega_9 t + 54^0 14')$, где $A_n = |2353| \text{ рад/с}^3$ – амплитуда первой гармоники $W(t)$, характеризующая скорость изменения ускорения при крутильных вибрациях.

Решением уравнения (8) при учете возмущения только от первой гармоники будет

$$\tilde{\omega}_\delta = \tilde{\omega}_\delta^{(1)} \sin(\omega_9 t + \psi_1 - \Delta_1) \quad (11)$$

где $\Delta_1 = \arctg \frac{2n\omega_3}{K_{np}^2 - \omega_3^2} = 79^{\circ}11'$, $\omega_3 = 77,48 \text{ с}^{-1}$

Согласно [1] амплитуда первой гармоники угловой скорости АД с учетом коэффициента динамичности $K_D = 0,7$ будет

$$\tilde{\omega}_\delta^{(1)} = \frac{A_n}{\sqrt{(K_{np}^2 - \omega_3^2) + 4n^2\omega_3^2}} = 0,55 \text{ рад/с.}$$

Размахи $\tilde{\omega}_\delta$ при крутильных вибрациях ротора на частоте $77,48 \text{ с}^{-1}$ составляют $2\tilde{\omega}^{(1)} = 1,1 \text{ рад/с}$, а неравномерность угловой скорости ротора АД – $1,42 \%$.

При безредукторном приводе, такими же будут крутильные вибрации эксцентрикового вала КШМ. Фактический частотный спектр крутильных вибраций шире, так как функция $\Pi(\varphi)$ в общем случае обуславливает полигармонические колебания момента, формируемого силами инерции: $\tilde{M}_{cu}(t) = \sum A_i \cos[i(\omega_3 t + \varphi_i)]$, где $i=1 \dots n$ – число гармоник, кратных основной частоте возмущений ω_3 , A_i , φ_i – амплитуда и фаза i -той гармоники.

При номинальном режиме работы модернизированных ВНА ($Q = 180 \text{ л/мин}$, $P = 40 \text{ МПа}$), амплитудный и частотный спектры вибраций формируются при совместном воздействии на привод инерционной и полезной технологической нагрузки. В первом приближении $M_{сш}(t) \approx (1600 + 80 \cos(\omega_3 t) - 12 \cos(2\omega_3 t)) \text{ Нм}$, где амплитуда первой гармоники 80 Нм соответствует неравномерности подачи пяти-плунжерного насоса 5% .

Следует заметить, что амплитуда первой гармоники силового воздействия от полезной нагрузки зависит от инерционности нагнетательных клапанов и количества плунжеров [1].

В результате выполненных исследований установлено:

Применение для ВНА СНДМ 180/40 АД ВАО2-315 с $P_2 = 132 \text{ кВт}$; $n_c = 750 \text{ об/мин}$ и маховым моментом $GD^2 = 350 \text{ Нм}^2$ в условиях питания от реальной шахтной сети позволяет:

- получить коэффициент расстройки частот $Z = 1,53-1,62$ и исключить возможность резонансных крутильных колебаний в приводе – основную причину интенсивных вибраций ВНА;

- обеспечить высокую равномерность скорости вращения АД и эксцентрикового вала при работе ВНА в зарезонансной зоне с коэф-

фициентами усиления 0,6-0,7 при пониженных уровнях вибраций и шума;

- исключить из состава привода ВНА понижающую зубчатую передачу ($U = 2,5$) – активный источник вибрации и шума;

- повысить рабочие параметры ВНА ($Q=180$ л/мин; $p=40$ МПа) с двигателем мощностью $P_2 = 132$ кВт при пониженной неравномерности подачи и динамики рабочего процесса ВНА с 5-и плунжерным насосом при частоте вращения эксцентрикового вала 740 об/мин;

Факторами снижения виброактивности рассматриваемых ВНА являются: устранение зубчатой передачи, исключение резонансных крутильных колебаний в приводе силового насоса и существенное (в 4 раза) уменьшение центробежных сил от вращающихся ротора двигателя и эксцентрикового вала, при допустимых уровнях их динамической неуравновешенности.

Ожидаемое снижение уровня звуковой мощности не менее 20 дБА.

Выводы и направления дальнейших исследований.

1. Динамические свойства и виброактивность ВНА с электромеханическим приводом существенно зависят от структуры агрегата, динамических характеристик приводных двигателей, кинематических и динамических характеристик КШМ и параметров силового насоса.

2. Разработана и реализована математическая модель динамики безредукторных насосных агрегатов с пятиплунжерными насосами в виде линеаризованного дифференциального уравнения второго порядка, отличающаяся учетом динамической характеристики АД и взаимодействия его с силовым насосом, что позволяет установить закономерности формирования вибраций и обосновать эффективные способы снижения опасных уровней виброакустических параметров на стадии проектирования.

3. Предложенные динамическая и математическая модели ВНА позволяют на стадии проектирования целенаправленно управлять динамическими свойствами и виброактивностью насосных агрегатов на основе оптимизации их структуры и параметров, с целью повышения эксплуатационной надежности и безопасности.

4. Динамические свойства виртуальных безредукторных ВНА СНДМ 180/40 обеспечивают зарезонансный режим работы агрегата при высокой плавности хода тихоходного двигателя и эксцентрикового вала привода пятиплунжерного силового насоса при пониженных уровнях виброакустических характеристик.

5. Полученные результаты можно использовать как научно-методическую базу для решения подобных задач, а также при разработке проекта модернизации пятиплунжерных насосных агрегатов типа СНД 150/40, в развитие рекомендаций работы [8].

В дальнейшем целесообразно выполнить исследования динамики рабочих процессов и вибрационных параметров высокоскоростных насосных агрегатов, в связи с тенденциями повышения скоростей и ускорений движения вращающихся и возвратно-поступательно перемещающихся масс КШМ. При этом возрастают уровни крутильных и линейных вибраций, а увеличение параметра $\lambda = r/l$ обуславливает необходимость учета большего числа гармоник при расчетах динамических нагрузок.

Список литературы

1. Гуляев В.Г. Виброакустические процессы и надежность гидроэнергетических установок очистных комплексов: монография / В.Г. Гуляев, К.В. Гуляев, С.А. Китаева; под общ. ред. В.Г. Гуляева. – Донецк: Технопарк «УНИТЕХ», 2012. – 224 с.
2. Китаева С.А. Обоснование способов и средств достижения безопасных уровней виброакустических характеристик гидроэнергетических установок очистных механизированных комплексов [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 25.01.2013 / Китаева Светлана Анатольевна, МакНИИ. – Макеевка, 2013. – 20 с.
3. Косарев В.В. Насосные станции ГП «Донгипроуглемаш» нового поколения как источник гидравлической энергии в составе гидропривода механизированных крепей / В.В. Косарев, Н.И. Стадник, Ю.И. Варшавский и др. // Сб. научн. трудов ГП «Донгипроуглемаш». – 2008. – С. 484-492.
4. Гуляев В.Г. Тенденции и проблемы создания современных насосных станций для угледобывающих комплексов / В.Г. Гуляев, И.А. Квитковский, Н.В. Гутаревич, С.А. Китаева // Наукові праці ДонНТУ. Серія: «Гірничо-електромеханічна». – 2013. – №1(25). – С. 57-71.
5. Гуляев В.Г. Способы повышения надежности насосных агрегатов для систем гидропривода механизированных крепей / В.Г. Гуляев, И.А. Квитковский, С.А. Китаева // Вісті Донецького гірничого інституту. – 2013. – №1. – С. 117-125.
6. Гуляев В.Г. Динамические свойства и виброактивность насосного агрегата с безредукторным приводом от тихоходного электродвигателя / В.Г. Гуляев, С.А. Китаева // Материалы научно-технической конференции «Проблемы эксплуатации оборудования шахтных стационарных установок». К 80-летию со дня основания НИИГМ им. М.М. Федорова. – 2009. – С. 171-177.
7. Пархоменко А.И. Взрывозащищенные асинхронные электродвигатели / А.И. Пархоменко, И.Г. Ширнин, А.К. Маслий. – М.: Недра, 1992. – 92 с.
8. Насосна станція: пат. на корисну модель 45449 Україна, (2008) / Гуляєв В.Г., Гуляєв К.В., Китаєва С.А., Еренбург В.І.; заявник і власник ДонНТУ; заявл. 10.11.2008; опубл. 2009, Бюл. №21.

Стаття надійшла до редакції 10.10.2013

В.Г. Гуляєв, І.А. Квітковський, Н.В. Гутаревич, ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», С.А. Китаєва, Макіївський науково-дослідний інститут

Динамічні властивості і віброактивність п'ятиплунжерних насосних агрегатів з безредукторним електроприводом для систем гідравлічного механізованого кріплення

Розглянуто метод і результати дослідження динамічних властивостей і віброактивності п'ятиплунжерних насосних агрегатів із безредукторним електроприводом. Обґрунтовано засоби удосконалення динамічних властивостей і зниження віброактивності агрегатів з метою підвищення їх надійності і безпечності.

Ключові слова: механізоване кріплення, насосний агрегат, динамічні властивості, віброактивність, надійність, безпечність.

V. Gulyaev, I. Kvitkovsky, N. Gutarevich, Donetsk National Technical University, S. Kitaev, Makiivka Research Institute

Dynamic Properties and Vibration Activity of Pumping units with Five Plungers and Gearless Electric Drive for Systems of Hydraulic Gear

The article considers the method and results of the studies of dynamic properties and vibration activity of pumping units with five plungers and gearless electric drive. Also we grounded the ways to improve dynamic properties and reduce vibration activity of units for increasing their reliability and safety.

Radical methods of eliminating causes of increased HPPU vibro-activity are the following: 1) use of force pump motor drive with $n_c = 750$ rpm with high moment of inertia of the rotor, which eliminates the probability of resonance; 2) disposal from the drive gear (active source of vibration and noise); 3) use of quick-response force pump discharge valves and increased number of plungers; 4) changing from the discrete way of hydraulic fluid flow regulation to smooth running, such as frequency-controlled AM.

Implementing recommendations will remove main causes of increased HPPU vibro-activity: resonant oscillations in the drive power pump and pressure casting hydroblock; decrease by 4 times of centrifugal forces of inertia of vibration-free gear, and vibration transients, with changing types of work "load"- "discharge". Thus we achieved significant reduction of vibration and noise (not less than 20dBA), and provided social security effect of increased use of t PS and the entire system of hydraulic powered roof supports of wastewater treatment facilities.

Keywords: powered supports, gearless pumping unit, dynamic properties, vibration activity, reliability, safety.