

В.Г. Гуляев /д.т.н./

ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» (Донецк)

СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ ДЛЯ МЕХАНИЗИРОВАННЫХ КРЕПЕЙ ОЧИСТНЫХ КОМПЛЕКСОВ

Предложены способы повышения технического уровня насосных станций на основе совершенствования динамических свойств, снижения виброактивности и частотного управления электроприводом высоконапорных насосных агрегатов с целью повышения надежности и адаптивности насосных станций к условиям и режимам работы гидропривода механизированных крепей очистных комплексов.

Ключевые слова: насосный агрегат, динамические свойства, виброактивность, электропривод, безопасность, надежность, адаптивность, эффективность.

Постановка проблемы

Важной научно-технической проблемой угледобывающих стран является создание и эффективное применение надежных и высокопроизводительных очистных комплексов. Основой современных очистных комплексов служат комбайны или струги и агрегатированные с конвейером гидрофицированные крепи. Гидрофицированные крепи с автономной насосной станцией (НС) являются базой агрегатирования, управляющей положением всего очистного комплекса и отдельных его машин в пространстве лавы.

Технический уровень энергонасыщенных НС, в частности вибрационная нагруженность и надежность, определяется в основном рабочими и виброакустическими параметрами высоконапорных насосных агрегатов (ВНА), динамическими свойствами их электропривода и способом управления рабочими режимами агрегатов.

Опыт эксплуатации НС с ВНА отечественного и зарубежного производства показал, что их виброакустические характеристики, показатели надежности и адаптивности к условиям эксплуатации не соответствуют современным требованиям. Это определяет актуальность задач исследования и совершенствования ВНА – сложных управляемых динамических объектов, с целью радикального повышения технического уровня НС очистных комплексов.

Анализ последних исследований и публикаций

Теоретические и экспериментальные исследования современных ВНА_{тс} (традиционной структуры), с целью снижения их виброактивности и повышения эксплуатационной надежности и безопасности, выполнены на кафедре «Горные машины» ГОУ ВПО «Донецкий национальный

технический университет». Методы исследований, их результаты, выводы и рекомендации по повышению надежности ВНА_{тс} изложены в монографии [1].

Исследования динамических свойств электромеханических приводов ВНА с кривошипно-шатунными механизмами (КШМ), а также результаты исследований влияния характеристик приводных двигателей на динамику рабочих процессов насосных агрегатов типов СНТ32, СНТ40 и СНД100/32 позволили впервые выявить причины формирования в приводе ВНА_{тс} крутильных колебаний резонансного характера. Доказано, что несовершенство динамических свойств исследованных ВНА является одной из основных причин снижения их надежности и высокой виброакустической активности (согласно ТУ для НС типа СНД установлен корректированный уровень звуковой мощности (110 дБА), что превышает санитарную норму шума (80 дБА).

В современные НС типа СНД 150/40, СНД 300/40 и др., комплектуемые двумя насосными агрегатами и аппаратурой АУСН специалистами ГП «Донгипроуглемаш» внесен ряд усовершенствований:

– для привода агрегата принят короткозамкнутый асинхронный двигатель (АД) типа 2ЭДКОФ-250LB4-У2,5 ($n_c=1500$ об/мин) с жесткой механической характеристикой ($S_H=1,8\%$), моментом инерции ротора ($J_p=1,14$ кгм²), номинальной мощностью ($P_{2H}=110$ кВт), напряжение 1140/660 В (50 Гц) с коэффициентом перегрузочной способности $\zeta=3,2$;

– для повышения надежности и долговечности деталей агрегата, в условиях действия пульсирующих и вибрационных нагрузок, в конструкцию гидроблоков и подшипниковых узлов

агрегата внесены конструктивные и технологические изменения с целью обеспечения наработки на отказ 100 часов и ресурса на менее 15000 ч [2].

Исследование динамических свойств пятиплунжерных ВНА_{тс} насосных станций СНД 150/40 (СНД 300/40) выполнено в работе [3]. Установлено, что в условиях питания от реальной шахтной сети, $U_{\phi}=(0,85-0,9)U_{ном}$, электропривод ВНА_{тс}, при возмущении от первой гармоники, работает практически в резонансном режиме: ($z \approx 0,9-1$) при высоких значениях коэффициентов динамичности ($K_D=1,7$ для привода ВНА) и $K_D=2,5$ – для АД 2ЭДКОФ-250LB4-У2,5. При этом размахи угловой скорости АД $\tilde{\omega}_\phi=8,7$ рад/с, а неравномерность его вращения – 5,6 %.

Анализ опытных данных ИТЦ «Горные машины» показал также, что в ВНА_{тс} НС типов СНД 150/40, СНД 300/40 фиксировалось значительное число отказов после наработки ниже нормативной. Это подтверждает их недостаточную надежность и необходимость совершенствования динамических свойств и способа управления рабочими режимами ВНА.

Результаты работ [1,2,3] относятся к НС с ВНА_{тс} с трехплунжерными и пятиплунжерными силовыми насосами и дискретным способом регулирования их подачи. Электромеханический привод ВНА_{тс} подвержен интенсивным вибрационным нагрузкам резонансного характера в установившихся и переходных режимах работы. На базе результатов выполненных исследований обоснованы способы целенаправленного управления динамическими свойствами современных ВНА на стадии проектирования: переход на безредукторный привод высоконапорного насоса и отказ от дискретного способа регулирования подачи рабочей жидкости в напорную линию гидропривода крепи позволяют кардинально снизить виброактивность и повысить надежность насосного агрегата [1].

Тенденции создания современных отечественных и зарубежных НС рассмотрены в работе [4]. В их основе применение высокотехнологичного силового оборудования и автоматизированных адаптивных систем управления рабочими параметрами ВНА НС в соответствии с технологией и режимом работы очистного механизированного комплекса. Так, в работе [5] отмечаются преимущества применения плавного способа регулирования подачи насоса на основе изменения скорости вращения приводного электродвигателя с частотным преобразователем в диапазоне от 30 до 100 %. Однако при широком диапазоне регулирования скорости АД ВНА неизбежны, как правило, резонансные явления в приводе

при совпадении частоты возмущений с собственной частотой агрегата.

В работах [6,7] рассмотрены практически все возможные случаи прохождения через резонанс линейной динамической системы с одной степенью свободы, отмечены особенности их протекания с учетом демпфирования. Однако установленные закономерности и определение скорости прохождения через резонанс крутильной системы с электродвигателем выполнены без учета его динамической характеристики.

Вместе с тем известно [8, с. 42], что при высоких отношениях электромагнитной постоянной T_e АД к электромеханической постоянной привода T_{IIA} ($V_T=T_e/T_{IIA} \gg 1$), что характерно для рассматриваемых ВНА_{тс}, переходные процессы в двигателе оказывают весьма существенное влияние на значения коэффициента динамичности и амплитуды крутильных колебаний в приводе [1,3].

Таким образом, очевидна необходимость исследований динамики безредукторных ВНА_{чу} с учетом влияния переходных процессов в АД на динамические свойства и виброактивность насосного агрегата при установившихся и переходных режимах.

Цель (задачи) исследования

Целью данной работы является:

- исследование динамических процессов в ВНА_{чу} с безредукторным частотно-регулируемым приводом;
- обоснование способа частотного управления (с учетом динамических параметров системы и закона регулирования) с целью минимизации амплитуд крутильных колебаний в стационарных зарезонансных режимах работы и при прохождении через резонанс;
- оценка эффективности предложенных способов снижения амплитуд крутильных колебаний, виброактивности и шума модернизированных энергонасыщенных ВНА с пятиплунжерными насосами.

Основной материал исследования

Для совершенствования динамических свойств и снижения виброактивности ВНА_{тс} с пятиплунжерными насосами применим рекомендации работ [1,3,6,7].

Решение поставленных задач рассмотрим на примере виртуального ВНА НС типа СНДМ 180/40 с АД типа ВАО2-315М8. Динамическую модель исследуемого объекта представим в виде системы: «АД-эксцентриковый вал КШМ-пятиплунжерный силовой насос-повышающая зубчатая передача-подпиточный насос» (рис. 1),

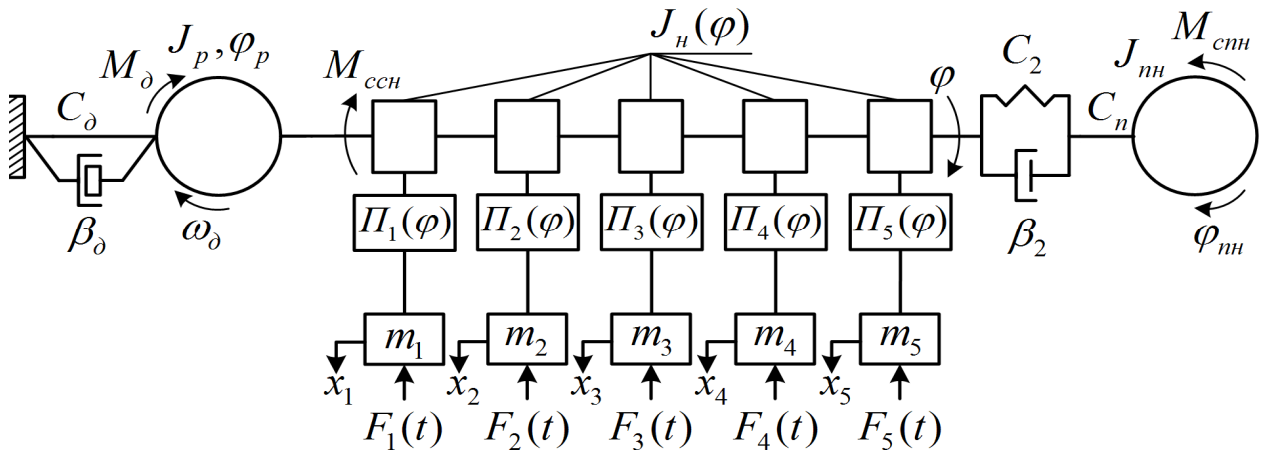


Рис. 1. Динамическая модель ВНА с безредукторным приводом силового насоса (все параметры крутильной системы приведены к валу АД):

J_p, φ_p – момент инерции и угол поворота ротора АД; ω_δ, C_δ и β_δ – угловая скорость, коэффициенты крутильной жесткости и демпфирования АД; $M_{ссп}$ – 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)

(структурная схема системы частотного управления АД рассматривается ниже).

$$\Pi(\varphi) = x \approx r[1 - \cos\varphi + 0,25\lambda(1 - \cos 2\varphi)];$$

если $\lambda = r/l \leq 0,1$, (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; $M_{ссп}$ – момент сил сопротивления в приводе подпиточного насоса.

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

1) электромеханическую систему привода агрегата, динамические свойства которой определяются в основном параметрами двигателя и 5-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.

Исследование динамических свойств ВНА с безредукторным приводом пятиплунжерного силового насоса

Пренебрегая упругими и диссипативными характеристиками механической части ВНА, уравнение его движения запишем в виде [1]:

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

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

$$\omega_\delta = \omega_0 \left[1 - v \left(M_\delta + T_s \frac{dM_\delta}{dt} \right) \right], (3)$$

где ω_δ, ω_0 – угловая скорость ротора двигателя и скорость его идеального холостого хода ($\omega_0 = \omega_c / \omega_p, c^{-1}$; ω_c – круговая частота питающей сети, p – число пар полюсов); T_s – электромагнитная постоянная времени АД ($T_s = 1/\omega_c S_k, c$, где $\omega_c = 2\pi f_c = 314 c^{-1}$ при $f_c = 50$ Гц; S_k – критическое скольжение АД); $v = S_k / 2M_k$ – крутизна статической характеристики АД.

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

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

где \bar{J}_n – постоянная составляющая суммы приведенных моментов инерции силового и подпиточного центробежного насоса; $\tilde{J}_n(\varphi)$ – пере-

менная часть момента инерции силового насоса, которой в первом приближении можно пренебречь [1].

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

$$(J_p + \bar{J}_n) \frac{d\omega_\partial}{dt} = M_\partial - M_c. \quad (4)$$

Решая совместно уравнения (3) и (4), получим:

$$\begin{aligned} \nu T_s J_{ПА} \frac{d^2\omega_\partial}{dt^2} + \nu J_{ПА} \frac{d\omega_\partial}{dt} + \frac{\omega_\partial}{\omega_0} = \\ = 1 - \nu \left(M_c + T_s \frac{dM_c}{dt} \right), \end{aligned} \quad (5)$$

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

С целью линеаризации уравнения (5) 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 $\bar{M}_\partial = \bar{M}_c$: $\bar{\omega}_\partial = \omega_0(1 - \nu \bar{M}_c)$.

Подставив полученное выражение $\bar{\omega}_\partial$ в уравнение (5), после ряда преобразований получим линеаризованное дифференциальное уравнение динамики привода ВНА в виде неоднородного уравнения второго порядка относительно переменной составляющей угловой скорости ротора электродвигателя $\tilde{\omega}_\partial$:

$$\frac{d^2\tilde{\omega}_\partial}{dt^2} + 2n \frac{d\tilde{\omega}_\partial}{dt} + k^2\tilde{\omega}_\partial = W(t), \quad (6)$$

где $n = 0,5T_s^{-1}$ – коэф. вязкости демпфирующих сил, c^{-1} ; $k^2 = (\nu T_s J_{ПА} \omega_0)^{-1}$ – квадрат собственной круговой частоты колебаний привода; правая часть уравнения (6) – это функция возмущения

$$W(t) = -\frac{1}{J_{ПА}} \left(\frac{\tilde{M}_c(t)}{T_s} + \frac{d\tilde{M}_c(t)}{dt} \right),$$

отражающая воздействие на привод моментов полезных сил сопротивления $M_{счн}(t)$ и сил инерции $M_{сц}(t)$.

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

виде:

$$\begin{aligned} M_c(t) &= M_{счн}(t) + M_{сц}(t) = \\ &= \bar{M}_c + \tilde{M}_{счн}(t) + M_{сц}(t), \end{aligned}$$

где \bar{M}_c – средняя составляющая полезной технологической нагрузки в приводе силового и подпиточного насосов; $\tilde{M}_{счн}(t)$ – переменная составляющая технологической нагрузки (силовое возбуждение); $\tilde{M}_{сц}(t)$ – переменная составляющая момента сопротивления, обусловленная действием инерционных сил в приводе насоса с КШМ с функцией положения $\Pi(\varphi)$ (кинематическое возбуждение) [1,3].

Весьма малыми переменными составляющими $\tilde{M}_{счн}(t)$ в нагрузке подпиточного центробежного насоса в первом приближении можно пренебречь.

Определив $\tilde{M}_{счн}(t)$, $\tilde{M}_{сц}(t)$ и $W(t)$, можно решить уравнение (6) и установить амплитуды и частоту крутильных колебаний ротора АД, оценить неравномерность его угловой скорости ω_∂ , наличие или отсутствие резонансных режимов.

Используя выводы работ [1,3], для достижения рекомендуемых значений коэффициентов расстройки частот $z \geq (1,5-2)$, с целью исключения резонанса в стационарном режиме, выбираем приводной АД типа ВАО2-315М8 с номинальной мощностью $P_{2н} = 132$ кВт, синхронной частотой 750 об/мин, $S_i = 1,3\%$ и $GD^2 = 350$ Нм² [3].

Необходимые для решения уравнения (6) параметры привода виртуального насосного агрегата СНДМ180/40 приведены в табл. 1.

Из табл. 1 следует, что в условиях питания от реальной шахтной сети, $U_\phi = (0,9-1)U_{ном}$, электропривод ВНА при возмущении от первой гармоники (77,48 с⁻¹) работает в зарезонансном режиме: ($z \geq 1,53-1,62$), при значениях $\nu_{П} = 0,95$ и $\nu_T = 1,2$, а следовательно, и при низких коэффициентах динамичности $K_D \leq (0,6-0,7)$.

Для этого режима работы ВНА функция возмущения

$$W(t) = -A_n \sin(\omega_s t + 54^\circ 14'),$$

где $A_n = |2353|$ рад/с³ – амплитуда первой гармоники $W(t)$, характеризующая скорость изменения углового ускорения при установившихся крутильных вибрациях.

Решением уравнения (6) при учете возмущения только от первой гармоники будет:

$$\tilde{\omega}_\partial = \tilde{\omega}_\partial^{(1)} \sin(\omega_s t + \psi_1 - \Delta_1),$$

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

| № п/п | Наименование параметра | Формула для расчета | Значение параметра |
|-------|---|--|----------------------|
| 1 | Номинальный момент АД, Н·м | $M_n = \frac{9550 P_{2n}}{n_c (1 - S_n)}$ | 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 | $v = \frac{S_k}{2M_k}$ | $7,2 \cdot 10^{-6}$ |
| 4 | Электромагнитная постоянная времени АД, с | $T_\omega = (\omega_c S_k)^{-1}$ | 0,059 |
| 5 | Момент инерции ротора АД, кгм ² | $J_p = \frac{GD^2}{4g}$ | 8,92 |
| 6 | Механическая постоянная времени АД, с | $T_m = v \omega_0 J_p$ | 0,049 |
| 7 | Отношение постоянных времени АД | $v_T = \frac{T_\omega}{T_m}$ | 1,2 |
| 8 | Приведенный к валу АД момент инерции агрегата, кгм ² | $J_{ПА} = J_p + J_n$ | 11,23 |
| 9 | Механическая постоянная привода ВНА, с | $T_{МА} = v \omega_0 J_{ПА}$ | 0,062 |
| 10 | Отношение постоянных времени привода ВНА | $v_{ТП} = \frac{T_\omega}{T_{МА}}$ | 0,95 |
| 11 | Коэффициент крутильной жесткости АД, Нм/рад | $C_\delta = 2pM_k$ | 29971,1 (26974,0) |
| 12 | Собственная частота привода без учета демпфирования, с ⁻¹ | $K'_n = \sqrt{\frac{C_\delta}{J_{ПА}}}$ | 51,2 (48,5) |
| 13 | Коэффициент вязкости демпфирующих сил, с ⁻¹ | $n = 0,5T_\omega^{-1}$ | 8,47 |
| 14 | Относительный коэффициент демпфирования | $\delta = \frac{n}{K_{np}}$ | 0,165 |
| 15 | Собственная частота колебаний привода с учетом демпфирования, с ⁻¹ | $K_{II} = K_{II} \sqrt{1 - \delta^{-2}}$ | 50,48 (47,84) |
| 16 | Частота возмущений от эксцентрикового вала КШМ, с ⁻¹ | $\omega_\omega = \frac{\pi n_\omega}{30}$ | 77,48 |
| 17 | Коэффициент расстройки частот возмущений и собственной | $z = \frac{\omega_\omega}{K_{np}}$ | 1,53 (1,62) |
| 18 | Коэффициент динамичности | $K_D = ((1 - z^2)^2 + 4\delta^2 z^2)^{-0,5}$ | 0,7 (0,6) |
| 19 | Амплитуда $M_c(t)$ инерционных сил, Нм | $\tilde{M}_c(t) = A_n \sin(\omega_\omega t + \varphi)$ | 285,58 |
| 20 | Амплитуда возмущений $W(t)$, рад/с ³ | $W(t) = \frac{T_\omega^{-1} \tilde{M}_c(t) + \frac{d\tilde{M}_c(t)}{dt}}{J_{ПА}}$ | 2353,5 |
| 21 | Амплитуда первой гармоники угловой скорости АД, рад/с | $\tilde{\omega}_\delta^{(1)} = \frac{A_n}{\sqrt{(K_{np}^2 - \omega_\omega^2) + 4n^2 \omega_\omega^2}} = 0,47 - 0,55 \text{ рад/с}$ | (0,47-0,55) |
| 22 | Неравномерность скорости вращения АД (эксц. вала), % | $\frac{2\tilde{\omega}_\delta^{(1)}}{\omega_\delta} \cdot 100\%$ | 1,42 (1,22) |

Примечание: В скобках указаны значения соответствующих параметров при $U_\phi=0,9U_{ном}(В)$; снижение U_ϕ приводит к уменьшению жесткости механической характеристики АД и коэффициента динамичности.

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 $K_D = 0,6-0,7$, будет:

$$\tilde{\omega}_0^{(1)} = \frac{A_n}{\sqrt{(K_{np}^2 - \omega_3^2) + 4n^2\omega_3^2}} = 0,47 - 0,55 \text{ рад/с}.$$

Размахи $\tilde{\omega}_0$ при крутильных вибрациях ротора на частоте $77,48 \text{ с}^{-1}$ составляют $2\tilde{\omega}_0^{(1)} = 1,1 \text{ рад/с}$, неравномерность угловой скорости ротора АД – $1,42\%$, а при $K_D = 0,6-1,22\%$.

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 $i=1-n$ – число гармоник, кратных основной частоте возмущений ω_3 ; A_i, φ_i – амплитуда и фаза i -той гармоники (гармониками выше второй можно, как правило, пренебречь).

Отметим, что крутильные колебания в приводе ВНА_{ТС} СНД 150/40 с АД типа 2ЭДКОФ-250LB4 ($n_c = 1500 \text{ об/мин}$) характеризуются [3]: значением $v_T \gg 1$, размахами колебаний угловой скорости АД $\tilde{\omega}_0 = 8,7 \text{ рад/с}$ и неравномерностью его вращения $5,6\%$. Анализ полученных результатов подтверждает обоснованность рекомендованных в работах [1,3] способов совершенствования динамических свойств ВНА путем оптимизации их структуры и параметров приводных двигателей.

При номинальном режиме работы рассматриваемых 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 $M_{cн}(t) \approx (1600 + 80\cos(\omega_3 t) - 12\cos(2\omega_3 t)) \text{ Нм}$, где амплитуда первой гармоники 80 Нм соответствует неравномерности подачи пятиплунжерного насоса – 5% .

Выбор способа частотного управления.

Для разработки ВНА_{ЧУ} с безредукторным электроприводом, обеспечивающим зарезонансный, практически безвибрационный установившийся режим работы, необходимо:

1) обосновать рациональный диапазон и способ частотного управления АД;

2) исследовать процессы прохождения через резонанс системы электропривода ВНА_{ЧУ} как при возрастающей, так и при снижающейся частоте кинематических и силовых возмущений.

Для снижения коэффициентов динамичности и виброактивности ВНА с пятиплунжерными насосами в переходных режимах при частотном управлении скоростью АД ВАО2-315М8 можно применить рекомендации работ [6,7], совместив при этом диапазон регулирования скорости АД с зарезонансной областью $1,5 \leq z \leq 2,5$. При этом коэффициенты динамичности будут изменяться в диапазоне $K_D \leq (0,6-0,9)$.

В общем случае, как известно [9], при частотном управлении АД напряжение на зажимах статора может регулироваться как в функции частоты ($\alpha = f_1/f_{1н}$), так и в функции момента нагрузки M_c . При этом изменяются все физические величины, характеризующие рабочий режим двигателя: напряжение на его зажимах $U_1 \cong E_1$, магнитный поток Φ_1 , вращающий момент M_1 , мощность P_0 , перегрузочная способность двигателя $\xi = \frac{M_k}{M_n}$ и скорость ω .

Если в диапазоне регулирования частоты от f_1 до $f_{1н}$ необходимо обеспечить практически постоянную перегрузочную способность двигателя при различных моментах нагрузки M_1 и M_n , то требуется выполнить условие:

$$\frac{E_1}{E_{1н}} = \frac{f_1}{f_{1н}} \left(\frac{M_1}{M_n} \right)^{-0,5}.$$

При $M_1 = M_n = const$ напряжение, подводимое к статору двигателя, должно изменяться пропорционально частоте тока.

В области $\alpha = f_1/f_{1н} \leq 1$ ($f_{1н} = 50 \text{ Гц}$) управление по минимуму тока близко к оптимальному в смысле минимума энергетических потерь. Поэтому, с учетом относительной простоты его реализации, управление по минимуму тока можно считать технически оптимальным управлением.

Лучшими показателями адаптивности и экономичности обладают, как известно [9], системы оптимального частотного регулирования по минимуму потребляемой двигателем активной мощности, при обеспечении заданных моментных характеристик во всем диапазоне частот. Поэтому в основу разработки можно принять структурную схему оптимального частотного управления по минимуму потерь, предложенную в работе [9, рис. 6 и 19, с. 199].

Оценку динамики переходных процессов в ВНА_{ЧУ} можно выполнить приближенно, по-

скольку в рассматриваемых электрогидродинамических системах двигатель обладает значительным резервом мощности. Это позволяет не учитывать обратную связь двигателя с нагрузкой в переходных режимах пуска, выбега и прохождения через резонанс. Следовательно, вместо уравнения динамической характеристики АД (3) можно использовать статическую механическую характеристику Клосса: $M(s)=2M_k(s/s_k+s_k/s)^{-1}$, которая в функции угловой скорости имеет вид:

$$M(\omega_\delta) = M_k s_k \left(1 - \frac{\omega_\delta}{\omega_0} \right) \left(1 + s_k^2 + \left(\frac{\omega_\delta}{\omega_0} \right)^2 - 2 \frac{\omega_\delta}{\omega_0} \right)^{-1}.$$

Угловое ускорение $\varepsilon(t)$ в переходном режиме определяем по формуле:

$$\varepsilon(t) = \frac{[M(\omega_\delta) - M_c(\omega_\delta)]}{J_{na}}.$$

Момент сил сопротивления $M_c(\omega_\delta)$ при пуске АД без нагрузки можно принять в первом приближении равным нулю. При разгоне под действием технологической нагрузки, пропорциональной угловой скорости силового насоса, момент сил сопротивления можно выразить как:

$$M_c(\omega_\delta) = M_n \left(\frac{\omega_\delta}{\omega_0} \right) (1 - s_n)^{-1},$$

где s_n – номинальное скольжение АД.

Под действием неуравновешенной инерционной нагрузки, зависящей от квадрата переменной угловой скорости привода ВНА, момент сил сопротивления рекомендуется определять по зависимости [7]:

$$M_c(\omega_\delta) = M_n \left(\frac{\omega_\delta}{\omega_0} \right)^2 (1 - s_n)^{-2}.$$

Используя выражения $M(\omega_\delta)$ и $M_c(\omega_\delta)$, можно оценить характер изменения углового ускорения $\varepsilon(t)$ и длительность рассматриваемых переходных режимов.

В высоконагруженных лавах оба насосных агрегата включаются в параллельную работу на общую магистраль лавокомплекта крепи. При этом необходимо обеспечить равномерную нагрузку приводных двигателей в рабочем частотном диапазоне с учетом отличий их механических характеристик.

Уравнение механической характеристики частотно-регулируемого АД можно представить

в виде: $M_i = 2M_k \alpha_f^\delta / (s_i \alpha_f / s_k + s_k / s_i \alpha_f)^{-1}$, а закон регулирования: $\underline{U} = \underline{U}_n \alpha_f^\delta$, где M_i и s_i – i -тые значения момента и скольжения ($i=1, 2$); M_k – критический момент двигателя; $\alpha_f = f / f_n$ – относительная частота напряжения (тока) статора; $f_n = 50$ Гц – номинальная частота напряжения (тока) статора; δ – характеристика закона регулирования: $\delta=1$, если $\alpha_f < 1$, при $\alpha_f > 1$ $\delta=0$; \underline{U} и \underline{U}_n – напряжение на статоре и номинальное напряжение.

Устойчивый момент частотно-регулируемого АД можно определить по зависимости:

$$M_y(\alpha_f) = M_k(\alpha_f)(1 + 3v)^{-1},$$

где $v \in (0, 12-0, 13)$ – коэффициент вариации нагрузки привода ВНА при $0,7 \leq \alpha_f \leq 1,2$.

В тех случаях, когда нельзя пренебречь переменным приведенным к АД моментом инерции механизма привода ВНА, необходимо применять математическую модель движения ВНА на основе уравнений (1), (2), (3), т.е. с учетом периодической изменчивости кинетической энергии насосного агрегата и динамической характеристики асинхронного двигателя.

Окончательно схема и закон частотного управления приводом ВНА_{чп} должны быть адаптированы к технологии и режиму работы оборудования очистного комплекса путем согласования их с принятыми средствами автоматизации. В насосных станциях, комплектуемых двумя энергонасыщенными ВНА, можно, по видимому, применить частотно-регулируемый электропривод фирмы «Бройер Моторен», обеспечивающий постоянство вращающего момента в широком диапазоне регулирования скорости двух взаимосвязанных АД [10].

Выводы

Реализация предлагаемых технических решений (применительно к ВНА_{чп} СНДМ 180/40 с АД ВАО2-315 с $P_2=132$ кВт; $n_c=750$ об/мин и маховым моментом $GD^2=350$ Нм² в условиях питания от реальной шахтной сети) позволяет:

1. Получить в номинальном рабочем режиме коэффициент расстройки частот $Z=1,53-1,62$ и исключить возможность стационарных резонансных крутильных колебаний в приводе – основную причину интенсивных вибраций ВНА;

2. Обеспечить высокую равномерность скорости вращения АД и эксцентрикового вала при работе ВНА в зарезонансной зоне с коэффициентами усиления $K_{дл} \leq (0,6-0,7)$ при пониженных уровнях вибраций и шума;

3. Исключить из состава привода ВНА_{тс} понижающую зубчатую передачу ($U_{зп}=2,5$) – активный источник вибрации и шума;

4. 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-плунжерным насосом;

5. Адаптировать к технологии работы и эксплуатационным потребностям очистного комплекса рабочие параметры ВНА_ч при плавном регулировании частоты вращения эксцентрикового вала в диапазоне 518-900 об/мин при $0,7 \leq \alpha_f \leq 1,2$ ($f_{in}=50$ Гц).

Факторами повышения ресурса и снижения виброактивности рассматриваемых ВНА являются: устранение из состава привода зубчатой передачи, исключение резонансных крутильных колебаний в приводе силового насоса в номинальном стационарном режиме и существенное уменьшение амплитуд колебаний в области частотного регулирования в зарезонансной зоне при $K_d < 1$. Кроме того, в четыре раза (по сравнению с $n_c=1500$ об/мин) уменьшаются центробежные силы от вращающихся ротора двигателя и эксцентрикового вала, при допустимых (остаточных) уровнях их динамической неуравновешенности.

Ожидаемый эффект – повышение ресурса ВНА до проектных значений (не менее 15000 ч) и снижение уровня звуковой мощности не менее, чем на 20 дБА.

Список литературы

1. Гуляев В.Г. Виброакустические процессы и надежность гидроэнергетических установок очистных комплексов: монография / В.Г. Гуляев, К.В. Гуляев, С.А. Китаева. – Донецк: ООО «Технопарк ДонГТУ «УНИТЕХ», 2012. – 224 с.
2. Насосные станции ГП «Донгипроуглемаш»

нового поколения как источник гидравлической энергии в составе гидропривода механизированных крепей / В.В. Косарев [и др.] // Сб. науч. тр. ГП «Донгипроуглемаш». – Донецк: ГП «Донгипроуглемаш». – 2008. – С. 484-492.

3. Гуляев В.Г. Способы повышения надежности насосных агрегатов для систем гидропривода механизированных крепей / В.Г. Гуляев, И.А. Квитковский, С.А. Китаева // Вести Донецкого горного института. – 2013. – №1. – С. 117-131.
4. Тенденции и проблемы создания современных насосных станций для угледобывающих комплексов / В.Г. Гуляев [и др.] // Наук. пр. Донецького національного технічного університету. – 2013. – Вып.1(25). – С. 57-71. (сер.: гірничо-електромеханічна).
5. Замланд У. Преимущества использования рядных поршневых насосов с применением электродвигателей с частотным преобразователем / У. Замланд, А. Дайк, С.А. Кузнецов // Глюкауф. – 2011. – №1(2). – С. 78.
6. Голоскоков Е.Г. Нестационарные колебания механических систем / Е.Г. Голоскоков, А.П. Филиппов. – К.: Наукова думка, 1966. – 336 с.
7. Филиппов А.П. Колебания деформируемых систем. – М.: Машиностроение, 1970. – 736 с.
8. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов. – Л.: Машиностроение, 1969. – 370 с.
9. Сандлер А.С. Автоматическое частотное управление асинхронными двигателями / А.С. Сандлер, Р.С. Сарбатов. – М.: Энергия, 1974. – 328 с.
10. Тишкевитц А. Электроприводы фирмы «Бройер Моторен» с регулируемой частотой вращения // Глюкауф. – 2012. – №1(2). – С. 38-40.

V.G. Gulyaev /Dr.Sci. (Eng.)/
Donetsk National Technical University (Donetsk)

WAYS TO IMPROVE THE TECHNICAL LEVEL OF PUMPING STATIONS FOR MECHANIZED ROOF SUPPORTS OF THE SHEARERS

Background. The relevance of raising the technical level of the pumping stations for the hydraulic systems of powered roof supports is due to the mismatch of the vibratory and operational characteristics of high-pressure pump units (HPPU) to modern requirements and adaptivity of their operating parameters to technology and modes of operation of shearer systems. The technical level of the pump stations is mainly determined by dynamic properties and vibratory activity of HPPU with an electro-mechanical actuator, which significantly depend on the structure of the unit, the dynamic characteristics of drive motors, kinematic and dynamic characteristics of the crank mechanism, and characteristics of the power pump and method of regulating its operating parameters.

Materials and/or methods. In the paper the results of previously performed investigations of pumping units of the traditional structure analyzed, mathematical models for the dynamics of direct-drive pumping units with five-plunger pumps developed and implemented in the form of a linear differential

equation of second order with respect to the variable component of the angular velocity of the asynchronous motor (AM), considering the dynamic characteristics of AM and its interaction with the power pump. The developed dynamic and mathematical models of HPPU allow at the design stage to specifically control the dynamic properties and vibratory activity of pumping units based on the optimization of their structure and parameters to improve the operational adaptivity, reliability, and security. Considered are the methods of frequency control of the electric drives of HPPU, and selection of the most technically optimal way of controlling the AM at the minimal losses justified while providing the desired torque characteristics of the engines in the ranges of rotation frequency regulation. The dynamic properties of the direct-drive high-pressure pumping units type SNDM 180/40 with a frequency controlled asynchronous motor provide the above resonance mode of operation of the unit at high smoothness of a low-speed engine and the eccentric shaft of the drive of a five-plunger power pump in stationary and transient frequency regulation at lowered (approximately to 20 dBA) levels of vibroacoustic characteristics.

Results. The obtained results can be used as the scientific and methodological basis for solving the above-mentioned problems, and for the project development of the modernization of high-pressure five-plunger pumping units type SND150/40 with a variable frequency drive.

Conclusion. In the future, it is advisable to perform studies of the dynamics of powerful high-speed pumping units taking into account the trends of extending the range of frequency control of asynchronous motors, increasing velocities and accelerations of the rotating and reciprocating masses in the drive of the power pump.

Keywords: pumping unit, electric drive, dynamic properties, vibratory activity, safety, reliability, adaptability, efficiency.

Сведения об авторе

В.Г. Гуляев

SPIN-код: 8179-6566

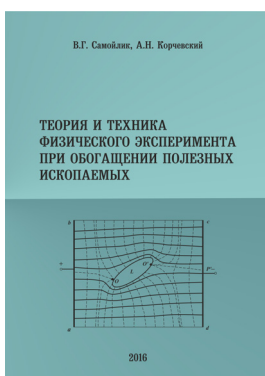
Телефон: +380 (95) 748-72-32

Эл. почта: vggulyaev@gmail.com

Статья поступила 04.11.2016 г.

© В.Г. Гуляев, 2016

Рецензент д.т.н., проф. А.П. Кононенко



Новинки Изд-ва «ДОНЕЦКАЯ ПОЛИТЕХНИКА»

Теория и техника физического эксперимента при обогащении полезных ископаемых: уч. пособ. / В.Г. Самойлик, А.Н. Корчевский. – Донецк: ООО «Технопарк ДонГТУ «УНИТЕХ», 2016. – 205 с. ISBN 978-966-8248-74-0

Изложены основные понятия об измерениях физических величин. Приведены теоретические основы физического моделирования технологических процессов, результаты исследований, связанных с моделированием и расчётом схем обогащения. Изложены методы планирования, проведения эксперимента и обработки результатов исследований.