

УДК 622.87:613.644

**В. Г. Гуляев**, докт. техн. наук, проф., **К. В. Гуляев**, канд. техн. наук, Донецкий национальный технический университет, **С. А. Китаева**, аспирант, **В. И. Эренбург**, канд. техн. наук, Государственный Макеевский научно-исследовательский институт по безопасности работ в горной промышленности

## **ВЫСОКОНАПОРНЫЙ НАСОСНЫЙ АГРЕГАТ С ПОНИЖЕННЫМИ УРОВНЯМИ ВИБРАЦИИ И ШУМА**

*Приведены обоснования целесообразности совершенствования структуры и параметров привода насосных агрегатов с целью снижения генерируемых ими вибраций и шума.*

**насосный агрегат, динамические свойства, вибрация, шум**

***Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.*** Важной научно-технической проблемой для угольной отрасли Украины является создание и широкое применение высокопроизводительных и надежных очистных комплексов на базе гидрофицированных крепей. Важнейшей составной частью систем гидропривода механизированных крепей является высоконапорный насосный агрегат (ВНА), так как его рабочие параметры и показатели надежности должны обеспечивать эффективную и безопасную работу оборудования комплекса и обслуживающего персонала. Главными рабочими параметрами ВНА современных насосных станций типа СНТ и СНД являются номинальные значения давления (32 или 40 МПа) и подачи (100-150 л/мин). Мощность приводных двигателей ВНА СНТ32 (СНД100/32) равна 55кВт, СНТ40 (СНД150/40) – 110 кВт, синхронная скорость двигателей - 1500 об/мин.

Структура ВНА указанных выше, а также ряда известных зарубежных насосных станций (например, фирмы Хаухинко) характеризуется применением в приводе главного (эксцентрикового) вала силового насоса: электродвигателя, понижающей зубчатой передачи ( $U=2,5-3,0$ ), кривошипно-шатунных механизмов, сообщающих возвратно-поступательное движение ползунам- толкателям и плунжерам в поршневых блоках насоса, связанных посредством клапанных распределителей с гидролиниями напора и подпитки, а также с системой управления.

Каждый из указанных выше элементов ВНА представляет собой активный источник вибрации и шума, причем природа формирования виброакустических процессов отдельными источниками различна [1, 2]. Поэтому исследование закономерностей формирования виброакустических процессов и разработка технических решений по их радикальному снижению является актуальной научной и практической задачей обеспечения безопасных условий труда.

**Анализ исследований и публикаций.** Теоретическими исследованиями установлено, что принятые в насосных станциях СНТ и СНД структура ВНА и параметры приводных двигателей обуславливают неоптимальные динамические свойства насосных агрегатов. Так, работа ВНА насосных станций СНТ 32 сопровождается резонансными крутильными колебаниями в приводе силового насоса [3], а приводы с двигателями в составе ВНА СНТ 40 работают в околорезонансных режимах крутильных колебаний [4]. Установлено, что динамическая взаимосвязанность крутильных и продольных горизонтальных и вертикальных вибраций гидроблоков через зубчатую передачу и кривошипно-шатунные механизмы существенно ухудшает виброакустические характеристики ВНА и снижает надежность силовых деталей, подверженных действию интенсивной вибрации. В режимах разгрузки силового насоса вибрация и шум, генерируемые зубчатой передачей, возрастают из-за перекладки боковых зазоров в зацеплении [3].

Вибрация и шум отрицательно влияют и на обслуживающий персонал, снижая его функциональные возможности, и повышают вероятность возникновения опасных ситуаций в очистном забое из-за отказов ВНА насосных станций, а также в зонах действия шума на штоке.

Техническими условиями ТУ29.1-00174065-147-2003 на насосные станции СНТ и СНД установлен скорректированный уровень звукового давления 110 дБА. Допустимый уровень вибрации ВНА насосных станций не нормируется. В то же время экспериментальные исследования показывают, что при эксплуатации насосных станций уровни виброскорости могут достигать опасных значений (до 10-17 мм/с), характерных для зон С и D по ГОСТ ИСО 10816-1-97 [5].

**Постановка задач исследования.** Задачами данной работы являются обоснования целесообразности реализации технических решений по совершенствованию структуры и параметров ВНА с целью кардинального снижения генерируемых уровней вибрации и шума

для обеспечения надежности насосного агрегата и безопасных условий труда.

**Изложение материала и результаты.** В заключении работы [3] были сформулированы рекомендации по совершенствованию динамических свойств ВНА путем перехода от традиционной структуры на упрощенную – безредукторный привод силового насоса от тихоходного асинхронного электродвигателя. Такое техническое решение позволяет:

1) исключить из состава привода ВНА понижающую косозубую передачу – источник крутильных и осевых вибраций и шума, обусловленных колебаниями мгновенных значений передаточного числа, изменениями жесткости зубьев по фазе зацепления (и ударами зубьев от перекладки бокового зазора при работе в режиме разгрузки силового насоса) [1, 3]. Ожидаемая эффективность, снижения уровня шума – на 8-10 дБА [8];

2) применение приводного электродвигателя с синхронной частотой вращения 750 или 600 об/мин и повышенным массовым моментом инерции ротора позволяет снизить частоту собственных колебаний привода и получить коэффициент расстройки частот возмущений и собственной не менее 1,5, исключив тем самым возможность резонансных крутильных колебаний в приводе ВНА;

3) снижение в 2 или в 2,5 раза угловой скорости приводного двигателя позволяет в 4 или 6,25 раза уменьшить центробежные силы инерции от динамической неуравновешенности двигателя и соединительной муфты – источник их внешней виброактивности – и существенно снизить генерируемые ими вибрацию и шум.

Приведем обоснование целесообразности применения тихоходных двигателей в приводе силовых насосов для исключения возможности резонансных крутильных колебаний. В качестве примера рассмотрим асинхронные двигатели (АД) типов 2ВР280S8 и 2ВР280М8 с синхронной частотой вращения  $n_c=750$  об/мин. Характеристики двигателей приведены в таблице 1 [6].

Из табл. 1 видно, что массовые моменты инерции роторов рассматриваемых АД, примерно в 7-8 раз выше, чем у применяемых двигателей типа 2ЭДКОФ250М4 той же мощности с  $n_c=1500$  об/мин.

Как показано в работе [3], динамика насосного агрегата при учете динамической характеристики АД и постоянной составляющей момента инерции силового насоса (агрегата) описывается линеаризо-

ванним и дифференциальным уравнением второго порядка относительно переменной составляющей скорости двигателя  $\tilde{\omega}_\partial$

Таблица 1. Характеристики АД для безредукторного привода насосных агрегатов типа СНТ 32 (СНД 100/32)

Тип АД	Номинальная мощность, кВт	При номинальной нагрузке			$\frac{M_{пуск}}{M_n}$	$\frac{M_{max}}{M_n}$	$\frac{J_n}{J_n}$	$\frac{GD^2, H \cdot m^2}{J_p, кг \cdot m^2}$	Масса, кг
		$S_n, \%$	КПД, %	$\cos\phi$					
2BP280S8	55	2,0	92,4	0,83	1,6	2,5	5,5	$\frac{162}{4,13}$	845
2BP280M8	75	2,0	92,6	0,84	1,6	2,5	5,5	$\frac{186}{4,74}$	905

$$\frac{d^2 \tilde{\omega}_\partial}{dt^2} + 2n \frac{d\tilde{\omega}_\partial}{dt} + k^2 \tilde{\omega}_\partial = W(t), \quad (1)$$

где  $n = 0,5 T_\partial^{-1}$  – коэффициент вязкости демпфирующих сил,  $c^{-1}$

$k^2 = (\nu T_\partial J_{ПА} \omega_0)^{-1}$  – квадрат собственной частоты колебаний

привода агрегата;

$$W(t) = -\frac{1}{J_{ПА}} \left( \frac{\tilde{M}_c(t)}{T_\partial} + \frac{d\tilde{M}_c}{dt} \right) - \text{функция возмущения, характери-}$$

зующая в общем случае силовые технологические и кинематические возмущения, формируемые в ВНА с кривошипно-шатунными механизмами в приводе силового насоса.

Без потери общности, рассмотрим случай работы ВНА в режиме разгрузки силового насоса ( $Q_n=0$ ;  $p_n=0$ ). При этом, суммарный момент сил сопротивления, приведенный к валу АД будет:

$$\tilde{M}_c(t) = 285,8 \sin(\omega_\partial t + 54^{\circ}14') \quad (2)$$

где  $A_2=285,8$  Нм – амплитуда кинематического возмущения, формируемого инерционными силами кривошипно-шатунных механизмов трехплунжерного силового насоса [3];

$\omega_\partial$  – частота возмущений от эксцентрикового вала кривошипно-шатунного механизма.

При этом амплитуда возмущения  $W(t) = -A_n \sin(\omega_\partial t + 54^{\circ}14')$ , отражает только действие момента инерционных сил (2), численные значения ее модуля приведены в табл. 2, «статическая» амплитуда

(отклонение скорости двигателя  $\omega_\partial$  под действием  $A_n$ :  $\tilde{\omega}_{\text{ст}} = \frac{A_n}{C_\partial}$ , где  $C_\partial = 2pM_k$  – крутильная жесткость АД.

Амплитуда первой гармоники скорости двигателя  $\tilde{\omega}_\partial^{(1)}$

$$\tilde{\omega}_\partial^{(1)} = \tilde{\omega}_{\text{ст}} \cdot K_\partial = \frac{A_n}{C_\partial} \cdot \frac{1}{\sqrt{(1-z^2)^2 + 4\delta^2 z^2}}, \quad (3)$$

где  $z = \frac{\omega_\partial}{k}$  – коэффициент расстройки частот  $\omega_\partial$  и  $k$ ;

$\delta$  – безразмерный коэффициент демпфирования ( $\delta = n/k$ ).

Параметры виртуальных ВНА и их приводных двигателей, необходимые для решения уравнений (1) и (3), приведены в таблице 2.

Таблица 2. Параметры виртуальных ВНА и их приводных двигателей с  $n_c=750$  об/мин

№ п/п	Наименование параметра (характеристики), размерность	Формула для расчета	Значение параметров для двигателей	
			2BP280S8	2BP280M8
1	2	3	4	5
1	Номинальная мощность, кВт	$P_H = \frac{M_H \cdot n_H}{9550}$	55	75
2	Номинальный момент, Н·м	$M_H = 9550 \frac{P_H}{n_H}$	714,6	974,5
3	Критическое скольжение АД, %	$S_K = S_H (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1})$	9,6	9,6
4	Крутизна статической характеристики АД, (Н·м) <sup>-1</sup>	$\nu = \frac{S_K}{2M_K}$	$26,8 \cdot 10^{-6}$	$19,7 \cdot 10^{-6}$
5	Электромагнитная постоянная времени АД, с	$T_\partial = (\omega_c S_K)^{-1}$	0,033	0,033
6	Момент инерции ротора АД, кгм <sup>2</sup>	$J_P = \frac{GD^2}{4g}$	4,13	4,74
7	Момент инерции привода ВНА, кгм <sup>2</sup>	$J_{ПА} = J_P + \tilde{J}_M$	5,11	6,52
8	Крутильная жесткость АД, Нм/рад	$C = 2pM_K$	14292,4	19490,0

## Продолжение таблицы 2

1	2	3	4	5
9	Собственная частота колебаний привода ВНА, $c^{-1}$	$K = \sqrt{\frac{C_{\partial}}{J_{ПА}}}$	52,4	54,1
10	Собственная частота АД, $c^{-1}$	$K_0 = \sqrt{\frac{C_{\partial}}{J_p}}$	58,26	63,5
11	Механическая постоянная времени привода, с	$T_{МА} = \nu \omega_0 J_{ПА}$	0,0109	0,01
12	Отношение постоянных времени	$\nu_T = T_{\partial} / T_{МА}$	3,02	3,3
13	Частота возмущений, $c^{-1}$	$\omega_{\partial} = \frac{\pi n_c (1 - S_H)}{30}$	76,93	76,93
14	Коэффициент расстройки частот	$z = \omega_{\partial} / k$	1,5	1,42
15	Коэффициент динамичности при указанных $z$	$K_{\partial} = (\sqrt{(1 - z^2) + 4\delta^2 z^2})$	0,7	0,8
16	Амплитуда $\tilde{M}_c(t)$ от действия инерционных сил, Н·м	см. [3]	285,58	285,58
17	Амплитуда возмущения $W(t)$ , рад/с <sup>3</sup>	$A_n \sin(\omega_{\partial} t + \varphi)$	462,44	413,11
18	Амплитуда первой гармоники угловой скорости АД, рад/с	$\tilde{\omega}^{(1)} = \tilde{\omega}_{ст} \cdot K_{\partial}$	0,226	0,17
19	Неравномерность скорости вращения АД, %	$\frac{2\tilde{\omega}_{\partial}^{(1)}}{\tilde{\omega}_{\partial}} \cdot 100\%$	0,59	0,44

Анализ данных табл. 2 показывает, что в обоих случаях приводы ВНА работают в зарезонансных режимах при  $z=1,42-1,5$  с коэффициентами динамичности  $K_{\partial} < 1$ . При этом неравномерность скорости вращения двигателей не превышает долей одного процента. Таким образом, применение рассмотренных выше АД полностью исключает возможность крутильных колебаний резонансного характера на частотах  $K=52,4 c^{-1}$  и  $K=54,1 c^{-1}$  и обеспечивает плавность их вращения при силовых и кинематических возмущениях с частотой  $\omega_{\partial}=76,93 c^{-1}$ .

Такие динамические свойства безредукторного, тихоходного привода ВНА позволяют существенно снизить пульсации электромагнитного момента АД, его нагрев и виброакустическую активность.

При частоте вращения эксцентрикового вала 750 об/мин, необходимая мощность привода силового насоса с параметрами СНТ 32 составляет 75 кВт, что соответствует мощности двигателя 2ВР280М8.

Увеличение числа пар полюсов (снижение скорости вращения) асинхронных двигателей позволяет снизить вибрации их статорных обмоток и повышает ресурс. Так, в работе [7] изложены результаты экспериментальных исследований влияния числа пар полюсов асинхронного двигателя ВРП мощностью 45 кВт на вибрации его статорной обмотки, см. табл.3.

Таблица 3. Вибрации статорной обмотки АД ВРП

Тип электро-двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, $n_c$ , об/мин	Амплитуда вибрации статорной обмотки, мкм		
			при пуске	на частоте 100 Гц	на собственной частоте
ВРП200L2	45	3000	178,0	72,5	178
ВРП200L2	45	1500	170,0	62,0	94,0
ВРП200L2	45	1000	157,0	36,5	65,0

Данные табл. 3 показывают, что снижение частот вращения  $n_c$  три раза сопровождалось уменьшением амплитуд вибрации обмоток статора под действием электромагнитных сил: при пуске в 1,13 раза; на частоте основного электромагнитного взаимодействия (100Гц) – в 1,98 раза; на собственной частоте (180-200 Гц) – в 2,7 раза [7].

Есть все основания полагать, что примерно такой же эффект будет получен и для двигателей других типов, применяемых для привода насосных агрегатов. Недостатком тихоходных двигателей с  $n_c=750$  об/мин и  $n_c=600$  об/мин является их относительно повышенные массогабаритные параметры.

Кроме того, уменьшение синхронной скорости вращения приводного двигателя обуславливает следующие преимущества [8,9]:

- 1) при одной и той же величине остаточной динамической неуравновешенности ротора и соединительной муфты, вращающиеся центробежные силы (источник внешней виброактивности) снизятся в 4 раза (при  $n_c=750$  об/мин) и в 6,25 раза

(при  $n_c=600$  об/мин) по отношению к центробежным силам при  $n_c=1500$  об/мин;

2) снижение уровня виброактивности подшипников  $\Delta L_{\ddot{x}}$

$$\Delta L_{\ddot{x}} = 20 \lg \frac{n_2}{n_1}, \text{ дБ} \quad (4)$$

на 6 дБ при  $n_c=750$  об/мин и на 8 дБ при  $n_c=600$  об/мин;

3) снижение уровня аэродинамического шума электродвигателя с самовентиляцией на расстоянии 0,5 м от корпуса можно оценить, используя формулу [9]

$$L = 10 \lg N + 20 \lg n + 5 \text{ дБ}, \quad (5)$$

где  $L$  – уровень аэродинамического шума, дБ,

$N$  – мощность электродвигателя,

$n$  – скорость вращения двигателя, об/мин.

Из формулы (5) видно, что при равных значениях  $N$ , снижение  $n$  обеспечивает уменьшение уровня аэродинамического шума.

Согласно (5)  $L_{1500}=85,6$  дБ,  $L_{750}=79,5$  дБ,  $L_{600}=77,6$  дБ, следовательно, уменьшение уровня аэродинамического шума двигателей равной мощности составляет 6,1 дБ при  $n_c=750$  об/мин и 8,0 дБ при  $n_c=600$  об/мин по отношению к уровню  $L_{1500}=85,6$  дБ;

4) снижение общего уровня вибрации электродвигателей равной мощности при переходе от 1500 об/мин на 750 об/мин или 600 об/мин, можно оценить по формуле [9]

$$\Delta L = 10 \lg \left( \frac{N_2}{N_1} \right)^\lambda \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^k, \text{ дБ}, \quad (6)$$

где  $\lambda=0,4-0,6$ ;  $k=0,5-1,5$ .

Принимая  $\lambda=0,5$  и  $k=1$ , получаем  $\Delta L=-3$  дБ при  $n_2=750$  об/мин и  $\Delta L=-4,01$  дБ при  $n_2=600$  об/мин.

Таким образом, можно заключить:

- 1) переход на тихоходный приводной двигатель позволяет упростить структуру ВНА – исключить зубчатую передачу – активный источник вибрации;
- 2) увеличение числа пар полюсов и момента инерции ротора двигателя позволяет развести между собой собственную частоту колебаний и частоту возмущений и, следовательно, исключить резонансные режимы крутильных колебаний;
- 3) снижение частоты вращения двигателя в 2–2,5 раза обеспечивает уменьшение общего уровня вибраций двигателя и отдельных



его составляющих, а также соединительной муфты, что обеспечивает существенное улучшение динамических свойств агрегата;

- 4) улучшение виброакустических характеристик насосного агрегата способствует повышению его надежности и безопасности условий труда обслуживающего персонала.

Для повышения эффективности использования рекомендаций, целесообразно выполнять балансировку роторов электродвигателей в собственных подшипниках и в собственном корпусе, а также реализовать конструктивно-технологические меры, изложенные в работе [2].

При этом удельный дисбаланс ротора не должен превышать 2,5 мкм. Виброизоляция корпуса двигателя должна достигаться на стадии проектирования путем оптимального сочетания числа пазов статора и ротора и применения скоса пазов на одно пазовое деление.

Среднее значение виброскорости корпуса не должно превышать 1,12 мм/с в диапазоне частот 100-2000 Гц [8].

Установку двигателя и силового насоса на раму следует производить с использованием виброизолирующих опор.

#### ***Выводы и направления дальнейших исследований.***

Изложенные выше обоснования целесообразности предлагаемых технических решений по совершенствованию динамических свойств насосных агрегатов и оценки ожидаемых снижений уровней их виброактивности могут быть использованы при проектировании ВНА с безредукторным приводом от тихоходных АД, а также при разработке нормативов на технически достижимые уровни вибрации и шума для новых насосных агрегатов. В первом приближении можно предположить, что эти уровни не должны превышать значений 90 дБА. Таким образом, полученные результаты обеспечивают повышение не только надежности ВНА, но и безопасности условий труда обслуживающего персонала.

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. Анохина С. А., Гуляев В. Г. Анализ и систематизация источников вибрации высоконапорных насосных агрегатов и некоторые пути снижения их виброактивности. // «Механика жидкости и газа»/ Материалы VI Международной научно-технической студенческой конференции. – Донецк: ДонНТУ, 2007. – С. 5-11.

3. 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.
4. 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.70-82.
5. ГОСТ ИСО 10816-1-97. Межгосударственный стандарт. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 1. Общие требования // Москва, ИПК, Издательство стандартов, 1998. – 13 с.
6. Пархоменко А.И., Ширнин И.Г., Маслий А.К. Взрывозащищенные асинхронные электродвигатели // М.: Недра, 1992. – 192 с.
7. Разгильдеев Г.И., Баранов С.Д. Взрывозащищенные рудничные электродвигатели: эксплуатация и ремонт. Справочное пособие // М.: Недра, 1991. – 180 с.
8. Защита от шума и вибрации на предприятиях угольной промышленности. Справочное пособие. Под общей ред. Ю.В. Флавицкого. М.: Недра, 1990. – 368 с.
9. Вибрация энергетических машин. Справочное пособие. Под ред. д. т. н., проф. Н.В.Григорьева. Ленинград, : Машиностроение, 1974. – 464 с.

*Стаття надійшла до редколегії 21.09.2009*

*Рецензент: докт. техн. наук, проф. А. К. Семенченко*

***В.Г.Гуляев, К.В.Гуляев, С.О.Китаева, В.І.Еренбург. Високонапірний насосний агрегат із зниженими рівнями вібрації і шуму. Приведені обґрунтування доцільності удосконалення структури та параметрів привода насосних агрегатів з метою зниження генеруючих ними вібрацій та шуму.***  
**насосний агрегат, динамічні властивості, вібрація, шум**

***V.Gulyaev, K.Gulyaev, S.Kitaeva, V.Erenburg. High-Pressure Pump Unit with Reduced Vibration and Noise Level. The necessity of improving the structure and parameters of pump units drive in order to reduce the level of noise and vibrations has been shown in the article.***

**pump unit, dynamic properties, vibration, noise**

© В. Г. Гуляев, К. В. Гуляев, С. А. Китаева, В. И. Эренбург, 2009