

УДК 622. 285

ВЛИЯНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ НА КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ И ВИБРОАКТИВНОСТЬ ПРИВОДА НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ ДЛЯ МЕХАНИЗИРОВАННЫХ КРЕПЕЙ

Гуляев В.Г., докт. техн. наук, проф.,
Донецкий национальный технический университет,
Анохина С.А., аспирантка, МакНИИ

Предложен аналитический метод оценки динамических свойств и вибрационной активности привода насосных агрегатов для систем гидропривода механизированных крепей с учетом динамической характеристики приводных электродвигателей. Для насосного агрегата станции СНТ 40 установлены коэффициенты динамичности крутильных колебаний и оценки вибрационной активности приводов с комплектующими электродвигателями.

The article describes an analytical method of estimating dynamic properties and vibratory activity of a pump drive for hydraulic circuit systems of mechanized roof supports (dynamic characteristics of drive motors are taken into account). The authors defined torsional oscillation dynamic coefficients for the pumping units at SNT-40 station and estimated vibratory activity in the drives with electric motors.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Создание для систем гидропривода механизированных крепей надежных и безопасных высоконапорных насосных агрегатов (ВНА) является важной научно-технической проблемой, имеющей в практике эксплуатации оборудования очистных комплексов большое экономическое и социальное значение. Решение этой проблемы связано с исследованием и оптимизацией динамических свойств привода и насосного агрегата в целом, с целью минимизации уровней вибрации и шума при интенсивных режимах эксплуатации агрегатов с высоким уровнем энерговооруженности. Поэтому важными задачами являются анализ и синтез ВНА с параметрами, исключаящими резонансные режимы работы с высокими уровнями вибрации и шума.

Анализ исследований и публикаций. Авторам не известны опубликованные работы, в которых бы излагались указанные выше вопросы применительно к ВНА для систем гидропривода механизированных крепей.

рованных крепей. Исключением является статья [1], в которой рассмотрены аналитический метод и результаты исследований крутильных колебаний в приводе ВНА насосной станции типа СНТ 32.

Постановка задач исследований. Задачей данной работы является развитие и реализация на примере ВНА станции СНТ 40, изложенного в работе [1], метода оценки и совершенствования динамических свойств насосных агрегатов с электромеханическим приводом.

Изложение материала и результаты. Управление работой современных насосных станций в автоматическом режиме осуществляется по давлению в напорной магистрали потребителя путем перекрытия линии подпитки силового насоса. Такой способ управления повышает ресурс ВНА и снижает энергопотребление. По данным ГП «Донгипроуглемаш» при общей длительности машинного времени 18-20 часов в сутки, рабочий номинальный режим ВНА составляет (30-35)%, остальное время насос разгружен, а двигатель работает практически в режиме холостого хода. Продолжительность и чередование временных интервалов работы ВНА с номинальной нагрузкой и в режиме разгрузки силового насоса определяется технологией работы очистного комплекса, и в общем случае представляет случайный процесс, который в первом приближении можно считать пуассоновским. Параметры закона могут быть определены методом статистического анализа хронометражных наблюдений, отражающих последовательность указанных событий [2]. Такая информация необходима для обоснования выбора мощности приводных двигателей по нагреву.

Вторым важным условием правильного выбора двигателя является соответствие его динамической характеристики устойчивой работе в установившихся и переходных режимах. Это требует исследований на возможность резонансных явлений с анализом собственных значений частоты колебаний двигателя и привода ВНА и частотного спектра внутренних и внешних возмущений.

Особенностью динамических процессов в ВНА является формирование колебаний, обусловленных двумя причинами. Это:

1. кинематические возмущения от неуравновешенных сил инерции кривошипно-ползунных механизмов (КПМ) – «внутренняя виброактивность агрегата»;
2. силовые, «внешние» возмущения от сил давления на плунжера при функционировании поршневых блоков силового насоса, нагнетающего рабочую жидкость в напорную магистраль.

Силые и кинематические возмущения проявляются с определенной периодичностью, которая обусловлена частотой вращения эксцентрикового приводного вала, параметрами и количеством кривошипно-ползунных механизмов. Последние характеризуются не линейной функцией положения ведомого звена – поршневого блока и плунжера и обуславливают переменный момент инерции привода ВНА и непостоянство его собственной частоты колебаний. Учитывая доминирующую инерционную роль ротора АД, зубчатой передачи и эксцентрикового вала, можно представить суммарный приведенный момент инерции ВНА в виде

$$J_{\Sigma} = J_p + \bar{J}_{оп} + \tilde{J}_{пн}(\varphi) \approx J_p + \bar{J}_{оп} \approx const, \quad (1)$$

где J_p - массовый момент инерции приводного электродвигателя;
 $\bar{J}_{оп}$ - среднее значение приведенного к валу АД момента инерции зубчатой муфты, входного вала, зубчатой передачи и эксцентрикового вала;
 $\tilde{J}_{пн}(\varphi)$ - переменная часть приведенного момента инерции привода насоса, которым в первом приближении можно пренебречь ($\tilde{J}_{пн}(\varphi) \approx 0$).

Такое допущение позволяет провести исследования динамики ВНА на основе линеаризованных дифференциальных уравнений вида [3]

$$\left. \begin{aligned} \frac{dM_{\partial}}{dt} + \frac{1}{T_{\partial}} M_{\partial} - \frac{1}{v \cdot T_{\partial}} S &= 0; \\ \frac{dS}{dt} + \frac{v}{T_{MA}} M_{\partial} &= \frac{v}{T_{MA}} M_c(t). \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Первое уравнение системы (2) является линеаризованной динамической характеристикой АД, а второе - уравнением движения машины (насоса) без учета ее упруго-демпфирующих свойств.

В уравнениях (2) обозначены:

M_{∂} , $M_c(t)$ - моменты двигателя и сил сопротивления соответственно;

$v = \frac{S_k}{2M_k}$ - коэффициент крутизны статической характеристики АД;

S_k , M_k - значения критического скольжения и момента;

$T_{\partial} = (S_k \omega_c)^{-1}$ - электромагнитная постоянная двигателя ($\omega_c = 2\pi f_c = 314 \text{ с}^{-1}$ - круговая частота питающей сети);

$T_{MA} = \nu \omega_o J_{\Sigma}$ - электромеханическая постоянная привода агрегата ($\omega_o = \frac{\omega_c}{p}$, p - число пар полюсов, J_{Σ} - приведенный к валу АД момент инерции агрегата (см.(1)).

Если принять $J_{\Sigma} = J_p$, получим электромеханическую постоянную АД: $T_{M\partial} = \nu \omega_o J_p$.

На переходные процессы в приводном двигателе, и в ВНА в целом, большое влияние оказывает отношение постоянных времени электродвигателя $\nu_{T\partial} = T_{\vartheta} \cdot T_{M\partial}^{-1}$ и агрегата $\nu_{TA} = T_{\vartheta} \cdot T_{MA}^{-1}$.

Если $\nu_T > 0,25$, вид корней характеристического уравнения (при решении системы (2)), соответствует колебательным процессам в системе.

$$P_{1,2} = -n \pm i\omega, \tag{3}$$

где $n = 0,5T_{\vartheta}^{-1}$ - параметр затухания, обусловленный демпфированием в АД; ω - круговая частота возмущающей силы.

Собственные круговые частоты АД и ВНА определяются как $K_{o\partial} = (\sqrt{T_{\vartheta} T_{M\partial}})^{-1}$, c^{-1} и $K_{oA} = (\sqrt{T_{\vartheta} T_{MA}})^{-1}$, c^{-1} .

При подстановке $T_{\vartheta} = (S_k \omega_c)^{-1}$ и $T_{M\partial} = \frac{S_k}{2M_k} \cdot \frac{\omega_c}{p} J_p$, получаем

$$K_{o\partial} = \sqrt{\frac{2pM_k}{J_p}}, \text{ где } 2pM_k = C_{\partial} - \text{коэффициент жесткости упругой связи}$$

между статором и ротором АД, представляемого адекватной механической моделью [3.4].

Аналогично низшая собственная частота колебаний привода ВНА $K_{oA} = \sqrt{\frac{2pM_k}{J_{\Sigma}}}$, c^{-1} . Так как $J_p < J_{\Sigma}$, то $K_{o\partial} > K_{oA}$ и $\nu_{T\partial} > \nu_{TA}$. Не-

значительное отличие указанных параметров свидетельствует о существенном влиянии переходных процессов в АД на динамические свойства и виброакустические характеристики насосного агрегата в целом.

Переходные функции привода по скорости $Y_s(t)$ и по моменту $Y_M(t)$ описываются выражениями

$$\left. \begin{aligned} Y_S(t) &= v \left[1 - \frac{2v_T}{\sqrt{4v_T - 1}} e^{-nt} \sin(\omega t + \psi_S) \right]; \\ Y_M(t) &= 1 - 2 \sqrt{\frac{v_T}{\sqrt{4v_T - 1}}} e^{-nt} \sin(\omega t + \psi_M). \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где $tg \psi_S = \frac{\sqrt{4v_T - 1}}{1 - 2v_T}$; $tg \psi_M = \sqrt{4v_T - 1}$.

Переходные функции (4) позволяют исследовать влияние параметров АД на качество переходных процессов в ВНА. В качестве критериев качества можно использовать отклонения скорости и момента от их средних значений [3].

Реакцию привода насосного агрегата на гармоническое воздействие $M_c(t) = e^{i\omega t}$ при $v_T > 0,25$, можно характеризовать с помощью амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) по скорости $|Y_S(i\omega)|$ и по моменту $|Y_M(i\omega)|$

$$\left. \begin{aligned} |Y_S(i\omega)| &= v \sqrt{\frac{1 + \chi_\omega^2 v_T^2}{(1 - \chi_\omega^2 \cdot v_T^2)^2 + \chi_\omega^2}}; \\ |Y_M(i\omega)| &= \frac{1}{\sqrt{(1 - \chi_\omega^2 \cdot v_T^2)^2 + \chi_\omega^2}} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

В уравнениях (5) через $\chi_\omega = \omega T_M$ -обозначена безразмерная частота внешнего воздействия.

Фазовые характеристики определяются в виде [3]

$$\left. \begin{aligned} tg \psi_S(\omega) &= -[1 - v_T(1 - \chi_\omega^2 \cdot v_T)] \cdot \chi_\omega; \\ tg \psi_M(\omega) &= -\chi_\omega(1 - \chi_\omega^2 \cdot v_T)^{-1} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Следует заметить, что амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) (5) по скорости (скольжению) $\mu_S(\omega)$ и по моменту $\mu_M(\omega)$ после подстановки $\chi_\omega = \omega T_M$ приводятся к обычному, чаще применяемому и физически более понятному виду:

$$\left. \begin{aligned} \mu_S(\omega) &= v \sqrt{\frac{1 + \omega^2 T_g^2}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{K_0}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{\omega}{K_0}\right)^2 \cdot v_T^{-1}}}; \\ \mu_M(\omega) &= \left(\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{K_0}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{\omega}{K_0}\right)^2 \cdot v_T^{-1}} \right)^{-1} \\ &= \left(\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{K_0}\right)^2\right]^2 + 4\varepsilon^2 \left(\frac{\omega}{K_0}\right)^2} \right)^{-1} \end{aligned} \right\} = \quad (7)$$

где $\varepsilon = 0.5\sqrt{T_M T_g^{-1}} = 0,5\sqrt{v_T^{-1}}$, [4].

Если ввести безразмерную величину расстройки частот силового возмущения ω и собственной частоты K_0 , $z = \frac{\omega}{K_0}$, то коэффициент динамичности по моменту примет вид

$$\mu_M(z) = \left(\sqrt{\left[1 - z^2\right]^2 + z^2 \cdot v_T^{-1}} \right)^{-1} \quad (7a)$$

В случаях, когда привод агрегата находится также и под воздействием кинематического возмущения $M_c(t) = \Delta J \lambda \omega^2 \sin \omega t$, амплитуда которого пропорциональна квадрату частоты, коэффициент динамичности по моменту рекомендуется [5] определять как

$$\mu_M(z) = \frac{z^2}{\sqrt{\left[1 - z^2\right]^2 + z^2 \cdot v_T^{-1}}} \quad (7б)$$

В резонансном режиме ($\omega = K_0$; $z = \frac{\omega}{K_0} = 1$) амплитудно-частотные и фазовые характеристики насосного агрегата имеют вид

$$\left. \begin{aligned} |Y_S(iK_0)| &= v \sqrt{v_T (1 + v_T)}; \operatorname{tg} \psi_S(K_0) = -(\sqrt{v_T})^{-1}; \\ |Y_M(iK_0)| &= \sqrt{v_T}; \psi_M(K_0) = -\frac{\pi}{2} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Следовательно, при совпадении частоты возмущений ω и собственной частоты K_0 , амплитудные значения скорости и момента АД являются функциями только v_T и характеризуют степень влияния переходных процессов в АД на вибрационные характеристики насосного агрегата. При этом важно отметить, что в соответствии с зависимостями (5) и (6) скорость подвержена их влиянию в большей мере, чем момент.

В дорезонансном режиме ($\frac{\omega}{K_0} < 1$) момент АД отстает по фазе от

M_c на угол $\psi_M < \frac{\pi}{2}$; при резонансе запаздывание по фазе равно $\frac{\pi}{2}$.

При высоких возмущающих частотах ($\omega \gg K_0$) запаздывание по фазе M_0 стремится к π .

При $0,25 < v_T < 1$ скорость отстает по фазе от момента во всем частотном диапазоне.

Удобно также пользоваться коэффициентом динамичности

$$\mu_M(\omega) = \frac{|Y_M(i\omega)|}{Y_M(0)} = \frac{1}{\sqrt{(1 - \chi_\omega^2 \cdot v_T)^2 + \chi_\omega^2}} \quad (9)$$

где $\chi_\omega = \omega T_M$ - безразмерная частота внешнего воздействия.

Максимум $\mu_M(\omega)$ соответствует частоте $\chi_\omega^* = \frac{1}{v_T} \sqrt{v_T - \frac{1}{2}}$ при $v_T \geq 0,5$; при этом условии

$$\mu_{M(\max)} = 2v_T (\sqrt{4v_T - 1})^{-1} \quad (10)$$

Анализ выражений (7), (8), (9) показывает, что переходные процессы в АД оказывают значительное влияние на динамический момент двигателя и его виброактивность. Это проявляется особенно сильно при весьма жесткой характеристике АД в составе приводов с малыми маховыми моментами. При этом $v_T \gg 1$, а максимальный коэффициент динамичности $\mu_M \approx \sqrt{v_T}$ [3].

Коэффициент усиления по относительной скорости двигателя при частоте возмущения ω определяется по зависимости [3]

$$\mu_S(\omega) = \sqrt{\frac{1 + \chi_\omega^2 v_T^2}{(1 - \chi_\omega^2 \cdot v_T^2)^2 + \chi_\omega^2}} \quad (11)$$

При больших значениях v_T максимальное значение $\mu_S = 2v_T^2(2v_T - 1)^{-1}$ и $\chi_\omega^* \approx (\sqrt{v_T})^{-1}$.

Воспользуемся приведенными выше теоретическими положениями для анализа динамических свойств ВНА типа СНТ40, для привода которых предусмотрена возможность применения электродвигателей с существенно отличающимися динамическими параметрами, см. табл. 1.

Таблица 1. Характеристики АД для привода ВНА насосных станций типа СНТ40

Тип АД, частота вращения и напряжение	Номинальная мощность, кВт	При номинальной нагрузке			$\frac{M_{max}}{M_n}$	$\frac{M_{пуск}}{M_n}$	$\frac{J_{пуск}}{J_n}$	$GD_{рот}^2, \frac{Нм^2}{J_p}, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	Масса, кг
		$S_n, \%$	КПД, %	cosφ					
2ВР 280S4У2,5 $n_c=1500$ об/мин, U=660 В.	110	1,0	93,8	0,90	3,0	2,1	6,8	$\frac{115}{2,93}$	892
2ЭДКОФ250LB4 У2,5 $n_c=1500$ об/мин, U=1140 В.	110	1,8	93,2	0,85	3,2	3,2	7,5	$\frac{44,5}{1,14}$	776

Из табл.1 видно, что при равных значениях номинальной мощности, АД типа 2ВР280S4 отличается от двигателя 2ЭДКОФ250LB4 весьма жесткой характеристикой ($S_n=1,0\%$) и в 2,6 раза более высоким $GD_{рот}^2=115 \text{ Нм}^2$, что предопределяет, как будет показано ниже, значительное отличие собственных частот колебаний двигателей и динамики приводимых ими агрегатов.

Результаты расчетов параметров и динамических характеристик приводов ВНА СНТ40 с двигателями типов 2ВР280S4 ($U_n=660 \text{ В}$) и 2ЭДКОФ250LB4 ($U_n=1140 \text{ В}$) сведены в таблицу 2.

На рис. 1 представлены графики АЧХ приводов ВНА СНТ 40: а – с АД 2ВР280S4, б – с АД 2ЭДКОФ250LB4, через $\mu^{(c)}_A$ и $\mu^{(c)}_\delta$ – обозначены графики, характеризующие реакцию привода насоса и приводного двигателя на силовое возбуждение, а через $\mu^{(k)}_A$ и $\mu^{(k)}_\delta$ – на кинематическое возбуждение.

Из табл. 2 и рис. 1а, следует, что привод ВНА СНТ40 с АД 2ВР280S4 при установившихся режимах работает в зарезонансном режиме. Однако, при $z=1,27$ коэффициенты динамичности по момен-

ту еще достаточно высоки: при силовом возбуждении $\mu^{(c)}_A=1,3$, а при кинематическом возбуждении первой гармоникой $\omega^{(1)}=62,17 \text{ с}^{-1}$, $\mu^{(k1)}_A=2,1$; второй гармоникой - $\mu^{(k2)}_A=1,15$.

Таблица 2. Параметры и динамические характеристики насосных агрегатов СНТ40

Параметры, размерность	Формула для расчета	Значения параметров с двигателями	
		2BP280S4	2ЭДКОФ250LB4
1	2	3	4
Номинальный момент АД, Нм	$M_H = \frac{9550P_{2H}}{(1-S_H)n_c}$	707,4	713,2
Номинальная частота вращения, с^{-1}	$\omega_H = \frac{\pi n_c (1-S_H)}{30}$	155,4	154,2
Критическое скольжение АД	$S_K = S_H (\xi + \sqrt{\xi^2 - 1})$	0,0583	0,1123
Критический момент АД, Нм	$M_K = \xi M_H$	2122,2	2282,2
Коэффициент крутизны статической характеристики, $(\text{Нм})^{-1}$	$\nu = \frac{S_K}{2M_K}$	$13,7 \cdot 10^{-6}$	$24,6 \cdot 10^{-6}$
Электромагнитная постоянная, с	$T_{\vartheta} = (S_K \omega_c)^{-1}$	0,0546	0,0284
Механическая постоянная, с			
- АД	$T_{M\partial} = \nu J_p \omega_0$	0,0063	0,0044
- ВНА	$T_{MA} = \nu J_{\Sigma} \omega_0$	0,0076	0,0067
Отношение постоянных времени			
- АД	$\nu_{T\partial} = \frac{T_{\vartheta}}{T_{M\partial}}$	8,66	6,45
- ВНА	$\nu_{TA} = \frac{T_{\vartheta}}{T_{MA}}$	7,18	4,24
Собственная частота АД без учета диссипации, с^{-1}	$K_{o\partial} = \sqrt{(\nu T_{\vartheta} J_p \omega_0)^{-1}}$	53,9	89,8
Параметр затухания, с^{-1}	$n = 0,5 T_{\vartheta}^{-1}$	9,16	17,9

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4
Безразмерный коэффициент демпфирования	$\delta = \frac{n}{K_{0\delta}}$	0,17	0,196
Собственная частота АД с учетом диссипации, с ⁻¹	$K_0^\delta = K_{0\delta} \sqrt{1 - \delta^2}$	53,1	88,0
Приведенный к валу АД момент инерции ВНА, кгм ²	$J_\Sigma = J_p + \bar{J}_{оп}$	3,53	1,74
Собственная частота привода ВНА, с ⁻¹	$K_{oA} = \sqrt{(vT_9 J_\Sigma \omega_0)^{-1}}$	49,1	72,5
Первая гармоника возмущений от КПМ, с ⁻¹	$\omega_9^{(1)} = \frac{\omega_H}{U}; U=2,5$	62,17	61,67
Расстройка частот для: - АД - ВНА	$z_\delta = \frac{\omega_9^{(1)}}{K_0^{(\delta)}}$ $z_A = \frac{\omega_9^{(1)}}{K_{0A}}$	1,17 1,27	0,7 0,85
Коэффициент динамичности по моменту: - АД - ВНА	(7a)/(7б)	1,84/2,52 1,30/2,10	1,72/0,845 2,01/1,45
Отношение частот при действии второй гармоники $\omega^{(2)} = 2(\omega^{(1)})$	$z_A = \frac{\omega^{(2)}}{K_{0A}}$	2,54	1,7
Коэффициент динамичности при кинематическом возмущении частотой $\omega^{(2)}$	$\mu_M(z) = \frac{z^2}{\sqrt{[1 - z^2]^2 + z^2 \cdot v_T^{-1}}}$	1,15	1,4

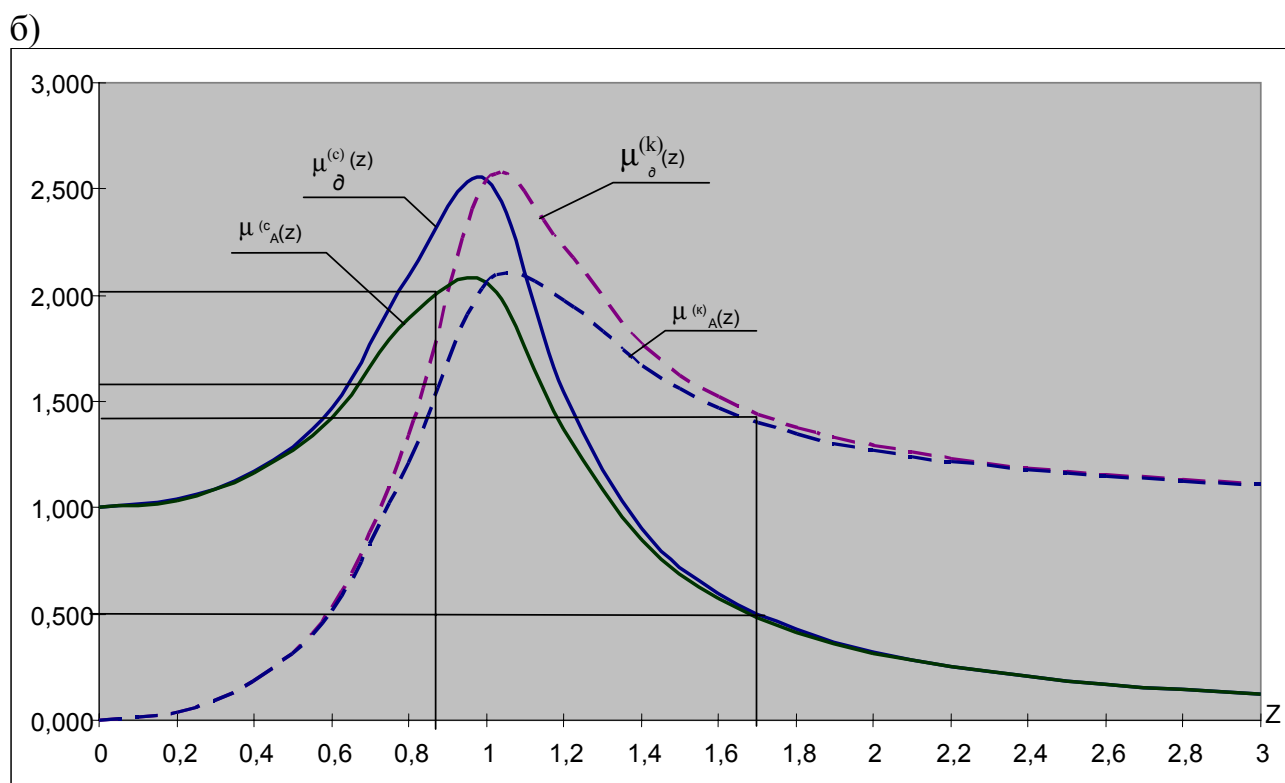
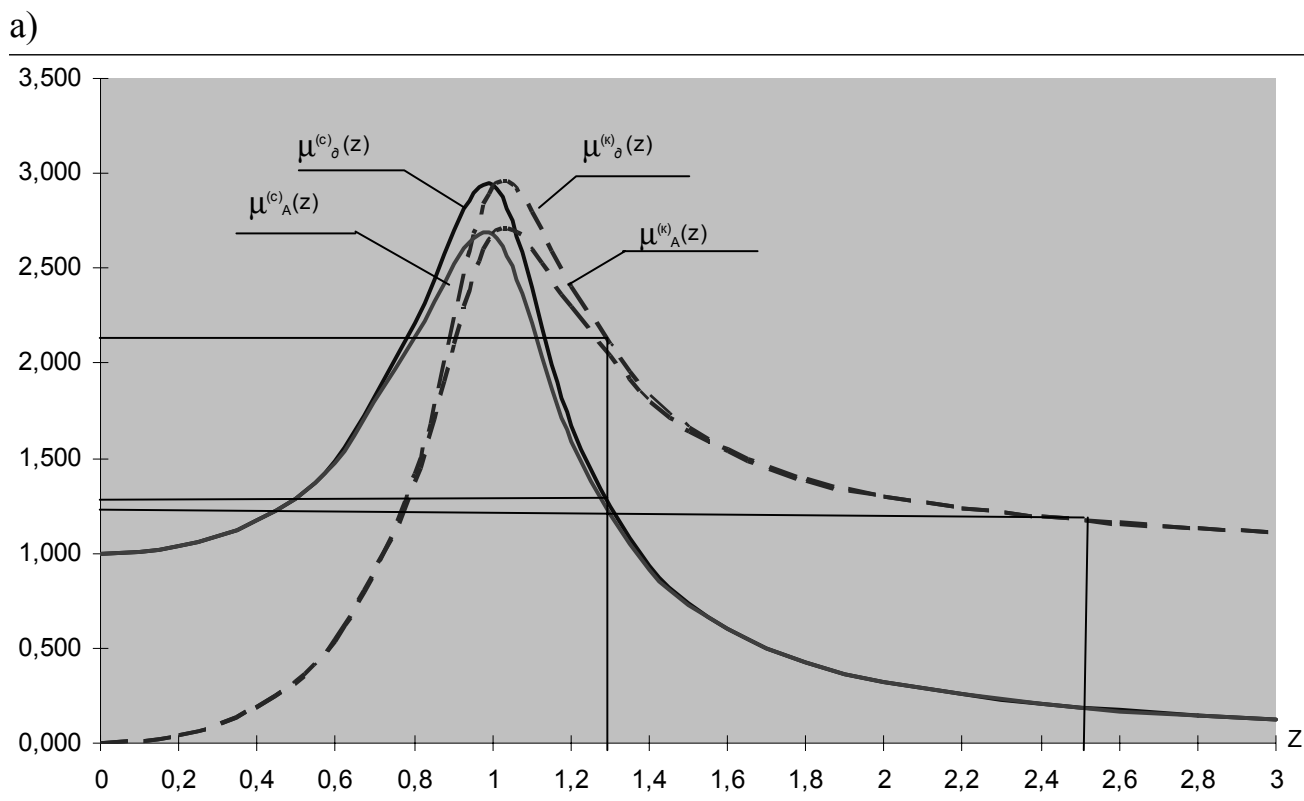


Рисунок 1 – Амплитудно-частотные характеристики приводов насосных агрегатов СНТ40

Привод ВНА с двигателем 2ЭДКОФ250LB4 при установившихся режимах работает в дорезонансном режиме: $z=0,85$; $\mu^{(c)}_A=2,01$; $\mu^{(\kappa 1)}_A=1,45$, при кинематическом возбуждении второй гармоникой $\omega^{(2)}=2(\omega^{(1)})$, $z=1,7$ и коэффициент динамичности по формуле (7б) равен $\mu^{(\kappa 2)}_A=1,4$, что обусловлено зависимостью амплитуды возбуждающей силы от квадрата частоты $\omega^{(2)}=2(\omega^{(1)})$.

Поскольку в обоих случаях значения $z=\omega_3/K_{oA}$ довольно близки к 1, следует признать, что приводы ВНА СНТ40 работают в около резонансных зонах.

Это является одной из причин значительных уровней вибраций, генерируемых крутильными колебаниями в приводе ВНА при силовом и кинематическом возбуждении с частотой вращения эксцентрикового вала $\omega_3=\omega_n U^1$.

Крутильные колебания, обусловленные второй гармоникой кинематического возбуждения характеризуются коэффициентами усиления $\mu^{(\kappa)}_A=1,4$ и $1,15$. Они являются, по-видимому, одним из источников высокочастотной вибрации и шума.

Анализ данных табл.2 и графиков АЧХ на рис.1 позволяет наметить пути совершенствования динамических свойств агрегатов типа СНТ40 и других аналогичных по структуре ВНА.

Одним из основных путей решения этой задачи является исключение возможности силовых и кинематических резонансов на основе динамического анализа и синтеза систем электромеханического привода насосных агрегатов на стадии их проектирования. Наиболее опасными для двигателя и привода в целом является резонансы на частоте вращения приводного (эксцентрикового) вала кривошипно-ползунного механизма высоконапорного насоса. Поэтому динамические характеристики электродвигателя и механической части привода должны обязательно удовлетворять условиям $z<0,6$ или $z>1,4$, исключая работу агрегата в резонансной зоне с высокими значениями v_T и коэффициентов динамичности.

Выводы и направления дальнейших исследований.

В работе предложен метод исследования колебательных процессов в приводе насосных агрегатов с учетом динамической характеристики электродвигателя и особенностей формирования силовых и кинематических возмущений от силового насоса с кривошипно-ползунными механизмами. Применительно к ВНА насосной станции СНТ40 выполнен анализ динамики работы агрегата с применяемыми типами электродвигателей. Показано, что работа электроприводов

ВНА СНТ40 характеризується високими коефіцієнтами динамічності при силовому і кінематичному возмущеннях крутильних коливаний і породжуваних ними вібрацій і шуму. Дана рекомендація по виключенню резонансних режимів на стадії створення насосних агрегатів.

В подальшому плануються дослідження динамічних процесів в ВНА з урахуванням нелінійних властивостей аналізованої системи.

Список джерел.

1. 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
2. Д. Кокс, П. Льюис Статистический анализ последовательностей событий // М.: Изд-во «Мир», 1969. – 312 с.
3. Вейц В. А. Динамика машинных агрегатов // Л.: Машиностроение, 1969. – 370 с.
4. Гуляев В. Г., Потапов В. Г., Мотин Н. Н. Математические модели асинхронных двигателей для исследования динамических свойств привода горных машин // Наукові праці ДонНТУ. Серія: "Гірничо-електромеханічна". Випуск 99. Донецьк – 2005. С. 62-70
5. Вульфсон И.И. Колебания машин с механизмами циклового действия. Л.: Машиностроение, 1990. – 309 с.

Дата поступления статьи в редакцию: 30.09.08