

УДК 622. 285

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВИБРАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ ВЫСОКОНАПОРНЫХ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ ДЛЯ МЕХАНИЗИРОВАННЫХ КРЕПЕЙ

Гуляев В.Г., докт. техн. наук, проф.,
Донецкий национальный технический университет,
Яценко В.А., ст. научн. сотр., НИИГМ им. М.М.Федорова,
Анохина С.А., аспирантка, МакНИИ

Рассмотрен метод экспериментального определения вибрационных параметров насосных агрегатов. Выполнен анализ спектров вибрации, полученных при исследовании насосного агрегата СНТ 32.

A method of defining pumping unit vibratory parameters is presented. Vibration spectrums obtained as a result of SNT-32 pump testing are analyzed.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Осуществляемые в угольной отрасли меры по концентрации и интенсификации очистных работ требуют создания и применения современной высокоресурсной и безопасной техники. Одной из важнейших научно-технических задач проблемы комплексной механизации является повышение технического уровня насосных станций для систем гидропривода механизированных крепей (МК). Наиболее ответственной, напряженной и, вместе с тем, наукоемкой составной частью системы гидропривода МК является высоконапорный насосный агрегат (ВНА).

Современные структурно-компоновочные решения ВНА с электромеханическим приводом и кривошипно-шатунными механизмами (КШМ) для возвратно-поступательного движения поршней силового насоса обуславливают высокие уровни вибрации и шума, отрицательно влияющие на надежность ВНА и окружающую среду. Поэтому выявление источников вибрации и определение вибрационных параметров ВНА, на основе теоретических и экспериментальных исследований их рабочих процессов, является необходимым условием для обоснования эффективных способов снижения и нормирования виброакустических характеристик ВНА.

Анализ исследований и публикаций. Применительно к современным насосным станциям типов СНТ и СНД анализ и систематизация источников вибрации с единых методических позиций выполнены в работе [1]. Здесь же поставлена задача системных исследований динамики рабочих процессов насосных станций и их вибрационных характеристик.

В статье [2] выполнен анализ кинематических и динамических свойств кривошипно-шатунного механизма в приводе насосного агрегата, установлены закономерности формирования динамических нагрузок и определены вибрационные характеристики ВНА СНТ 32 при программном движении.

Аналитический метод исследований крутильных колебаний в приводе ВНА с учетом динамической характеристики электродвигателя предложен в работе [3]. Применительно к структуре и параметрам ВНА СНТ 32 в работе [3] установлены динамические характеристики резонансных крутильных колебаний, обусловленные практическим совпадением частоты вращения эксцентрикового вала ($\omega_3=61,5 \text{ с}^{-1}$) с собственной частотой колебаний приводного электродвигателя ($K_0=60,7 \text{ с}^{-1}$). Полученные результаты характеризуют в основном крутильные колебания в приводе ВНА, но не дают представления о полном спектре вибрации агрегата. Поэтому необходимо применение экспериментальных методов определения вибрационных параметров исследуемых объектов.

Постановка задач исследований. Задачей данной работы является разработка основных методических подходов, выбор измерительных и регистрирующих средств для экспериментального определения вибрационных параметров ВНА. Реализация экспериментального метода исследований вибраций рассмотрена на примере насосной станции СНТ 32.

Изложение материала и результаты. При разработке методических подходов к решению поставленной задачи использовались рекомендации и общие положения проведения исследований [4] и контроля вибрационных параметров машин [5]. Учитывая большую сложность задачи одновременного исследования вибрации в широком частотном диапазоне, на первом этапе ставится задача исследования только низкочастотной (до 200 Гц) вибрации, вызываемой инерционными силами и переменными технологическими нагрузками при работе ВНА.

Измерение низкочастотной вибрации позволяет получить представление и о вибрационной мощности, которая является косвенным показателем технического состояния агрегата и характеризует его виброактивность.

Санитарно-гигиенические требования предусматривают необходимость ограничения вибрации по спектру в диапазоне до 200-300 Гц. Однако, с учетом порождаемого вибрацией воздушного шума и его вредного влияния на организм человека в широком диапазоне частот, контроль и нормирование вибрационных параметров рекомендуется осуществлять от минимальной частоты до 8-10 кГц [5].

С точки зрения, выбора оптимальной ширины полосы частотного анализа и возможности детальной расшифровки спектра, целесообразно принять узкополосный анализ вибрации.

Для характеристики интенсивности вибрационного процесса можно применить кинематические параметры: смещение x , скорость \dot{x} и ускорение \ddot{x} . При этом следует иметь в виду, что наиболее чувствительные и малогабаритные пьезоэлектрические вибродатчики реагируют непосредственно на ускорение \ddot{x} .

За основу измеряемой вибрации можно принимать амплитудное (максимальное) x_m , среднеарифметическое \bar{x} или среднеквадратическое (эффективное) $x_{скз}$ значение. При гармонических или близких к ним колебаниях целесообразно их величину характеризовать амплитудными значениями. Соотношение между указанными значениями:

$$x_{скз} = \frac{\pi}{2\sqrt{2}} \bar{x} = \frac{1}{\sqrt{2}} x_m. [4].$$

Объектами исследования должны быть натурные образцы ВНА в составе функционирующих систем гидропривода в реальных шахтных или близких к ним стендовых условиях. Режимы работы ВНА должны соответствовать проектным.

Выбор места установки вибродатчиков, их количества и направлений измерения вибраций должен обеспечить по возможности максимальную информативность результатов опытов. При этом необходимо использовать результаты теоретических исследований относительно установленных резонансных явлений, особенностей структуры объекта и колебаний, возбуждаемых различными его источниками.

С учетом изложенных выше методических подходов и опыта исследования вибраций горно-шахтного оборудования сотрудниками

НИИГМ им. М.М.Федорова [6], выбран комплект измерительных средств и компьютерной обработки результатов измерений.

В качестве измерительных и регистрирующих средств, применялись виброанализатор «Топаз» с восьмиканальным блоком и акселерометры производства «Диамех».

Техническая характеристика прибора «Топаз»:

- погрешность измерений – не более 5%;
- количество каналов – 1-8;
- частотный диапазон – 0,3 Гц – 40 кГц;
- аналого-цифровой преобразователь (АЦП) – 12 бит;
- усиление 91,6 дБ;
- объем памяти – 4 Мбит;
- коммутатор МС – 16.

Для регистрации вибросигналов пьезоакселерометры (6 шт) крепились с помощью магнитов на плоские поверхности гидроблоков трех плунжерного насоса и один (7-й) на корпус электродвигателя, согласно схеме, рис. 1.

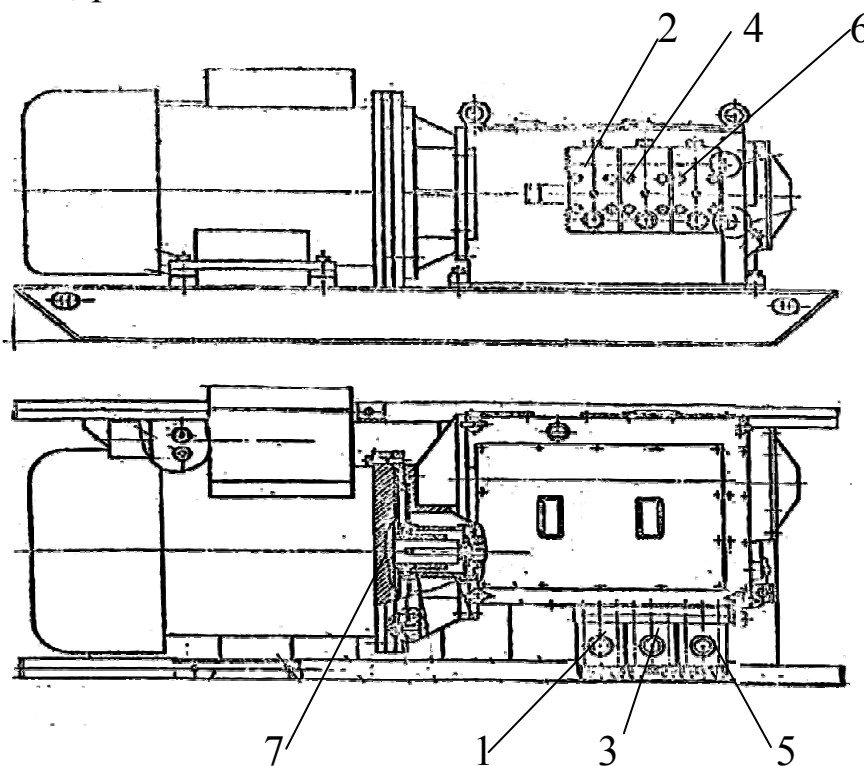


Рисунок 1. Схема измерений вибраций ВНА СНТ 32.

В точках 1, 3, 5 измерялись виброскорости в вертикальном направлении, а в точках 2, 4, 6 – в горизонтальном, параллельно продольным осям симметрии поршневых блоков и линиям действия инерционных сил $P_n = mr\omega^2 (\cos \omega t + \lambda \cos 2\omega t)$ [2].

В точке 7 измерялась вертикальная составляющая виброскорости корпуса приводного электродвигателя ЭДКОФ250М4 над правой опорой его вала. Объектом исследования на первом этапе служила ВНА насосной станции СНТ 32 в составе системы гидропривода нагрузочного стенда в лаборатории НИИГМ им. М.М. Федорова. Измерения виброскорости в частном диапазоне 2-200 Гц производились одновременно всеми вибродатчиками при работе насосной станции на нагнетание при давлении в гидравлической системе 20 МПа.

Результаты измерений виброскорости $\dot{x}(f)$ обрабатывались на компьютере. С помощью программного модуля «Вибродиагностика» определены также спектры виброперемещений $x(f)$ и виброускорений $\ddot{x}(f)$ в точках 1-7.

На рис. 2 приведены в качестве примера спектры вибрационных параметров $x(f)$, $\dot{x}(f)$, $\ddot{x}(f)$, измеренных в точке 7. Их анализ подтверждает наличие установленных в работе [3] резонансных крутильных колебаний на частоте $f \cong 10$ Гц (амплитудные значения $\dot{x}(10) = 1,41$ мм/с, $x(10) = 32$ мкм, $\ddot{x}(10) = 0,12$ м/с²).

На этой частоте формируется значительная вибрационная мощность, обусловленная действием динамических сил и виброскорости корпуса электродвигателя. На частотах 30 Гц и 50 Гц уровни виброскорости также значительны, однако амплитуды виброперемещений относительно низки. В спектре виброускорений $\ddot{x}(f)$ максимальная амплитуда $\ddot{x}(50) = 0,4$ м/с² имеет место на частоте 50 Гц.

В спектрах виброскоростей, измеренных в точках 1-6, также установлены максимальные амплитуды на частоте 10 Гц, см. табл. 1.

На рис. 3, в качестве примера, приведены спектры вертикальной вибрации в точке 1 (а) и горизонтальной вибрации в точке 2 (б). Аналогичные виды спектров вибрации, измеренных в точках 3-4 и 5-6.

В полосе частот 0-160 Гц спектры x , \dot{x} можно отнести к дискретному виду, а спектры виброускорений \ddot{x} - к смешанному. Амплитудные значения виброскоростей и соответствующие им дискретные значения частот в точках 1-7 приведены в таблице 1.

Максимальные амплитуды виброперемещений в точках 1-6 зарегистрированы также на частоте 10 Гц, что свидетельствует о сильном взаимодействии вибрационных процессов в трехплунжерном насосе с крутильными вибрациями в электроприводе ВНА на той же частоте.

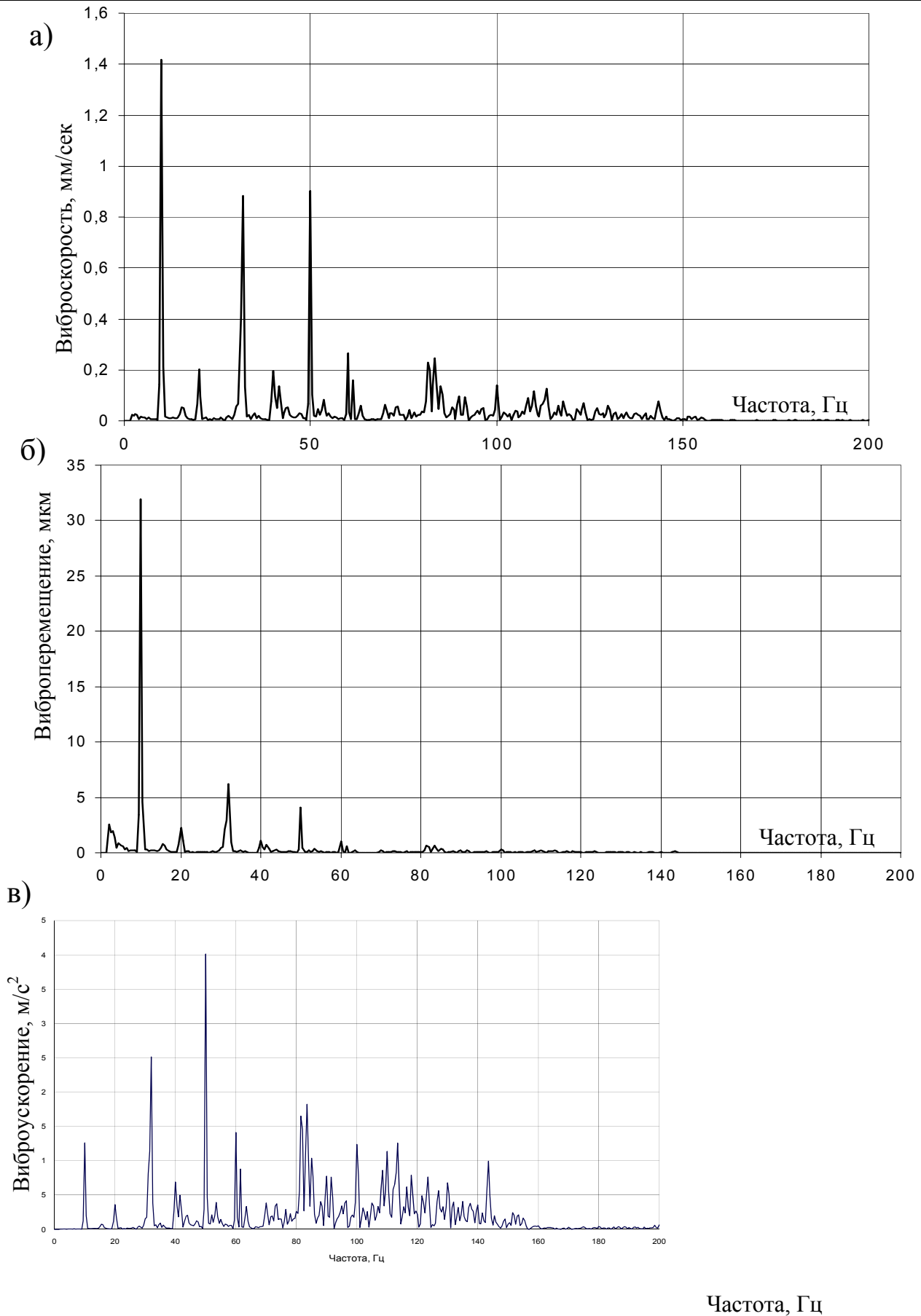
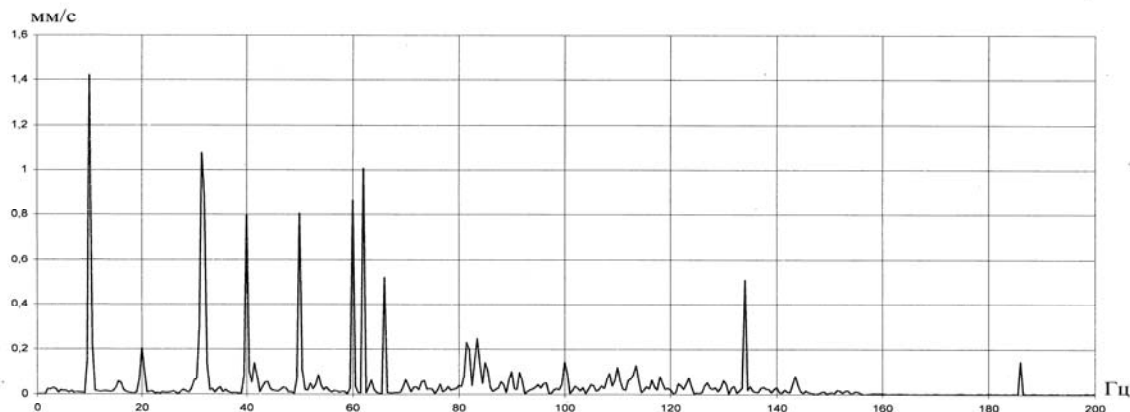


Рисунок 2. Спектры вибраций электродвигателя в точке 7:
а – виброскорости, б – виброперемещения; в – виброускорения

а)



б)

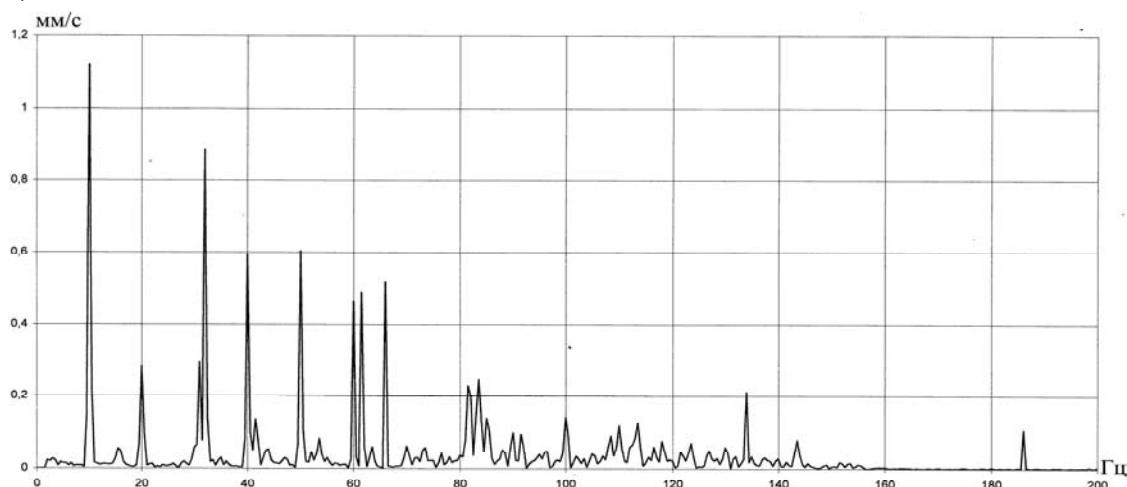


Рисунок 3. Спектры вибраций гидроблока насоса: а – вертикальная компонента (т.1), б – горизонтальная компонента (т.2) виброскорости

Таблица 1. Спектры виброскоростей в точках 1-6 поршневых гидроблоков и в точке 7 на электродвигателе

1		2		3		4		5		6		7	
f, Гц	\dot{x} , мм/с	f, Гц	\dot{x} , мм/с	f, Гц	\dot{x} , мм/с	f, Гц	\dot{x} , мм/с	f, Гц	\dot{x} , мм/с	f, Гц	\dot{x} , мм/с	f, Гц	\dot{x} , мм/с
10	1,41	10	1,118	10	0,78	10,5	0,71314	10	0,79	10	0,72	10	1,41
20	0,2	20	0,28	20	0,17	20	0,25	20	0,35	20	0,3	20	0,2
31,5	1,07	32	0,88	32	0,134	32	0,13457	30	0,44	31,5	0,53	32	0,88
40	0,79	41,5	0,59	41,5	0,14	41,5	0,13491	31,5	0,63	40	0,22	50	0,9
62	1,006	60	0,46	50,5	0,1	50,5	0,1446	40	0,36	50	0,14	60	0,26
134	0,51	61,5	0,48	61,5	0,39	60	0,5113	50,5	0,4	61,5	0,19	83,5	0,24
186	0,14	66	0,52	81,5	0,23	85	0,13741	62	0,32	71,5	0,17		
		83,5	0,24	100	0,14	110	0,11633	81,5	0,36	81,5	0,28		
		134	0,21	113	0,13	113,5	0,12476	83,5	0,2	100	0,41		

Анализ полученных спектров позволяет дать физическое объяснение происходящих вибрационных процессов:

- вібрація на частоті 10 Гц, обумовлена резонансом в системі на частоті 10 Гц (при $\omega_9 \cong K_0$, $f_1 \cong \frac{\omega_9}{2 \cdot \pi} \cong 10 \text{ Гц}$);
- вібрацію на частоті 30-32 Гц можна пояснити частотою возмущений от трех КШМ, $f_2 = \frac{3\omega_9}{2\pi} \cong 30 \text{ Гц}$;
- вібрація с частотой порядка 60-61 Гц, обумовлена изменением дважды за цикл движения каждого поршневого блока направления инерционных сил, соответствующих первой гармонике $P_{n1} = m_n r \omega_9^2 \cos \omega_9 t$, $f_3 = \frac{2 \cdot 3\omega_9}{2\pi} \cong 60 \text{ Гц}$.

Сравнительно невысокие значения амплитуд $x(20)$, $\dot{x}(20)$ и $\ddot{x}(20)$ на частоте 20 Гц можно объяснить тем, что они возбуждаются второй гармоникой инерционных сил $P_{n2} = m_n r \omega_9^2 \lambda \cos 2\omega_9 t$, амплитуда которой в 15 раз меньше P_{n1} [2].

Результаты экспериментов подтверждают теоретически обоснованный [2] полигармонический характер колебательных процессов в ВНА с кривошипно-шатунными механизмами в приводе. В низкочастотном диапазоне (2-200 Гц) вибрации ВНА СНТ 32 можно описать математической моделью

$$x(t) = \sum_{k=1}^n a_k \cos[k(2\pi f_1 t + \varphi_k)],$$

где $k=1, 2, 3, \dots, n$ – число гармоник с частотами кратными частоте вращения эксцентрикового вала $\omega_9 = 2\pi f_1$.

Незначительные нарушения кратности значений дискретного спектра можно объяснить факторами случайного характера. К ним относятся: колебания частоты вращения двигателя и эксцентрикового вала, обусловленные отклонениями от номинальных значений частоты и напряжения питающей сети; погрешности изготовления зубчатой передачи; различная степень износа подвижных сопряжений КШМ трехплунжерного насоса, неравномерность его технологической нагрузки и др.

Таким образом, принятые метод и приборное обеспечение для измерений, обработки и анализа вибраций ВНА позволили получить спектральные характеристики приводного электродвигателя и гидроблоков силового насоса. Спектральные характеристики дают четкое представление относительно амплитуд колебаний x , \dot{x} , \ddot{x} по всем

обнаруженным частотам. Это позволяет объяснить причины возникновения колебаний на каждой из частот и оценить их вклад в формирование полной вибрационной мощности ВНА.

Выводы и направления дальнейших исследований.

Анализ спектров вибрации приводного электродвигателя и поршневых блоков высоконапорного насоса ВНА типа СНТ 32 позволяет сделать следующие выводы:

1) экспериментально подтвержден установленный теоретически факт резонансных крутильных колебаний в приводе ВНА на частоте 10 Гц и определены соответствующие ему параметры виброскорости, виброперемещения и виброускорения корпусов двигателя и насоса;

2) установлена существенная взаимосвязь между крутильными колебаниями в электрическом приводе ВНА и компонентами механических линейных вибраций корпусов гидроблоков силового насоса на частотах 10; 31,5; 50 и 60 Гц;

3) устранение резонансных крутильных колебаний в приводе ВНА на частоте 10 Гц позволит существенно снизить амплитуды вибраций двигателя и насоса, а значит, улучшит виброакустические характеристики ВНА.

В дальнейшем необходимо продолжить исследования рабочих процессов ВНА, выполнить измерения и анализ параметров вибрации на насосных станциях в реальных эксплуатационных условиях.

Список источников

1. Анохина С. А., Гуляев В. Г. Анализ и систематизация источников вибрации высоконапорных агрегатов и некоторые пути снижения их виброактивности // Материалы VI международной научно-технической конференции «Механика жидкости и газа», 27-29 ноября 2007. - Донецк, ДонНТУ. – С.5-11.
2. Гуляев В. Г., Гуляев К. В., Анохина С. А. Анализ кинематических и динамических свойств кривошипно-шатунного механизма в приводе насосного агрегата. Наукові праці ДонНТУ. Випуск 13(123). Серія: "Гірничо-електромеханічна". Донецьк, 2007. – С. 44-56.
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. Генкин М. Д., Соколова А. Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
5. Вибрация энергетических машин. Справочное пособие. Под ред. д. т. н., проф. Н. В. Григорьева. Ленинград, Машиностроение, 1974. – 464 с.
6. Яценко В. А., Федоров Е. Е. Создание методики анализа энергетического спектра вибросигнала // Наукові праці ДонНТУ. Випуск 13(123). Серія: "Гірничо-електромеханічна". Донецьк, 2007. – С. 168-176.

Дата поступления статьи в редакцию: 30.09.08