

УДК 622.532:62-7

ВИБРОДИАГНОСТИКА КОРПУСНО-СЕКЦИОННЫХ НАСОСОВ С ПРОГНОЗИРУЕМЫМ РАСПРЕДЕЛЕНИЕМ НЕУРАВНОВЕШЕННЫХ МАСС РОТОРА

Алиев Н.А. канд.тех.наук, доц., НИИГМ имени М.М. Федорова

Представлена вибродиагностика корпусно-секционных центробежных насосов с прогнозируемым распределением неуравновешенных масс по ротору и анализом трендовых характеристик.

Vibration diagnostic of case-sectional centrifugal pumps with forecast distribution of unstable masses on a rotor and the analysis trend performances presented.

Проблема и ее связь с научными или практическими задачами. Конструктивной особенностью корпусно-секционных центробежных насосов (КСЦН) является отсутствие горизонтального (продольного) разъёма корпуса, что определяет технологические операции предсборочной подготовки и балансировки элементов таких машин [1].

В практике для корпусно-секционных насосов принято, при прочих равных условиях, после формирования ротора, и проведения многоплоскостной балансировки, демонтаж и вторичная, секционная сборка.

И, как следствие этого, возможен, непрогнозируемый рост уровня вибрации. Опыт многолетней эксплуатации таких машин и измерение размаха вибросмещения на оборотной частоте корпусно-секционной турбомашины - насоса, показало, что при числе ступеней более шести, его значение приближается к величине монтажного зазора между щелевыми уплотнениями, горловиной и ступицей колеса и вызывает ускоренный износ сопряжённых и контактирующих пар проточной части и в конечном итоге их разрушение.

Проблема детерминированного распределения неуравновешенных масс на валу КСЦН напрямую связана как с вибронагруженностью, так и с КПД агрегата в целом, и в настоящее время ее решение является одним из путей уменьшения энергетических потерь в динамических насосах.

Снижение вибронагруженности корпусно-секционных центробежных насосов достигается поэлементной балансировкой рабочих колёс в динамическом режиме на рабочих оборотах и распределением неуравновешенных масс на роторе по закономерностям близким к параболе или закона цепной линии [2]. Так как для КСЦН ротор можно отнести к гибким и максимальный статический прогиб будет в центре пролета, то в основу решения задача распределения неуравновешенных масс положен принцип инверсии: максимальным прогибам соответствует минимальная балансная мера [3].

Анализ исследований и публикаций. Примеры распределения неуравновешенных масс по ротору некоторых насосов после балансировки в динамическом режиме, согласно указанных закономерностей обоснованы в [3], [4]. На рис. 1 приведено распределение балансных мер и положительных разностей балансных мер рабочих колес штампо-сварного исполнения для насосов ЦНСШм 300–480 (а) и ЦНСШм 300–600 (б) построенных по технологии НИИГМ имени М. М. Федорова Дружковским Научно-Производственным предприятием «Энергия».

Постановка задачи. Для насоса ЦНСШм 300–480 выборка из 16 колес после балансировки была подвергнута гистограммному анализу и, согласно описанной в [3] процедуре, организовано распределение их при сборке на роторе. Как видно из рис. 1(а) для балансных мер это распределение близко к параболическому, когда как для положительной разности балансных мер закономерность распределения приближается к прямой линии. Аналогичной процедурой получены распределения рабочих колес по ротору насоса ЦНСШм 300–600 (рис.1 б) Над насосами указанной постройки в процессе всего ресурса их работы установлен контроль рабочих характеристик, вибропараметров, температурного режима агрегатов и т.д. Замеры указанных показателей производились каждые три месяца со дня запуска агрегатов для получения трендов работы машин.

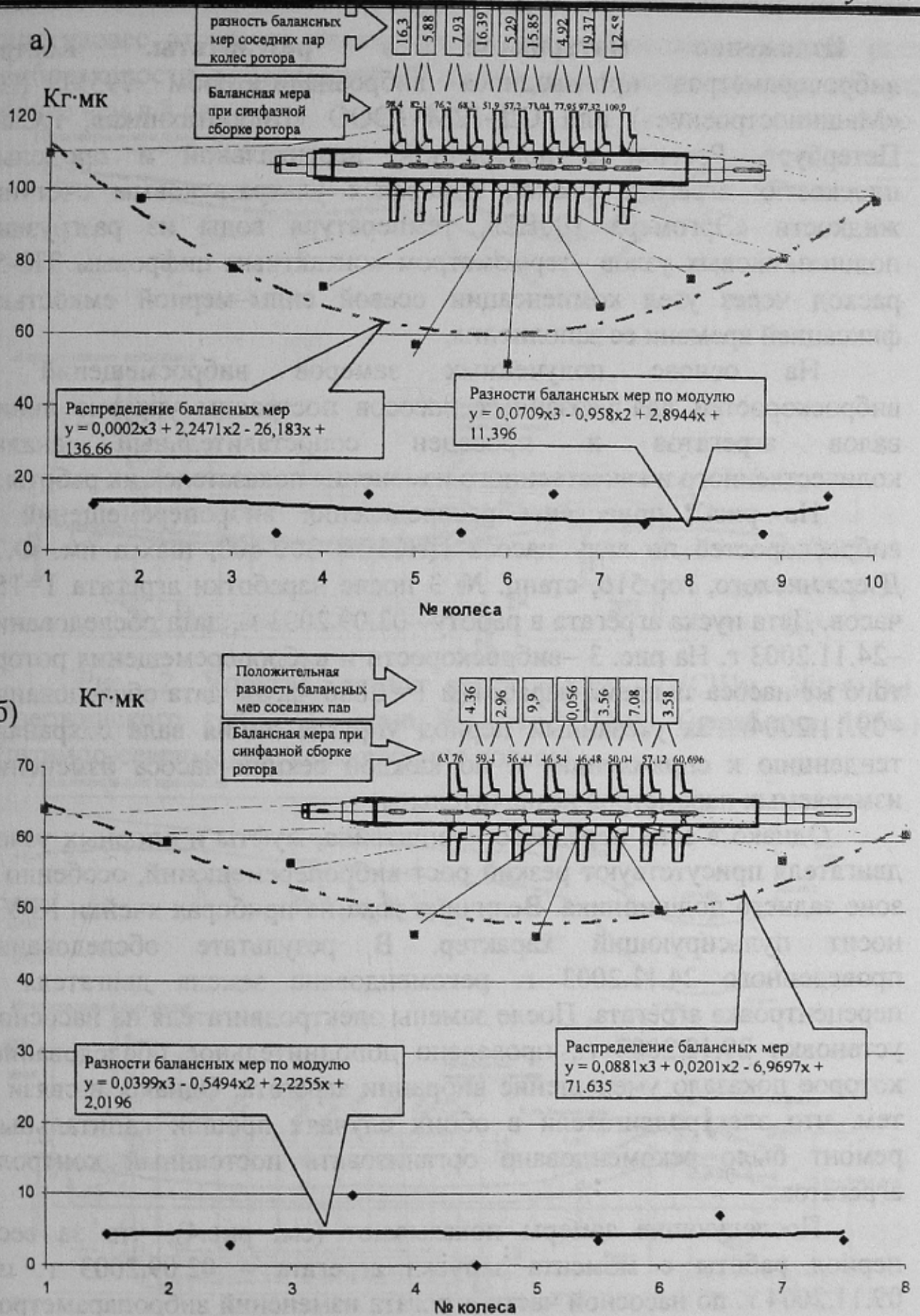


Рисунок 1 Распределение рабочих колес по ротору: а) Насос ЦНСШм 300-600 ш. им. Дзержинского гор.516 станц.№3 б) насос ЦНСШм 300-480 ш. им. Дзержинского гор. 916 станц.№2

Изложение материалов и результаты. Контроль вибропараметров производился виброанализатором 795М (НПП «Машиностроение») или СД-12М (ООО «Вибротехника», г.Санкт-Петербург, Россия) в поперечной, вертикальной и продольной плоскостях агрегата, расход измерялся ультразвуковым счетчиком жидкости «Эргомера 100Н2», температура воды из разгрузки и подшипниковых узлов –термометром контактным цифровым ТК-505, расход через узел компенсации осевой силы–мерной емкостью с фиксацией времени ее заполнения.

На основе полученных замеров вибросмещений и виброскоростей для указанных насосов построены упругие линии валов агрегатов и проведен сопоставительный анализ количественного и качественного изменения показателей их работы.

На рис.2 приведены распределения виброперемещений и виброскоростей по валу насоса ЦНСШм 300-600, шахта им. Ф.Э. Дзержинского, гор.516, станц. № 3 после наработки агрегата $T=156$ часов. Дата пуска агрегата в работу– 03.09.2003 г., дата обследования –24.11.2003 г. На рис. 3 –виброскорости и виброперемещения ротора того же насоса за время наработки $T= 2886$ часов, дата обследования –09.11.2004г. За указанный период упругая линия вала сохраняла тенденцию к спрямлению, и по каждой секции насоса изменение измеряемых параметров незначительны.

Однако в зоне переднего кронштейна, муфты и опорных узлов двигателя присутствуют резкий рост виброперемещений, особенно в зоне заднего подшипника. Величина тока на приборах ячейки КРУВ носит пульсирующий характер. В результате обследования проведенного 24.11.2003 г. рекомендована замена двигателя и перецентровка агрегата. После замены электродвигателя на насосной установки 29.12.2003 г., проведено дополнительное обследование, которое показало уменьшение вибрации агрегата. Однако, в связи с тем, что электродвигатели в обоих случаях прошли капитальный ремонт было рекомендовано организовать постоянный контроль агрегатов.

Последующие замеры показывают (см. рис.4), что за весь период работы с момента запуска агрегата – 02.09.2003 г. по 09.11.2004 г. по насосной части агрегата изменений вибропараметров не наблюдается. По вибросмещению и виброскорости по секциям насоса и возможным источникам возбуждения колебаний разница между замерами по времени составляет не более 1,5–2%. В

противовес этому по электродвигателю наблюдается резкий рост виброскорости достигающей 20 мм/с и превосходящую допустимую более чем в 8 раз.

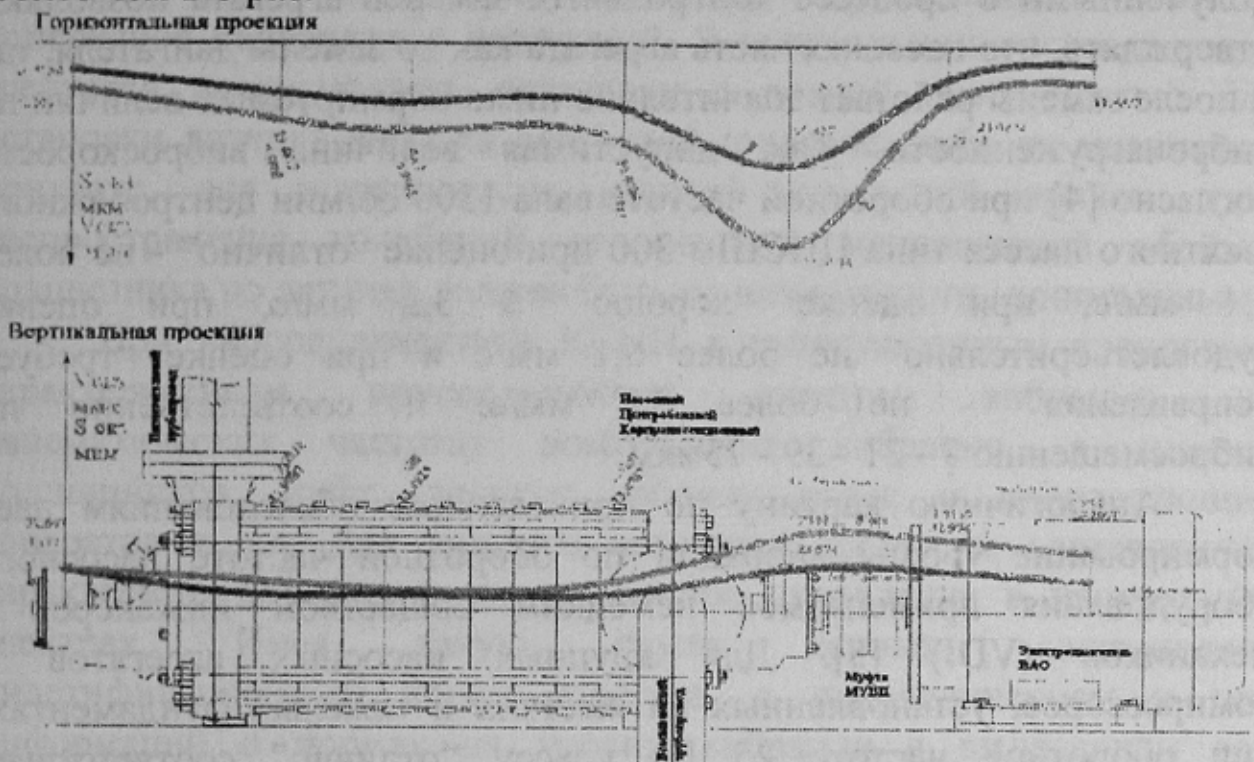


Рис. 2 Упругая линия вала насоса ЦНСШм 300-600ш. Дзержинского гор. 516, станц.№3 от 24.11.03 (наработка 105ч.) (штампо-сварные стальные рабочие колеса)

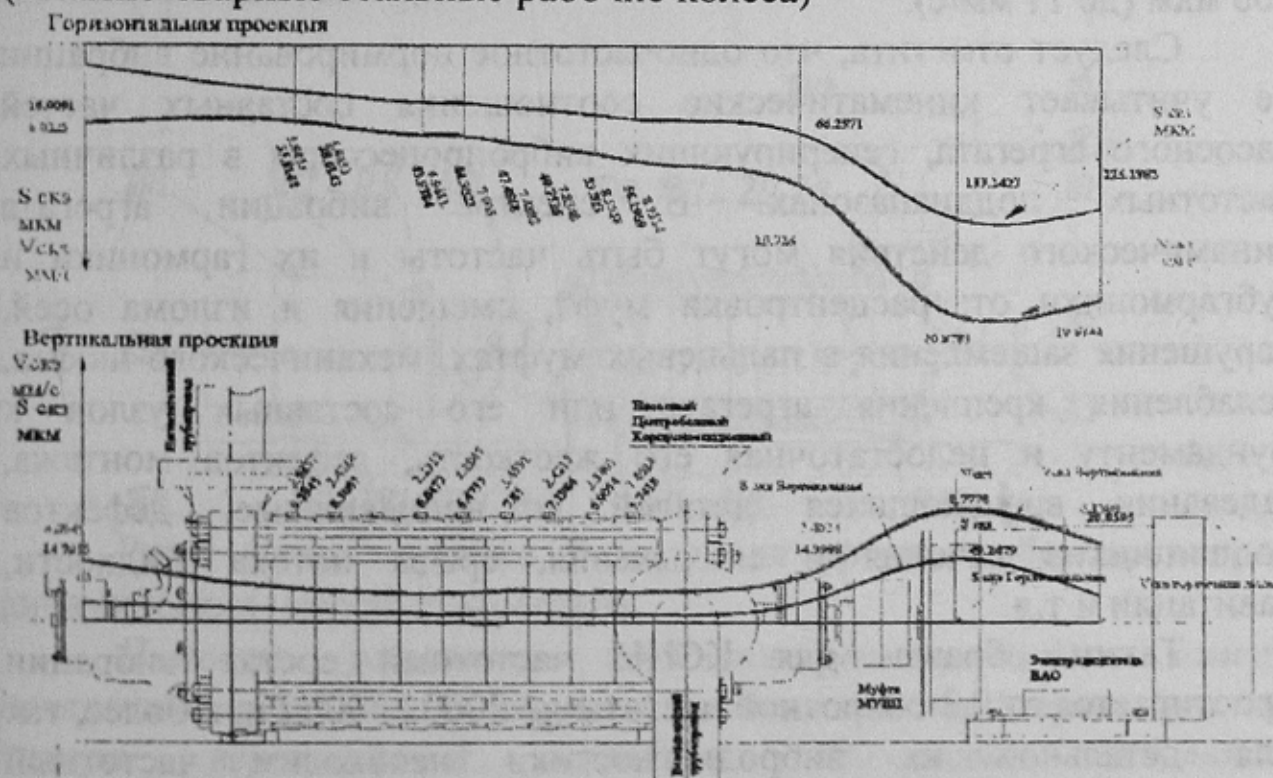


Рис. 3 Упругая линия вала насоса ЦНСШм 300-600ш. Дзержинского гор. 516, станц.№3 от 09.11.04 (наработка 3748ч.) (штампо-сварные стальные рабочие колеса)

Сопоставление вибропараметров узлов и рабочих источников возникновения кинематических частот возбуждения вибрации с полученными в процессе контрольных замеров агрегата позволяют утверждать, что насосная часть агрегата как до замены двигателя, так и после замены работает значительно ниже нормируемых величин по вибронагруженности. Так, допустимая величина виброскорости согласно [4] при оборотной частоте вала 1500 об/мин центробежного шахтного насоса типа ЦНСШм 300 при оценке "отлично" - не более 1,4 мм/с, при оценке "хорошо" $\leq 3,2$ мм/с, при оценке "удовлетворительно" не более 6,1 мм/с и при оценке "требуется исправления" - не более 12 мм/с, и соответственно по вибросмещению 9 - 21 - 39 - 75 мкм.

Аналогичную картину по приведенным обследованиям дает нормирование уровня вибрации по оборотной частоте насосного оборудования применяемое немецким обществом инженеров - механиков (VDI) [5]. Для крупных насосных агрегатов и компрессоров, установленных на жестких и тяжелых фундаментах, при оборотной частоте 25 Гц классу "отлично" соответствует амплитуда вибросмещения менее 16 мкм (менее 1,8 мм/с), "хорошо" - от 16 до 40 мкм (от 1,8 до 4,5 мм/с), "удовлетворительно" от 40 до 100 мкм (до 11 мм/с).

Следует отметить, что одночастотное нормирование вибрации не учитывает кинематические соотношения составных частей насосного агрегата, генерирующих вибропроцессы в различных частотных поддиапазонах. В спектре вибрации агрегата динамического действия могут быть частоты и их гармоники и субгармоники от: расцентровки муфт, смещения и излома осей, нарушения зацепления в пальцевых муфтах, механического люфта, ослабления крепления агрегата или его составных узлов к фундаменту и недостаточная его жесткость, дефектов монтажа, задевания вращающихся деталей о неподвижные, дефектов подшипников качения и скольжения, срыва потока жидкости, кавитации и т.д.

Таким образом для КСЦН частотный состав вибрации простирается от 0,3 оборотной частоты до 2000...3000 Гц, и более, т.е. для детальной их вибродиагностики необходим частотный (спектральный) анализ вышеуказанного диапазона.

Основополагающее значение для вибродиагностики КСЦН имеет место штатной установки датчика (пьезоакселерометра),

способ его крепления и направления измерения. На рис.4 указаны места установки датчиков - 1, ... , 19 и плоскости измерения вибрации, а В, О, П -соответственно вертикальное, осевое и поперечное направления измерений. В конструкции опорных узлов требуется предусмотреть площадки с ровной поверхностью для установки датчика либо на резьбовой шпильке, либо на магнитном прихвате, для идентичности условий измерений причем путь распространения колебаний от внешней неподвижной обоймы подшипника до датчика должен быть по возможности минимальным.

При вибродиагностике КСЦН к вышеуказанным трендовым характеристикам присоединяются спектры вибрации на кинематических частотах возбуждения вибрации, а именно подшипников, муфт, лопаток рабочих колес и направляющих аппаратов и т.д. Для каждого источника вибрации составляются характерные дефекты и их возможное проявление в измеряемых спектрах. Имея такую групп данных, являющуюся индентификационным кодом агрегата, с присоединением к ней информации о нормах на уровни вибрации с выделением зон предельно допустимых ее величин для различных действующих источников оценивается допустимый ресурс или предельное состояние машины.

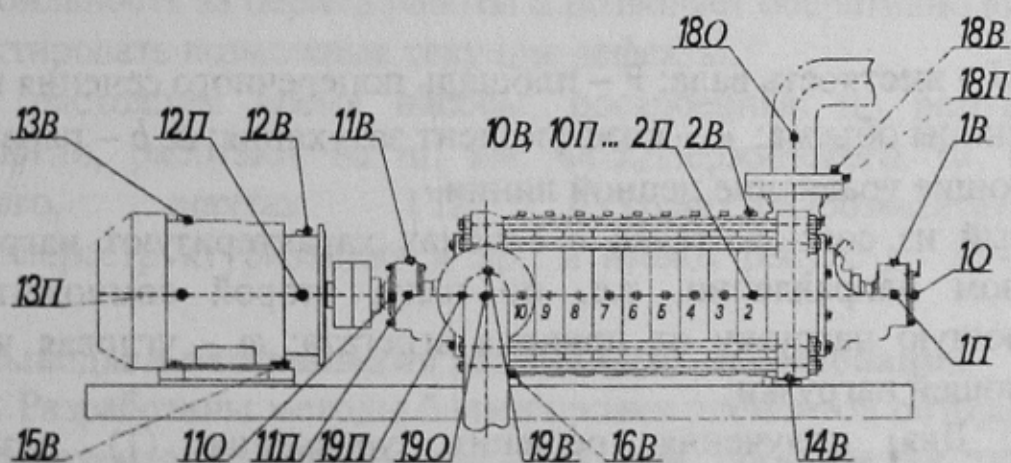


Рис.4 Схема замеров и контроля уровня вибропараметров динамических насосных агрегатов.

П-место установки пьезоакселерометра для замера поперечных колебаний; В- место установки пьезоакселерометра для замера вертикальных колебаний; О-место установки пьезоакселерометра для замера осевых колебаний.

Однако, с учетом вышесказанного, для корпусно – секционных машин, только по прогнозируемому, заранее определенному закону распределения неуравновешенных масс на роторе, такая диагностика будет значимой.

Следовательно, к трендовым характеристикам и спектрам колебаний КСЦН должны быть присоединены результаты решения задачи вынужденных колебаний системы с дискретными массами распределенными по ротору с одинаковым шагом.

В таком случае уравнение вынужденных колебаний вала с дискретными массами [6] установленными с равномерным шагом на валу с учетом сил затухания можно записать:

- для случая аппроксимации распределения балансных мер по параболической зависимости:

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \frac{\gamma F}{g} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \mu EJ \frac{\partial^5 y}{\partial t \partial x^4} = (Ax^2 + Bx + C) \sin \omega t, \quad (1)$$

- для случая аппроксимации распределения балансных мер по уравнению цепной линии:

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \frac{\gamma F}{g} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \mu EJ \frac{\partial^5 y}{\partial t \partial x^4} = \bar{B} \cdot \operatorname{ch} \left(\frac{x}{a} \right) \sin \omega t, \quad (2)$$

где EJ – жесткость вала; F – площадь поперечного сечения вала; γ – вес единицы объема; μ – коэффициент затухания; a, b – параметры, описывающие уравнение цепной линии.

Первый из сомножителей в скобках характеризуют нагрузку в продольном направлении, т.е. по валу, второй сомножитель – возмущающую нагрузку от привода агрегата; ω – угловая частота возмущающей нагрузки;

Для получения решения уравнения (1) разложим продольную составляющую нагрузки в ряд Фурье.

В таком случае уравнение колебаний вала под действием возмущающей нагрузки (1) приобретет вид:

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \frac{\gamma F}{g} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \mu EJ \frac{\partial^5 y}{\partial t \partial x^4} = \left[\frac{Al^2}{3} + C + 4A \sum_{k=1}^{\infty} (-1)^k \frac{\cos kx}{k^2} - 2B \sum_{k=1}^{\infty} (-1)^k \frac{\sin kx}{k} \right] \sin \omega t, \quad (3)$$

Решение задачи вынужденных колебаний роторов корпусно-секционных машин приводит к соотношению вида:

$$Y = \frac{1}{EY} \times \left(K + K_1 x + K_2 \frac{x^2}{2} + K_3 \frac{x^3}{6} + \frac{1}{6} \sum_{i=1}^m P_n (x - x_i)^3 \right) \quad (4);$$

для $x_1 \leq x \leq x_{n+1}$

k, k_1, k_2, k_3 - коэффициенты полученные в результате общего решения уравнения (1);

где x_{n+1} - интервал ротора между первым колесом и $(n+1)$ колесом;

P_n - сосредоточения нагрузки на участке под рассчитываемым колесом.

Полученное решение (4) методом Галеркина Б.Г. [6] полностью описывает колебания роторов динамических турбомашин, в том числе и в корпусно-секционных насосах при действии переменной во времени нагрузки для системы с дискретно расположенными массами.

Построенные по предложенной технологии синфазной сборки [1] агрегаты с прогнозируемым распределением неуравновешенных масс по ротору широко внедряются в отрасль. Постоянный контроль рабочих характеристик и вибропараметров этих агрегатов показывает их стабильность за период работы и позволяет оперативно выявлять и корректировать возможные текущие дефекты.

В настоящее время насосы, построенные по разработанной технологии, работают на ш. им. Ф.Э.Дзержинского, ш. им. А.М. Горького, шахтах ГП «Укршахтгидрозащита», ГП «Донуглереструктуризация» и др., и имеют ресурс до 18–20,8 тыс. часов.

Выводы и направления дальнейших исследований

1. Разработаны методы балансировки элементов ротора КСЦН с прогнозируемым распределением их при организации технологии сборки, позволяющие производить агрегаты малой вибронегативности и повышенного ресурса. В настоящее время насосы, созданные по разработанной технологии имеют наработку до 18–20 тыс. часов.

2 При вибродиагностике КСЦН к трендовым характеристикам присоединяются спектры вибрации, и для каждого источника вибрации составляются характерные дефекты и их возможное проявление в измеряемых спектрах. При наличии такой группы

данных, являющейся идентификационным кодом агрегата, для различных действующих источников вибрации, может быть оценено состояние машины.

3. Анализ функций распределения балансных мер и их адекватности функции нагрузки показывает, что в качестве возмущающих сил при теоретическом описании вынужденных колебаний роторов динамических турбомашин с учетом затухания должна быть принята функция параболического вида или закона цепной линии, эквидистантные распределению балансных мер.

4. Направление дальнейших исследований заключается в построении математической модели колебаний ротора корпусно-секционной машины с сосредоточенными массами, с различной неуравновешенности и сравнения полученного решения с трендовыми характеристиками.

Список источников:

1. Алиев Н. А. Технологическое обоснование методики сборки многосекционных шахтных насосов // Наукові праці Донецького національного технічного університету. - Серія: гірничо - електромеханічна. - Вип. 51. - Донецьк. 2002.

2. Алиев Н.А., Бондарь Ю.В., Исаев А.Е. Технология и методика изготовления и сборки многосекционных шахтных насосов горизонтальной и вертикальной компоновки малой вибронгруженности // Международный сборник научных трудов. – Прогрессивные технологии и системы машиностроения. – Вып. 24. - Донецк.

3. Грядущий Б.А., Алиев Н.А., Бондарь Ю.В. Корреляционно-статистический метод оценки остаточного ресурса шахтных машин динамического действия. Сборник научных трудов. /НГУ. Днепропетровск 2003. -№17.- Т.2. - С. 16-30

4. Васильев В. Д. и др. Монтаж компрессоров, насосов и вентиляторов. М "Высшая школа" 1979.

5. Крупные осевые и центробежные насосы. Монтаж, эксплуатация и ремонт. Справочное пособие. М "Машиностроение", 1977

6. Крылов А.Н. О некоторых дифференциальных уравнениях математической физики, имеющих приложение в технических вопросах. Изд-во АН ССР. Л., 1932г.