

УДК 621.67

## НОРМИРОВАНИЕ И МЕТОДИКА СТАТИЧЕСКОЙ БАЛАНСИРОВКИ КОЛЕС ПОГРУЖНОГО НАСОСА В ДИНАМИЧЕСКОМ РЕЖИМЕ

Бондарь Ю.В., с.н.с., НИИГМ им. М.М.Федорова,  
Кононенко А.П., канд.техн.наук, доц.,  
Пономаренко М.В. магистрант,  
Донецкий национальный технический университет

*Обоснована методика статической балансировки колес погружного насоса в динамическом режиме и дан пример ее практического применения.*

*The drowned pump wheel static balancing method in the dynamic mode is proved and the example of its practical application is given.*

**Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.** Неравномерность потока на входе в рабочее колесо насоса вызывает появление частот возмущений кратных оборотной частоте - пульсации давления с лопаточной частотой, равной произведению числа лопаток на оборотную частоту.

Амплитуда пульсаций давления с лопаточной частотой за насосом в области оптимальных расходов должна быть приблизительно в три раза больше амплитуды пульсаций на оборотной частоте, что может быть одним из критериев гидродинамического качества центробежного насоса [1].

Неуравновешенные центробежные силы вращающегося ротора насоса вызывают вибрацию его опорных узлов – подшипников. Вибрационными стандартами нормируются среднестатистическое значение виброскорости в диапазоне 10...1000 Гц [2]. Так для насосов с вмонтированным приводом и подвижными опорами (в нашем случае вертикальный консольный трубопровод погружного насоса) предельно допустимый уровень виброскорости составляет 7,1 мм/с, что может служить ориентиром при вибромониторинге.

Понижение уровня вибрации ротора корпусно-секционного центробежного насоса возможно за счет балансировки его рабочих колес до допустимого уровня виброскорости. Поэтому данная работа, ориентированная на обоснование методики статической балансировки колес погружного насоса является весьма актуальной.

**Анализ исследований и публикаций.** Рассматривают балансировку ротора центробежного насоса как одну из важных составляющих его долговечности [3]. Применимы две методики балансировки:

- по одной из них балансировку насоса производят в сборе в двух плоскостях коррекции дисбаланса, расположенных вблизи опорных узлов. Методика предусматривает наличие горизонтального разъема корпуса насоса для установки пробных грузов и удаления дисбалансных масс. Эта методика не применима к корпусно-секционным насосам, которые не имеют такого разъема. В производственных условиях балансировка корпусно-секционного насоса сводится не к снижению уровня вибрации на оборотной частоте, а к выравниванию вибрации опор путем установки дополнительного груза на полумуфту насоса;

- по другой методике балансируют составные элементы ротора насоса – рабочие колеса (рис. 1). Нормативный документ [4] устанавливает для них 4-й класс точности балансировки, по которому удельный дисбаланс  $D$  не должен превышать величины:

$$D(\text{г}\cdot\text{мм}) \leq 9549 \cdot G \cdot M / N, \quad (1)$$

где  $G$  – класс точности балансировки, в нашем случае  $G = 6,3$ ;

$M$  – масса колеса, кг;

$N$  – рабочая частота вращения, об/мин.

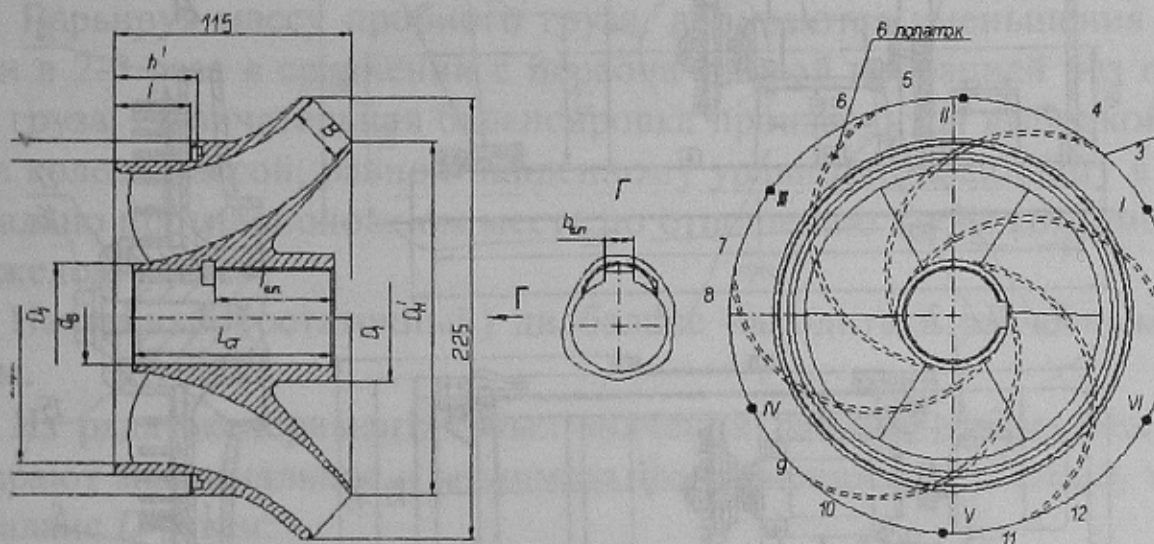


Рис.1 Рабочее колесо погружного насосного агрегата

Различая неуравновешенность как статическую, моментную или динамическую остановимся на статической. Статическая балансировка ставит целью приведение центра тяжести детали на ось ее вращения. Для рабочих колес центробежных насосов, имеющих дискообразную форму, одноплоскостная статическая балансировка применя-

ється при відносному параметрі ротора  $0,2-0,25$ , т.е., частиного від ділення ширини ротора на його діаметр. Однак, як следует из рис.1, для розглядаємих умов цей відносний параметр рівен  $115/225 = 0,51$ . Тому статическу балансіровку робочею колеса погружного насоса можна розглядати як проміжучний етап.

**Постановка задачі.** Необхідно обосновати методику статической балансіровки колес погружного насоса в динаміческом режимі і апробувати її при балансіровке натурних образцов робчих колес на спеціалізованном балансіровочном станке.

**Изложение материала и результаты.**

Для балансіровки робчих колес погружных насосных агрегатов на оборотной частоте используются следующие технические средства:

- балансіровочный станок (рис.2) в составе приводного электродвигателя 3000 об/мин, установленного на массивном основании, которое крепится через резиновые виброизоляторы к фундаментной раме станка; применено консольное расположение балансіруемого

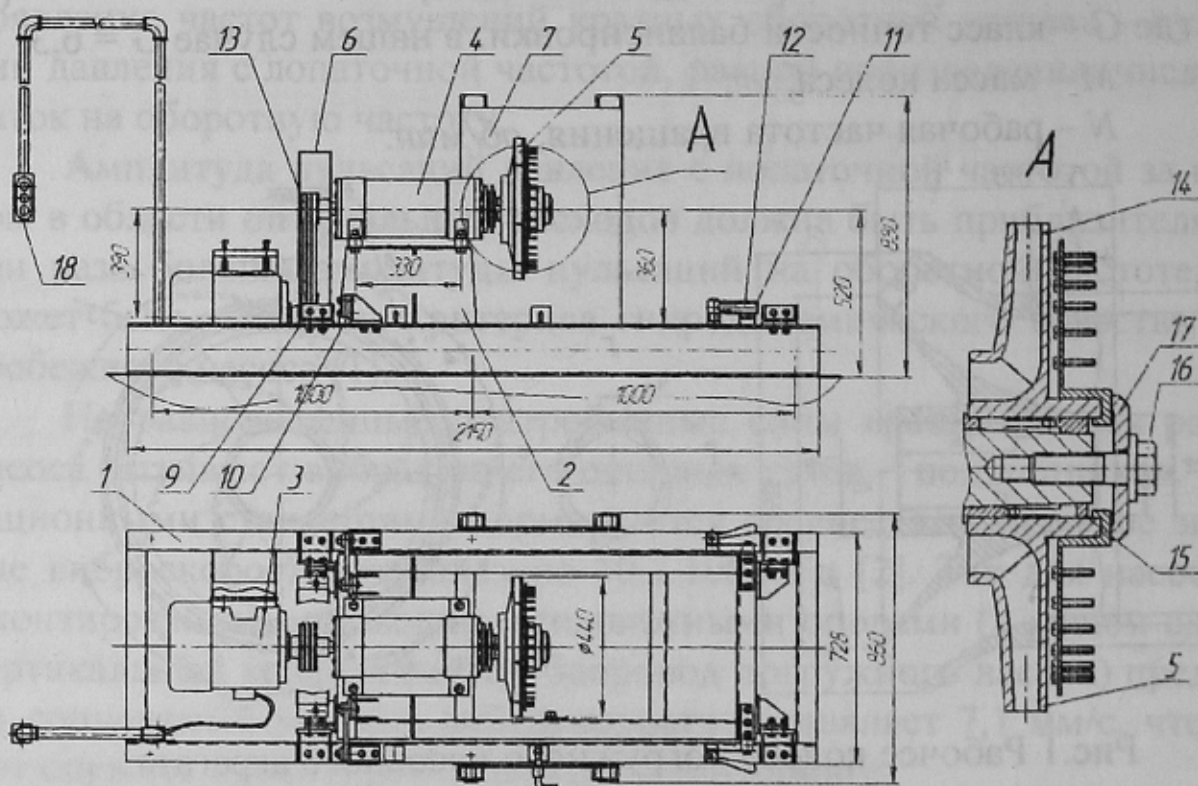


Рис. 2. Стенд СДБ-4 для балансіровки робчих колес насосов на робчих оборотах: 1 – неподвижная рама; 2 – подвижная рама; 3 – приводной электродвигатель; 4 – опорный узел; 5 – робчее колесо; 6, 7 – защитный кожух; 8 – вал; 9, 10, 11 – плоские пружины; 12 – эксцентриковый кулачок; 13 – клиноременная передача; 14 – диск балансіровочный; 15 – цанга; 16 – винт; 17 – шайба; 18 – пульт управления

колеса, которое крепиться на валу двигателя разжимной цангой, обеспечивающей беззазорную посадку. Определение и коррекцию дисбалансов обеспечивает устанавливаемая на горловине колеса прецизионная балансировочная оправка, изготовленная на координатном станке и имеющая на окружности радиуса 85 мм 36 винтов с шагом углового расположения 10 градусов для установки пробных и уравнивающих грузов;

- цифровой балансировочный прибор-анализатор ВБ-5 обеспечивает узкополосную следящую фильтрацию сигнала дисбаланса с погрешностью определения размаха вибросмещения  $\pm 5\%$  в диапазоне 0,2...2048 мкм и точность определения частоты вращения  $\pm 0,02\%$ .

#### *Описание методики балансировки.*

Применена одноплоскостная статическая балансировка в динамическом режиме на эксплуатационных оборотах, ставящая целью приведение центра тяжести колеса на ось вращения.

Для этого плоскость балансировочной оправки приближена к плоскости центра тяжести колеса. Начальный дисбаланс определяется методом кругового обхода пробным грузом по окружности оправки на радиусе 85 мм с шагом 60 градусов. По результатам пробных пусков находят угловое положение пробного груза, при котором наблюдается минимальная вибрация – это так называемое «легкое место». Варьируя массу пробного груза, добиваются уменьшения вибрации в 2-3 раза в сравнении с первоначальной вибрацией без пробного груза. Окончательная балансировка производится выборкой металла колеса массой, равной найденному уравнивающему в диаметрально противоположном месте по отношению к «легкому месту» - «тяжелом месте».

Начальный (остаточный) дисбаланс находится расчетным методом.

Из ряда экспериментальных значений размаха вибросмещений выбирают максимальное и минимальное значения ( $A_{\max}$  и  $A_{\min}$ ), тогда дисбаланс  $D$  равен:

$$D = \frac{A_{\max} - A_{\min}}{A_{\max} + A_{\min}} \cdot R \cdot m, \quad (2)$$

где  $R$  – радиус установки пробного (уравнивающего) груза массой  $m$ .

Неуравновешенная радиальная сила

$$Q = m \cdot R \cdot \left( \frac{n}{30} \cdot p \right)^2, \quad (3)$$

где  $n$  – частота вращения.

Особенностью определения остаточного дисбаланса является уменьшение веса пробного груза относительно первоначального.

Рассмотрим балансировочный процесс на конкретных примерах.

*Колесо №5.2 насоса АНПШ*

Масса колеса 5,14 кг, нормируемый (удельный) дисбаланс  $\leq 102,8$  г·мм, определение начального дисбаланса методом кругового обхода:

- начальный размах вибросмещения колеса без балансировочной оправки  $A_0 = 10,6$  мкм;

- круговой обход грузом  $m = 10$  г на радиусе  $R = 85$  мм.

Тогда в соответствии с (2)

$$D_{нач} = \frac{8,6 - 4,4}{8,6 + 4,4} \cdot 85 \cdot 10 = 275 \text{ г} \cdot \text{мм}.$$

Неуравновешенная масса на радиусе  $R = 85$  мм равняется  $m = 3,2$  г и вызывает неуравновешенную радиальную силу (3)

$$Q = 0,0033 \cdot 0,085 \left( \frac{3000}{30} \cdot 3,14 \right)^2 = 27,7 \text{ Н}.$$

На радиусе  $R = 85$  мм произведена выборка массой  $m = 5$  г.

По результатам кругового обхода грузом  $m = 5$  г выявлено, что начальный размах вибросмещения колеса составил 10,3 мкм. При  $A_{max} = 7,4$  мкм и  $A_{min} = 4,6$  мкм согласно (2)

$$D_{ост} = \frac{7,4 - 4,6}{7,4 + 4,6} \cdot 85 \cdot 5 = 99,2 \text{ г} \cdot \text{мм},$$

что меньше нормируемого 102,8 г·мм.

Процесс балансировки завершен.

*Колесо №5.3 насоса АНПШ*

Масса колеса 5,40 кг, нормируемый дисбаланс  $\leq 108$  г·мм. Размах вибросмещения колеса без оправки – 63,1 мкм.

Масса пробного груза  $m = 10$  г. Значения размаха вибросмещений  $A_{max} = 94,5$  мкм и  $A_{min} = 59,5$  мкм. Тогда согласно (2)

$$D_{нач} = \frac{94,5 - 59,5}{94,5 + 59,5} \cdot 85 \cdot 10 = 193 \text{ г} \cdot \text{мм}.$$

Произведена выборка массой  $m = 34$  г, размах вибросмещения составил 35,7 мкм, тогда неуравновешенная центробежная сила согласно (3) уменьшилась на

$$Q = 0,034 \cdot 0,085 \left( \frac{3000}{30} \cdot 3,14 \right)^2 = 284,9 \text{ Н}.$$

При проверке остаточного дисбаланса пробным грузом  $m = 5$  г выявлено, что размах вибросмещения колеса без балансировки оправки составил 54,6 мкм. При  $A_{\max} = 54,2$  мкм и  $A_{\min} = 42,0$  мкм

$$D_{\text{ост}} = \frac{54,2 - 42,0}{54,2 + 42,0} \cdot 85 \cdot 5 = 54 \text{ г} \cdot \text{мм},$$

что меньше нормируемого, равного 108 г·мм.

Завершающим этапом балансировки рабочего колеса погружного насоса является двухплоскостная балансировка. Известно, что ось неуравновешенного подвесного ротора движется по эллиптической траектории, совершая гармонические колебания в двух взаимно перпендикулярных направлениях [5].

Балансируя рабочее колесо в двух ортогональных плоскостях одновременно возможно движение оси ротора не по эллиптической, а по круговой траектории, уменьшающее вибрацию на оборотной частоте [6].

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

В статье обоснована и отработана на практике методика статической балансировки колес погружного насосного агрегата в динамическом режиме. При проведении дальнейших исследований данного вопроса необходимо практически обосновать целесообразность проведения двухплоскостной балансировки в ортогональных плоскостях рабочего колеса

Список источников.

1. Самарин А.А. Вибрации трубопроводов энергетических установок и методы их устранения. – М.: энергия, 1979 – 288 с.
2. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерения вибрации на не вращающихся частях. Часть 3. Промышленные машины номинальной мощностью свыше 15 кВт и номинальной скоростью вращения от 120 до 15000 об/мин. ГОСТ ИСО 10816 – 3 – 2000.
3. Алиев Н.А., Исаев А.Е., Пономаренко М.В., Алиев П.Н. // Научные труды ДонНТУ, 2006. – С. 317 - 327.
4. Система классов точности балансировки. Основные положения. ГОСТ 22061 – 76.
5. Вибрации в технике: Справочник: В 6 т / ред. совет: В.Н.Челомей. – М.: Машиностроение, 1978-1981. – т.2: Колебания нелинейных механических систем (под ред. И.И. Блехмана). 1979 – 351 с.
6. Smith R.L. // Balancing Problems Particular to Vertical Pumps // Sound and Vibr. – 1991 21, №5 s. 22-23.

Дата поступления статьи в редакцию: 17.04.07