Записки Ленинградского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени горного института им.Г.В.Плеханова,
т.LXXXVIII, 1981 г.

УДК 622.648.23

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСЕВЫХ НАГРУЗОК ГРУНТОВЫХ НАСОСОВ В СХЕМАХ С ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНЫМ ВКЛЮЧЕНИЕМ

Д.Г.ПОВОЛОЦКИЙ

Осевая гидравлическая сила – это сумма неуравновешенных сил, действующих на рабочее колесо в осевом направлении. Они возникают при взаимодействии рабочего колеса с потоком гидросмеси и уравновешиваются осевой реакцией в подшипниках, установленных на валу насоса.

Используя эпюру давлений (рис. I), составим уравнение осевых сил, действующих на колесо. В левую его часть войдут силы со стороны всасывающего патрубка, являющиеся результатом действия статического давления P_1 на по-

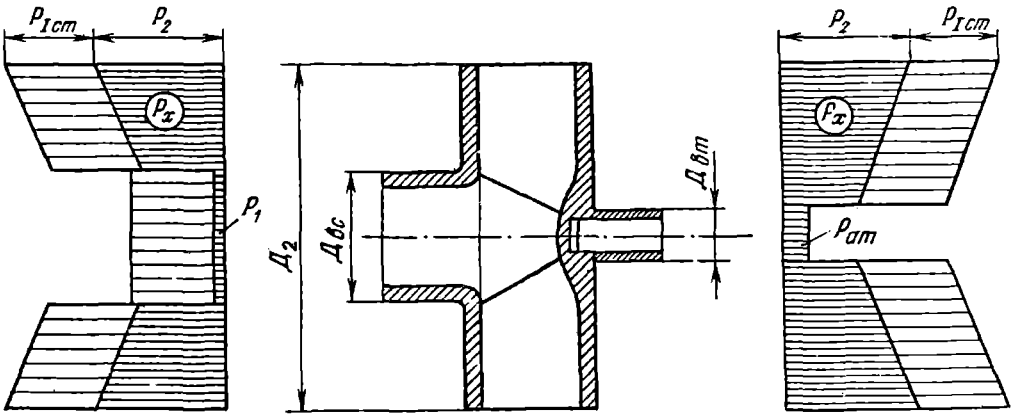


Рис.1. Эпюра давлений, действующих на рабочее колесо насоса

верхность площадью $S_1=\pi D_{вс}^2/4$ и гидродинамического давления P_x на площадь $S_2=(D^2-D_{вс}^2)\pi/4$. Распределение давления P_x в плоскости между дисками колеса и стенкой корпуса зависит от скорости движения здесь жидкости. Соответствующее изменение осевой силы в зависимости от величины утечек подробно рассмотрено в работе А.А.Ломакина[x]. Для нормального состояния уп-

[x] Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. М., Машиностроение, 1965.

лотнения, пренебрегая величиной утечек, можно считать одинаковыми движения жидкости в полостях с обеих сторон колеса. Жидкость приобретает угловую скорость, равную половине угловой скорости колеса, т.е.

$$P_x = P_2 - \rho \frac{\omega^2}{8} \frac{D_{вс}^2 - D_x^2}{4} ,$$

где P_2 - давление на выходе из рабочего колеса; ρ - плотность жидкости; D_x - диаметр колеса, на котором определяется величина давления.

В пределах от D до $D_{вс}$ давления P_x со стороны переднего и заднего дисков распределяются одинаково, силы равны и взаимно уничтожаются. Кольцевая площадь дисков диметром $D_{вс}$ и $D_{вт}$ не уравновешена. Со стороны всасывающего патрубка на нее действует давление P_1 , а со стороны нагнетания - давления P_x . Следовательно, в левую часть уравнения войдет только сила F_1 , действующая на площадь S_1

$$F_1 = P_1 \pi D_{вс}^2 / 4 \qquad (I)$$

В правую часть уравнения войдут осевые силы F_x от действия давления P_x на кольцевую площадь между диаметрами $D_{вс}$ и $D_{вт}$ и F_2 от действия атмосферного давления $P_{ат}$ на вал, площадь поперечного сечения которого в месте нахождения сальниковой втулки равна $\pi D_{вт}^2 / 4$.

Так как давление P_x в различных точках диаметра колеса разное, величину осевой силы F_x от действия давления P_x находят интегрированием по площади неуравновешенного кольца с нижним пределом $D_{вт}$ и верхним $D_{вс}$ [x]:

$$F_x = \int_{D_{вт}}^{D_{вс}} \left[P_2 - \rho \frac{\omega^2}{8} \frac{(D_2^2 - D_x^2)}{4} \right] \frac{1}{2} \pi D_x d D_x = \frac{\pi}{4} \left(D_{вс}^2 - D_{вт}^2 \right) \times$$
$$\times \left(P_2 - \rho \frac{\omega^2 (2D_2^2 - D_{вс}^2 - D_{вт}^2)}{64} \right) , \qquad (2)$$

где $P_2 = P_1 + P_н$; ω - угловая частота вращения колеса, $\omega = \pi n / 60$; $P_н$ - статическое давление на выходе из рабочего колеса, приобретаемое по прохождении потока через рабочее колесо; n - частота вращения колеса.

Обозначим реакцию упорного подшипника R. Уравнение действия осевых нагрузок будет иметь вид

$$R + \frac{\pi}{4} P_1 D_{вс}^2 = \frac{\pi}{4} \left(D_{вс}^2 - D_{вт}^2 \right) \left(P_2 - \rho \frac{\omega^2 (2D_2^2 - D_{вс}^2 - D_{вт}^2)}{64} \right) + P_{ат} \frac{\pi D_{вт}^2}{4} ,$$

или

$$R = \left(D_{вс}^2 - D_{вс}^2 \right) \left(P_1 + P_н - \rho \frac{\pi^2 n^2 (2D_2^2 - D_{вс}^2 - D_{вт}^2)}{60^2 \cdot 64} \right) + P_{ат} D_{вт}^2 - P_1 D_{вс}^2 . \qquad (3)$$

---

[x] Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. М., Машиностроение, 1965.

В грунтовом насосе нагрузки, действующие на рабочее колесо со стороны всаса и нагнетания, уравновешиваются осевыми реакциями, возникающими в упорных подшипниках на валу насоса. Анализ уравнения (3) показывает, что осевое усилие имеет линейную зависимость от величины давления P_1 во всасывающем патрубке насоса. Причем P_1 входит в уравнение со знаком "минус". Следовательно, с повышением давления на входе в грунтовый насос осевая нагрузка на упорный подшипник снижается. Это обстоятельство имеет весьма важное значение для схем с последовательным включением грунтовых насосов. Насосы второй ступени имеют, как правило, меньшую нагрузку на упорные подшипники, чем насосы первой ступени. А при определенных соотношениях давлений на входе и выходе из насоса и диаметров всасывающего патрубка $D_{вс}$ и сальниковой втулки $D_{вт}$ эта нагрузка может вообще стать равной нулю. Действительно, если в уравнении (3) принять $R = 0$, то после преобразований получим выражение для определения величины избыточного давления на входе в насос второй ступени, при котором нагрузка на упорный подшипник исчезает:

$$P_{1ст}(P_н - A)B \qquad (4)$$

где $A = \rho \dfrac{\pi^2 n^2 (2D_2^2 - D_{вс}^2 - D_{вт}^2)}{60^2 \cdot 64}$ $\qquad B = \left(\dfrac{D_{вс}}{D_{вт}}\right)^2 - 1$

Режим работы насоса второй ступени, при котором во всасывающий патрубок подается жидкость с давлением, равным величине, определяемой зависимостью (4), является весьма опасным, так как при любых колебаниях давления на упорный подшипник действует знакопеременная нагрузка. Особенно опасно это при плохой сборке насоса, когда вал насоса с посаженным на него рабочим колесом имеет люфт в продольном направлении. В этом случае возникают ударные нагрузки, выводящие подшипники из строя.

Выполненные экспериментальные исследования показали, что осциллограмма давления на выходе из грунтового насоса имеет синусоидальный характер (рис. 2); причем амплитуда колебания достигает 20 % от давления, развивае-

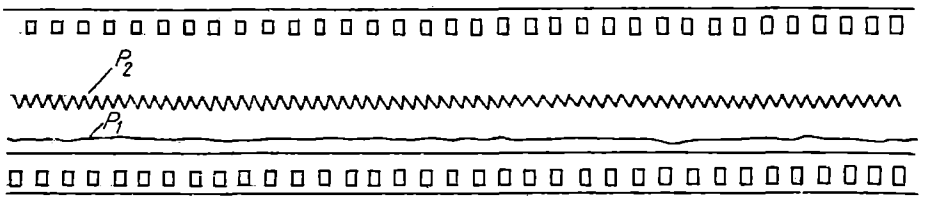


Рис.2. Осциллограмма пульсации давления на выходе из грунтового насоса 12Гр-8Т

мого насосом, а частота f определяется частотой вращения n и числом лопаток m рабочего колеса:

$$f = n\ m/60$$

Для насоса 12Гр-8Т при n = 750 об/мин и m = 4 частота, определенная по осциллограмме, равна 50 Гц. Это подтверждает, что колебания давления вызваны спецификой геометрии рабочего колеса. Действительно, рабочие

колеса насосов для гидросмеси в отличие от рабочих колес насосов для чистой жидкости имеют плоские передние диски и меньшее число лопаток, что вызвано необходимостью пропускания через их каналы крупных включений твердого материала. В грунтовых насосах и углесосах такие изменения в конструкции рабочего колеса являются необходимыми, хотя и ухудшают его геометрию и вызывают пульсацию давления.

При последовательном включении грунтовых насосов происходит наложение колебаний первой ступени на вторую. При этом возможно удвоение амплитуды. Для сглаживания колебаний давления на трубопроводе, соединяющем первую ступень со второй, следует установить воздушный колпак.

Кроме того, учитывая, что основным потребителем грунтовых насосов, выпускаемых отечественными заводами, являются обогатительные фабрики, перекачивающие, как правило, тонкоизмельченные продукты и отходы обогащения, следует создавать модификации насосов для тонкоизмельченных продуктов с улучшенной геометрией рабочего колеса, имеющего большее число лопаток и передний диск конической формы.

Выводы

1. В схемах с последовательным включением грунтовых насосов осевые нагрузки у насосов второй ступени имеют меньшую величину, чем у насосов первой ступени.

2. Грунтовые насосы имеют пульсирующую составляющую осевой нагрузки, которую необходимо учитывать при выборе упорных подшипников.

3. Небольшой срок службы упорных подшипников у грунтовых насосов объясняется наличием пульсирующей составляющей осевой нагрузки.

4. При проектировании схем гидротранспорта с последовательным включением грунтовых насосов необходимо, пользуясь зависимостью (4), определять величину давления на входе в насос второй ступени, при котором пульсирующая нагрузка может перейти в знакопеременную, и принимать меры к тому, чтобы насос не попадал в такой режим работы.

5. Для перекачки тонкоизмельченных продуктов следует создать модификацию грунтовых насосов с улучшенной геометрией рабочего колеса.