

РАЗГРУЗОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА РОТОРОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

М. С. Мельниченко

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь*

Научный руководитель Ю. А. Андреевец

Для различных систем водоснабжения и трубопроводного транспорта применяют центробежные насосы разных конструкций, но для всех типов насосов и условий эксплуатации общим являются действующие силы на рабочие колеса.

Во время работы центробежного насоса на его ротор действует сложная система сил. В случае применения в насосе рабочих колес одностороннего входа с проходным валом (рис. 1), среди действующих сил наибольшей по абсолютному значению будет являться осевая сила [1]–[4]. Причина ее возникновения – отсутствие симметрии рабочего колеса относительно плоскости перпендикулярной оси ротора. Площадь внешней поверхности основного диска, находящаяся под давлением нагнетания p_2 , больше аналогичной поверхности покрывающего диска, что приводит к возникновению статической силы давления, направленной в сторону входной воронки. В области от r_2 до r_y давления справа и слева равны и уравниваются. В области от r_y до r_b давление слева, равное давлению у входа в насос, значительно меньше, чем справа. Это ведет к возникновению осевой силы, равной объему эпюры разности давлений на правую и левую наружные поверхности рабочего колеса.

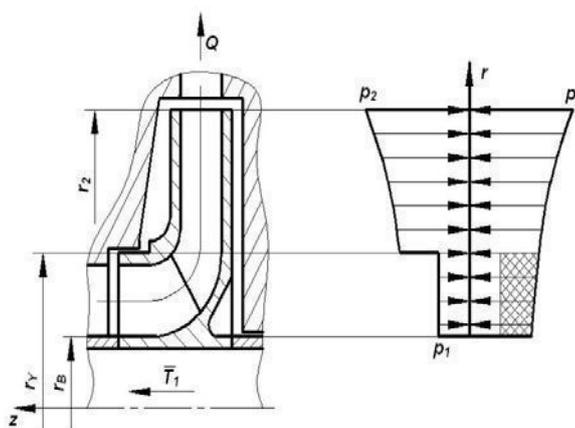


Рис. 1. Схема распределения давления по боковым поверхностям рабочего колеса

Приближенно осевое усилие на роторе насоса можно определить по уравнению [3]:

$$A = \pi(r_y^2 - r_b^2)\gamma \cdot H, \text{ Н},$$

где H – напор насоса, м; r_y – радиус входной воронки, м; r_b – радиус втулки, м.

Осевую силу можно уравновесить с помощью следующих конструктивных способов.

1. Применение рабочего колеса двустороннего входа (рис. 2, а). Самый эффективный способ осевой разгрузки ротора в одноступенчатых насосах [1]–[4]. Однако применяется при больших расходах.

2. Применение симметричных щелевых уплотнений (рис. 2, б). Для выравнивания сил давления на основной и покрывающий диски заднее щелевое уплотнение располагается на одном уровне с передним. Полость Б соединяется с полостью А разгрузочными отверстиями в основном диске рабочего колеса или обводной трубой (показана пунктиром). При таком способе снижается КПД на 3–4 % из-за увеличения объемных потерь и нарушения структуры потока на входе в рабочее колесо [1]–[4].

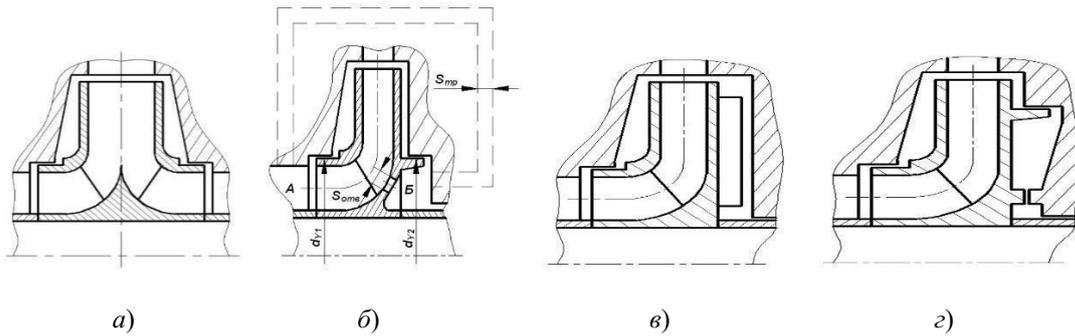


Рис. 2. Способы уравнивания осевой силы в центробежных одноступенчатых насосах: *а* – рабочее колесо двухстороннего входа; *б* – симметричные щелевые уплотнения и разгрузочные отверстия; *в* – рабочее колесо с импеллером; *г* – переменный торцовый дроссель

3. Установка радиальных ребер (импеллеров) на основном диске рабочего колеса (рис. 2, *в*). Импеллер закручивает жидкость в задней пазухе, изменяя эпюру давления. Применение импеллеров связано с дополнительной затратой мощности и снижением КПД насоса примерно на 3–5 %. Такой способ разгрузки часто применяется в насосах, перекачивающих загрязненные жидкости [1]–[4].

4. Уравнивание с помощью переменного торцового дросселя (рис. 2, *г*). Наиболее экономичный способ из-за автоматического уравнивания сил давления на обе стороны рабочего колеса с помощью переменного дросселя, проводимость которого изменяется при осевом смещении ротора [1]–[4].

5. Симметричное расположение групп рабочих колес (рис. 3, *а*). Рабочие колеса одностороннего входа насаживаются на вал, причем одна группа колес направлена входными воронками противоположно направлению входных воронок другой группы. В результате осевые силы обеих групп рабочих колес взаимно уравниваются. Недостатком этого способа разгрузки являются дополнительные гидравлические потери, увеличенные габариты и металлоемкость, усложнение отливок и конструкции в целом [1]–[4].

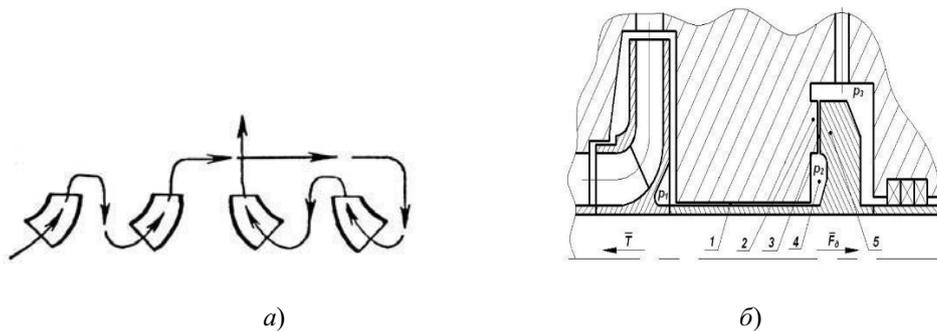


Рис. 3. Способы уравнивания осевой силы в центробежных многоступенчатых насосах: *а* – симметричное расположение групп рабочих колес; *б* – гидравлическая пята

6. Применение гидравлической пяты (рис. 3, *б*). Наиболее распространенный способ уравнивания осевой силы в насосах секционного типа. Гидропята – это саморегулируемое устройство, имеет малые утечки жидкости. К недостаткам отно-

сятся большая сложность в изготовлении и сборке, а также чувствительность к парообразованию в насосе [1]–[4].

При проектировании рабочего колеса на основе теории подобия [1] в качестве модели был выбран насос типа X-80-50-250 (рис. 4), в котором в качестве разгрузочного устройства используются отверстия в ведущем диске рабочего колеса и симметричные щелевые уплотнения [5]. Для заданных исходных данных: напор на выходе из насоса $H = 76,24$ м; подача $Q = 12$ л/с; геометрическая высота всасывания $h_{г.в} = 3$ м; скорость движения жидкости во всасывающем трубопроводе $v = 0,9$ м/с; потери во всасывающем трубопроводе $\Delta h_{в.с} = 2,38$ м; плотность воды при 15°C $\rho = 999,1$ кг/м³; атмосферное давление $p_{атм} = 98$ кПа.

Давления на входе в насос p_1 и на выходе из насоса p_2 определяются по формулам [1], [3]:

$$p_1 = p_{атм} - h_{г.в} \cdot \rho \cdot g - \frac{\rho \cdot v^2}{2} - \rho \cdot g \cdot \Delta h_{в.с} = 44587,02 \text{ Па}; \quad p_2 = \rho \cdot g \cdot H = 747241,23 \text{ Па}.$$

В проектируемом рабочем колесе радиусы $r_y = 42,5$ мм и $r_b = 17$ мм. Таким образом осевая сила, возникающая под действием разности давлений, равна $A = 3560$ Н.

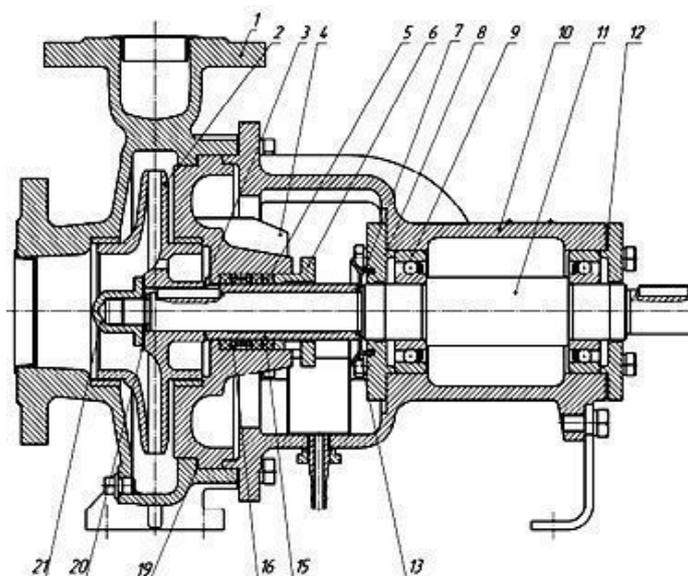


Рис. 4. Насос X-80-50-250

Площадь разгрузочных отверстий выбирают из условия [1], [3]:

$$F_{тр} (\sum F_{отв}) = (4 - 5) \pi \cdot D_y \delta = 0,264 - 0,33 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

где $D_y = 42,5$ мм – диаметр уплотнения; $\delta = 0,5$ мм – зазор щелевого уплотнения.

При 10 разгрузочных отверстиях диаметр одного отверстия составил $d = 6,5$ мм.

Рассмотрев способы уравнивания роторов центробежных насосов, можно сделать вывод: для центробежных одноступенчатых насосов наиболее широко используется применение щелевых уплотнений и разгрузочных отверстий. Данный

способ уравнивания может быть применен при проектировании рабочих колес с использованием формул теории подобия.

Л и т е р а т у р а

1. Михайлов, А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – М. : Машиностроение, 1977.
2. Лопастные насосы : справочник / В. А. Зимницкий [и др.] ; под общ. ред. В. А. Зимницкого и В. А. Умова. – Л. : Машиностроение. Ленинград. отделение, 1986. – 334 с. : ил.
3. Байбиков, А. С. Гидродинамика вспомогательных трактов лопастных машин / А. С. Байбикова, В. К. Карахьян. – М. : Машиностроение, 1982. – 112 с.
4. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод : учеб. пособие для студентов высш. учеб. заведений / под ред. С. П. Стесина. – М. : Академия, 2005. – 336 с.
5. Каталог продукции фирмы ОАО «ГМС Насосы». – Режим доступа: <http://www.hms-livgidromash.ru/catalog/konsolnye-nasosy/>).