

Рис. 2. График зависимости перемещения образца от:  
1 – зернистости; 2 – содержания полиэфирной смолы;  
3 – содержания карбида кремния

Таким образом, при нагрузке 500 Н содержание полиэфирной смолы, карбида кремния и его зернистости прямо пропорционально влияет на величину перемещения образцов.

#### Литература

1. Михайлов, М. И. Основы научных исследований и инновационной деятельности : учеб. пособие / М. И. Михайлов ; М-во образования Респ. Беларусь, Гомел. гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2017. – 399 с.
2. Тихомиров, В. Б. Математические методы планирования эксперимента при изучении нетканых материалов / В. Б. Тихомиров. – М. : Легкая индустрия, 1968. – 155 с.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ

К. В. Пупенко

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

Научный руководитель Ю. А. Андреевец

Снизить потребление электроэнергии насосным оборудованием можно на этапе конструирования или в процессе эксплуатации с помощью оптимизации конструкции и проточной части насоса. Наибольшее влияние на уменьшение КПД при прохождении рабочей жидкости по проточной части центробежного насоса имеют гидравлические сопротивления.

Целью данной работы является анализ местных сопротивлений проточной части центробежного консольного одноступенчатого насоса как наиболее распространенной конструкции для общего водоснабжения и водоперекачивания.

Гидравлические потери возникают при прохождении жидкости через насос в следствии изменения направления движения и скорости. Проточная часть любого центробежного насоса содержит следующие конструктивные элементы: входной патрубок, рабочее колесо и спиральная камера или направляющий аппарат [1], [2] (рис. 1).

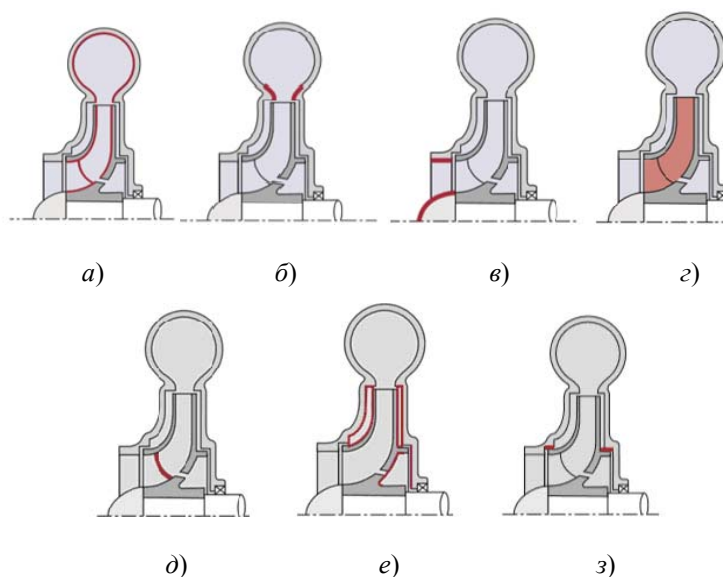


Рис. 1. Элементы насоса, вызывающие гидравлические потери

*Гидродинамическое трение* (рис. 1, а) приводит к снижению напора, зависит от шероховатости поверхности и скорости движения жидкости относительно поверхности:

$$H_{\text{пот.тр}} = \zeta H_{\text{дин.вх}} = \zeta \frac{v^2}{2g},$$

где  $\zeta$  – безразмерный коэффициент потерь;  $H_{\text{дин.вх}}$  – скоростной напор на входе элемента, м;  $v$  – скорость потока на входе элемента, м/с.

*Потери на перемешивание при расширении* (рис. 1, б) и *при сужении* (рис. 1, в) *поперечного сечения* возникают из-за преобразования кинетической энергии в энергию статического давления, которое сопровождается интенсивным перемешиванием и образованием вихрей:

$$H_{\text{пот.расш}} = \left[1 - \frac{S_1}{S_2}\right]^2 \frac{v_1^2}{2g}, \quad H_{\text{пот.суж}} = \left[1 - \frac{S_0}{S_2}\right]^2 \frac{v_0^2}{2g},$$

где  $v_1$  – скорость жидкости на входе элемента, м/с;  $S_1, S_2$  – площадь поперечного сечения на входе и на выходе, м<sup>2</sup>;  $v_0$  – скорость жидкости в сужении, м/с;  $\frac{S_0}{S_2}$  – отношение площадей до сужения и при сужении потока.

*Вихревые потери* (рис. 1, з) возникают из-за вихревых зон в элементах проточной части при неравномерных нагрузках. Вихревые зоны сокращают эффективную площадь поперечного сечения, доступную для потока, возникают на входе, в рабочем колесе, в направляющем аппарате или спиральной камере. Данный вид потерь практически не возможно оценить математически, но можно точно определить расположение вихревых зон с помощью современных лазерных измерений скорости или компьютерного моделирования.

*Потери при изменении направления потока* (рис. 1, д) возникают, когда угол прохождения потока не совпадает с углом лопаток рабочего колеса или передних

кромки лопаток направляющего аппарата, при этом возникает вихревая зона, которая приводит к сжатию потока за передней кромкой лопасти:

$$H_{\text{пот.изг}} = \varphi \frac{w_s^2}{2g},$$

где  $\varphi = 0,5-0,7$  – эмпирический коэффициент, зависящий от размера вихревой зоны после передней кромки лопатки;  $w_s$  – векторная разность относительных скоростей перед и после кромки лопатки.

Упрощенно потери при изменении направления можно определить по действительному расходу:

$$H_{\text{пот.изг}} = k_1(Q - Q_{\text{расч}})^2 + k_2,$$

где  $Q_{\text{расч}}$  – расчетный расход, м<sup>3</sup>/с;  $k_1$  – константа, с<sup>2</sup>/м<sup>5</sup>;  $k_2$  – константа, м.

*Потери на дисковое трение* (рис. 1, е) возникают из-за того, что каркас и втулка рабочего колеса вращаются в заполненном жидкостью корпусе насоса, которая начинает вращаться и создает первичный вихрь. Из-за разницы скоростей вращения жидкости на поверхностях рабочего колеса и корпуса насоса центробежная сила создает вторичное вихревое движение, которое увеличивает дисковое трение. Величина дискового трения зависит в основном от частоты вращения, диаметра рабочего колеса, а также от размеров корпуса насоса, шероховатости поверхностей рабочего колеса и корпуса насоса.

Дисковое трение вызывает увеличение мощности, подводимой от двигателя насосу:

$$N_{\text{пот.диск}} = k \rho u_2^3 D_2 (D_2 + 5e), \quad k = 7,3 \cdot 10^{-4} \left( \frac{2\nu \cdot 10^6}{u_2 D_2} \right)^m,$$

где  $D_2$  – диаметр рабочего колеса, м;  $e$  – расстояние вдоль оси до стенки на периферии рабочего колеса, м;  $u_2$  – окружная скорость, м/с;  $\nu$  – кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с;  $k$  – эмпирический коэффициент;  $m = 1/9-1/6$  – показатель степени, зависящий от вида поверхности.

*Потери, вызванные утечками через зазоры* (рис. 1, з), происходят из-за незначительной циркуляции жидкости через зазоры между подвижными и неподвижными деталями насоса, приводят к снижению производительности, так как увеличивается расход через рабочее колесо  $Q_{\text{раб.кол}}$  по сравнению с расходом через весь насос  $Q$  на величину утечек  $Q_{\text{утечек}}$ .

Перепад напора на зазоре определяется как сумма потерь, вызванных резким сужением на входе в зазор, потерь на трение между жидкостью и стенкой и потерь на резком расширении на выходе из зазора:

$$H_{\text{стат.зазора}} = 0,5 \frac{v^2}{2g} + \lambda \frac{l}{\delta} \frac{v^2}{2g} + l \frac{v^2}{2g},$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидродинамического трения;  $l$  – длина зазора, м;  $\delta$  – ширина зазора, м;  $v$  – скорость жидкости в зазоре, м/с.

Откуда можно определить расход на утечки жидкости через зазоры:

$$Q_{\text{утечки}} = S_{\text{зазора}} \sqrt{\frac{2gH_{\text{стат.зазора}}}{\lambda \frac{l}{s} + 1,5}},$$

где  $S_{\text{зазора}}$  – площадь поперечного сечения зазора,  $\text{м}^2$ .

Изменение напора вследствие гидравлических потерь можно проиллюстрировать преобразованием теоретической напорной характеристики центробежного насоса в рабочую (рис. 2) [3].

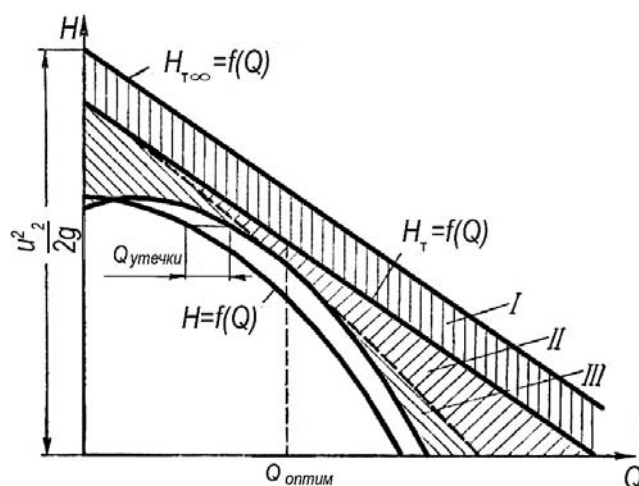


Рис. 2. Теоретические и действительные характеристики центробежного насоса

Зона *I* отражает потери насоса, обусловленные присоединенными вихрями или конечным числом лопастей. Зона *II* отражает потери на трение и образование локальных вихрей. Зона *III* – ударные потери, обусловленные набеганием потока перекачиваемой жидкости под положительным или отрицательным углом атаки на тыльную или лицевую поверхность лопастей насоса. Сверху в зоне *III* поток жидкости набегает на лицевую поверхность лопастей из-за малой подачи насоса, снизу в зоне *III* – на тыльную из-за большой подачи. Действительный напор определяется после уменьшения подачи на выходе насоса на величину утечек.

Таким образом, гидравлические потери в насосе являются результатом потерь напора на трение и потерь от изменения сечений потока и изменений его направления. Гидравлические потери каждого типа центробежного насоса следуют своему собственному закону и зависят от формы и конструкции подводящей камеры, длины и формы очертаний лопаток рабочего колеса, от угла атаки, формы и конструкции нагнетательной камеры насоса. Гидравлические потери достаточно сложно учесть математически, они существенно влияют на действительный напор насоса и чаще всего реальное значение напора определяется в ходе нормальных испытаний. Однако в процессе проектирования проточной части возможно минимизировать гидравлические потери, следовательно, увеличить КПД насоса, изменяя сопротивление движению жидкости.

## Литература

1. GRUNDFOS ИССЛЕДОВАНИЯ И ТЕХНОЛОГИИ / ООО «Грундфос», 2006. – 132 с.
2. Карелин, В. Я. Насосы и насосные станции : учеб. для вузов / В. Я. Карелин, А. В. Минаев. – М. : Стройиздат, 1986. – 320 с. : ил.
3. Кабанов, В. И. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Лопастные машины и гидродинамические передачи : учеб. пособие для вузов / В. И. Кабанов. – Минск : Выш. шк., 1989. – 183 с.

**АНАЛИЗ СИСТЕМ ПОДОГРЕВА ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ЖИДКОСТИ****К. А. Медников***Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь*

Научный руководитель Г. С. Кульгейко

Экономичная работа гидросистем транспортно-технологических машин возможна только при рациональном тепловом режиме. Современные машины не имеют системы терморегулирования масла в агрегатах гидросистемы. Ее отсутствие сказывается в основном при их эксплуатации в зимнее время.

Основными причинами, ухудшающими работоспособность и определяющими особенности функционирования агрегатов гидросистемы транспортно-технологических машин в холодное время года, являются следующие: отсутствие устройств терморегулирования масла в гидравлических системах современных мобильных машин, высокая вязкость рабочей жидкости в начальный период работы, определяющая ухудшение пусковых качеств гидронасосов, а также нарушение режима смазки узлов и механизмов, большая продолжительность прогрева рабочей жидкости до эксплуатационных температур, низкое значение установившегося теплового режима основных функциональных систем гидросистемы.

Как показало обобщение опыта, в условиях автотранспортного производства представляется возможным осуществить следующие способы улучшения работоспособности гидросистем: перед зимними работами подбирать для использования масла с улучшенными эксплуатационными свойствами, производить подогрев непосредственно перед началом работы и поддерживать рациональные температурные режимы непосредственно при эксплуатации [1].

Наилучшим решением вопроса необходимо было бы считать применение масел с пологой вязкостно-температурной характеристикой (масла на минеральной и синтетической основах) [2], [3].

Однако использование масел с улучшенными низкотемпературными свойствами эффективно в основном только в период пуска и в начале работы. На уровень установившегося теплового режима гидросистемы это не оказывает существенного влияния. Кроме того, объем производства указанных масел в нашей стране пока еще недостаточен, их применение ограничено высокой стоимостью, поэтому их разрабатывают, в основном, для районов Крайнего Севера и используют только в самых ответственных узлах трения. Улучшение работоспособности гидросистемы при эксплуатации поддержанием рациональных нагрузочного и скоростного режимов работы механизмов в сочетании с повышением коэффициента сменности и увеличением загрузки гидросистемы в течение рабочего дня является малоперспективным ввиду специфичности зимних видов работ. Стоянка машины в межсменное время в теплом гараже значительно снижает скорость охлаждения ее агрегатов и к началу смены температура масла в гидроагрегатах несколько выше температуры в помещении.