

03, март 2016

УДК 621.671

Анализ видов подводящих устройств в насосах типа НМ с точки зрения их энергоэффективности и кавитационных качеств

*Юнусова М. Ю., студент
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»*

*Научный руководитель: Петров А. И., к.т.н, доцент
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»
vyaroz@bmstu.ru*

Введение

В настоящее время во многих областях промышленности находит широкое применение насосное оборудование, требования к которому постоянно возрастают. Особенно это касается повышения надежности, снижения энергопотребления и обеспечения хороших кавитационных качеств [1, 2].

Подводящее устройство является одним из основных элементов проточной части центробежного насоса. Структура потока, сформированная на выходе из ПУ, имеет большое влияние на всю совокупность эксплуатационных качеств насоса, надежность в работе и срок службы насоса в целом. Неравномерное распределение скоростей потока на входе в рабочее колесо приводит к дополнительным потерям в нем, ухудшению кавитационных качеств, вибрационных и шумовых характеристик насоса.

От конструкции подвода зависит структура потока перед входом в рабочее колесо, которая в свою очередь оказывает значительное влияние на КПД и характеристики насоса в целом.

Постановка задачи

Подводящие каналы при входе в лопастное колесо должны обеспечить:

- осесимметричный (с возможно более равномерным распределением скоростей по всему сечению) поток, необходимый для создания установившегося относительного движения жидкости в области лопастного колеса;
- нулевое или заданное значение начального момента скорости, что является основой для расчета напора лопастного колеса;
- изменение величины скоростей от значений во всасывающем трубопроводе до величины, необходимой на входе в лопастное колесо, причем по возможности с минимальными потерями.

Подводы должны выполнять свои функции как при оптимальных, так и при отличных от оптимальных режимах, когда на входе в колесо возникают обратные токи, вихреобразования и т.п.

Существующие конструкции подводов не полностью удовлетворяют условиям энергоэффективности и имеют дальнейшие возможности увеличения КПД и улучшения кавитационных качеств [3]. Особенно это важно для крупных и постоянно работающих насосов, в частности, нефтяных магистральных насосов.

По условиям эксплуатации магистральных нефтяных насосов из линейки НМ1250...10000 к подводам предъявляются определенные требования:

- Обеспечение полной симметрии потока на входе в рабочее колесо (следовательно, и увеличение КПД);
- Сниженное значение критического кавитационного запаса (повышение кавитационных качеств);
- Экономия металла и снижение веса насоса (у существующих насосов вес составляет до 10 тонн);
- Технологичность и простота конструкции.

Анализ типов подводящих устройств насосов НМ

Рассмотрим 4 типа конструкций подводящих устройств:

1. Кольцевой подвод

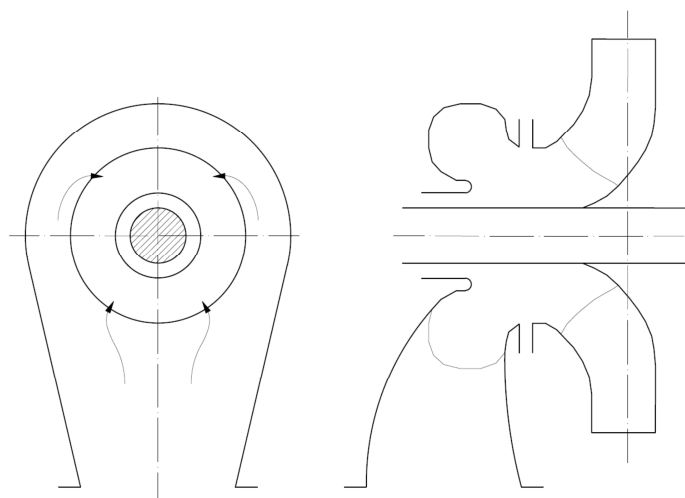


Рис. 1. Схема кольцевого подвода

Обычно применяется в многоступенчатых насосах. Перекачиваемая жидкость в колесо подается по радиусу (без окружной составляющей). При обтекании вала образуются «вихревые» зоны. При вращении вала, поток жидкости по обе стороны от него выходит неравномерно. Таким образом, кольцевой подвод создает неравномерное поле скоростей, которое приводит к снижению КПД. Однако простота его изготовления часто обуславливает применение такого типа подвода.

Достоинства: технологическая простота.

Недостатки: значительное нарушение равномерности подводимого к колесу потока, вихреобразование при обтекании проходного вала, низкий КПД.

2. Подвод в виде колена

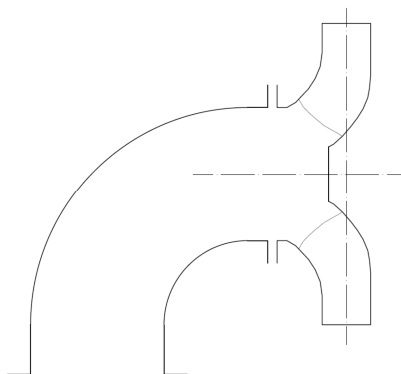


Рис. 2. Схема подвода в виде колена

Достоинства: не создает момента скорости на входе в рабочее колесо.
Недостатки: Существенная неравномерность поля скоростей на входе в колесо, вихреобразование при обтекании проходного вала, низкий КПД.

3. Боковой полуспиральный подвод

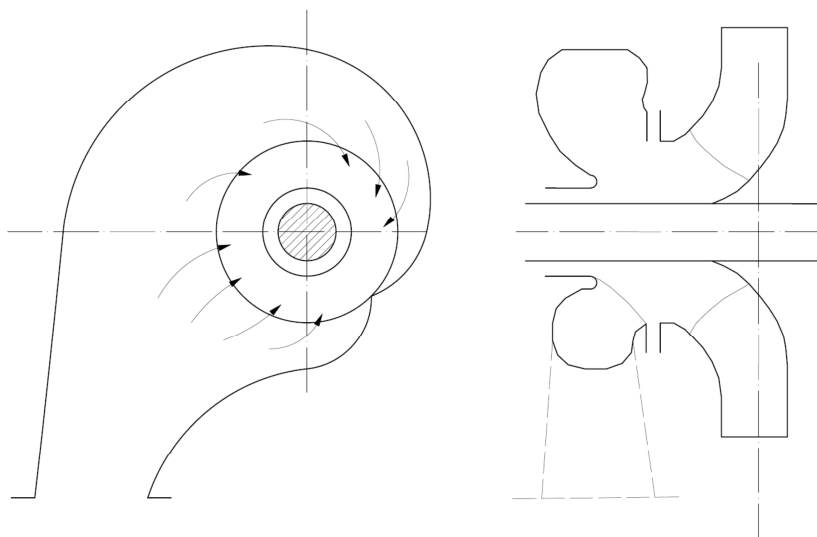


Рис. 3. Схема бокового полуспирального подвода

Обычно применяется, когда из-за проходного вала необходимо подводить поток сбоку (в плоскости, перпендикулярной оси вращения колеса). Применение полуспирального подвода способствует улучшению обтекания вала и получению более однородного поля скоростей на входе в РК по сравнению с кольцевым подводом. Циркуляция жидкости, создаваемая полуспиральным подводом, улучшает кавитационные качества и гидравлический КПД насоса. Насосы с полуспиральным подводом имеют высокие технико-экономические показатели и не уступают по КПД и всасывающей способности насосам с осевым подводом. Положительные качества полуспирального подвода можно объяснить следующими факторами:

- Язык подвода стабилизирует поток и приводит к устойчивому обтеканию вала насоса, причем точка соединения потока не смещается, а остается около языка;
- Входная циркуляция потока локализует влияние вихревой зоны вала, получаемой при обтекании его потоком;

- Образованная незначительная по размерам «вихревая» зона стабильная и не является источником дополнительных потерь;
- Снижение потерь в полуспиральном подводе и в колесе объясняется отсутствием влияния вихревых зон при циркуляционном обтекании вала на течение в выходном сечении ПУ, уменьшением угла атаки потока на лопасти РК и относительной скорости.

Достоинства: ликвидируются вихри, возникающие за валом, более равномерное распределение скорости потока.

Недостатки: возникает закрутка на входе, не обеспечивается полная симметрия потока.

Данный тип подводящего устройства не полностью удовлетворяет предъявляемым требованиям, но если дополнительно увеличить момент скорости на входе проблема будет решена [4]. Рассмотрим план скоростей на входе рабочего колеса (рис. 4).

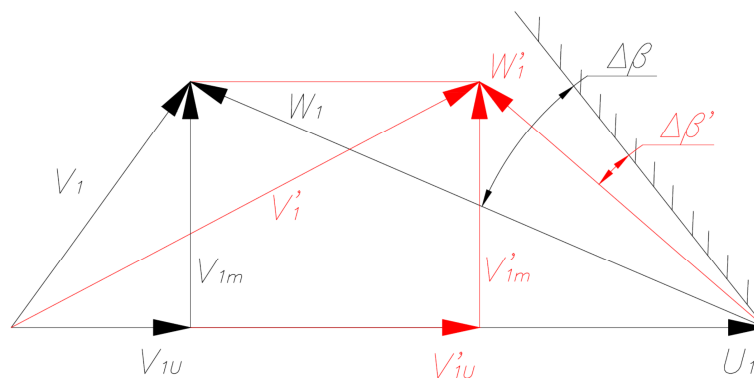


Рис. 4. План скоростей на входе рабочего колеса

Запишем: $\vec{V}_1 = \vec{V}_{1U} + \vec{V}_{1m}$, где $\vec{V}_1$ – абсолютная скорость, $\vec{V}_{1U}$ – окружная составляющая абсолютной скорости и $\vec{V}_{1m}$ – меридиональная составляющая абсолютной скорости. При этом: $\vec{V}_1 = \vec{U}_1 + \vec{W}_1$, где $\vec{U}_1$ – окружная скорость, а $\vec{W}_1$ – относительная скорость.

Из приведенных формул и рис. 4 видно, что если увеличится момент скорости, то увеличится и окружная составляющая абсолютной скорости $\vec{V}_{1U}$. Тогда уменьшится относительная скорость $\vec{W}_1$ и угол атаки $\Delta\beta$, а абсолютная скорость $\vec{V}_1$ увеличится, что приведет к увеличению КПД.

Если использовать формулу для вычисления кавитационного запаса:

$$\Delta h = \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + \lambda_{\text{крит.}} \cdot \frac{w_1^2}{2 \cdot g}, [6]$$

где $\lambda_{\text{крит.}}$ – число кавитации (вычисляется по формуле Шемеля), то возможно по приведённым выше скоростям потока определить величину критического кавитационного запаса. При увеличении окружной составляющей абсолютной скорости значение кавитационного запаса изменится незначительно, поэтому кавитационные качества останутся на прежнем высоком уровне.

Для примера, нефтяной магистральный насос НМ10000 в час потребляет 7 МВт электроэнергии. При этом его КПД составляет 88 %. Если же увеличить КПД на 1 %, то это даст нам экономию в 78652 Вт в час или 68,9 млн. рублей за весь срок эксплуатации насоса (20 лет). При этом стоимость самого насоса существенно ниже.

4. *Лопастной подвод*

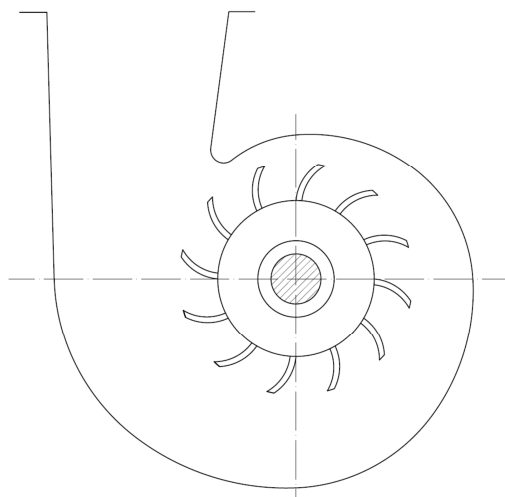


Рис. 5. Схема лопастного подвода

Достоинства: возможность создания любого необходимого момента скорости на входе в колесо без существенного изменения сечения подвода (за счет изменения углов установки лопастей); равномерность распределения скоростей на входе в колесо. Недостатки: высокие потери в лопастной решетке подвода, что существенно снижает как КПД насоса, так и его кавитационные качества; сложность изготовления такого вида подвода.

Заключение

1. Можно сделать вывод, что наиболее соответствующим требованиям является боковой полуспиральный подвод с увеличенным моментом скорости. Он обеспечивает равномерное распределение скоростей на входе в рабочее колесо, и в отличие от лопастного подвода не создает значительного сопротивления;

2. Необходимо провести комплексное исследование (в частности, методами гидродинамического моделирования) такого подвода для определения оптимальных геометрических соотношений размеров его сечений.

Список литературы

- [1]. Ломакин В. О., Щербачев П. В., Тарасов О. И., Покровский П. А., Семёнов С. Е., Петров А. И. 77-30569/354657 Создание параметризованных 3D-моделей проточной части центробежных насосов // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 4. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/354657.html> (дата обращения: 12.11.2015).
- [2]. Петров А.И., Ломакин В. О. Численное моделирование проточных частей макетов насосов и верификация результатов моделирования путем сравнения экспериментально полученных величин с расчетными // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 5. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/356070.html> (дата обращения: 12.11.2015).
- [3]. Петров А.И., Ломакин В. О., Семенов С.Е. Пути повышения энергоэффективности динамических насосов на основе современных компьютерных технологий // Инженерный журнал: наука и инновации. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2013. № 4 (16). Режим доступа: <http://engjournal.ru/catalog/machin/hydro/689.html> (дата обращения: 12.11.2015).
- [4]. Ломакин В. О., Петров А.И., Щербачев П.С. Разработка бокового полуспирального подвода с увеличенным моментом скорости жидкости на входе в рабочее колесо // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. Спец. вып. С. 3.
- [5]. Лопастные насосы. Справочник / под ред. Зимницкого В.А. и Умова В.А. Л.: Машиностроение, 1986. 336 с.
- [6]. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. М.: Машиностроение, 1977. 288 с.

- [7]. Машин А.Н. Расчет и проектирование спирального отвода и полуспирального подвода центробежного насоса. М.: МЭИ, 1980. 44 с.