

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СПОСОБЫ УМЕНЬШЕНИЯ МАССОГАБАРИТНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

А.Г. Гусак, Е.Н. Коваленко, Г.М. Шамота

Анализ существующего отечественного оборудования свидетельствует о том, что оно уступает аналогичному зарубежному по массогабаритным показателям. Это сказывается на себестоимости их изготовления. Поэтому на сегодняшний день актуальной является задача разработки конструкторских решений, направленных на уменьшение габаритных и весовых характеристик вновь создаваемых агрегатов при обеспечении их надежности и экономичности.

Одним из путей решения этой задачи является использование в составе проточных частей лопастных насосов статорных элементов, создающих момент скорости перекачиваемой среды. Сегодня можно утверждать, что не существует каких-либо существенных ограничений с точки зрения получаемых характеристик насосов, препятствующих применению различных по величине и знаку моментов скорости потока перед рабочим колесом.

Улучшение массогабаритных характеристик насосов при условии сохранения требуемого напора рабочего колеса при заданной подаче достигается за счёт:

- использования специальных подкручивающих устройств (полуспиральных подводов, входных направляющих аппаратов), создающих добавочный положительный момент скорости потока с целью уменьшения радиальных габаритов отводов, как спирального, так и кольцевого типа;

- использования лопаточных отводов, создающих добавочный положительный момент скорости потока на входе в спиральный отвод с указанной выше целью;

- сочетания первого и второго способов с различными соотношениями в распределении добавочного момента скорости между подводом и лопаточным отводом;

- использования входных направляющих аппаратов, создающих отрицательный момент скорости потока перед рабочим колесом с целью исключения из состава проточной части насосов высокой быстроходности трудоёмких в изготовлении выправляющих аппаратов;

- обеспечения расчётного остаточного момента скорости потока в отводящих диффузорах насосов высокой быстроходности с целью уменьшения их габаритов.

Введение положительного момента скорости потока на входе в рабочее колесо K_1 приводит к увеличению, вследствие прозрачности лопастной системы последнего, K_2 (момента скорости потока на выходе с рабочего колеса) и, следовательно, к уменьшению требуемой пропускной способности отвода A_p , т.е. его радиального габарита. Если рабочее колесо спроектировано на условие $K_1 = 0$ имеет место снижение максимального уровня КПД. Если рабочее колесо спроектировано на условие $K_1 > 0$, то снижение КПД не су-

щественно. Однако, в обоих случаях оптимальный режим работы насоса смещается в сторону меньших подач.

Применение лопаточных отводов, создающих добавочный положительный момент скорости на входе в спиральный отвод уменьшенного габарита обеспечивает сохранение оптимального режима работы по подаче в тех же пределах, что и при отводе нормального габарита. При условии согласования рабочих органов возможно достижение приемлемого значения КПД.

Способ одновременного введения добавочного момента скорости потока перед рабочим колесом и его создания лопаточным отводом является наиболее целесообразным, поскольку позволяет до 30% уменьшить габариты отвода с сохранением оптимального режима работы насоса по подаче.

Последний способ эффективен для лопатных насосов с $n_s < 450$. Для насосов повышенной быстроходности момент скорости потока, создаваемый подводом, уже соизмерим с моментом, создаваемым рабочим колесом, и поэтому целесообразно его использование в целях улучшения массогабаритных показателей. Установка осевого рабочего колеса после входного направляющего аппарата позволяет исключить из состава проточной части выправляющий аппарат при условии, что направляющий аппарат обеспечивает равномерный подвод жидкости к рабочему колесу и создает необходимый для получения напора отрицательный момент скорости потока, который в дальнейшем «раскручивается» рабочим колесом и также становится осевым. Таким образом, налицо зависимость не только величины момента скорости потока, но и способа его получения от коэффициента быстроходности.

Особенностью всех рассмотренных подходов является задание на стадии проектирования момента скорости потока K_1 на входе в рабочее колесо. Зависимость, полученная на кафедре прикладной гидроаэромеханики, позволяет находить требуемую величину K_1 , как функцию коэффициента быстроходности, гидравлического КПД, коэффициента входа и момента скорости потока на выходе из рабочего колеса K_2 . Абсолютная величина K_2 определяется из условия обеспечения требуемого радиального габарита спирального отвода. Для лопатной системы типа „направляющий аппарат- рабочее колесо“ $K_2=0$.

Уравнение для определения K_1 является уравнением третьей степени. Физическое толкование корней этого уравнения представляет существенный интерес и является предметом обсуждения.

Отдельным вопросом является взаимосвязь величины K_1 с формой меридианной проекции рабочего колеса насоса. В этом направлении работа нами также ведется и мы полагаем, что эта тема также достойна внимания специалистов.