

СОПОСТАВИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СПОСОБОВ УМЕНЬШЕНИЯ МАССОГАБАРИТНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

А.Г. Гусак¹, Е.Н. Коваленко², Н.А. Федотова³

Металлоемкость лопастных насосов повышенной быстроходности, а следовательно, их габаритные характеристики и технологичность определяются, прежде всего, размерами отводящих устройств. Размеры отводящего устройства зависят от его пропускной способности A_p в оптимальном режиме:

$$A_p = (Q/K_2)_{opt}, \quad (1)$$

где Q - подача насоса;

$K_2 = R \cdot V_u$ - осреднённый момент скорости потока на выходе из рабочего колеса.

С увеличением быстроходности уменьшается значение $R \cdot V_u$ и, следовательно, существенно растут размеры отводящего устройства. Для крупных осевых насосов (вертикального исполнения) увеличение коэффициента быстроходности n_s приводит к значительному увеличению высоты выправляющего аппарата.

Одним из перспективных направлений по уменьшению массогабаритных характеристик лопастных насосов является использование в составе их проточных частей статорных элементов, создающих момент скорости потока перекачиваемой среды. В фундаменте данного направления лежит предположение профессора С.С.Руднева о реальной возможности уменьшения габаритов насосов повышенной быстроходности за счет создания добавочного момента скорости потока на входе в спиральный отвод. Требуемое значение добавочного момента скорости потока можно обеспечить статорным подкручивающим устройством. Рабочее колесо при этом необходимо перепроектировать под новые входные условия для достижения требуемого напора при заданной подаче. Это вытекает из основного уравнения гидромашин:

$$K_2 = K_1 + \frac{gH_T}{\omega}, \quad (2)$$

где K_1 - осреднённый момент скорости потока перекачиваемой среды на входе в рабочее колесо;

H_T - теоретический напор рабочего колеса при заданной подаче, который должен сохранять постоянное значение;

$\omega = \pi n / 30$ - угловая скорость вращения рабочего колеса.

С увеличением быстроходности эффективность применения этого способа существенно возрастает, поскольку при коэффициенте быстроходности $n_s \geq 500$ момент скорости на выходе из подводящего устройства обычного исполнения уже соизмерим с моментом скорости, создаваемым рабочим колесом. Об этом свидетельствуют результаты научных исследований, представленные в работах [1,2,3,4,5].

Сегодня можно утверждать, что не существует каких-либо существенных ограничений с точки зрения получаемых характеристик

¹ Канд. техн. наук, доцент, Сумский государственный университет.

² Инженер, Сумский государственный университет.

³ Младший научный сотрудник, Сумский государственный университет.

насосов, препятствующих применению различных по величине и знаку моментов скорости потока перед рабочим колесом [7,8,9].

Под положительным моментом скорости понимается момент, создаваемый скоростью перекачиваемой среды, направление вращения которой совпадает с направлением вращения рабочего колеса. Соответственно в случае несовпадения направления вращения перекачиваемой среды и рабочего колеса имеет место отрицательный момент скорости потока.

Анализ имеющихся литературных источников позволяет выделить следующие гидродинамические способы улучшения массогабаритных характеристик лопастных насосов при условии сохранения требуемого напора рабочего колеса при заданной подаче:

- использование 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 [2,5];

- использование лопаточных отводов, создающих добавочный положительный момент скорости потока на входе в спиральный отвод с указанной выше целью [2,5];

- сочетание первого и второго способов с различными соотношениями в распределении добавочного момента скорости между подводом и лопаточным отводом [2,5];

- использование 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 [6,8];

- обеспечение 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 даже без изменения геометрии его лопастной системы приводит к увеличению K_2 , что связано с учетом ее прозрачности. Согласно (1) уменьшается требуемая пропускная способность и, как следствие, радиальный габарит отвода. По данным [2] максимальное уменьшение радиального габарита составляет до 10%. 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 существенно. Однако, в обоих случаях оптимальный режим работы насоса смещается в сторону меньших подач. Величина смещения может быть определена по зависимости [9], которая хорошо согласуется с экспериментальными данными [2].

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. Этот способ позволяет уменьшить радиальный габарит на 20-25%. При условии согласования рабочих органов возможно достижение приемлемого значения КПД.

Способ одновременного введения добавочного момента скорости потока перед рабочим колесом (K_1) и его создания лопаточным отводом является наиболее целесообразным для лопастных насосов со спиральным отводом, поскольку позволяет, во-первых, уменьшить до 30% габариты отвода; во-вторых, обеспечивает благоприятные условия входа потока в рабочее колесо и уменьшает действия радиальной силы на ротор; в-третьих, сохраняет оптимальный режим работы насоса по подаче с высоким значением КПД.

Для насосов повышенной быстроходности ($n_s \geq 500$), в частности осевых моноблочных насосов, в целях уменьшения осевого габарита целесообразно использовать отрицательную закрутку потока, создаваемую направляющим аппаратом. 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 становится осесимметричным в диффузоре. 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, получения в [4], позволяет находить требуемую величину K_1 , как функцию коэффициента быстроходности n_s , подачи Q , числа оборотов ротора n , гидравлического КПД, коэффициента входной воронки рабочего колеса для случая отсутствия закрученного потока перед ним K_{ex0} и момента скорости потока на выходе из рабочего колеса K_2 . Особенностью против обычной практики является необходимость задания величины K_2 . Но именно это и требуется в случае проектирования насосов с $K_2 \neq 0$. В этих случаях величина K_2 задается из особых соображений. Например, требуемая величина K_2 для соответствующего изменения габарита спирального отвода насоса. Для лопастной системы типа „направляющий аппарат - рабочее колесо“ (НР) $K_2=0$. Величина n_s , фактически содержащая сочетание параметров Q и n , является заданной для проектанта. Величины η_z и K_{ex0} , как обычно, задаются на стадии проектирования, при этом все известные по этому поводу рекомендации справедливы и для рассматриваемого случая.

Уравнение для определения K_1 является уравнением третьей степени. Общепринятый в математике подход к его решению - применение формулы Кардана. Физическое толкование корней уравнения представляет существенный интерес и является предметом обсуждения.

Отдельным вопросом является взаимосвязь величины K_1 с формой меридианной проекции рабочего колеса насоса [10]. В этом направлении работа нами также ведется [11] и мы полагаем, что эта тема также достойна внимания специалистов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Евтушенко А.А. Исследование и разработка методики проектирования диагональных рабочих колес повышенной быстроходности ГЦН: Автореф. дис... канд. техн. наук.- Л.: ЛПИ, 1979.- 14 с.
2. Швиндин А.И. Применение промежуточного лопаточного отвода с целью уменьшения габаритов лопастных насосов со спиральным отводом: Автореф. дис... канд. техн. наук.- Сумы, 1983.- 14 с.
3. Вертячих А.В. Исследование и разработка малогабаритных боковых подводов с малой неравномерностью и требуемым моментом скорости для лопастных насосов: Автореф. дис... канд. техн. наук.- Л., 1981.- 14 с.
4. Евтушенко А.А. Использование циркуляционных потоков для улучшения массогабаритных показателей лопастных насосов// Сб. научн. трудов: Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования.- Харьков, 2000.- С. 428-433.
5. Вертячих А.В., Евтушенко А.А., Швиндин А.И. К вопросу об улучшении массогабаритных характеристик лопастных насосов// Вестник НТУУ «КПИ» Машиностроение.- К., 2000.- Вып. 38. – Т.2- С. 249-254.
6. Бурлака В.Б., Гусак А.Г., Евтушенко А.А. Задача создания нового поколения капсульных осевых насосов// Вестник НТУУ «КПИ»: Машиностроение.- К., 1999.- Вып. 34.- С. 334-341.
7. Бурлака В.Б., Гусак А.Г., Евтушенко А.А. Влияние момента скорости потока перед рабочим колесом на антикавитационные качества осевого насоса// Вестник НТУУ «КПИ» Машиностроение.- К., 1999.- Вып. 35.- С. 192-197.

8. Бурлака В.Б., Гусак А.Г., Евтушенко А.А. Влияние момента скорости потока перед рабочим колесом на напорную и энергетическую характеристики осевого насоса// Вестник НТУУ «КПИ» Машиностроение.-К., 1999.- Вып. 36.- С. 226-233.
9. Бурлака В.Б., Гусак А.Г., Евтушенко А.А. Влияние момента скорости перед рабочим колесом на местоположение оптимального режима работы лопастного насоса// Вестник НТУУ «КПИ» Машиностроение.- К., 2000.- Вып. 38.- С. 243-248.
10. Евтушенко А.А. Взаимосвязь формы меридианной проекции и момента скорости на входе рабочего колеса лопастного насоса// Информационные технологии: Наука, техника, технология, образование, здоровье: Сб. науч. тр. ХГПУ. - Вып.6. В 4 ч.- Харьков: ХГПУ, 1998. – Ч.2. – С. 393-396.
11. Евтушенко А.А., Федотова Н.А., Кочевский А.Н. Экспериментальное исследование структуры потока в меридианальной проекции рабочего колеса насоса с лопастной системой типа НР//Вестник НТУУ «КПИ» Машиностроение. – К., 2002.- Вып. 42., Т.2- С. 170-174.

Поступила в редакцию 3 апреля 2006 г.

