

ЗАДАЧА ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТРЕБУЕМОЙ ФОРМЫ НАПОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ – ПУТИ И МЕТОДЫ РЕШЕНИЯ

*А.В. Елин**, *П.Л. Ольштынский**

*И.Б. Твердохлеб***

*ОАО «ВНИИАЭН»

**ЗАО «Гидромашсервис»

В данной статье речь идет о возможных подходах и поиске наиболее эффективных путей и методов решения задачи корректировки требуемой формы напорной характеристики лопастного насоса. Рассматривается новый подход к исправлению напорной характеристики многоступенчатого насоса путем сложения напорных характеристик ступеней с различной геометрией проточной части, имеющих разные формы напорных кривых.

Форма напорной характеристики лопастного насоса является важным показателем качества его работы в системе. По форме напорные характеристики принято делить на стабильные и западающие, с одной стороны, и на полого – и крутопадающие, с другой стороны (рис. 1).

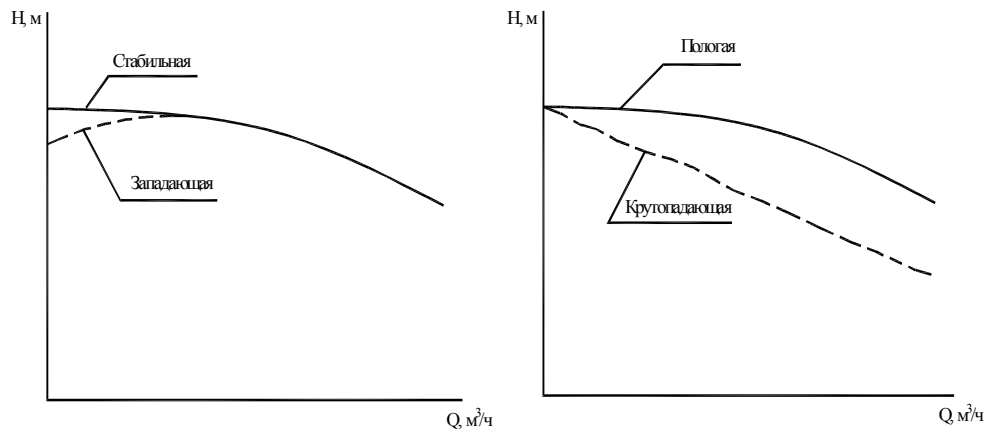


Рисунок 1 – Различный вид формы напорной характеристики лопастного насоса

Наличие западающих участков на напорной характеристике насоса является предпосылкой неустойчивости его работы в системе. В то же время даже стабильная форма напорной характеристики насоса может быть недостаточным условием устойчивости его работы в сети, когда речь идет о системе с параллельно работающими насосами. Наиболее ярким примером этого являются условия работы питательных насосов ТЭС и АЭС. В данном случае к форме напорной характеристики насоса, наряду с требованием монотонности ее изменения, выдвигается требование к степени ее наклона – кривая зависимости напора от подачи должна соответствовать определенным количественным показателям по крутизне падения. Ввиду вышеизложенного, задача обеспечения требуемой формы напорной характеристики лопастного насоса является актуальной, а пути и методы ее решения представляют значительный практический интерес.

История развития техники однозначно свидетельствует, что качественного решения обратной (проектной) задачи по созданию

технического объекта можно добиться лишь в том случае, если физическая природа того или иного явления (эффекта), лежащего в его основе, изучена, выработан способ его математического описания, определены количественные показатели, с максимальной полнотой характеризующие степень влияния данного эффекта на всю совокупность показателей качества машины. В этом отношении рассматриваемая нами задача является сложной. Известно, что факторы, определяющие форму напорной характеристики насоса, отличны по своей физической природе для насосов, имеющих различные по величине коэффициенты быстроходности [1,2]. Соответственно различны пути и методы решения задачи обеспечения требуемой формы напорной характеристики применительно к насосам, отличным по параметрам, конструктивному исполнению и назначению. В данной работе, не акцентируя внимания на отличиях в физической природе явлений, предопределяющих форму напорной характеристики одних насосов по отношению к другим, сделана попытка проанализировать рассматриваемую задачу с единых для всего насосостроения позиций. Речь идет о возможных подходах и поиске наиболее эффективных общих путей и методов решения указанной задачи при разработке и модернизации рассматриваемого класса насосного оборудования. При этом необходимо понимать, что задача получения наперед заданной формы напорной характеристики насоса не может быть самоцелью. Ибо вследствие внесения изменений в геометрию проточной части насоса для решения данной задачи одновременно изменяются и другие показатели качества насоса. Так, «платой» за требуемую форму напорной характеристики насоса могут быть падение его к.п.д., ухудшение технологичности изготовления, снижение надежности и т. п. Здесь необходимо решать задачи оптимизации. В конечном итоге разработчик должен всегда уметь оценивать качество принимаемых технических решений в виде конкретных экономических показателей («цены») того или иного реализуемого решения. В этом отношении задача получения определенной формы напорной характеристики насоса для ее создателей должна быть не самоцелью, а ответом на реальную необходимость ее решения. С учетом сделанных общих замечаний остановимся ниже на конкретных вопросах, касающихся сформулированной выше задачи и представляющих значительный интерес для специалистов, занятых разработкой, производством и эксплуатацией насосного оборудования.

Общим для всех насосов является превалирующее влияние на форму напорной характеристики структуры потока в проточной части на всех ее участках, из которых условно можно выделить такие участки: участок 1 – «выход из подвода – вход в рабочее колесо (р.к.)»; участок 2 – «вход в р.к. – выход из р.к.»; участок 3 – «выход из р.к. – вход в отвод». Различным для насосов разной быстроходности является только степень влияния структуры течения на каждом из участков на форму напорной характеристики насоса той или иной быстроходности.

По отношению к участку 1 можно говорить о трех составляющих влияния структуры течения в нем на форму напорной характеристики насоса. Первая составляющая - качество структуры потока, влияющее на уровень к.п.д. насоса. Здесь картина благоприятная, поскольку выбор геометрии рассматриваемого участка проточной части, оптимальной по к.п.д., одновременно благоприятно сказывается на форме напорной характеристики насоса [3]. Вторая составляющая представляет собой влияние структуры течения на данном участке, формирующейся с уменьшением подачи и заключающейся в образовании кольцевой пространственной вихревой структуры (обратных токов) на периферии входа в рабочее колесо [4]. В работе [5] предлагается вести проектирование входных участков лопастей колеса таким образом, чтобы

на малых подачах образовывались интенсивные обратные токи, появление которых способствует устранению западающего участка на напорной характеристике насоса. Наконец, третья составляющая – закрутка потока перед рабочим колесом. При этом необходимо отличать две возможных самостоятельных причины появления указанной закрутки. Первая причина – на малых подачах рабочее колесо само закручивает поток перед собой. Установлено, что устранение такой закрутки специально установленными перед колесом неподвижными лопатками способствует росту крутизны напорной характеристики [6]. Вторая причина – создание закрутки потока подводным устройством. Последним может быть полуспиральный [1] или спиральный [7] подвод, входной направляющий аппарат [8], обратные каналы направляющего аппарата центробежного [1] или входного статорного аппарата осевого [9] многоступенчатого насоса.

Последний гидродинамический фактор (создаваемая подводом закрутка потока перед колесом) в части влияния на форму напорной характеристики весьма значительный и требует специального рассмотрения. Напомним, что указанная закрутка может быть положительной (совпадает с направлением вращения колеса) и отрицательной (противоположного направления по отношению к направлению вращения колеса) [1]. Степень влияния закрутки на форму напорной характеристики растет пропорционально росту ее абсолютной величины. Характер влияния рассматриваемой закрутки на форму напорной характеристики прямо противоположный при положительном [10] и отрицательном [11] ее направлениях. Следует обратить внимание еще на одно важное обстоятельство – наличие взаимосвязи между величиной и знаком закрутки потока перед рабочим колесом и формой его меридианной проекции, оптимальной по к.п.д. насоса [12]. При положительных значениях входной закрутки потока оптимальная по к.п.д. меридианная проекция рабочего колеса становится тем ближе к центробежной, чем больше абсолютная величина закрутки, не зависимо от значения коэффициента быстроходности насоса. И наоборот, даже при относительно малых коэффициентах быстроходности насоса, но при больших значениях отрицательной закрутки потока перед колесом, оптимальная по к.п.д. форма его меридианной проекции приближается к осевой. Рассмотренное в работе [12] обстоятельство принципиально важно – как будет сказано ниже, геометрия выходного участка рабочего колеса (участок 3) оказывает существенное влияние на форму напорной характеристики насоса в целом. С учетом этого допустимо полагать, что путем введения закрутки потока перед колесом, разной по величине и знаку, можно через соответствующие изменения формы меридианной проекции рабочего колеса влиять на форму рассматриваемой характеристики насоса.

В части участка 2 справедливо утверждать, что структура потока, формируемая на нем, оказывает влияние на напорную характеристику как центробежного [1], так и осевого [2] насосов. Вместе с тем необходимо отметить, что степень указанного влияния растет с ростом коэффициента быстроходности насоса. Если в центробежных насосах ее удельный вес мал, то в осевых насосах именно на этом участке (внутри рабочего колеса) особенности структуры течения в наибольшей мере влияют на форму его напорной характеристики насоса и являются основной причиной образования на ней западающего участка [2].

Наконец, структура течения на участке 3 также существенным образом влияет на форму рассматриваемой характеристики. Но здесь, по сравнению с участком 2, имеет место обратная степень влияния в зависимости от величины коэффициента быстроходности насоса. С уменьшением последнего степень влияния структуры течения на выходе

из рабочего колеса и входе в отвод на форму напорной характеристики насоса заметно растет. Кроме всего сказанного выше, отдельно необходимо упомянуть о вихревой структуре, образующейся при малых подачах на выходе из колеса и заходящей одновременно в отвод, а также о ее влиянии на форму рассматриваемой характеристики. В отличие от входа в колесо на выходе из него указанная вихревая структура образуется возле основного диска колеса. При этом имеется однозначная связь – любые мероприятия, направленные на устранение (уменьшение) указанной вихревой структуры, способствуют улучшению формы напорной характеристики насоса. Изложенное подтверждается большим числом накопленных конструктивных мероприятий по изменению геометрии выходного участка рабочего колеса центробежного насоса с целью обеспечения влияния на форму напорной характеристики в нужном направлении (косая подрезка колеса на выходе, затыловка лопастей и т. п. [1]). Общей является закономерность – с приближением геометрии выходного участка колеса к геометрии центробежного колеса малой быстроходности (уменьшение величин $\bar{D}_1 = D_1/D_2$, $\bar{b}_2 = b_2/D_2$, $\beta_{2л}$), форма напорной характеристики насоса улучшается. В последнем случае D_1 и D_2 – диаметры рабочего колеса на входе и выходе соответственно; b_2 – ширина колеса на выходе; $\beta_{2л}$ – угол установки лопастей на выходе.

ВЫВОДЫ

На сегодняшний день накоплен достаточно обширный арсенал конкретных мер, используя которые можно влиять на форму напорной характеристики лопастного насоса. Вместе с тем в основном известен лишь качественный характер влияния указанных конструктивных мер на форму рассматриваемой характеристики, тогда как количественная оценка такого влияния до сих пор остается достаточно проблематичной. Наиболее остро данная проблема стоит применительно к многоступенчатым насосам. В этом плане следует обратить внимание на работу [13], в которой предложен новый подход к решению рассматриваемой задачи по отношению к многоступенчатым насосам. На примере многоступенчатого осевого насоса с рабочими колесами в виде шнека постоянного шага показана возможность изменения формы напорной характеристики насоса путем использования в нем ступеней с различной формой последней. Наложением напорных характеристик с разной формой, являющихся следствием применения насосных ступеней с разной геометрией, удается получить форму напорной характеристики насоса в целом. В работе [1] имеется упоминание о возможности рассмотрения подобного подхода (установка в центробежном многоступенчатом насосе концевой насосной ступени с формой насосной характеристики, отличной от формы характеристик других ступеней насоса), но никаких данных о реализации такого предложения на практике на сегодня неизвестно. Вместе с тем, учитывая, в том числе и данные публикаций [13], можно полагать, что такой подход к решению рассматриваемой задачи в отношении многоступенчатых центробежных насосов может быть весьма плодотворным, и работа в этом направлении может считаться актуальной и перспективной.

SUMMARY

This article is dealing with possible approaches and searching the most efficient ways and methods of solving the problem of provision of the required from of head characteristic curve for impeller pump. A new approach is examined for correction of multi-stage pump head characteristics by addition of head characteristics of stages with different geometry of flow passage and having different forms of head curves.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Михайлов А.К., Малиюшенко В.В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. – М.: Машиностроение, 1977. - 288 с.
2. Евтушенко А.А. Факторы, определяющие форму напорной характеристики насоса высокой быстроходности // Вестник НТУУ «КПИ». Машиностроение. – 1999. – № 36, Т.1.-С. 26-36.
3. Ольштынський П.Л. Влияние на напорную характеристику некоторых геометрических параметров ступени центробежного насоса // Промислова гідравліка і пневматика. – 2004. - №4.– С. 30-32.
4. Ольштынський П.Л., Твердохлеб И.Б. Влияние обратных токов на входе в рабочее колесо ступени на напорную и энергетическую характеристику // Насосы и оборудование. - 2004. - №2. - С. 24-25.
5. Руднев С.С., Мелащенко В.И. Обратные течения на входе в рабочее колесо и их влияние на форму напорной характеристики центробежных секционных насосов // Труды ВНИИГидромаш. – М., 1968. - Вып. 37. – С. 167-183.
6. Kovats A., Dasmur G. Pumpen, Ventilatoren, Kompressoren. – 1968, Verlag G. Braun. Karlsruhe, 395 s.
7. 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.
8. Бурлака В.Б., Гусак А.Г., Евтушенко А.А. Задача создания нового поколения капсульных осевых насосов // Вестник НТУУ «КПИ». Машиностроение. – 1999. – Вып. 34. – С. 334-341.
9. Евтушенко А.А., Елин А.В. Методика расчета шнековой ступени многоступенчатого лопастного насоса по схеме «статорный аппарат – шнековое рабочее колесо» // Вестник НТУ «ХПИ». Технологии в машиностроении. – 2001. – Вып. 129, Ч. 1 – С. 352-363.
10. Швиндин А.И. Применение промежуточного лопастного отвода с целью уменьшения габаритов лопастных насосов со спиральным отводом: Автореф. дис... канд. техн. наук. – Сумы, 1983. – 14 с.
11. Гусак А.Г. Совершенствование проточных частей погружных моноблочных насосных агрегатов высокой быстроходности: Автореф. дис... канд. техн. наук.– Сумы, 1997.–21 с.
12. Евтушенко А.А. Взаимосвязь формы меридианной проекции и момента скорости потока на входе в рабочее колесо лопастного насоса // Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье: Сб. научн. трудов ХГПУ. В четырех частях. 4.2 – Харьков: Харьк. гос. политехн. ун-т, 1998. – Вып. 6. - С. 393-396.
13. Елин А.В., Каплун И.П. Использование ступеней с различной геометрией как способ расширения зоны устойчивой работы многоступенчатого осевого насоса // Тези доповідей на наук. - техн. конференції викладачів, співробітників, аспірантів та студентів інженерного факультету. – Суми: СумДУ, 2004. – С. 103-104.

А.В. Елин, канд. техн. наук;
П.Л. Ольштынський, науч. сотр.
ОАО «ВНИИАЭН»

И.Б. Твердохлеб, канд. техн. наук, доц.
ЗАО «Гидромашсервис»

Поступила в редакцию 23 сентября 2005 г.