



УДК 621.67

Луговая С. О., Ольштынский П. Л.

Научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт атомного и энергетического насосостроения ОАО «ВНИИАЭН». Украина, г. Сумы

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СТУПЕНЕЙ С КОЭФФИЦИЕНТОМ БЫСТРОХОДНОСТИ $n_s = 85...100$ ДЛЯ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ВЫСОКОБОРОТНЫХ НАСОСОВ С ПОВЫШЕННЫМ ВТУЛОЧНЫМ ОТНОШЕНИЕМ РАБОЧИХ КОЛЕС

Анотація

У даній статті коротко викладені результати досліджень проміжного ступеня високооборотних насосів з підвищеним втулковим відношенням робочих коліс.

Abstract

Investigation results of intermediate stage of high-speed pumps with high sleeve ratio of impellers are briefly presented in this paper.

Введение

Развитие энергетической отрасли в странах Ближнего Востока и Азии привело к жесткой конкуренции между насосными фирмами, участвующими в тендерах на поставку насосного оборудования для ТЭС и АЭС. Достижения научно-технического прогресса дают возможность производителям насосов находить новые резервы повышения надежности и экономичности. Обзор научно-технической информации, проведенный в статье [1] показал, что высокооборотные питательные насосы с давлением нагнетания около 300–350 кгс/см², являющиеся основным оборудованием ТЭС, которые предлагают зарубежные производители, имеют экономичность на уровне 83–86%. Одним из типичных представителей насосного оборудования, разработанного в ОАО «ВНИИАЭН», является насос ПЭ 600-300, уровень экономичности которого на номинальном режиме составляет 81%.

Постановка задачи

Для повышения конкурентоспособности на мировом рынке, научно-исследовательскому и проектно-конструкторскому институту атомного и энергетического насосостроения ОАО «ВНИИАЭН» необходимо было решить следующие задачи:

1. Получение к.п.д. высокооборотных питательных насосов 83–86% — на уровне производителей насосов конкурирующих фирм.
2. Проточная часть насоса должна обеспечить минимально возможный уровень возмущающих сил на ротор и стабильную форму напорной характеристики.

Проектирование рабочих органов для проведения экспериментальных работ. Для выполнения поставленных задач специалистами ОАО «ВНИИАЭН» была проведена научно-исследовательская работа, которая включала себя несколько этапов:

1. Анализ существующих, ранее отработанных модельных ступеней.
2. Проектирование рабочих органов для экспериментальной отработки.
3. Проведение исследовательских работ на экспериментальном стенде.
4. Анализ полученных результатов.

При проектировании рабочих органов использовались материалы по исследованиям, проведенным ранее в ОАО «ВНИИАЭН» и решения, позволяющие обеспечить достижение требуемого результата.

На первом этапе исследования проводился анализ технической информации о состоянии данной проблемы, анализ существующих, отрабо-

ванных в ОАО «ВНИИАЭН» ступеней. По результатам анализа был проведен выбор основных параметров для проектирования рабочих органов [1], втулочное отношение для рабочих колес принято равным $d_{вт}/D_2 = 0,43$.

При проектировании рабочих органов особое внимание уделялась получению требуемой формы и крутизны напорной характеристики насосов, совместно работающих параллельно на общую сеть станций ТЭС. Наличие западающих участков напорной характеристики может привести к возникновению помпажа, а значит к неустойчивой работе насосов, сопровождающейся резкими колебаниями давления. Конструктивные мероприятия, связанные с получением формы напорной характеристики одновременно оказывают влияние и на другие показатели качества насоса (к.п.д., технологичность изготовления и т. п.). С улучшением формы напорной характеристики можно ухудшить уровень КПД.

Для проведения исследований были спроектированы четыре варианта рабочих колес (РК) и пять вариантов направляющих аппаратов (НА). Для всех рабочих колес выбрано число лопастей $Z_{р.к.} = 7$. Переменными параметрами являлись диффузорность канала РК, густота решетки, угол лопасти и относительная ширина РК на выходе. Для получения удовлетворительных виброакустических характеристик число лопаток направляющих аппаратов выбрано $Z_{н.а.} = 9$ и $Z_{н.а.} = 12$ [2]. Величина зазора между РК и НА принята одинаковой для всех вариантов и составляет 3%. Переменными параметрами НА являлись наружный диаметр, отношение ширины НА на входе к ширине РК на выходе (b_3/b_2), угол лопаток на входе (α_3) и эквивалентный угол раскрытия диффузорного канала.

Проведение экспериментальных работ

Для проведения исследования использовался экспериментальный стенд ОАО «ВНИИАЭН», работающий по замкнутой схеме циркуляции жидкости, позволяющий проводить энергетические и кавитационные испытания исследуемого модельного насоса. Экспериментальный прибор, на котором проводились работы, позволял испытывать промежуточную ступень модельного насоса по одноступенчатой схеме. Перед испытываемой ступенью устанавливался НА, который обеспечивал необходимые параметры потока на входе в РК.

В качестве рабочей среды при экспериментальных исследованиях использовалась вода с характеристиками согласно ГОСТ 6134-87 [3]. Достоверность полученных результатов обеспечивалась использованием общепринятой в насосостроении практики проведения физического исследования,

а также допустимой погрешностью измерения физических величин [3, 4].

Исследования проводились на холодной воде при частоте вращения $n=2200$ об/мин. Коэффициент быстроходности модельной ступени — $n_s=89$.

В результате проведения исследований были получены характеристики ступеней с различными комбинациями РК и НА. Экономичность ступеней находится в пределах 78–81%. При этом форма напорной характеристики для некоторых ступеней имеет западающие участки.

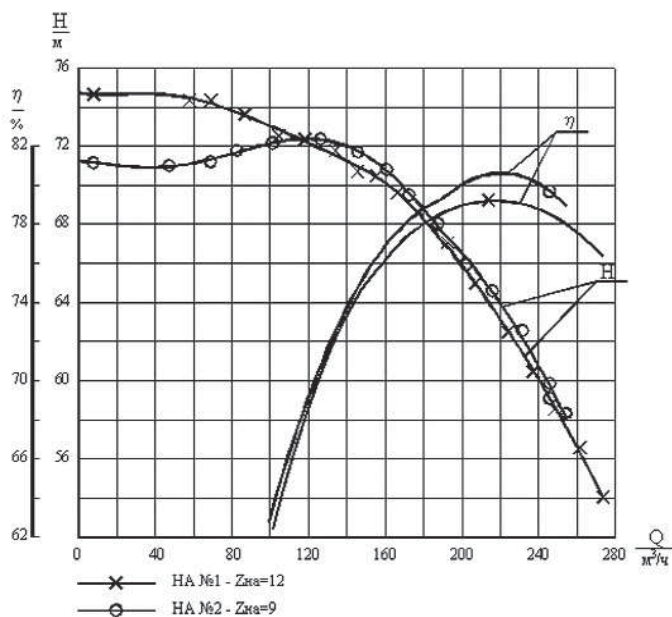


Рис. 1. Характеристики ступеней, состоящих из одного рабочего колеса, испытанного в различных направляющих аппаратах

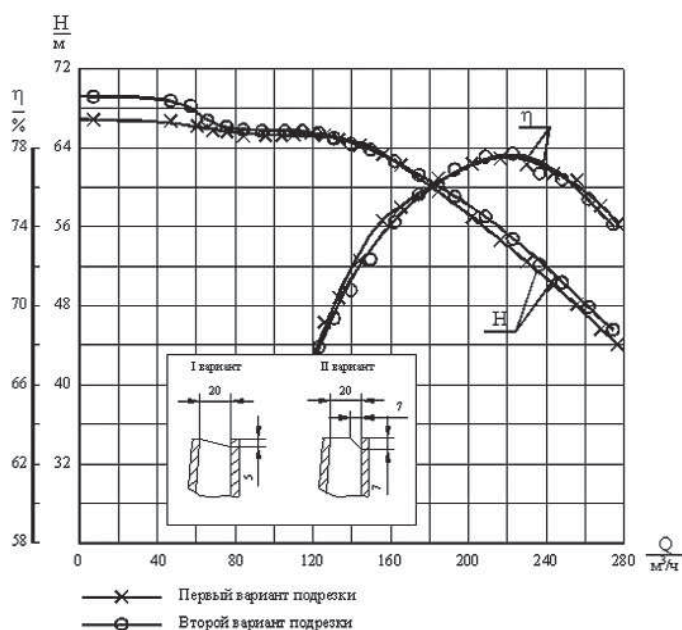


Рис. 2. Сравнительная характеристика ступени с различными вариантами подрезки лопастей РК

Анализ полученных результатов. На рис. 1 приведены сравнительные характеристики ступеней, испытанных с одним РК и разными НА. Из рисунка видно, что стабильная форма напорной характеристики получена с НА, имеющим 12 каналов. При этом КПД ступени №1 (с 12-канальным НА) меньше, чем КПД ступени №2 (с 9-канальным НА).

Анализ характеристик ступеней позволил наметить мероприятия по немодельным изменениям проточной части для исправления формы напорной характеристики, а именно подрезка лопастей РК и доработка входных кромок диффузорных лопаток НА.

На рис. 2 приведены сравнительные характеристики ступеней с различными вариантами подрезки лопастей РК, для которых эквивалентный диаметр РК на выходе одинаков. Применение обоих вариантов подрезки лопастей РК исправило форму напорной характеристики. При подрезке лопасти на всю ширину значения напора на режимах подач, близких к нулю, получились меньше, и в целом крутизна напорной характеристики меньше, чем при косой подрезке лопасти.

На рис. 3 показаны характеристики ступени до и после доработки входных участков лопаток НА.

Как видно из рис. 3, корректировка входных участков привела к выравниванию формы напорной характеристики на недогрузочных режимах. При этом КПД ступени не ухудшился.

По результатам испытаний различных комбинаций РК и НА проведен анализ зависимости КПД промежуточной ступени от отношения ширины входа в диффузорный канал НА к выходу из РК (b_3/b_2). Максимальный уровень (рис. 4) экономичности имеют ступени, у которых отношение b_3/b_2 находится в пределах 1,15–1,25.

Выводы

По результатам проведенных экспериментальных исследований выбрана модельная ступень для высокооборотного питательного насоса, имеющая высокую экономичность и пологопадающую форму напорной характеристики, которая с учетом масштабного эффекта и температуры перекачиваемой среды обеспечивает в насосе КПД равный 85% [5].

Результаты выполненных работ использованы при создании в ОАО «ВНИИ-

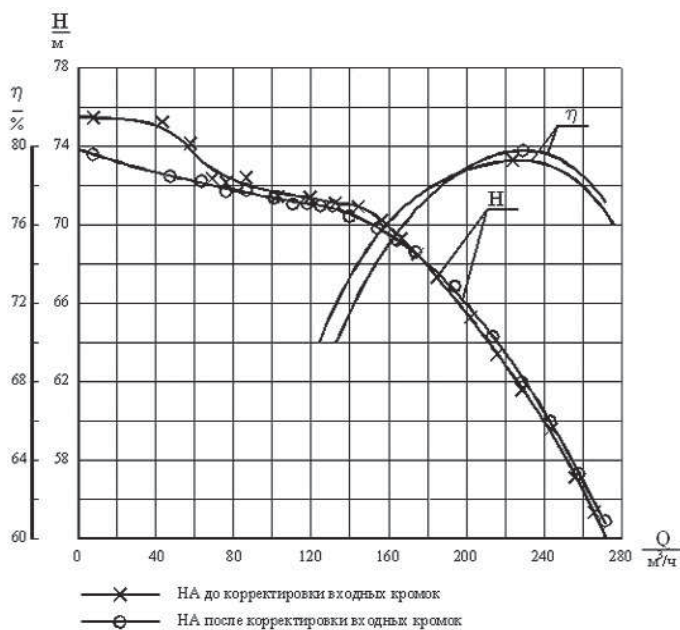


Рис. 3. Сравнительная характеристика ступени до и после корректировок входных участков

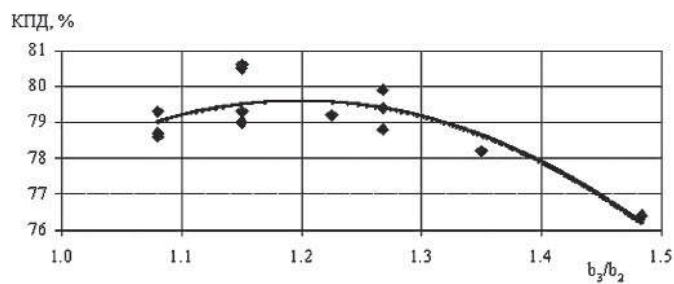


Рис. 3. Анализ зависимости КПД промежуточной ступени от отношения ширины входа в диффузорный канал НА к выходу из РК (b_3/b_2)

АЭН», по заказу Министерства промышленной политики Украины, модернизированного внутреннего корпуса питательного турбонасоса блоков ТЭС (ТЭЦ) мощностью 250–300 МВт.

Литература

1. Иванюшин А.А., Луговая С.О., Ольштынский П.Л., Руденко А.А. Исследование проточных частей для высокооборотных питательных насосов. // 11-я Международная научно-техническая конференция «Гервикон-2005». Украина, Сумы, 6–9 сентября 2005 г.
2. Рубинов В.Я., Покровский Б.В. Влияние чисел лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата на виброакустические характеристики центробежного насоса // Труды ВНИИГидромаша. «Гидромашиностроение». Выпуск 46. — Москва, 1975. — С. 71–89.
3. Насосы динамические. Методы испытаний: ГОСТ 6134-87. — [Введен 1989.01.01.]. — М.: Изд-во стандартов, 1988. — 29 с. — (межгосударственный стандарт).
4. Яременко О.В. Испытания насосов. — М.: Машиностроение, 1976. — 225 с. — (Справочное пособие).
5. Бирюков А.И. Автоматизированный расчет характеристик центробежных насосов // Труды VIII международной конференции «НАСОСЫ-96», (Сумы, 3–6 сентября 1996 г.). — Сумы: СумДУ, 1996. — Т. 1. — 1996. — С. 260–265.