

Результаты исследования рабочего процесса осевого трёхрядного лопастного конденсатного насоса первого подъёма для энергоблока гигаваттного класса

06, июнь 2015

Рябцев Е. А.^{1,*}, Моргунов Г. М.¹

УДК: 621.398-582

¹Россия, НИУ "МЭИ"

[*riabtsev1991@yandex.ru](mailto:riabtsev1991@yandex.ru)

Введение

Приведенные ниже результаты исследования относятся к проекту разработки мощных гидроэнергетических машин для энергоблоков гигаваттного класса. Проект носит инновационный характер и направлен на повышение энергоэффективности, надежности и ресурса гидравлических машин, в частности, питательной подсистемы энергоблоков крупных ТЭС [1]. Одним из этапов проекта является последовательный синтез и проектирование нетрадиционных рабочих органов (РО), а также нестандартных отводящих и подводящих устройств гидравлических машин. Разрабатываемые РО направлены на устранение ряда недостатков существующих традиционных конструкций питательных, бустерных и конденсатных насосов. К основным недостаткам относятся:

- Из-за наличия спиральных элементов в подводящих и отводящих устройствах на нерасчетных режимах работы имеют место добавочные радиальные усилия.
- Нет возможности регулирования частоты турбинного колеса, предвключенного шнека или предвключенного насоса (в случае исполнения двух насосов на одном валу), что, в свою очередь, негативно сказывается на массогабаритных показателях.
- Входные кромки предвключенных колеса являются, как правило, пространственными, что может вызывать неоднородность потока.
- Использование только одного вертикального предвключенного конденсатного насоса с односторонним входом даже со шнековым колесом не обеспечивает достижение желаемых предельно высоких антикавитационных показателей такого насоса в связи с тем, что через его первую ступень пропускается полная подача.

Данные факторы во многих случаях приводят к возникновению дополнительных очагов кавитации, наиболее интенсивных при форсированных подачах, с сопутствующим

увеличением эрозионного износа проточных частей и к образованию кольцевых вихрей в периферийной области втекания потока в рабочее колесо при малых подачах. Последнее обстоятельство снижает КПД и крутизну напорно-расходной характеристики, необходимую как фактор эффективной работы насоса. Помимо этого, существующие конструкции, в частности конденсатных насосов, не полностью используют возможный статический подпор.

Применение описываемых далее нестандартных конструкторско-технических решений имеет достаточно универсальный характер и может использоваться не только в конструкциях конденсатных насосов, но и в других промышленных объектах и осевых гидро- или пневмомашин.

1. Основная часть

Целью исследования являлась разработка и исследование конденсатного насоса первого подъема с исключением перечисленных выше проблем эксплуатации, за счет внедрения уникального полирядного мультипланного рабочего колеса (РК) и направляющего аппарата (НА) в различные варианты конструкций гидромашин. В рамках исследования была поставлена задача провести проектно-вычислительный компьютерный эксперимент для анализа структуры потока в полирядном мультипланном осевом РК и соответствующем НА и дать оценку по основным показателям качества предлагаемого насоса, прогнозно превосходящему подобные устройства традиционного исполнения.

Решение, которое исчерпывающим образом позволяет исключить недостатки конденсатных насосов, состоит из полирядного осевого РК с мультипланной системой решеток (рис. 1). Разработка мультипланной системы решеток параллельно действующих по подаче рабочих органов, вызвана тем, что при обычном монопланном исполнении рабочих органов с увеличенной в 1,5–2,0 раза быстроходностью для соответствующих традиционных конструкций сложно обеспечить требуемую равномерность гидравлической нагрузки по вылету лопастей рабочего колеса и лопаток направляющего аппарата во всем рабочем диапазоне подач. Введение полирядных систем, в свою очередь, позволяет теоретически качественно снизить пространственную неравномерность поступающего потока (за счет его разделения на три части), проявляющегося в наибольшей мере при форсированных подачах и малых напорах. Пространственная неоднородность течения в таком случае ожидается столь малой, что лопасти РК и лопатки НА могут быть выполнены цилиндрическими. Также следует отметить, что мультипланная система решеток РО позволяет качественно снизить интенсивность возможных отрывных явлений в диффузорных проточных каналах рабочих колес и направляющих аппаратов вследствие их меньшей продольной протяженности (рис. 2). Благодаря данному обстоятельству ожидается снижение вибрации во время работы насоса. Соображения о работоспособности и эффективности РО с полирядной структурой и мультипланной решёткой были теоретически обоснованы и изложены в [2], исходя из предпосылок к проектированию мощных осе-

вых лопастных гидромашин [3] и были расчетным образом подтверждены по результатам данного исследования.

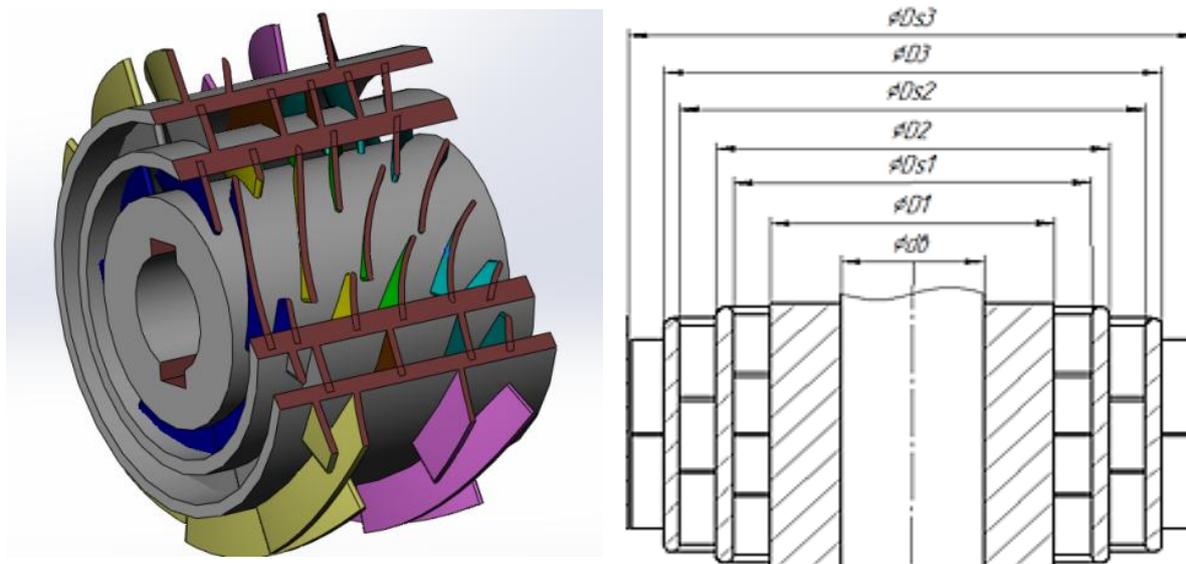


Рис. 1. Твердотельная модель и схема трёхрядного осевого рабочего колеса с рядами, работающими параллельно по подаче D_{s_i} – диаметр периферии; D_i – диаметр ряда; d_b – диаметр вала

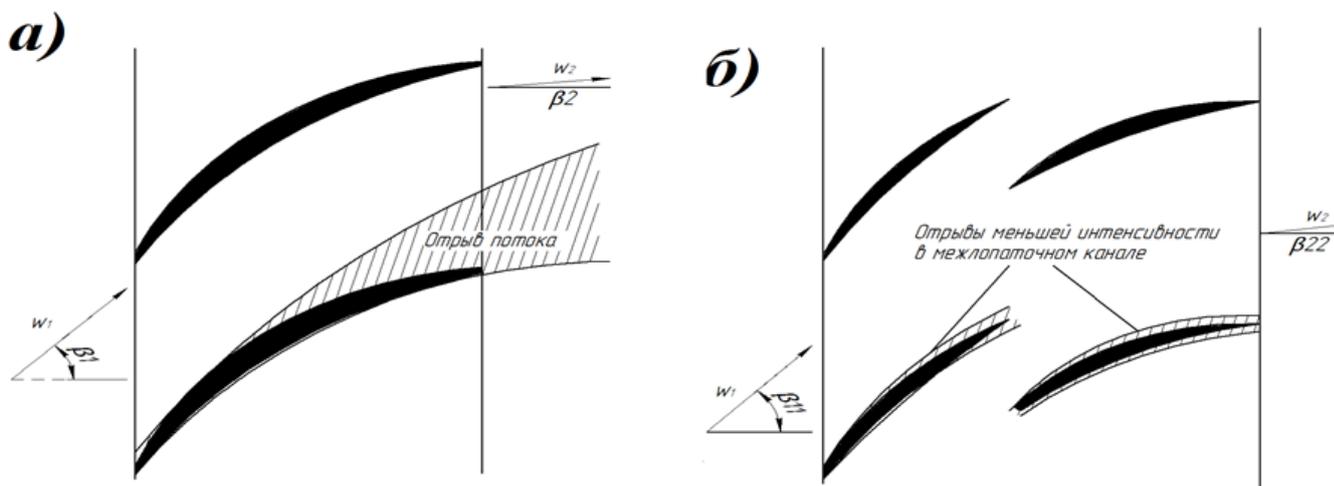


Рис. 2. Развертка лопастей рабочего колеса: а – монопланного (традиционного) исполнения; б – мультипланного исполнения

Для трёхрядных конструкций конденсатных агрегатов (рис.3), в которых применено данное техническое решение [1], реализованы также следующие особенности: РК и НА образуют единый картридж, который жестко, разъемно и герметично встраивается в корпус гидромашин; первые решетки в рабочем колесе выполняют функции усеченных шнеков, что, в свою очередь, повышает антикавитационные качества насоса.

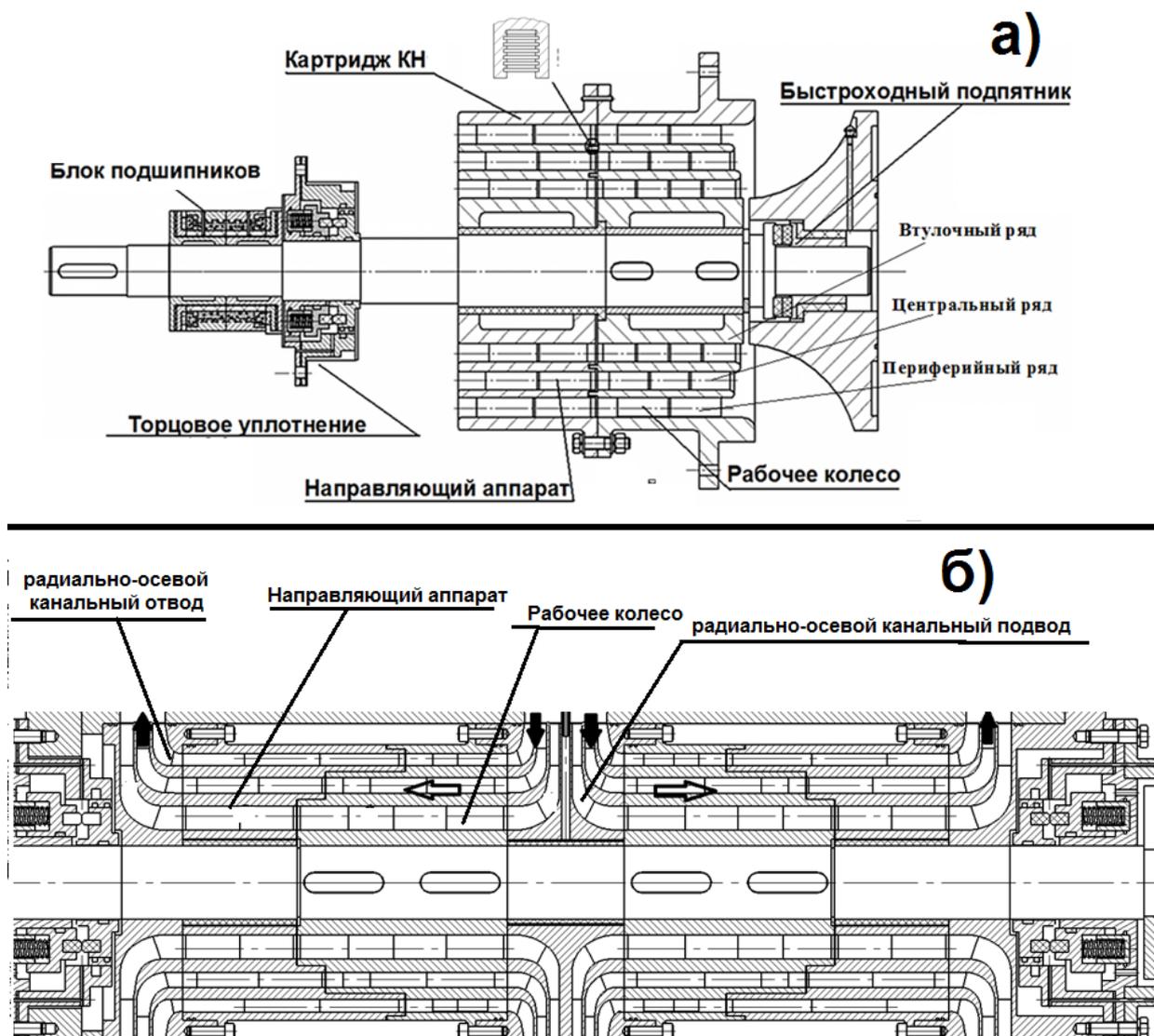


Рис. 3. Варианты конструкции полирядного мультипланного конденсатного насоса: а – конденсатный осевой полирядный мультипланый насос первого подъёма; б – конденсатный осевой полирядный мультипланый насос с двухсторонним подводом конденсата второго подъёма

В ходе работы было реализовано многофакторное компьютерное моделирование с применением различного программного обеспечения. В результате модельных расчетов были получены оптимизированные формы профилей лопастей и лопаток и с достаточной степенью достоверности определены значения основных теоретических параметров гидромашины (напор, КПД, мощность и др.), а также оценены и изучены гидродинамические свойства течения в пределах проточной части нетрадиционных РК и НА.

Исследование нестандартных осевых РО производилось с применением системы моделирования модуля ANSYS CFX. С целью получения наиболее корректных результатов в короткие сроки моделирование проводили в два этапа. Первый этап включал оптимизацию геометрических параметров рабочих органов для конденсатного насоса первого подъёма с односторонним подводом конденсата. Оптимальная геометрия лопастей и лопаток была получена методом последовательного приближения путем многовариантного

решения прямой трехмерной гидродинамической задачи для лопастной системы [4]. В табл. 1 приведены некоторые результаты расчетно-теоретического исследования втулочного ряда.

Таблица 1. Результаты исследования мультипланых рабочих органов

Рабочий орган	Решетка	Средний диаметр рабочих органов, м	Расход через РК, м ³ /с	Теоретический напор, м	Циркуляция, м ² /с		Угол лопасти (лопатки), °		Число лопастей (лопатонок)	Индуктивные потери, %
					Расчетная*	По результатам моделирования**	Входной***	Выходной***		
РК	РЛК1	0,343	0,173	3,53	2,08	2,39	13,0	20,0	6	0,96
	РЛК2			5,77	3,4	3,83	14,0	25,0	6	1,02
	РЛК3			7,0	4,12	4,67	15,0	30,0	12	1,15
	РЛК4			7,1	4,18	4,79	17,0	46,0	12	1,33
НА	РЛА1	0,343	0,173	–	–	–7,83	24,0	62,0	15	–
	РЛА2			–	–	–7,97	56,0	95,0	15	–

* Срабатываемая для РК, снимаемая лопатками НА.
 ** Создаваемая лопастями РК, снимаемая лопатками НА.
 *** С учетом недоворота потока.

Анализ результатов моделирования по методу решения прямой трёхмерной гидродинамической задачи позволил установить следующее:

- индуктивные потери в проточной части РК малы, что, в частности, связано с меньшим вылетом лопастей РК по сравнению с колесами традиционных конструкций;
- повышенные потери в НА из-за увеличенных по модулю абсолютных скоростей на входе компенсируются пониженными значениями этого параметра в РК в связи с относительной малостью модулей относительных скоростей в межлопастных каналах;
- НА почти полностью ликвидирует закрутку потока, что в свою очередь свидетельствует о качественной работе гидромашин в выбранном диапазоне подач.

В ходе исследований в числовом пакете программы решения прямой трехмерной гидродинамической задачи было разработано множество вариантов конфигураций рядов мультипланной лопастной системы (рис. 4).

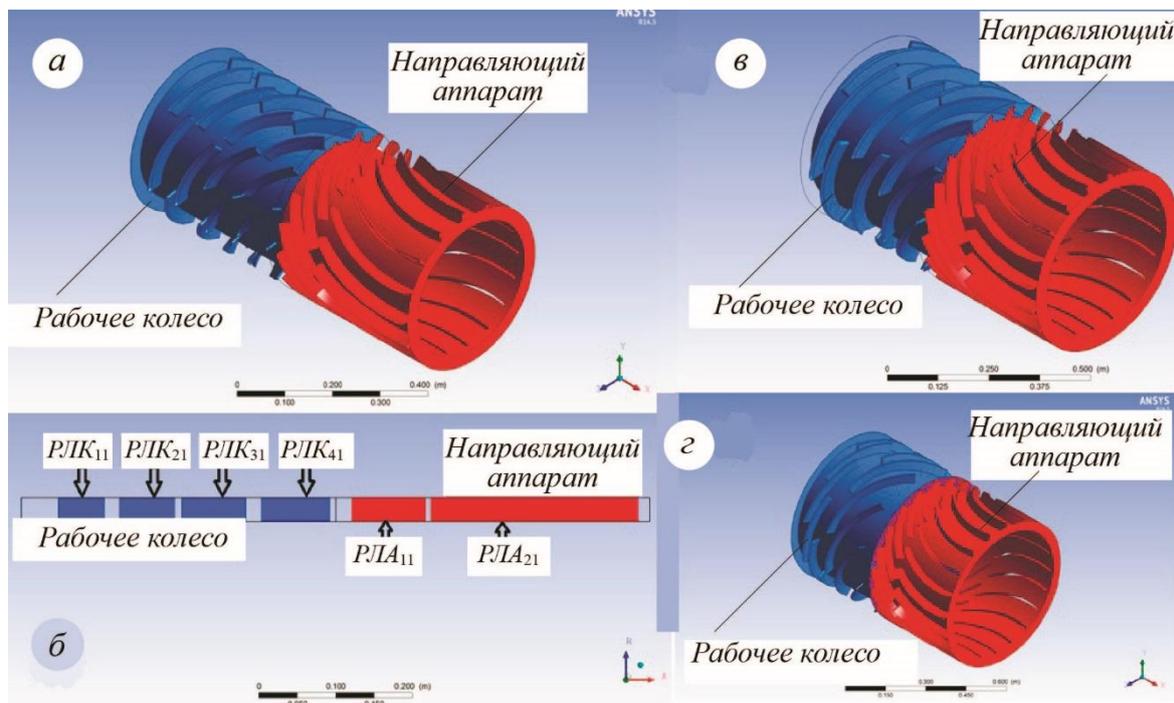


Рис. 4. Различные конфигурации проточных частей мультипланых рабочих органов. а – четыре решетки в РК (втулочный ряд); б – меридианная проекция варианта четырех решеток РК; в – три решетки в РК (центральный ряд); г – две решетки в РК (периферийный ряд)

Далее производилось моделирование в программном пакете ANSYS CFX с целью визуальной оценки отрывных явлений в проточных частях и уточнения некоторых теоретических характеристик.

Анализ результатов моделирования [5] в ANSYS CFX позволил сделать следующие выводы:

- Давление от плана к плану лопастей РК равномерно возрастает, т.е. подтвердилось соображение о работоспособности мультипланного РК и возможности достижения прогнозируемого ранее уровня напора гидромашины. Давление в направляющем аппарате также характерно возрастает, что свидетельствует о преобразовании кинетической энергии в энергию давления.
- Интенсивность отрывных явлений в межлопаточном канале НА меньше, чем при монопланном исполнении, что, в свою очередь, повышает энергетическую эффективность насоса.
- В проточных частях, на малых подачах, возникают кольцевые токи, что может вызвать такое явление как «помпаж», часто наблюдающегося в традиционных центробежных насосах.
- Гидравлический КПД насоса (в совокупности с потерями в направляющем аппарате) находится на уровне гидравлических КПД обыкновенных типовых осевых насосов, однако, вследствие применения усеченных шнеков в качестве первых реше-

ток и других мероприятий [1], параметр кавитации РК выше, чем у классических промышленных конструкций.

Прогнозные характеристики гидромашин (рис. 5), полученные многократным моделированием для различных режимов работы по подаче, имеют схожий вид с характеристиками традиционных осевых насосов.

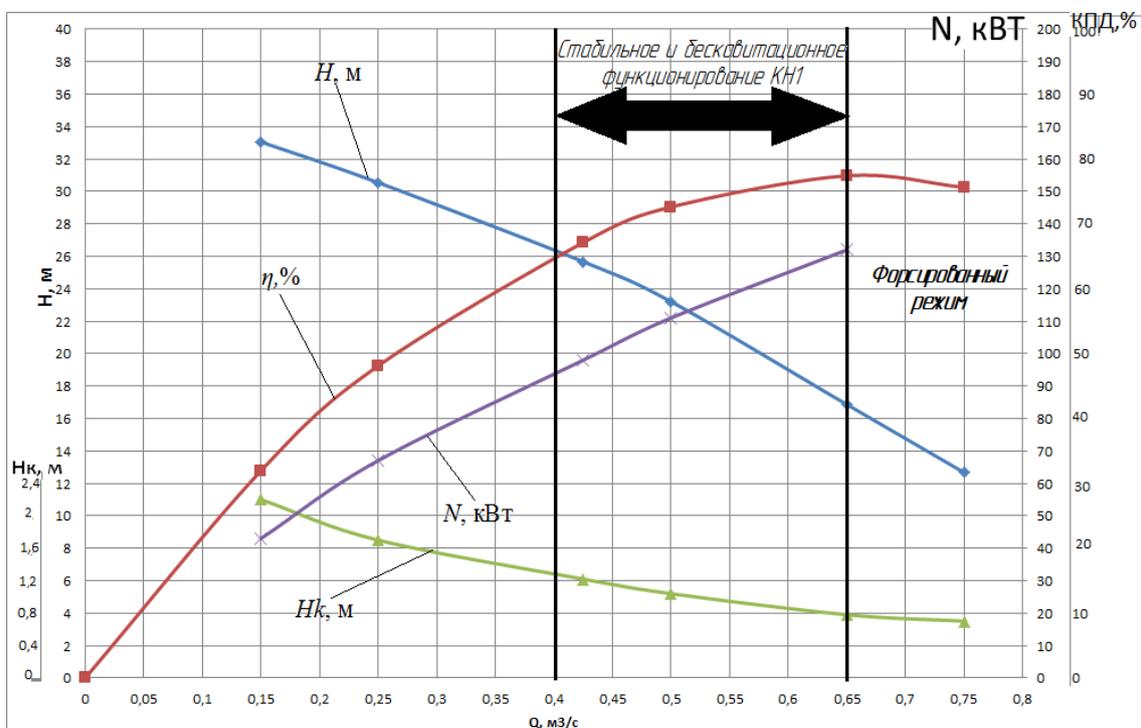


Рис. 5. Прогнозные характеристики полирядного насоса для энергоблока гигаваттного класса

На рис. 6. приведена трехмерная модель полирядного насоса. Разработка модели в 3D позволила оценить габариты для сравнения с традиционными конструкциями.

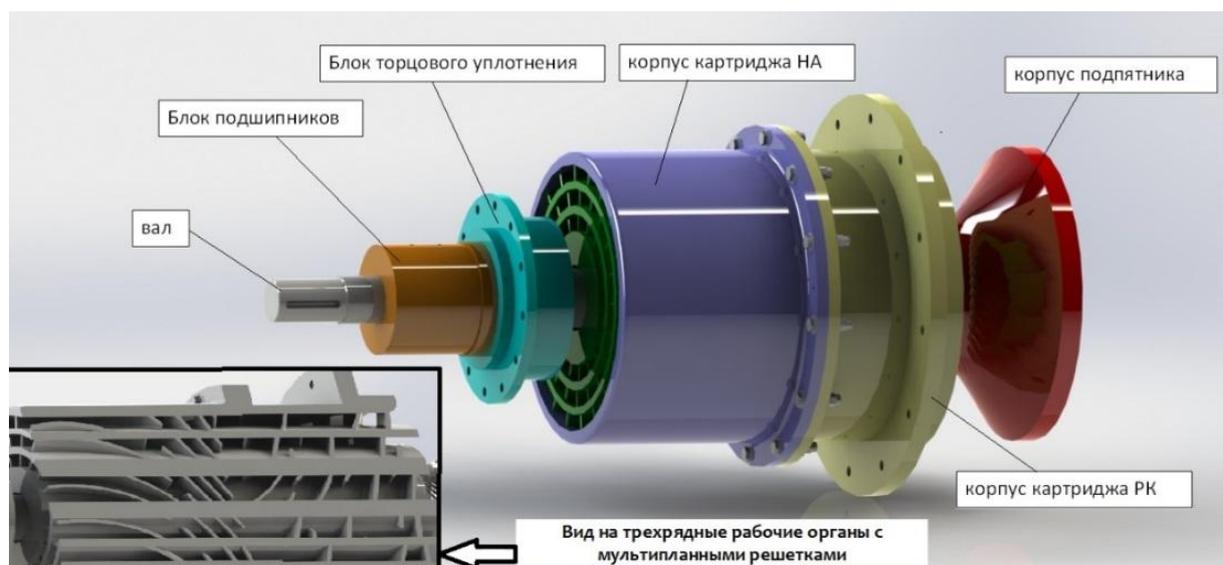


Рис. 6. Трёхмерная модель полирядного насоса

Ресурс энергетического насоса зависит от многих факторов, таких как, например, технология изготовления и материалы, и, самое важное, антикавитационные качества. Работа в условиях частичной кавитации вызывает падение КПД, вибрации и, следовательно, износ РО гидромашин. При прочих равных условиях, по сравнению с традиционными конденсатными насосами, спроектированный полирядный агрегат имеет больший ресурс за счет расширения диапазона бескавитационной работы, который является основным источником ресурса при работе энергетических насосов на ТЭС. Ожидаемый ресурс спроектированного насоса прогнозно 30 000 часов, в то время как ресурс традиционных конденсатных насосов составляет 25 000 – 28 000 часов. Таким образом, это обстоятельство скажется на установке резервных агрегатов.

Гидравлический КПД полирядной гидромашин, прогнозно определенный с помощью современных компьютерных программ, находится на уровне традиционных конденсатных насосов (78 – 80%), в то время как у перспективной разработки двухвального насоса гидравлический КПД находится также на данном уровне (80%), но ожидается в реальности ниже с наличием взаимного вращения ступеней насоса, потерь в зоне перехода от одной ступени к другой [6].

Для оценки технико-экономических параметров разработанного насосного агрегата, было произведено сравнение с известными аналогичными техническими решениями. В связи с уникальными конструктивными особенностями и мощностью, превосходящей все известные аналоги, оценка проводится с помощью бальной системы (табл.2). Более высокая оценка показателя соответствует более совершенным техническим

Таблица 2. Результаты сравнения полирядного конденсатного насоса с существующими аналогами

	Полирядный насос	Двухвальный насос	Насос с предвключенным турбинным колесом
Гидравлический КПД	1,28	1,28	1,12
Ресурс работы	1,4	1,4	1,12
Габариты	1,4	0,84	1,12
Масса	0,8	0,48	0,64
Стоимость изготовления	0,8	1,28	1,28
Рабочий диапазон	0,6	0,48	0,48
Антикавитационные качества	0,9	0,7	1
Ремонтопригодность	1,6	1,12	1,12
Суммарный показатель конкурентоспособности	8,78	7,58	7,88

Окончательное суждение о функциональных возможностях АКН и уточнение его характеристик может быть составлено после проведения физических экспериментов. Соображения о работе данной гидромашин подтвердятся лишь после анализа испытаний.

Заключение

Таким образом, исходя из общих данных по результатам моделирования в различных программных продуктах, можно дать следующие заключения:

- На основании анализа литературно-патентного материала, относящегося к области осевых насосов, поставлены проблемы повышения энергоэффективности осевых гидромашин и отрывных явлений в проточных частях РК и НА.
- Предложено возможное решение данных проблем введением нестандартных проектно-конструкторских идей в виде полирядных рабочих органов и мультипланых решеток, выдвинутых д.т.н. проф. МЭИ Г. М. Моргуновым.
- Рассмотрены эскизно-проектные решения мультипланых рабочих органов осевых насосов и на базе теоретических основ рабочего процесса осевых лопастных гидромашин и известных рекомендаций [3] получены оценки развиваемого напора и гидравлического КПД, разработана методика расчета мультипланых лопастных и лопаточных систем.
- Для лопастей РК и лопаток НА поставлен и реализован компьютерный эксперимент по методу решения прямой трехмерной гидродинамической задачи, позволивший получить оптимальную геометрию лопастей и лопаток различных конфигураций рабочих органов в первом приближении
- Для совокупности твердотельных моделей проточных частей рабочих органов поставлен и реализован компьютерный эксперимент с помощью программного обеспечения ANSYS, позволивший установить распределение скоростей и давления в проточных частях РК и НА в различных режимах работы по подаче.
- По результатам технико-экономического анализа, полирядный агрегат значительно проигрывает в таких показателях как стоимость изготовления. Очевидно, что это связано с особенностями конструкции, и в первую очередь со сложной геометрией РК и НА заключенных в картриджах, что влияет на первоначальные капиталовложения. Однако стоит отметить, что данный агрегат рассчитан на параметры теплоэлектростанции следующего поколения, где технологии изготовления будут более развиты, и соответственно стоимость изготовления будет значительно снижена. При расчете были учтены повышенный ресурс работы и ремонтпригодность снижающие затраты на эксплуатацию.
- Гидравлический КПД полирядной машины так же является не самым высоким показателем, по сравнению с конкурентами. Это объясняется отсутствием ЭВМ должной мощности, позволившей бы произвести гидродинамический расчет значительно большего количества вариаций геометрии рабочих органов, и соответственно получить более оптимальный вариант.

Несмотря на провал в вышеприведенных показателях, общий показатель конкурентоспособности у разработанного АКН превышает все рассмотренные аналоги, что свиде-

тельствует о целесообразности непосредственно данной диссертации и необходимости дальнейшего совершенствования данной конструкции.

В настоящее время на базе кафедры гидромеханики и гидравлических машин МЭИ произведены исследования, касающиеся изготовления полирядного насоса и подготавливается стенд для физических экспериментов и испытаний.

Список литературы

1. Моргунов Г.М. Разработка насосов нового поколения питательной системы мощных энергоблоков. // Теплоэнергетика. 2013. № 2. С. 42–53.
2. Моргунов Г.М., Моргунов К.Г., Ельзароок Ф.А. Проектирование и расчетное исследование гидродинамических свойств полирядного высоконапорного насоса на малую подачу. // Вестник МЭИ. 2007. № 6. С. 96 – 105.
3. Деснер О.Г., Вахитов У.Г. Высоконапорные насосы осевого типа для перекачки химически активных жидкостей, содержащих твердые частицы. // Изв. АН. Энергетика. 2005. № 3. С. 156–161.
4. Моргунов Г.М. Расчет безотрывного обтекания пространственных лопастных систем с учетом вязкости // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. 1985. № 1. С. 117 – 126.
5. Рябцев Е.А., Качан Ю.И. Результаты разработки и расчетно-теоретического исследования агрегата конденсатных насосов для супермощного энергоблока. // Молодежный научно-технический вестник: электронный журнал МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2014. № 7. Режим доступа: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/724638.html> (Дата обращения: 4.05.2015)
6. Солодченков Е.В. Конденсатные насосы для современной энергетики. // Насосы и оборудование: научно-практич. журнал. Киев: СПД Кроличенко. 2011. № 3. с. 36 – 39.