

УДК 621.671.001.024

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ РАСЧЕТНОГО ТРЕХМЕРНОГО ВЯЗКОГО ТЕЧЕНИЯ НА ПРОГНОЗНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВОГО НАСОСА

© 2012 Д.Г. Свобода, А.А. Жарковский, П.В. Пугачев, А.С. Донской

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Поступила в редакцию 16.03.2012

Представлены результаты расчетного исследования проточных частей осевого насоса с коэффициентом быстроходности $n_s \approx 500$ и осевого насоса с $n_s \approx 1300$ с использованием программного комплекса ANSYS CFX 12. Для насоса с $n_s \approx 500$ была исследована сеточная независимость решения, а также влияние расположения границы разделения (поверхности интерфейса) между вращающимся рабочим колесом и неподвижной лопастной системой выпрямляющего аппарата в проточной части насоса на результаты расчёта интегральных параметров. Для насоса с $n_s \approx 1300$ была апробирована методика расчета интегральных характеристик и проведено их сравнение с результатами эксперимента. Первое исследование дает рекомендации по выбору расстояния до выходной границы расчетной области и расстояния до поверхности интерфейса. Второе исследование показывает хорошее согласование расчетных и экспериментальных параметров, и следовательно, о справедливости применяемой методики.

Ключевые слова: *осевой насос, проточная часть, поверхность интерфейса, выходная граница, методика расчета*

В статье приведены результаты расчетного исследования проточных частей 2-х осевых насосов. Проточная часть первого осевого насоса с коэффициентом быстроходности $n_s \approx 500$, представленная на рис. 1, состояла из направляющего аппарата (НА), рабочего колеса (РК) и лопаточного выпрямляющего аппарата (ВА). Численные исследования проведены с использованием программного комплекса ANSYS CFX 12.

Первоначально была исследована сеточная независимость решения с целью определения минимального количества элементов обеспечивающего приемлемую точность решения. Упрощенная расчетная область включала один межлопастной канал направляющего аппарата, один канал рабочего колеса и один канал выпрямляющего аппарата. Для построения сеток использована программа ICEM CFD. С её помощью были построены 7 вариантов расчетных сеток. Сетки неструктурированные с

тетраэдральной формой элементов. Варианты сеток отличались друг от друга размером глобального максимального элемента и плотностью сеток вблизи кромок лопастей (таблица 1). По данным представленным в таблице 1, были построены зависимости интегральных параметров рабочего колеса (рис. 2) и выпрямляющего аппарата (рис. 3) от густоты расчетной сетки.

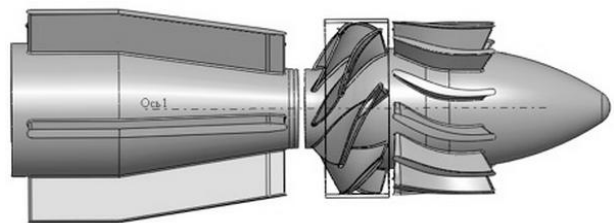


Рис. 1. Общий вид проточной части насоса с $n_s \approx 500$

Для построения сеток использована программа ICEM CFD. С её помощью были построены 7 вариантов расчетных сеток. Сетки неструктурированные с тетраэдральной формой элементов. Варианты сеток отличались друг от друга размером глобального максимального элемента и плотностью сеток вблизи кромок лопастей (таблица 1). По данным, представленным в таблице 1, были построены зависимости интегральных параметров рабочего колеса (рис. 2) и выпрямляющего аппарата (рис. 3) от густоты расчетной сетки.

Свобода Дмитрий Геннадьевич, ассистент кафедры гидромашиностроения. E-mail: svoboda.dmitry@gmail.com

Жарковский Александр Аркадьевич, доктор технических наук, заведующий кафедрой гидромашиностроения. E-mail: azharkovsky@pef.spbstu.ru

Пугачев Павел Владимирович, ассистент кафедры гидромашиностроения. E-mail: pugachxxx@mail.ru

Донской Анатолий Сергеевич, доктор технических наук, профессор кафедры гидромашиностроения. E-mail: london2905@yandex.ru

Таблица 1. Расчетные данные

№	РК	ВА	Q	H _{РК}	η _{РК}	H _T	dh _{ВА}	dη _{ВА}	H	η
	тыс. эл.	тыс. эл.	м ³ /ч	м	%	м	м	%	м	%
1	187,9	147,7	2277	5,51	84,8	6,50	0,41	6,3	4,84	78,5
2	301,0	234,3	2277	5,44	85,4	6,37	0,37	5,8	4,78	79,6
3	391,3	304,1	2277	5,60	86,7	6,46	0,38	5,9	4,90	80,8
4	570,9	424,7	2277	5,93	88,1	6,73	0,38	5,6	5,20	82,5
5	892,3	670,8	2277	6,17	89,3	6,91	0,37	5,4	5,45	83,9
6	1539,4	1126,2	2277	6,30	90,2	6,98	0,36	5,2	5,62	85,0
7	3172,3	2314,3	2277	6,44	91,0	7,08	0,35	4,9	5,73	86,1

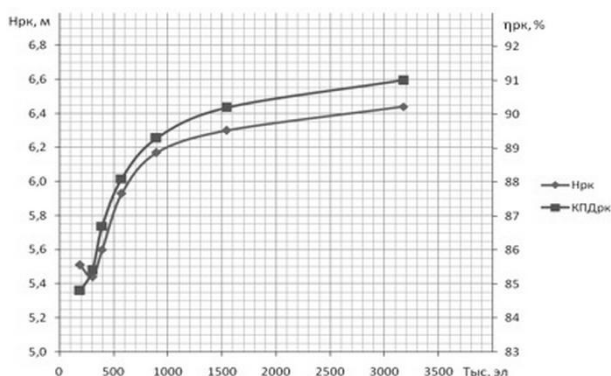


Рис. 2. Зависимость изменения напора и КПД РК от количества элементов расчетной сетки ($Q=Q_{опт}$)

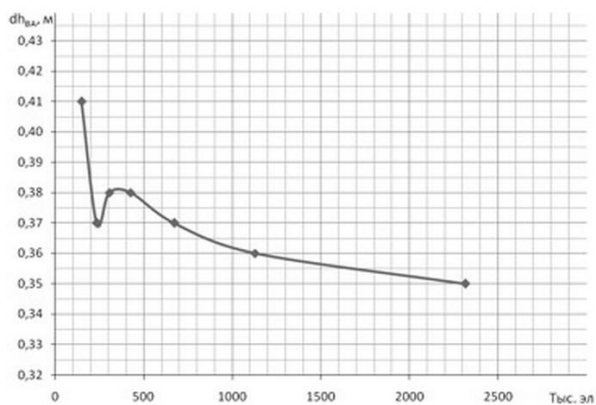


Рис. 3. Зависимость изменения потерь напора в проточной части ВА от количества элементов расчетной сетки ($Q=Q_{опт}$)

Как видно из рис. 2 и 3, при увеличении количества элементов свыше 1500 тыс. изменение интегральных параметров осевого насоса происходит с меньшей интенсивностью. С улучшением качества сеток, как и следовало ожидать, значения результирующих невязок падают, что свидетельствует о лучшей сходимости расчета. Расчет на очень грубых сетках дает сходимость невязок только порядка 10^{-4} , что является недостаточным. Окончательно для расчета характеристик насоса была принята

расчетная сетка с параметрами, соответствующими варианту № 7. Некоторое увеличение напора насоса и КПД связанное с дальнейшим возможным увеличением количества элементов расчетных сеток пойдет в запас. Из проведенных численных исследований можно сделать вывод, что характеристики рассматриваемого осевого насоса имеют большую зависимость решения от густоты расчетной сетки.

Для данного насоса также были выполнены исследования влияния расположения границы разделения – поверхности интерфейса (ПИ) между вращающимся рабочим колесом и неподвижной лопастной системой выпрямляющего аппарата в проточной части насоса на результаты расчёта интегральных параметров. Расчетная область включала в себя один межлопаточный канал НА, РК и ВА (рис. 4).

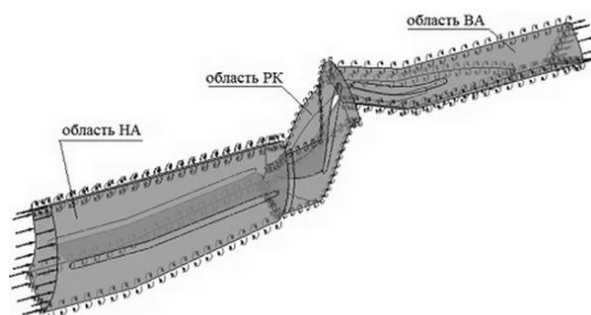


Рис. 4. Расчетная модель проточной части насоса с $n_s \approx 500$

Если принять расстояние между лопастными системами РК и ВА за 100%, то, обычно поверхность интерфейса задается на расстоянии 50%. Были подготовлены геометрии сеток РК и ВА, в которых поверхность интерфейса задавалась на расстоянии 5% и 95%. При проведении исследований на поверхности интерфейса задавалось условие сопряжения – Stage Averaging. То есть, на поверхности интерфейса выполняется осреднение параметров расчета в окружном направлении, полагается, что следы

от лопастей элемента проточной части РК полностью сглаживаются, и течение на входе в элемент проточной части ВА является осесимметричным.

Еще одной актуальной задачей исследования параметров расчетной модели, является задание выходной границы (ВГ) проточной части насоса. Были подготовлены геометрии сеток, сделаны расчеты и проведено сравнение интегральных параметров для двух вариантов проточной части. В варианте 1 выходная граница задавалась на расстоянии $\sim 1,5 D_{РК}$. В варианте 2 выходная граница задавалась на расстоянии $\sim 5 D_{РК}$. На рис. 5 показана расчетная модель насоса с границей выходной области расположенной на расстоянии $5 D_{РК}$. Расчетные исследования проводились с использованием

программного комплекса ANSYS CFX 12 для оптимального режима работы насоса. В таблице 2 представлены значения интегральных параметров, полученные по результатам проведенных расчетов.

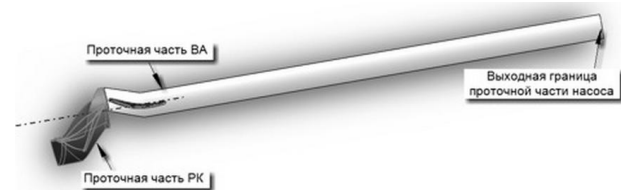


Рис. 5. Расчетная модель насоса с границей выходной области расположенной на расстоянии $5 D_{РК}$

Таблица 2. Расчет интегральных параметров

Расчетные интегральные параметры	ВГ= $1,5D_{РК}$; ПИ=50%	ВГ= $5D_{РК}$; ПИ=50%	ВГ= $1,5D_{РК}$; ПИ=5%	ВГ= $1,5D_{РК}$; ПИ=95%
напор РК, (м)	6,33	6,33	6,42	6,25
КПД РК (%)	90,37	90,35	90,57	89,8
потери в НА (м)	0,038	0,039	0,038	0,038
потери в ВА (м)	0,49	0,53	0,49	0,47
напор насоса (м)	5,55	5,58	5,55	5,31

Примечание: ВГ – выходная граница; ПИ – поверхность интерфейса

Промежуточные выводы:

1. Присоединение дополнительных областей за ВА (увеличение расстояния до выходной границы с $1,5 D_{РК}$ до $5 D_{РК}$) не повлияло на величину напора, определяемую как разность полных энергий на выходе из ВА и входе в НА (или РК). Данное утверждение является справедливым при условии отсутствия циркуляционных потерь (остаточной закрутки за ВА).

2. В осевых насосах, когда расстояние между лопастными системами соседних элементов проточной части достаточно велико, расположение границы разделения (поверхности интерфейса) между вращающимся рабочим колесом и неподвижной лопастной системой выпрямляющего аппарата в проточной части насоса мало влияет на результаты расчёта интегральных параметров. Присутствует незначительное уменьшение напора ($\sim 1,25\%$) и КПД ($\sim 0,6\%$) при смещении поверхности интерфейса вплотную к лопаткам ВА.

Методика расчета интегральных характеристик была апробирована на втором осевом насосе ОД-21 ($Q=640 \text{ м}^3/\text{час}$, $H=1,63 \text{ м}$, $n=1200 \text{ об/мин}$) с коэффициентом быстроходности $n_s=1300$, для которого имелись экспериментальные характеристики, полученные на кафедре гидромашиностроения СПбГПУ. Расчетная модель насоса ОД-21 представлена на рис. 6. На входе в расчетную область задавалось полное давление, на выходе – массовый расход. Расчет

течения проводился в стационарной постановке. Режим течения – турбулентный. Для замыкания уравнений Рейнольдса использовалась стандартная $k-\varepsilon$ модель турбулентности. Интенсивность турбулентности на входе задавалась 5% (по умолчанию). Для поверхностей с условием “стенка” в расчетах использовались масштабируемые функции стенок.

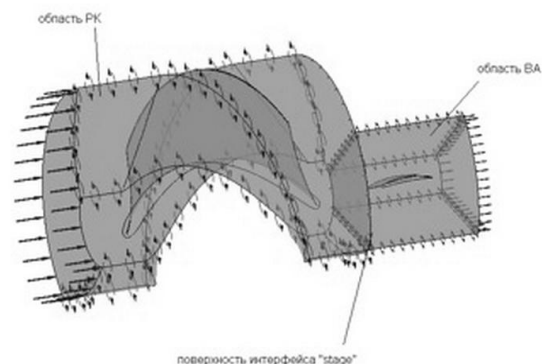


Рис. 6. Расчетная модель проточной части насоса ОД-21 ($n_s=1280$)

Расчетная сетка – неструктурированная, ячейки сетки в ядре потока представляли собой тетраэдры. Вблизи входных и выходных кромок рабочего колеса производилось сгущение элементов. Вблизи твердых стенок для

описания пограничного слоя было создано 11 слоев призматических элементов. Полученное распределение безразмерного размера Y^+ подтвердило правильность выбора параметров расчетной сетки ($Y^+ < 100$ для высокорейнольдсовой модели с масштабируемыми функциями стенки).

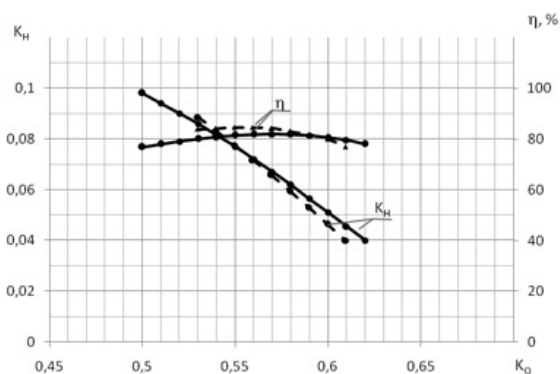


Рис. 7. Характеристики насоса ОД-21 в зависимости от режима работы: — физический эксперимент; ---- численный эксперимент

На рис. 7 приведено сопоставление напорных характеристик насоса и значений КПД, полученных по результатам физического и численного эксперимента. При этом значения гидравлического КПД были получены расчетом вязкого течения, а объемный и механический КПД в расчете не учитывались.

Из сравнения интегральных расчетных и экспериментальных параметров потока можно видеть, что расхождение по напору лежит в пределах до 10%, по КПД – до 2,5%. В целом, имеет место хорошее согласование интегральных параметров при численном и экспериментальном исследовании проточной части осевого насоса ОД-21. Следовательно, можно сделать вывод, что использованная методика может быть применена при расчете характеристик проточных частей осевых насосов.

RESEARCH THE INFLUENCE OF PARAMETERS OF RATED THREE-DIMENSIONAL VISCOUS FLOW ON THE PROGNOSTIC CHARACTERISTICS OF THE AXIAL PUMP

© 2012 D.G. Svoboda, A.A. Zharkovskiy, P.V. Pugachev, A.S. Donskoy

St. Petersburg State Polytechnical University

Results of rated research of flowing parts of the axial pump with rapidity coefficient of $n_s \approx 500$ and the axial pump with $n_s \approx 1300$ with the use of ANSYS CFX 12 program complex are presented. For the pump with $n_s \approx 500$ it was researched the grid independence of the decision, and also influence of an arrangement of border division (an interface surface) between the rotating impeller and the fixed blades system of the straightening device in flowing part of the pump on results of calculation the integral parameters was investigated. For the pump with $n_s \approx 1300$ the design procedure of integral characteristics was approved and comparison with results of experiment was is carried out. The first research makes recommendations about a distance choice to target border of rated area and distance to an interface surface. The second research shows good coordination of rated and experimental parameters, and therefore, about validity of an applied method.

Key words: *axial pump, flowing part, interface surface, target border, calculation method*

Dmitriy Svoboda, Assistant at the Hydromechanical Engineering Department. E-mail: svoboda.dmitry@gmail.com

Alexander Zharkovskiy, Doctor of Technical Sciences, Head of the Hydromechanical Engineering Department. E-mail:

azharkovsky@pef.spbstu.ru

Pavel Pugachev, Assistant at the Hydromechanical Engineering Department. E-mail: pugachxxx@mail.ru

Anatoliy Donskoy, Doctor of Technical Sciences, Professor at the Hydromechanical Engineering Department. E-mail: london2905@yandex.ru