

НЕФТЯНОЕ, ГАЗОВОЕ, ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ И АВТОТРАНСПОРТНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.671.001.024

ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ПОТОКА И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК СЕКЦИОННОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА НИЗКОЙ БЫСТРОХОДНОСТИ

© 2011 В.А. Алексенский, А.А. Жарковский, П.В. Пугачёв

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Поступила в редакцию 12.03.2011

Проведено расчётное исследование течения и гидравлических качеств многоступенчатого центробежного насоса с коэффициентом быстроходности $n_s=40$. Используются методы расчета пространственного вязкого течения. Результаты расчета сопоставлены с имеющимися экспериментальными данными. Получена хорошая сходимость расчета с экспериментом. Разработана модификация исходного варианта проточной части, обладающая лучшими гидравлическими качествами.

Ключевые слова: *центробежный насос, вязкое течение, математическая модель, прогнозирование*

Для проведения расчётов вязкого течения были построены трехмерные геометрические модели проточной части насоса с использованием программного комплекса SolidWorks. Серия расчетных исследований течения с использованием одной, двух и трёх ступеней насоса показала, что добавление в расчётную область третьей ступени не оказывает существенного влияния на результаты, но заметно увеличивает вычислительные затраты (более чем на 30%). В тоже время схема с расчётом одной ступени не позволяет надлежащим образом осуществить оценку качеств промежуточной ступени, т.к. не производится учёт параметров потока на входе в неё. В итоге было принято решение использовать для расчёта схему с моделированием течения в 2-х ступенях (рис. 1). Расчетная область состояла из 5 регионов: 2 региона соответствовали рабочим колесам первой и второй ступени; 2 региона – направляющим аппаратам первой и второй ступени; ещё один регион задавался перед первой ступенью, чтобы отодвинуть границу расчётной области от входа в первое рабочее колесо и тем самым исключить возможный противоток на входной границе.

С использованием построенных геометрических моделей в ядре потока создавались неструктурированные расчётные сетки на основе тетраэдральных элементов с их сгущением у входных и выходных кромок РК и на поверхности интерфейса. Вблизи твердых стенок для описания течения в пограничном слое были созданы слои призматических ячеек. Общее количество элементов составило около 8 млн. Расчёты выполнялись в квазистационарной постановке. Параметры потока на поверхностях сопряжения элементов проточной части передавались через поверхность-интерфейс типа «stage» (т.е. проводилось осреднение параметров по окружному направлению).

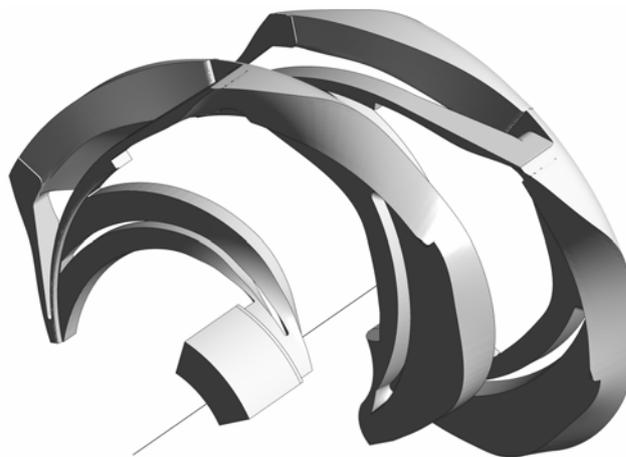


Рис. 1. Геометрическая модель расчётной области

Алексенский Вадим Александрович, аспирант. E-mail: vadim@aleksensky.com

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

Пугачёв Павел Владимирович, аспирант. E-mail: pugachxxx@mail.ru

Были использованы следующие граничные условия: на входе в рабочее колесо задавалось полное давление (1 атм.); на выходе диффузора спирального отвода – массовый расход, соответствующий рассчитываемому режиму (вариант граничных условий, обеспечивающий наилучшую стабильность расчёта); задавалась также частота вращения рабочего колеса. Для замыкания уравнений Навье-Стокса, осреднённых по Рейнольдсу, использовалась k-ε модель турбулентности [1]. Моделирование кавитационных явлений не производилось. Во всей области задавалась постоянная плотность среды. Использовался

программный комплекс ANSYS CFX 12.1. В процессе проведения расчёта контролировались не только среднеквадратичные и максимальные значения невязок, но также и целевые параметры – моменты на рабочих колёсах, общий напор и напор каждой из ступеней. Расчет проводился до прекращения существенных изменений каждого из параметров. Механический и объёмный КПД вычислялись по эмпирическим методикам [2]. Расчёт был выполнен на трех режимах, для которых имелись экспериментальные данные. Результаты сопоставления расчетных и экспериментальных характеристик представлены на рис. 2.

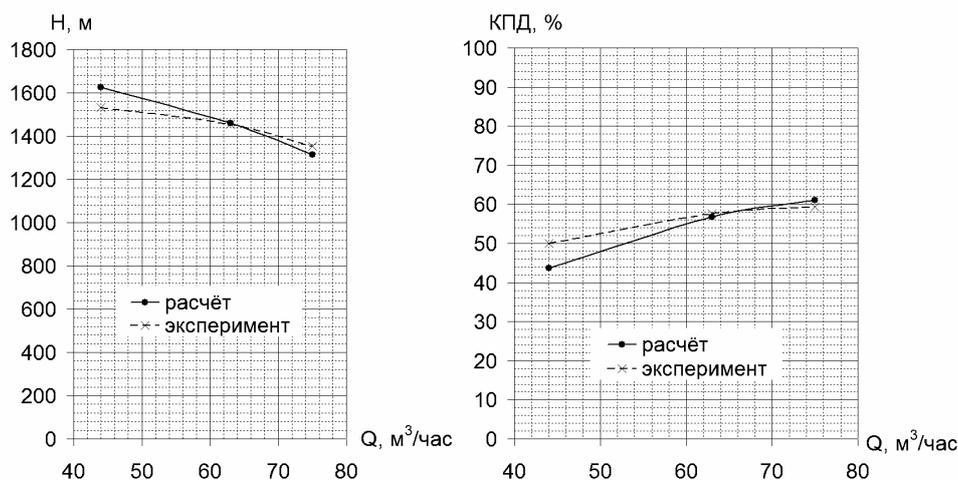


Рис. 2. Сопоставление расчётных и экспериментальных характеристик исходного варианта проточной части

Сопоставление показывает, что имеет место хорошая сходимость результатов расчёта с экспериментом на номинальном режиме (расхождение по напору – 0,25%, по КПД – 1%). На других режимах был получен несколько

худший уровень сходимости. Визуализация результатов расчёта течения на номинальном режиме в рабочем колесе, направляющем аппарате и обратных каналах представлена на рис. 3.

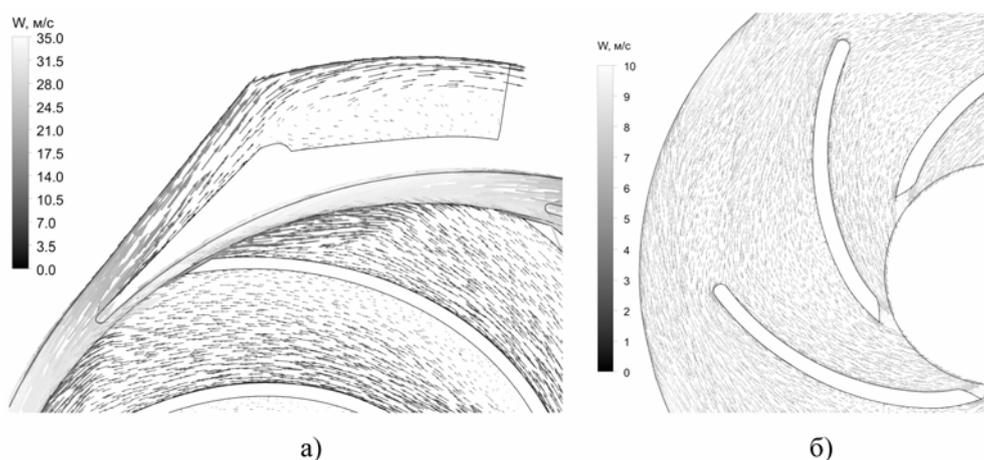


Рис. 3. Визуализация течения в плоскости $z = \text{const}$: а – рабочее колесо и направляющий аппарат первой ступени; б – обратные каналы

На рис. 3,*а* можно наблюдать вихревое течение в направляющем аппарате при переходе к зоне поворота потока, также видно, что течение в межлопастном канале рабочего колеса имеет неравномерный характер с низкоэнергетической зоной потока у задней стороны лопасти. Течение в обратном направляющем аппарате (рис. 3,*б*) имеет более равномерный характер, вихревые структуры появляются только в районе выходных кромок. На рис. 4,*а* представлена визуализация течения в рабочем

колесе в плоскости конформного отображения (вблизи покрывающего диска). Наблюдается заметная вихревая зона в межлопастном канале. На рис. 4,*б* можно наблюдать вихревую зоны в меридиональной проекции с осреднением параметров по окружному направлению (она выглядит как область низких скоростей у покрывающего диска). Всё это позволяет сделать вывод о том, что возможно увеличить эффективность данного насоса, изменив оптимальным образом параметры его проточной части.

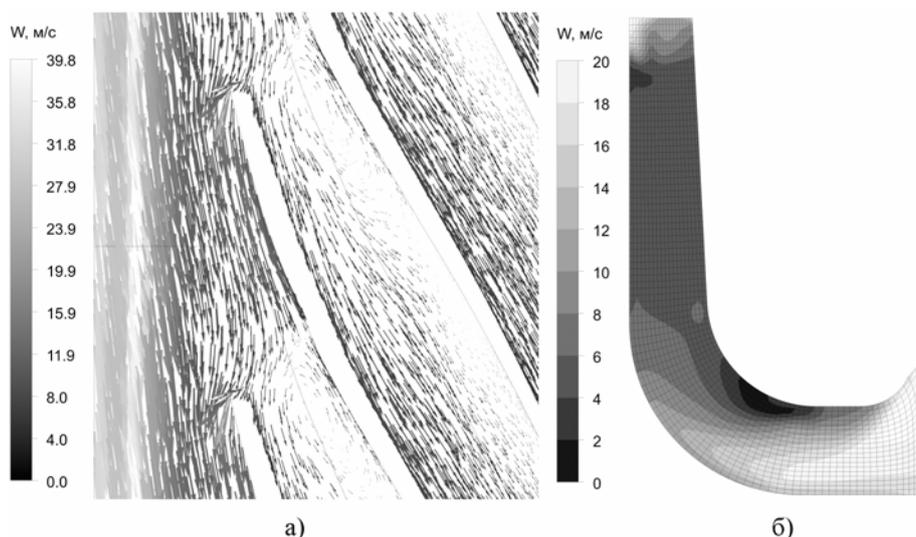


Рис. 4. Визуализация течения в рабочем колесе: *а* – на поверхности тока в плоскости конформного отображения; *б* – в меридиональной проекции

С использованием методики проектирования кафедры гидромашиностроения СПбГПУ, основывающейся на квазитрёхмерном методе расчёта невязкого течения и пространственном пограничном слое и низкоэнергетическом следе для вязкой жидкости, был спроектирован новый вариант проточной части рассматриваемого насоса. Число лопастей рабочего колеса было увеличено до 9, уменьшена его ширина, вместо канального отвода был применен отвод лопаточного типа. Расчет течения вязкой жидкости был произведен по такой же схеме, как и для исходного варианта насоса. Геометрическая модель проточной части представлена на рис. 5, результаты сопоставления характеристик исходного и модернизированного вариантов – на рис. 6. Из расчетных характеристик можно видеть, что модернизированный вариант проточной части имеет более высокий КПД, чем исходный. Особенно заметное различие достигается на режимах малых подач. Форма напорной характеристики не имеет существенных отличий.

Визуализация результатов расчета течения в новом варианте проточной части: в рабочем колесе и направляющем аппарате первой

ступени представлена на рис. 7. Можно видеть, что течение в каналах нового варианта рабочего колеса имеет более равномерный характер – без ярко выраженных низкоэнергетических зон, также отсутствует вихревая зона в лопаточном диффузоре при приближении к зоне поворота потока в обратный направляющий аппарат.

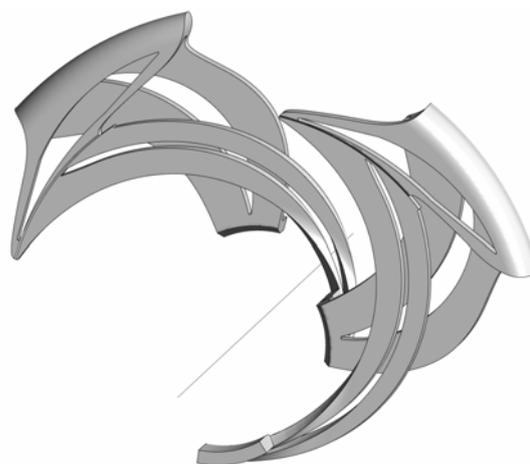


Рис. 5. Геометрическая модель расчётной области для исследования модернизированного варианта проточной части

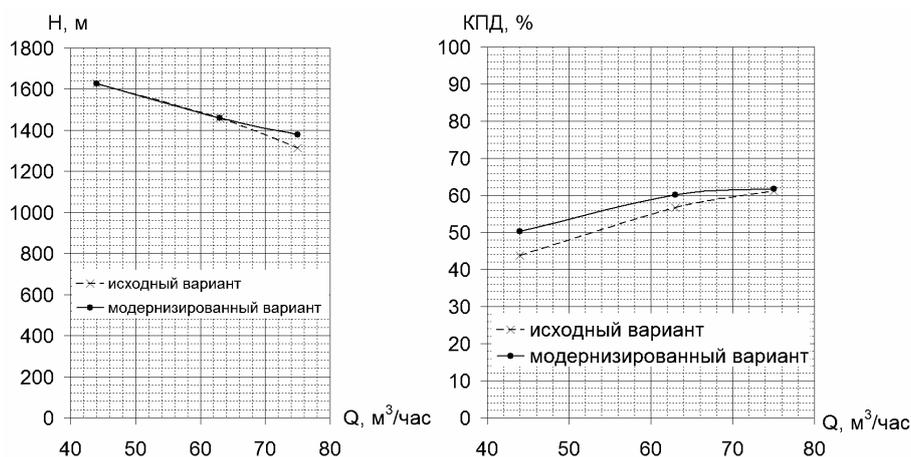


Рис. 6. Сопоставление характеристик исходного и модернизированного варианта проточной части



Рис. 7. Визуализация течения в плоскости $z=\text{const}$ в рабочем колесе и в направляющем аппарате первой ступени (модернизированный вариант)

Визуализация показывает, что в результате проведённой модификации проточной части удалось добиться устранения вихря в межлопастном канале. Поэлементный анализ гидравлических потерь в первой ступени показал,

что после проведения модификации потери в рабочем колесе снизились в большей степени, чем в отводе. Для промежуточных ступеней был получен аналогичный результат.

Вывод: использование в гидромашиностроении численных методов моделирования трёхмерного течения представляет значительный практический и научный интерес, т.к. позволяет не только предсказывать интегральные параметры проточных частей, но и даёт возможности исследовать влияние разных геометрических размеров и форм их элементов на структуру потока. При этом (по сравнению с использованием физического эксперимента) достигается значительное снижение расходов на разработку.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. ANSYS CFX, Release 12.1 user guide, 2009.
2. Ломакин, А.А. Центробежные и осевые насосы. – Л.: Машиностроение, 1966. 364 с.

RESEARCH OF THE FLOW STRUCTURE AND FORECASTING THE CHARACTERISTICS OF SECTION CENTRIFUGAL PUMP OF LOW RAPIDITY

© 2011 V.A. Aleksenskiy, A.A. Zharkovskiy, P.V. Pugachyov

St.-Petersburg State Polytechnical University

Calculated research of flow and hydraulic qualities of the multistage centrifugal pump with rapidity factor $n_s=40$ is conducted. Methods of calculation of spatial viscous current are used. Results of calculation are compared with available experimental data. Good convergence of calculation with experiment is received. Updating of initial variant of the flowing part, possessing the best hydraulic qualities is developed.

Key words: *centrifugal pump, viscous current, mathematical model, forecasting*

Vadim Aleksenskiy, Post-graduate Student. E-mail: vadim@aleksenskiy.com
 Alexander Zharkovskiy, Doctor of Technical Sciences, Head of the Hydromachines Building Department. E-mail: azharkovskiy@pef.spbstu.ru
 Pavel Pugachyov, Post-graduate Student. E-mail: pugachxxx@mail.ru