

УДК 532.5:621.65.01

Н. Г. ШЕВЧЕНКО, А. Л. ШУДРИК, Л. Р. РАДЧЕНКО**ОСОБЕННОСТИ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕЧЕНИЯ ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ В КАНАЛАХ ПОГРУЖНЫХ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ НИЗКОЙ И СРЕДНЕЙ БЫСТРОХОДНОСТИ**

Проведен анализ особенностей рабочего процесса и численного моделирования течения вязкой жидкости в ступени погружного центробежного насоса с коэффициентом быстроходности $n_s = 100$. Даны рекомендации по выбору модели турбулентности и построению расчетной сетки. Выполнено трехмерное моделирование потока с помощью ANSYS CFX. Полученные интегральные характеристики насоса ЭЦНД5-80 хорошо согласуются с экспериментом. Приведена визуализация результатов расчета в проточной части ступени.

Ключевые слова: центробежный насос, рабочее колесо, направляющий аппарат, ступень насоса, течение вязкой жидкости, математическая модель, модель турбулентности, интегральные характеристики.

Введение. Эксплуатация нефтяных скважин и добыча нефти при помощи установок электроцентробежных насосов (УЭЦН) – наиболее распространенная технология на рынке нефтедобычи. Погружные электроцентробежные насосы для добычи нефти (ЭЦН) принципиально не отличаются от обычных центробежных насосов, используемых для перекачки жидкостей на поверхности земли. Однако малые радиальные размеры, обусловленные диаметром обсадных колонн, в которые спускаются центробежные насосы, необходимость преодоления высоких напоров и работа насоса в погруженном состоянии привели к созданию центробежных насосных агрегатов специфического конструктивного исполнения.

ЭЦН представляет собой многоступенчатую и в общем случае многосекционную конструкцию. Модуль-секция насоса состоит из корпуса, вала, пакета ступеней – (рабочих колес (РК) и направляющих аппаратов (НА)), верхнего и нижнего радиальных подшипников, осевой опоры, головки, основания. Пакет ступеней с валом, радиальными подшипниками и осевой опорой помещаются в корпусе и зажимаются концевыми деталями. Исполнения насосов отличаются материалами рабочих органов, корпусных деталей, пар трения, конструкцией и количеством радиальных подшипников.

В серийных ЭЦН наиболее часто используют ступени с наружными диаметрами 86, 92, 103 и 114 мм для минимального размера внутреннего диаметра эксплуатационной колонны от 112 до 148 мм. Напор одной ступени составляет от 4 до 7 м водяного столба [1, 2]. Небольшая величина напора определяется малой величиной внешнего диаметра рабочего колеса, ограниченного внутренним диаметром обсадной колонны. Требуемые значения напора в насосе достигаются набором необходимого количества ступеней.

Особенности рабочего процесса. Обзор существующей литературы по скважинным лопастным насосам для добычи нефти [3–6] показал, что основным фактором, существенно влияющим на рабочий процесс ЭЦН, являются свойства перекачиваемой жидкости. Она многофазная из-за наличия в ней газа, воды, отложений солей и

парафина, механических примесей и обладает большим диапазоном вязкости. Рабочий процесс в насосе нестабилен, может привести к срыву подачи перекачиваемой продукции, износу элементов насоса, вибрациям, заклиниванию и др. техническим проблемам.

Второй фактор, который обуславливает рабочий процесс в погружных лопастных насосах при добыче нефти по сравнению с многоступенчатыми насосами общего назначения – это особенности конструкции гидродинамической схемы ступени ЭЦН. Расчетная область, в которой движется среда, состоит из межлопаточного пространства РК, вращающегося с угловой скоростью ω , переводных каналов отводящих жидкость от РК, где поток поворачивается практически на 180 градусов и неподвижного межлопаточного канала НА.

Относительные размеры входной воронки рабочего колеса скважинного насоса существенно меньше, чем у поверхностных насосов, так как размеры их входной воронки выбираются из условия минимума суммарных гидравлических потерь в рабочем колесе и потерь трения в его индивидуальной пяте. Лопаточную решетку РК можно рассматривать гидродинамически прозрачной. Каналы НА являются относительно короткими, сильно изогнутыми из-за абсолютно малых размеров и относительно больших диаметров валов ЭЦН.

На характер течения существенно влияют силы трения жидкой среды о стенки, диффузорность каналов способствует отрыву потока и его турбулизации. Изменение угла натекания потока на входе в решетки профилей РК и НА на режимах, отличающихся от оптимальных, вызывает ударные вихревые потери. Также ступени насоса характеризуются входной циркуляцией скорости потока жидкости, изменением свойств перекачиваемой продукции от ступени к ступени. Поэтому для расчета такого течения необходимо использовать математические модели высокого уровня, учитывающие вязкость среды, турбулентность течения, трехмерную геометрию.

Численное моделирование потока нефтяной продукции в ступени насоса, прогнозирование и анализ интегральных характеристик ЭЦН для различных режимов работы насоса является

© Н. Г. Шевченко, А. Л. Шудрик, Л. Р. Радченко, 2015

актуальной задачей, решение которой позволит повысить надежность и эффективность работы всей насосной установки.

Постановка задачи. Рассматривается математическая модель рабочего процесса в одной ступени центробежного насоса, спроектированной ООО «Борец» для насосной установки ЭЦНД5-80 [2]. Проектный напор ступени 4,6 м при номинальной подаче $80 \text{ м}^3/\text{сут}$, внешний диаметр насоса 92 мм для обсадной колонны 123,7 мм. Рабочая жидкость – вода. Принятые обозначения и основные размеры ступени насоса представлены на рис. 1 и табл. 1.

Численное моделирование проводится с помощью программного комплекса ANSYS CFX [7–9] по следующим ключевым этапам: создание твердотельной модели, имитирующей расчетную область проточной части ступени насоса; построение расчетной сетки; задание математической модели и граничных условий; выполнение расчета; визуализация и анализ результатов расчета. Одним из важнейших параметров, который учитывается при постановке задачи, является выбор модели турбулентности.

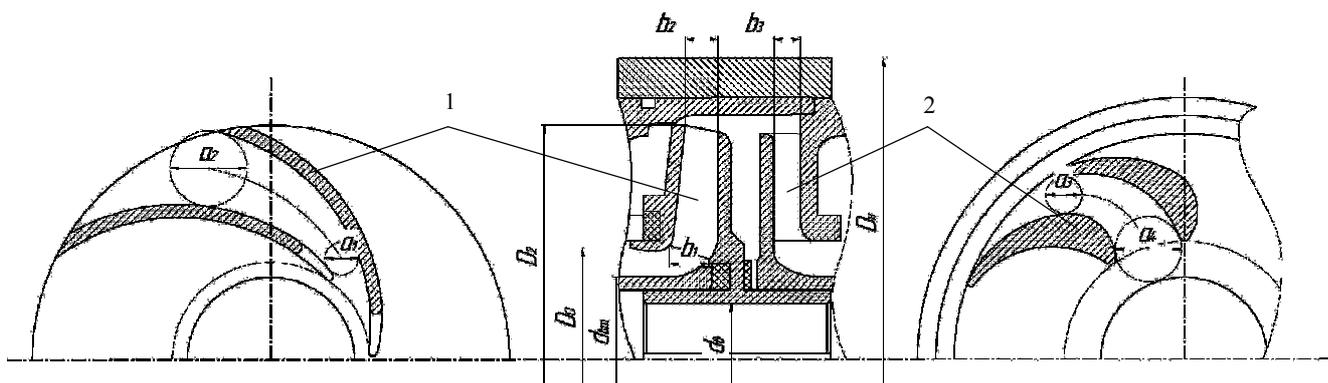


Рис. 1 – Ступень насоса ЭЦНД5-80:
1 – рабочее колесо; 2 – направляющий аппарат

Таблица 1 – Основные размеры ступени насоса

Параметр	d_0	d_{0m}	D_0	D_2	D_n	b_1	b_2	b_3	a_1	a_2	a_3	a_4
Значение, мм	17	21	33	71,5	92	6,8	4,9	4	5	11,5	5,5	8

Математическая модель. Для математического моделирования турбулентного течения вязкой жидкости течений в проточной части ступени ЭЦН используется система уравнений неразрывности и Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0; \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i' u_j') = \\ = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) + f_i \end{cases} \quad (1)$$

где $i, j = 1, \dots, 3$ – суммирование по одинаковым индексам; x_1, x_2, x_3 – оси координат; u_1, u_2, u_3 – осредненные по времени значения скоростей; u_1', u_2', u_3' – пульсационные составляющие скоростей; f_i – выражает действие массовых сил. Течение во вращающемся элементе, рассматривается в относительной системе отсчета, при этом член f_i в правой части уравнений (1) выражает действие центробежных и кориолисовых сил:

$$\vec{f}_i = -\rho \left(2\vec{\omega} \times \vec{u} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) \right), \quad (2)$$

где $\vec{\omega}$ – угловая скорость вращения; \vec{r} – радиус-вектор (модуль которого равен расстоянию от данной точки до оси вращения).

Для замыкания этих уравнений используются различные модели турбулентности. При расчетном исследовании гидромашин с использованием программного комплекса Ansys CFX хорошо зарекомендовали следующие модели турбулентности: « k - ε », и SST [10, 11].

Модель « k - ε » использует для замыкания системы уравнений движения жидкости Рейнольдса два дифференциальных уравнения, описывающих перенос кинетической энергии турбулентности k и скорости диссипации ε . Недостатками « k - ε » модели является низкая точность при моделировании течений с отрывом от гладких поверхностей, а также необходимость применения специальных приемов при расчете течения вблизи стенок.

Этих недостатков лишена разработанная Уилкоксом « k - ω » модель турбулентности. В этой модели дифференциальное уравнение скорости диссипации ε заменено на дифференциальное уравнение частоты турбулентных пульсаций ω .

Данная модель хорошо показала себя при расчетах вблизи стенок. Недостатком « $k-\omega$ » модели, в отличие от « $k-\varepsilon$ » модели, является чрезмерно сильная зависимость результатов расчета от задаваемых значений ω во входном сечении.

Гибридный вариант между « $k-\varepsilon$ » и « $k-\omega$ » моделями турбулентности был предложен Ментером – SST (Shear Stress Transport) модель переноса сдвиговых напряжений. За счет использования специальной переключаемой функции, активируется та или иная модель турбулентности. Переключение осуществляется в зависимости от удаления узлов сетки от стенки. Таким образом, SST-модель сочетает в себе устойчивость и точность стандартной « $k-\omega$ » модели в пристеночных областях и « $k-\varepsilon$ » модели на удалении от стенок.

В настоящей работе представлены результаты расчетных исследований, проведенных по двум моделям турбулентности: « $k-\varepsilon$ » и SST.

Подготовка геометрии и построение расчетной сетки. Для создания твердотельной модели, имитирующей объем ступени ЭЦН, внутри которого происходит исследуемое течение жидкости, используется графический пакет «Компас-3D V14». Далее созданная твердотельная модель импортируется в программный комплекс ANSYS CFX в формате Parasolid.

После импорта производится определение расчетных областей. Первая область – рабочее колесо, вторая – направляющий аппарат. Расчетная область ограничена так, чтобы границы не влияли на результаты расчетов.

Для построения расчетной сетки проточной части используется программа сеточного генератора – ANSYS MESHING. В связи с тем, что точность численного решения сильно зависит от построения расчетной сетки, в местах со сложной геометрией, таких как входные и выходные кромки РК и НА,

поверхности переходов, применяется локальное изменение сетки.

Большое значение на сходимость и качество расчета имеют размеры призматических слоев в зоне турбулентного пограничного слоя (ТПС) вблизи стенок и плавность перехода от призматических пристеночных слоев к глобальным элементам.

Размеры первого элемента ТПС в первом приближении могут быть определены по формуле [8]:

$$\Delta y = D_e \cdot y^+ \cdot \sqrt{74} \cdot Re^{-13/14}, \quad (3)$$

где Re – число Рейнольдса; D_e – эквивалентный диаметр входа в РК, м; y^+ – безразмерный параметр, характеризующий качество сетки в ТПС.

Для определения числа Рейнольдса:

$$Re = \frac{V \cdot L}{\nu}, \quad (4)$$

в качестве характерной длины L ступени ЭЦН принимается эквивалентный диаметр D_e , а в качестве характерной скорости – относительную скорость V во входном сечении ступени:

$$D_e = \sqrt{D_0^2 - D_{em}^2}, \quad (5)$$

$$V = \sqrt{\left(\frac{\pi n D_0}{60}\right)^2 + \left(\frac{4Q}{\pi D_e^2}\right)^2}. \quad (6)$$

Для описания пограничного слоя вблизи твердых стенок лопасти РК, основного и покрывающего дисков, неподвижных стенок НА построены призматические слои (6-ой и 15-ый соответственно для « $k-\varepsilon$ » и SST моделей).

На рис. 2 представлена расчетная сетка в канале рабочего колеса.

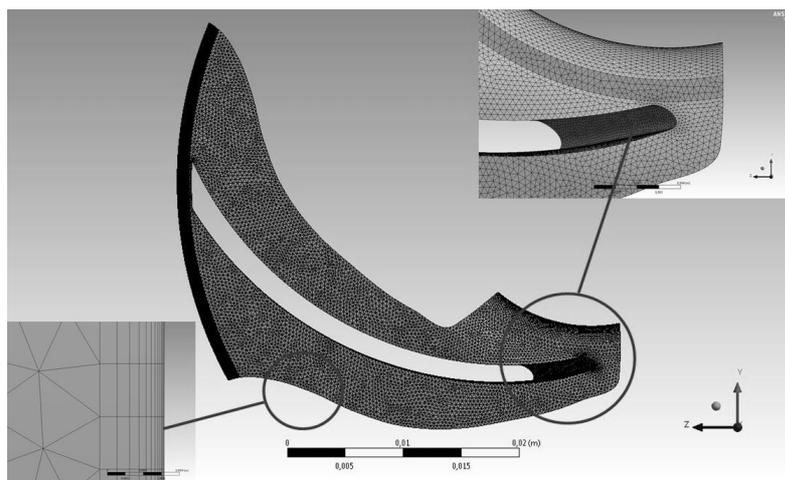


Рис. 2 – К построению расчетной сетки в канале рабочего колеса

Граничные условия. После передачи сетки в препроцессор выбирается тип машины «Pump» (насос). Далее указывается тип расчетных областей: для рабочего колеса – «Rotating», частоту вращения РК $n = 2910 \text{ мин}^{-1}$, для направляющего аппарата –

«Stationary»; на входе в расчетную область задавалось полное давление 1 атм, на выходе – массовый расход. Так же задана шероховатость стенок, равная 10 мкм.

Сходимость результатов расчета. В программной продукции ANSYS CFX при

дискредитации математической модели используется метод взвешенных невязок. Для проверки сходимости итерационного процесса необходимо задать значения среднеквадратичных невязок – ниже 10^{-4} – 10^{-5} , а также количество глобальных итераций, при которых расчет завершается.

Результаты расчета и визуализация. После проведения расчета проверяется качество расчетной сетки по значению параметра y^+ . Этот параметр становится доступным только после проведения расчета и выводится в постпроцессоре на всех поверхностях, имеющих граничное условие «Стенка (Wall)». Параметр y^+ отвечает за использование пристеночных функций в моделях турбулентности. Так, например, для модели « $k-\varepsilon$ » рекомендуется выдерживать этот параметр в диапазоне 20–100, а для моделей « $k-\omega$ » и SST – в диапазоне меньше четырех. Параметр y^+ рассчитывается по формуле:

$$y^+ = \frac{\Delta y u_\tau}{\nu}, \quad (7)$$

где Δy – высота первого элемента ТПС, около стенки, м; u_τ – пристеночная скорость трения, м/с, $u_\tau = \sqrt{\tau_w / \rho}$; τ_w – касательное напряжение трения на стенке, Па; ρ – плотность среды, кг/м³; ν – кинематическая вязкость, м²/с.

На рис. 3 представлен расчетный диапазон значений параметра y^+ для модели турбулентности SST (максимальное значение y^+ равняется 3,364), что говорит о правильности задания пограничного слоя.

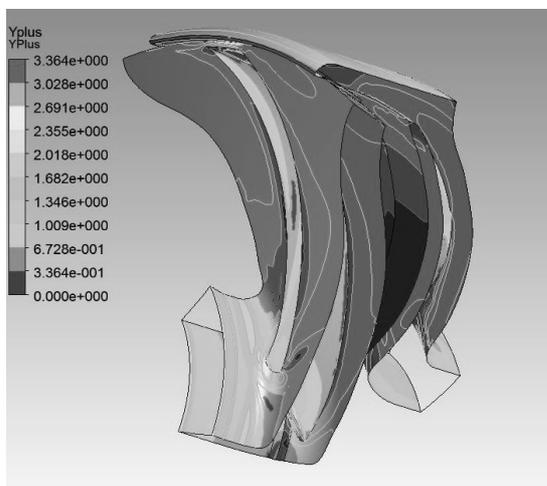


Рис. 3 – Значение параметра качества сетки около стенок y^+ по модели турбулентности SST

В файле результатов хранятся координаты всех узлов расчетной сетки и расчетные значения основных гидродинамических параметров в этих узлах. Интерфейс современных программных пакетов позволяет отобразить расчетную область любой поверхности на экране монитора со значениями заданных расчетных параметров.

На рис. 4 показано распределение абсолютных скоростей в канале РК изолиниями и векторами. Изолинии статического давления в межлопатном

канале РК и его распределение вдоль профиля лопасти по SST модели с расходом 80 м³/сут представлены на рис. 5. В результате безвихревого движения жидкости достигается равномерное увеличение давления в канале РК, а также отсутствие потери энергии на вихреобразование.

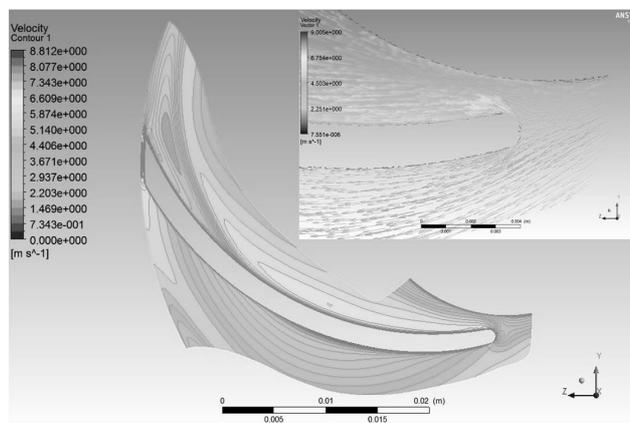


Рис. 4 – Визуализация абсолютной скорости в канале рабочего колеса

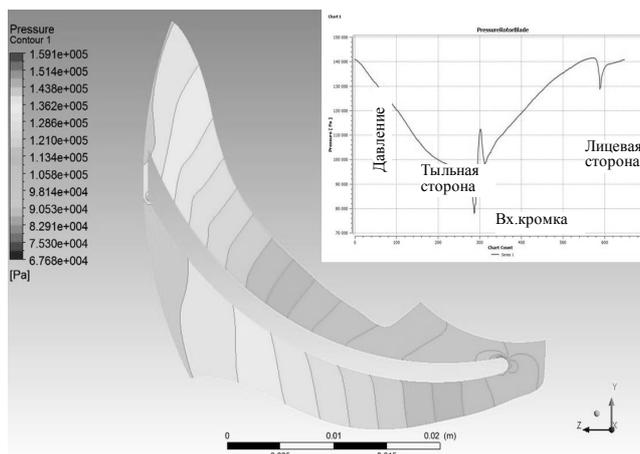


Рис. 5 – Статическое давление в канале РК и его распределение вдоль профиля лопасти по SST модели

Анализ поля скоростей в межлопаточных каналах НА (рис. 6) показывает, что проходное сечение загромождается вихревыми зонами, наблюдаются зоны пониженного давления.

Для расчета напорной характеристики насоса $H = f(Q)$ необходимо провести осреднение давления и скорости по массовому расходу на входе и выходе ступени – функция осреднения встроена в постпроцессор CFX. На рис. 7 представлены характеристики насоса ЭЦНД5-80, полученные численным расчетом (для « $k-\varepsilon$ » модели турбулентности и SST модели) и экспериментально [2].

Как видно из графика на рис. 7, характеристика, полученная при использовании « $k-\varepsilon$ » модели имеет более близкие к экспериментальным данным значения. Проектный напор для базовой ступени в оптимальной точке составляет 4,6 м. Тогда как по « $k-\varepsilon$ » модели расчетный напор составляет 4,536 м, а по SST – 4,349. Погрешность вычисления интегральной

характеристики $H = F(Q)$ по модели турбулентности « $k-\varepsilon$ », при параметре сетки турбулентного пограничного слоя $20 \leq y^+ \leq 100$, по сравнению с экспериментом [2] оказалась не более 1,4 % в оптимальной точке.

Расчеты показали, что « $k-\varepsilon$ » модель турбулентности для малогабаритных каналов

погружного насоса ЭЦНД5-80 создает более точную численную модель.

На рис. 8 представлены зависимости гидравлического КПД от расхода, полученные путем пересчета экспериментальных данных по методике [12] и численным моделированием в ANSYS CFX. Наблюдается некоторое отличие результатов расчета КПД.

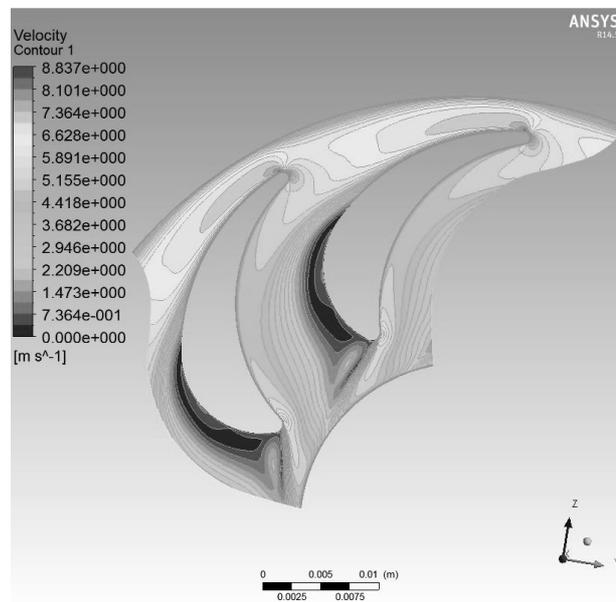


Рис. 6 – Распределение абсолютной скорости в направляющем аппарате

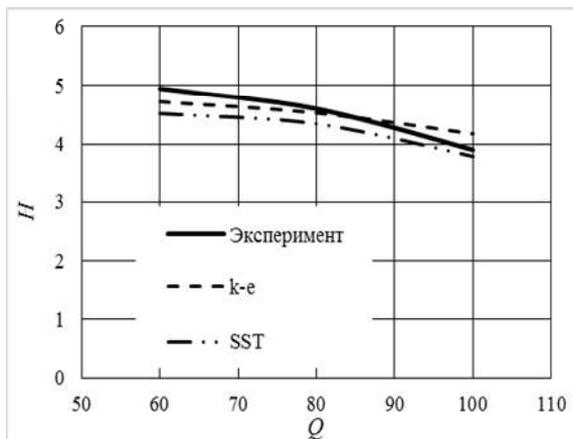


Рис. 7 – Напорная характеристика насоса – $H = f(Q)$

Выводы. Вычислительная гидродинамика сегодня становится одной из важнейших и экономически выгодных составляющих процесса проектирования. Специализированные модули для создания геометрии, расчетной сетки, пре- и постпроцессинга для насосов, вентиляторов, турбин, компрессоров и других вращающихся машин, включенные в программный продукт ANSYS CFX, делают его одним из лидеров в этой области проектирования. Большую роль в популяризации ANSYS CFX играет доступность программного обеспечения и документации, совместимость с системами автоматического проектирования (CAD,

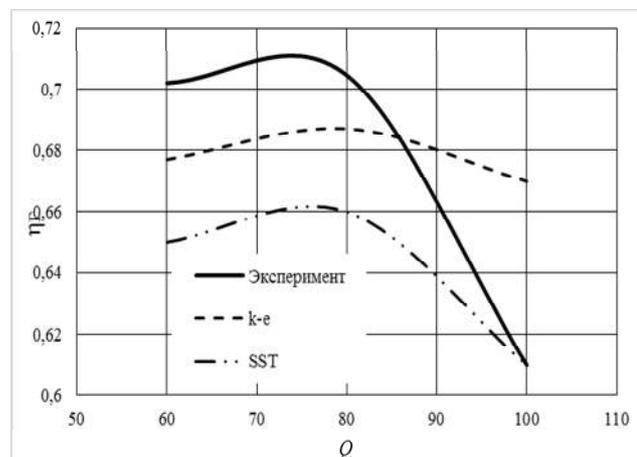


Рис. 8 – Характеристика КПД насоса – $\eta_r = f(Q)$

Компас), высокий технический уровень современной компьютерной техники и др.

В работе проведен численный эксперимент на базовой модели погружного лопастного насоса ЭЦНД5-80. На первом этапе рабочей средой принята вода. Как показали расчеты, для насосов типа ЭЦН, которые имеют свою специфику конструкции (малые размеры проточной части ступени в меридиональном сечении.) и рабочего процесса, при численном моделировании корректней применять « $k-\varepsilon$ » модель турбулентности. Она позволяет более точно прогнозировать характеристики насоса в широком диапазоне работы центробежного насоса, тогда как SST модель дает заниженные значения.

Проведен анализ возможностей использования программного продукта ANSYS CFX. Он содержит физические модели для расчета многофазных жидкостей, что позволяет с высокой точностью прогнозировать характеристики насоса при откачке реальной жидкости (флюида) с содержанием газа. Также продукция CFX дает возможность исследовать влияние шероховатости на гидродинамику в проточной части, что позволит прогнозировать режим работы ЭЦН в периоды длительной эксплуатации.

Список литературы: 1. *Каталог ОАО «Новомет»*. – Пермь : Новомет, 2014. Режим доступа : www.novomet.ru. – Дата обращения : 20 сентября 2014. 2. *Каталог продукции. ООО Производственная компания «Борец»*. – М., 2014, – 495 с. 3. *Агеев Ш. Р.* Российские установки лопастных насосов для добычи нефти и их применение : энциклопедический справочник / Ш. Р. Агеев, Е. Е. Григорян, Г. П. Макиенко. – Пермь : Пресс-Мастер, 2007. – 645 с. 4. *Богданов А. А.* Погружные центробежные электронасосы для добычи нефти (расчет и конструкция) / А. А. Богданов. – М. : Недра, 1968. – 271 с. 5. *Чичеров Л. Г., Молчанов Г. В., Рабинович А. М. и др.* Расчет и проектирование нефтепромыслового оборудования : учеб. пособие / Л. Г. Чичеров, Г. В. Молчанов, А. М. Рабинович [и др.]. – М. : Недра, 1987. – 422 с. 6. *Вагапов С. Ю.* Скважинные насосные установки для добычи нефти : учеб. пособие / С. Ю. Вагапов, Ю. Г. Матвеев. – М. : УГНТУ, 2003. – 166 с. 7. *Академическая версия программной системы конечно-элементного анализа ANSYS*, 2014. Режим доступа : www.ansys.com/Student. – Дата обращения : 20 сентября 2014. 8. *Пугачев П. В.* Математическое моделирование рабочих процессов лопастных гидромашин. Расчет вязкого течения в лопастных гидромашин с использованием пакета ANSYS CFX / П. В. Пугачев, Д. Г. Свобода, А. А. Жарковский. – СПб : Политех. ун-т, 2015. – 116 с. 9. *Шипенко О. Н.* Моделирование вязкого турбулентного трехмерного потока в гидродинамическом трансформаторе / О. Н. Шипенко, В. Г. Солодов // *Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. – X. : ХНАДУ, 2011. – Вып. 29. – С. 98–104.*

10. *Кочевский А. Н.* Современный подход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных гидромашин / А. Н. Кочевский, В. Г. Неня // *Вісник СумДУ*. – 2003. – 15 с. 11. *Гарбарук А. В.* Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений : уч. пособие / А. В. Гарбарук, М. Х. Стрелец. – СПб : Политех. ун-т, 2012. – 88 с. 12. *Михайлов А. К.* Лопастные насосы. Теория, расчет и проектирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – М. : Машиностроение, 1977. – 288 с.

Bibliography (transliterated): 1. *Katalog ОАО "Novomet"*. Perm : Novomet, 2014. Web. 20 September 2014. www.novomet.ru. 2. *Katalog produkcii. ООО Proizvodstvennaja kompanija "Borec"*. Moscow, 2014. Print. 3. Ageev, Sh. R., E. E. Grigorjan and G. P. Makienko. *Rossijskie ustanovki lopastnyh nasosov dlja dobychi nefiti i ih primenenie*. Perm : Press-Master, 2007. Print. 4. Bogdanov A. A. *Pogruzhnye centrobezhnye jelektronasosy dlja dobychi nefiti (raschet i konstrukcija)*. Moscow : Nedra, 1968. Print. 5. Chicherov L. G. et al. *Raschet i konstruirovanie neftepromyslovo oborudovanija*. Moscow : Nedra, 1987. Print. 6. Vagapov S. Ju. *Skvazhinnye nasosnye ustanovki dlja dobychi nefiti*. Moscow : UGNTU, 2003. Print. 7. *Akademicheskaja versija programnoj sistemy konechno-jelementnogo analiza ANSYS*, 2014. Web. 20 September 2014. www.ansys.com/Student. 8. Pugachev, P. V., D. G. Svoboda and A. A. Zharkovskij. *Matematicheskoe modelirovanie rabocnih processov lopastnyh gidromashin. Raschet vjazkogo techenija v lopastnyh gidromashinah s ispol'zovanijem paketa ANSYS CFX*. Saint Petersburg : Politeh. un-t, 2015. Web. 9. Shipenko, O. N., and V. G. Solodov. "Modelirovanie vjazkogo turbulentnogo trehmerного potoka v gidrodinamicheskom transformatore." *Avtomobil'nyj transport : sb. nauch. tr.* Kharkov : KhNAHU, 2011. No. 29. 98–104. 10. Kochevskij, A. N., and V. G. Nenja. "Sovremennyj podhod k modelirovaniju i raschetu techenij zhidkosti v lopastnyh gidromashinah." *Visnik SumDU*. 2003. Print. 11. Garbaruk, A. V., and M. H. Strelec. *Modelirovanie turbulentsosti v raschetah slozhnyh techenij*. Saint Petersburg : Politeh. un-t, 2012. Print. 12. Mihaylov, A. K., and V. V. Malyushenko. *Lopastnyie nasosyi. Teoriya, raschet i konstruirovanie*. Moscow : Mashinostroenie, 1977. Print.

Поступила (received) 05.09.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Шевченко Наталія Григорівна – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини», г. Харків; тел.: (095) 425-18-33; e-mail: shevng@ukr.net.

Shevchenko Natal'ja Grigor'evna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (095) 4251833; e mail: shevng@ukr.net.

Шудрик Александр Леонидович – аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», асистент кафедри «Гідравлічні машини», г. Харків; тел.: (095) 454-03-87; e-mail: sasha.okht.ua@mail.ru.

Shudrik Aleksandr Leonidovich – Postgraduate Student, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Assistant at the Department of "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (095) 454-03-87; e-mail: sasha.okht.ua@mail.ru.

Радченко Лариса Рудольфовна – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», научний співробітник кафедри «Гідравлічні машини», г. Харків; тел.: (066) 098-02-16; e-mail: lrad@ukr.net.

Radchenko Larysa Rudolfovna – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Research Officer at the Department of "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (066) 098-02-16; e-mail: lrad@ukr.net.