



УДК 621.671.001.024

*Д.Г. Свобода, А.А. Жарковский*

## ВЛИЯНИЕ РАСЧЕТНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ПРОГНОЗНЫЕ ИНТЕГРАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВОГО НАСОСА С БЫСТРОХОДНОСТЬЮ $n_s = 570$

*D.G. Svoboda, A.A. Zharkovsky*

### INFLUENCE OF PARAMETERS ON THE PROGNOSTIC CHARACTERISTICS OF THE AXIAL PUMP WITH SPECIFIC SPEED $n_s = 570$

Представлены результаты экспериментального и расчетного исследования осевого насоса с коэффициентом быстроходности  $n_s = 570$ . Получено хорошее согласование расчетных и экспериментальных интегральных параметров. Разработанная методика может быть рекомендована для расчета характеристик проточных частей осевых насосов.

ОСЕВОЙ НАСОС. ПРОТОЧНАЯ ЧАСТЬ. РАСЧЕТНАЯ СЕТКА. ИНТЕГРАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ. МЕТОДИКА РАСЧЕТА.

Results of experimental and computational research of the axial pump with specific speed  $n_s = 570$  are presented. Good convergence between computational and experimental parameters was obtained. Developed method can be recommended for calculation of performance curves of the axial pumps.

AXIAL PUMP. FLOWING PART. COMPUTATIONAL GRID. INTEGRAL PARAMETERS. CALCULATION METHOD.

В статье обсуждаются результаты расчетных исследований осевого насоса ЦН-44 с коэффициентом быстроходности  $n_s = 570$ , коэффициентом подачи  $k_Q = 0,454$  и коэффициентом напора  $k_H = 0,165$ . Проточная часть данного насоса служит моделью натурального осевого насоса ГЦН-1455. Расчетные данные сравнивались с характеристиками, полученными при экспериментальных исследованиях модельного насоса ЦН-44 на водяном стенде СПбГПУ. Модельная проточная часть создана на основе теоретических чертежей лопастной системы рабочего колеса (РК) и выправляющего аппарата (ВА) натурального насоса. Коэффициент линейного подобия  $k_L = D_{РК\ н}/D_{РК\ н} = 0,69/0,272 = 2,5367$ . На рис. 1 показаны модельные рабочее колесо и выправляющий аппарат.

Число лопаток РК составляет  $Z_{РК} = 5$ . Лопатки РК — поворотные. На выходе из РК устанавливается выправляющий аппарат. Число лопаток выправляющего аппарата с учетом требований минимального габаритного размера

в осевом направлении, отсутствия условий для резонансных колебаний и достаточной прочности составляет  $Z_{ВА} = 12$ .

Пересчет основных параметров натурального насоса дает следующие значения для модельного насоса:  $Q_M = 106,5$  л/с;  $H_M = 1,658$  м;  $n_M = 700$  об/мин. На экспериментальном стенде были получены рабочая и универсальная характеристики.

Ставились следующие задачи расчетного исследования:

Апробация методики, сравнение результатов численного и экспериментального исследований.

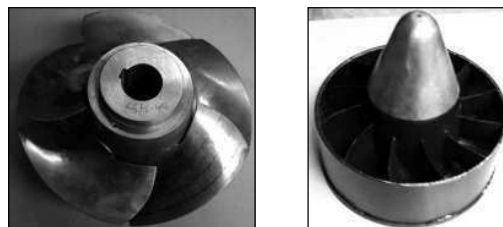


Рис. 1. Рабочее колесо и выправляющий аппарат модели насоса ЦН-44

Исследование влияния расчетных параметров на сеточную сходимость.

Исследование влияния модели турбулентности на расчетные интегральные параметры.

Сравнение результатов расчетов в стационарной и нестационарной постановках.

Расчет стационарного течения вязкой жидкости с граничным условием проскальзывания.

Исследование влияния свойств перекачиваемой жидкости на интегральные характеристики насоса.

Численное исследование насоса ЦН-44 проводилось по методике, включающей следующие этапы: создание геометрической модели исследуемой проточной части; построение расчетной сетки; выбор подходящей математической модели; задание граничных условий, параметров расчета; выполнение расчета; визуализация и анализ результатов расчета [1].

В программе твердотельного 3D-проектирования SolidWorks была построена геометрическая модель насоса, а также его проточная часть, имитирующая объем, внутри которого происходит исследуемое течение жидкости (рис. 2).

Расчетная область включала в себя один межлопастной канал рабочего колеса и один канал выправляющего аппарата. Данный подход возможен, так как в других каналах течение периодически повторяется. Это позволяет экономить вычислительные ресурсы и дает возможность использовать для расчета течения в отдельном канале достаточно густую расчетную сетку. При таком подходе предполагается, что течение в РК — осесимметричное и установившееся, а выход из РК ведет в осесимметричный элемент проточной части ВА.

Для построения расчетной сетки проточной части использовалась программа ICEM CFD. Расчетная сетка — неструктурированная, ячейки сетки в ядре потока представляли собой тетраэдры. Была построена сетка со следующими

параметрами: максимальный размер элемента сетки принимался равным  $\sim 1\%$  от  $D_{РК}$  и равнялся 3 мм. Для достижения равномерной точности расчета производилось сгущение элементов в местах быстрого изменения параметров — входных и выходных кромках рабочего колеса, скруглениях, поверхностях интерфейса. Здесь размер элемента сетки принимался 1,5 мм. Для описания пограничного слоя вблизи твердых стенок лопасти РК, основного и покрывающего дисков, неподвижных стенок НА и ВА было создано 11 слоев призматических элементов общей толщиной  $\sim 1,8$  мм. Таким образом, общее количество элементов расчетной сетки насоса составило  $\sim 5,4$  млн элементов, в том числе: для РК — 1,2 млн элементов, для направляющего аппарата — 2,9 млн элементов, для выпрямляющего аппарата — 1,2 млн элементов.

Для проведения расчетов использовался программный комплекс Ansys CFX 12. На входе в расчетную область задавалось полное давление 1 атм., на выходе — массовый расход. Расчет течения проводился в стационарной постановке. Режим течения — турбулентный. Для замыкания уравнений Рейнольдса использовалась стандартная  $k - \epsilon$  модель турбулентности. Интенсивность турбулентности на входе задавалась 5 %. На поверхности интерфейса условие сопряжения Stage — осреднение параметров расчета в окружном направлении. По результатам проведенных расчетов были построены характеристики рабочего колеса и насоса (рис. 3, 4). Следует иметь в виду, что при расчете вязкого течения были получены значения только гидравлического КПД, а объемный и механический КПД не учитывались.

Из сравнения расчетных и экспериментальных интегральных параметров потока можно убедиться, что расхождение по напору в зависимости от режима работы насоса находится в диапазоне 0,5–10 %. Расхождение по КПД составило 2–15 %.

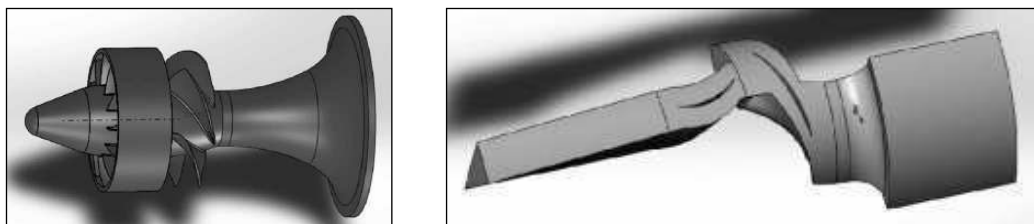


Рис. 2. Твердотельные модели насоса ЦН-44 и его проточной части

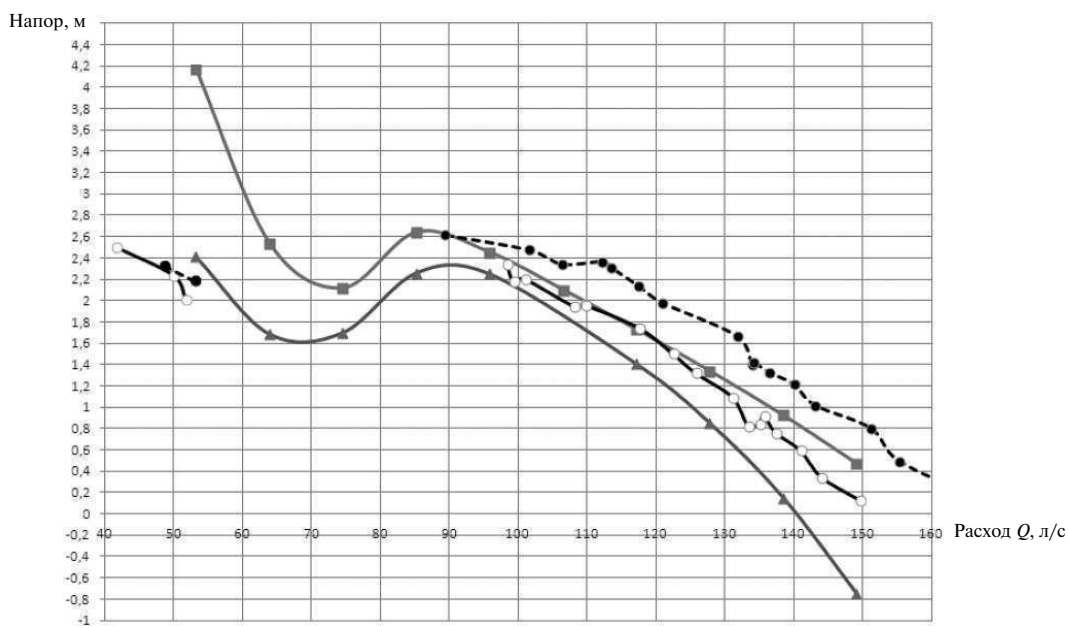


Рис. 3. Напорные характеристики насоса ЦН-44:  
 -■- — РК (расчет); -●- — РК (эксперимент); -▲- — ступень (расчет);  
 -○- — ступень (эксперимент)

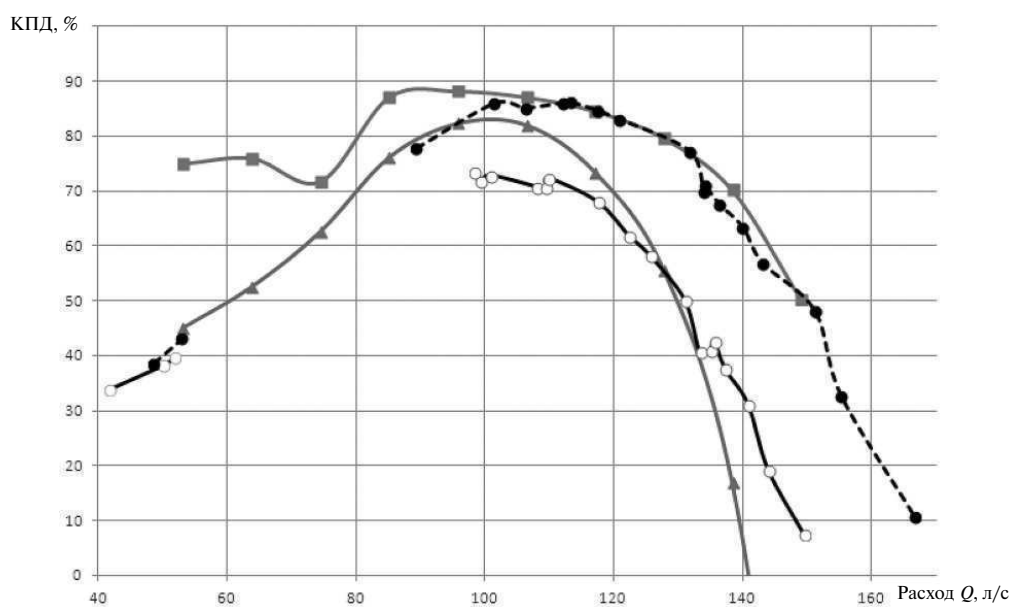


Рис. 4. Зависимость КПД насоса ЦН-44 от расхода  
 (обозначения — те же, что на рис. 3)

В целом, в оптимальном режиме работы насоса ЦН-44 имеет место хорошая согласованность интегральных параметров, определенных при численном и экспериментальном исследовании проточной части. Следовательно, данная методика может быть рекомендована для расчета характеристик проточных частей осевых насосов.

В неоптимальных режимах работы расхождение значений параметров, полученных путем численного расчета и в эксперименте, увеличивается. Это связано с ростом величины потерь в проточной части (в основном в выправляющем аппарате).

Было также проведено исследование решения на сеточную независимость. Для этого были выполнены расчеты на нескольких сетках, различающихся количеством узлов. Такое исследование позволяет определить, начиная с какого количества узлов получаемое решение практически перестает зависеть от густоты сетки. С помощью программы генератора сеток ICEM CFD были построены 5 вариантов расчетных сеток. Варианты сеток отличались друг от друга размером глобального максимального элемента и плотностью сетки вблизи кромок и скруглений НА, РК и ВА, а также поверхности интерфейса.

На рис. 5 изображен график зависимостей интегральных параметров РК от густоты расчетной сетки для оптимального режима работы насоса.

С уменьшением размера сетки происходит увеличение количества ее элементов, в связи с чем при расчетах изменение диссипации энергии происходит более плавно, а расчетные потери в элементах проточной части уменьшаются, особенно в ВА. При увеличении количества элементов свыше 2,5 млн изменение параметров происходит с меньшей интенсивностью. Для получения расчетной сетки такой густоты размер максимального глобального элемента должен быть в пределах 1–1,5 % от диаметра рабочего колеса, что является оптимальным значением для достаточно точных и экономичных (с точки зрения затрат вычислительных ресурсов и времени) расчетов. Данные рекомендации получены для расчетной модели, представляющей собой один межлопастной канал колеса.

В нашей работе исследовано влияние выбора модели турбулентности на интегральные параметры исследуемого осевого насоса. Проведено сравнение двух моделей турбулентности. Модель  $k-\epsilon$  дополнительно использует для замыкания уравнений движения два дифференциальных уравнения, описывающих перенос кинетической энергии турбулентности и скорости диссипации. Модель турбулентности SST — модель переноса сдвиговых напряжений. На рис. 6 показаны характеристики насоса ЦН-44,

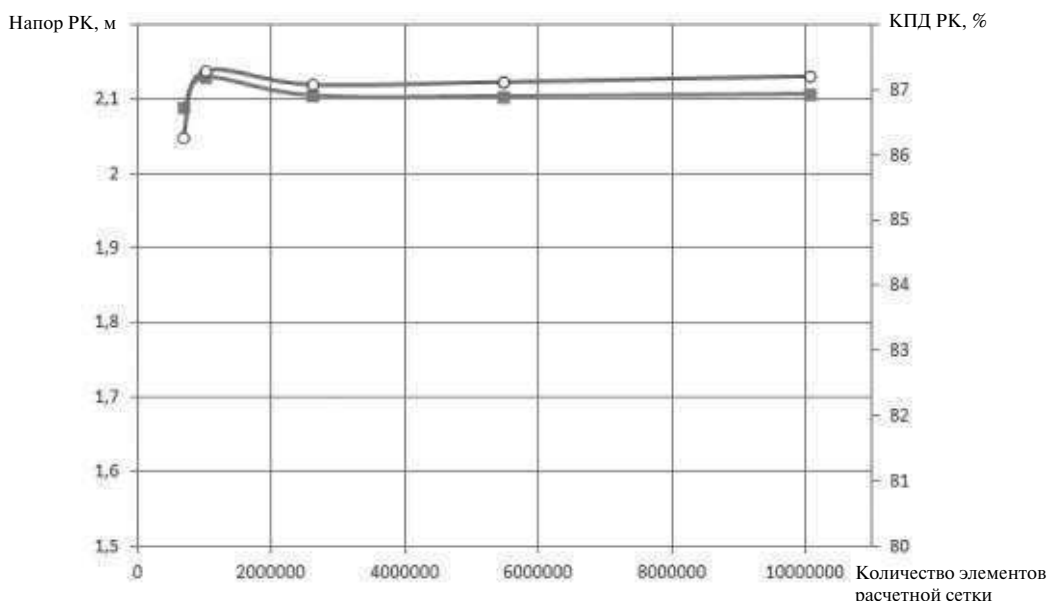


Рис. 5. Зависимость параметров РК от густоты расчетной сетки  
(-■- — напор РК; -○- — КПД РК)

полученные в результате проведенных расчетов с использованием двух моделей турбулентности.

При использовании  $k-\varepsilon$  модели турбулентности на результаты расчета сильно влияет расстояние, на которое удалены от твердой стенки ближайшие к ней узлы расчетной сетки. Первые узлы расчетной сетки должны попадать на границу вязкого подслоя. Поэтому при подготовке расчетной сетки в программе ICEM CFD вблизи входных и выходных кромок РК, поверхности лопаток и поверхности интерфейса проводилось сгущение элементов путем создания слоев призматических ячеек. В программе расчета течения Ansys CFX 12 для обязательного выполнения этого условия и страховки пользователя от ошибки реализованы масштабируемые функции стенки, благодаря которым программа автоматически определяет, в каких узлах сетки нужно переключиться на пристеночные функции. Это позволяет достигать более равномерной точности расчета в местах быстрого изменения параметров течения.

Из анализа полученных графиков следует, что при оптимальном и больших расходах модель турбулентности практически не влияет на значения напора и КПД насоса. Поэтому для более экономичных расчетов рациональнее использо-

вать  $(k-\varepsilon)$ -модель турбулентности. При малых расходах —  $(0,5-0,7) Q_{\text{опт}}$  — появляется расхождение значений напора и КПД рабочего колеса, а также ступени насоса, получаемых при расчете вязкой жидкости с использованием различных моделей.

Обычно при расчете течения в насосах используют стационарную постановку. Предполагается, что в насосе после первоначально развивающихся нестационарных процессов, например после пуска насоса, устанавливается устойчивый стационарный режим, и тогда при расчете интегральных параметров их значения не изменяются с течением времени.

Однако иногда при расчете течения в стационарном режиме решение не сходится. Причем, независимо от того, какие меры были приняты в отношении качества сетки или задания параметра шага времени TimeScale Control. Это объясняется либо самой природой нестационарного течения в данной проточной части насоса, когда стационарный режим не достигается, либо может быть признаком переходного режима.

В таких случаях необходимо для расчета течения в граничных условиях программного комплекса Ansys 12 задавать нестационарный режим Transient. В этом режиме в реальном времени

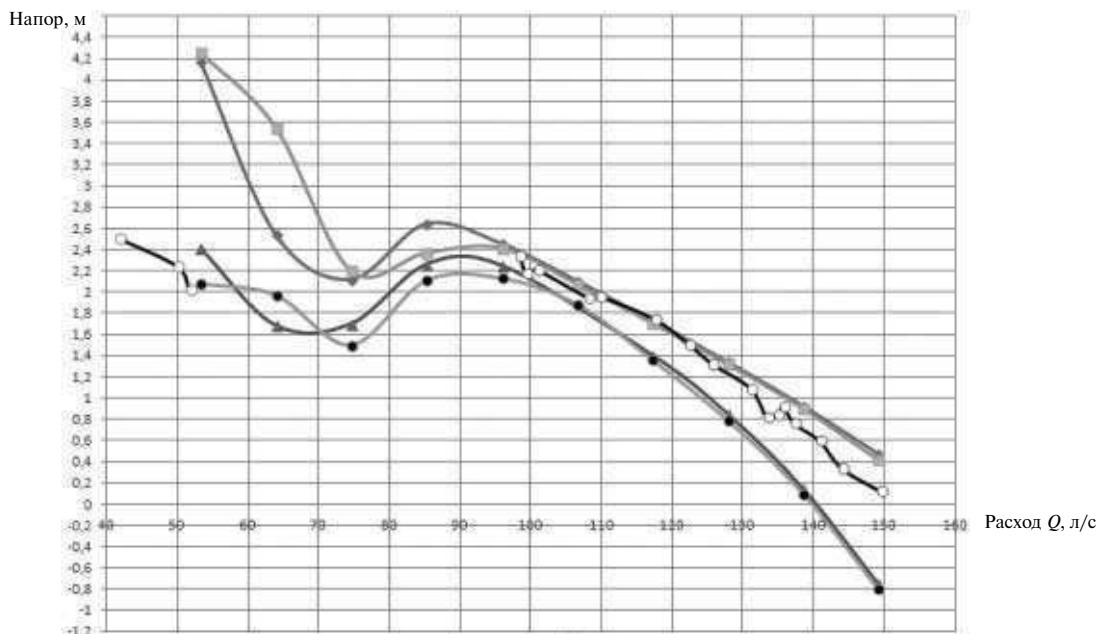


Рис. 6. Напорные характеристики насоса ЦН-44:

- ◆- — ПК (модель  $k-\varepsilon$ ); -■- — ПК (модель SST); -▲- — ступень (модель  $k-\varepsilon$ );
- — ступень (модель SST); -○- — ступень (эксперимент)

необходима информация для определения временных интервалов, на которых CFX-Solver рассчитывает поле течения, т. е. необходимо установить как физическое время, так и количество шагов по времени, а также максимальное количество итераций за такт.

Отправной точкой для правильного задания временного шага Time Steps в расчете принимался критерий Куранта — Фридрикса — Леви. Расчет течения жидкости в программном комплексе Ansys 12 выполняется путем численного решения системы дифференциальных уравнений Навье — Стокса. Известно, что необходимое условие устойчивости явного численного решения дифференциальных уравнений в частных производных достигается при выполнении некоторого ограничения на значение временного шага, иначе результаты будут неправильными. Данное условие названо критерием Куранта — Фридрикса — Леви (КФЛ). Критерий КФЛ имеет следующий вид:

$$\frac{V\Delta t}{\Delta L} < C,$$

где  $V$  — скорость переноса;  $\Delta t$  — временной шаг;  $\Delta L$  — пространственный шаг;  $C$  — коэффициент Куранта, константа не зависящая от  $\Delta t$  и  $\Delta L$ .

Тогда значение временного шага получим из соотношения

$$\Delta t < \frac{C\Delta L}{V}.$$

В качестве пространственного шага  $\Delta L$  приемлем значение размера максимального глобального элемента расчетной сетки  $\Delta L = 3 \text{ мм} = 0,003 \text{ м}$ .

Скорость переноса  $V$  — значение максимальной относительной скорости в проточной части рабочего колеса насоса,  $V = 9 \text{ м/с}$ .

Рекомендуемое значение коэффициента Куранта —  $C \leq 1$ . При этом наблюдается устойчивая сходимости результатов расчета. Иногда положительные результаты достигаются и при больших значениях  $C$ , вплоть до 10.

Тогда

$$\Delta t < \frac{1 \cdot 0,003}{9} = 0,000375 \text{ сек.}$$

Примем значение временного шага расчета Time Steps равным 0,004 сек.

Общую продолжительность времени расчета зададим исходя из скорости вращения рабочего

колеса насоса. Имеем  $n = 700 \text{ об/мин}$ , или 11,6 об/сек. Значит, значения Total Time = 1 сек будет достаточно.

Исследование показало, что использование для расчетов интегральных параметров стационарной постановки режима течения жидкости в проточной части осевого насоса оправданно. Нестационарный режим требует значительно большего времени для расчета и больших вычислительных ресурсов, поэтому такой режим следует использовать для случаев, когда не удастся достигнуть сходимости результатов расчета в стационарной постановке.

В программном комплексе Ansys CFX при расчете течения жидкости в проточной части лопастных насосов наиболее часто используют граничное условие прилипания. То есть считается, что на твердых непроницаемых поверхностях вязкая жидкость должна двигаться вместе с этими поверхностями, так как скольжение вдоль них или их пересечение невозможны. Однако в последние десятилетия было проведено множество экспериментальных исследований ньютоновских и неньютоновских жидкостей и обнаружено, что во многих случаях справедливо использование граничного условия проскальзывания. Поскольку в программном комплексе Ansys CFX предусмотрена возможность задавать различные сложные граничные условия, то было проведено расчетное исследование влияния граничного условия проскальзывания на интегральные характеристики

На оптимальном режиме с  $\bar{Q}_{\text{опт}} = 1$  разница значений напора и КПД, рассчитанных с использованием двух вариантов условий — проскальзывание и прилипание, составляет примерно 10 %. С ростом расхода эта разница увеличивается. С уменьшением расхода и скорости обтекания лопаток РК и ВА разница в расчетных интегральных параметрах для различных граничных условий уменьшается.

Расчетное исследование влияния свойств перекачиваемой жидкости на интегральные характеристики для исследуемого насоса было связано с тем, что обычно характеристики насосов рассчитывают для воды, так как большинство испытательных стендов приспособлены для проведения испытаний именно на воде.

В случае, если насос работает на более вязкой жидкости, то производят пересчет характе-

ристик (с воды на рабочую жидкость) с использованием эмпирических методик, одна из которых была предложена А.И. Степановым [2]. Методика основывается на многочисленных экспериментах, которые позволяют получить характеристику насоса, перекачивающего вязкую жидкость, путем пересчета характеристики для воды с помощью поправочных коэффициентов, полученных опытным путем. При этом пересчет проводят только для оптимального режима при максимальном КПД. Другая методика была предложена П.Д. Ляпковым [3]. Она также основана на экспериментальных данных испытаний насосов на вязкой жидкости. В ней предложены коэффициенты пересчета напора и КПД, зависящие от вязкости, но для разных режимов работы насоса. Таким образом, для пересчета рабочих характеристик насоса с воды на более вязкую жидкость эмпирическая методика требует наличия большой базы экспериментальных данных.

Программный комплекс ANSYS 12 использует методы вычислительной гидродинамики; с его помощью можно рассчитывать поток с различной плотностью и вязкостью внутри проточной части и определять их влияние на интегральные характеристики насоса. Такое

расчетное исследование было проведено на основе модели осевого насоса ЦН-44.

Расчет интегральных характеристик проведен для жидкостей с коэффициентом кинематической вязкости в диапазоне  $\nu = 0,15 - 150$  сСт. Коэффициент вязкости  $\nu = 0,15$  сСт соответствует физическим свойствам тяжелого жидкометаллического теплоносителя (ТЖМТ), на котором работает натурный насос, — эвтектического сплава «свинец — висмут» с молярной массой  $M = 0,208$  кг/моль, плотностью  $\rho = 10180$  кг/м<sup>3</sup>, динамической вязкостью  $\mu = 1,523 \cdot 10^{-3}$  Па·с.

На рис. 7 изображены для оптимального режима работы графики напора, КПД, затраченной мощности насоса  $N$  в зависимости от вязкости жидкости при постоянном числе оборотов.

Представленные графики согласуются с экспериментальными данными, обобщенными А.И. Степановым. По ним можно сделать следующие выводы. При постоянном числе оборотов насоса и увеличении вязкости перекачиваемой жидкости напор, соответствующий оптимальной подаче, снижается. При увеличении вязкости с 0,1 до 150 сСт уменьшение напора рабочего колеса составило ~ 9 %, а ступени — 18 %. КПД насоса снизился на 22,5 %.

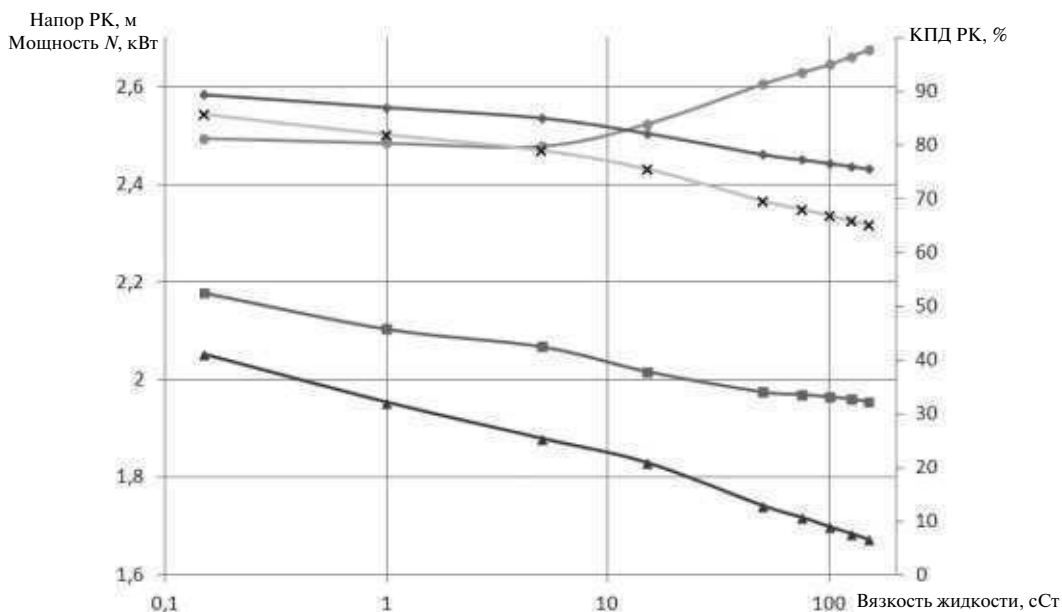


Рис. 7. Влияние вязкости на интегральные характеристики насоса ЦН-44

■ — напор РК; ◆ — КПД РК; ● — мощность РК;  
▲ — напор ступени; × — КПД ступени

С увеличением вязкости увеличивается и затраченная мощность насоса — на ~ 6 %.

В целом можно утверждать, что программный комплекс Ansys 12 позволяет с достаточ-

ной точностью прогнозировать интегральные характеристики осевого насоса с учетом влияния физических свойств перекачиваемой жидкости.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Антоненко, С.С.** Изменение напорной и энергетической характеристики высокооборотного динамического насоса под влиянием вязкости перекачиваемой среды [Текст]: автореф. дисс. ... канд. тех. наук.— 05.05.17 / Антоненко Сергей Сергеевич.— Сумы, 2004.— 20 с.

2. **Безносков, А.В.** Оборудование энергетических контуров с тяжелыми жидкометаллическими теплоносителями в атомной энергетике [Текст]: Учебное пособие / А.В. Безносков, Т.А. Бокова.— Нижний Новгород: Изд-во НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2012.— 535 с.

3. **Болдырев, А.В.** Численное моделирование трехмерных турбулентных течений вязкой несжимаемой жидкости в лопастных гидромашинах [Текст]: автореф. дисс. ... канд. тех. наук.— 01.02.05 / Болдырев Алексей Владимирович.— Казань, 2009.— 19 с.

4. **Гиневский, А.С.** Влияние вязкости жидкости на величину циркуляции вокруг профиля гидродинамической решетки [Текст] / А.С. Гиневский / ЦАГИ // Промышленная аэродинамика. Сб. 9.— М.: Оборонгиз, 1957.— С. 5—15.

5. **Кочевский, А.Н.** Современный подход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных гидромашинах [Текст] / А.Н. Кочевский, В.Г. Неня

// Вісник Сумського державного університету.— Суми, 2003.— Вип. 13(59).— С. 195—210.

6. **Кузьмин, М.Ю.** О краевых задачах некоторых моделей гидродинамики с условиями проскальзывания на границе [Текст]: дисс. ... канд. физ.-матем. наук.— 01.01.02 / Кузьмин Михаил Юрьевич.— Воронеж, 2007.— 106 с.

7. **Ляпков, П.Д.** О влиянии вязкости на характеристику погружных центробежных насосов [Текст] / П.Д. Ляпков // Труды ВНИИ. Вып. 41.— М.: Недра, 1964.

8. **Московко, Ю.Г.** Методика проектирования и разработка энергоэффективных осевых вентиляторов с профилями лопаток специальной формы [Текст]: автореф. дисс. ... канд. тех. наук.— 05.04.06 / Московко Юрий Георгиевич.— Санкт-Петербург, 2011.— 16 с.

9. **Папир, А.Н.** Осевые насосы водометных движителей [Текст] / А.Н. Папир.— Л.: Судостроение, 1965.— 252 с.

10. **Степанов, Л.И.** Центробежные и осевые насосы. Теория, конструирование и применение [Текст] / Л.И. Степанов.— М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1960.— 468 с.

## REFERENCES

1. **Antonenko S.S.** Izmenenie napornoj i energeticheskoj kharakteristiki vysokooborotnogo dinamicheskogo nasosa pod vliianiem viazkosti perekachivaemoj sredy [Tekst]: avtoref. diss. ... kand. tekh. nauk.— 05.05.17 / Antonenko Sergei Sergeevich. Sumy, 2004.— 20 s. (rus.)

2. **Beznosov A.V., Bokova T.A.** Oborudovanie energeticheskikh konturov s tiazhelymi zhidkometallicheskimy teplonositeliyami v atomnoi energetike [Tekst]: Uchebnoe posobie.— Nizhnii Novgorod: NGTU im. R.E. Alekseeva, 2012.— 535 s. (rus.)

3. **Boldyrev A.V.** Chislennoe modelirovanie trekhmernykh turbulentnykh techenii viazkoi neszhimaemoj zhidkosti v lopastnykh gidromashinakh [Tekst]: avtoref. diss. ... kand. tekh. nauk.— 01.02.05 / Boldyrev Aleksei Vladimirovich.— Kazan', 2009.— 19 s. (rus.)

4. **Ginevskii A.S.** Vliianie viazkosti zhidkosti na velichinu tsirkuliatсии vokrug profilia gidrodinamicheskoi reshetki [Tekst] / TsAGI // Promyshlennaya aerodinamika. Sb. 9.— M.: Oborongiz, 1957.— S. 5—15. (rus.)

5. **Kochevskii A.N., Nenia V.G.** Sovremennyy podkhod k modelirovaniyu i raschetu techenii zhidkosti v lopastnykh

gidromashinakh [Tekst] // Visnik Sums'kogo derzhavnogo universitetu.— Sumi, 2003.— Vip. 13(59).— s. 195—210. (rus.)

6. **Kuz'min M.Yu.** O kraevykh zadachakh nekotorykh modelei gidrodinamiki s usloviiyami proskal'zyvaniia na granitse [Tekst]: disse. ...kand.fiz.-matem. nauk.— 01.01.02 / Kuz'min Mikhail Iur'evich.— Voronezh, 2007.— 106s. (rus.)

7. **Lyapkov P.D.** Influence of viscosity on characteristic performance of Centrifugal Submerged Pumps [Tekst] // VNII works, Issue 41.— M.: Bowels, 1964. (rus.)

8. **Moskovko Yu.G.** Metodika proektirovaniia i razrabotka energoeffektivnykh osevykh ventilatorov s profiliami lopatok spetsial'noi formy [Tekst]: avtoref. ... kand. tekh. nauk.— 05.04.06 / Moskovko Iurii Georgievich.— Sankt-Peterburg, 2011.— 16 s. (rus.)

9. **Papir A.N.** Osevyie nasosy vodometnykh dvizhetelei [Tekst].— L.: Sudostroenie, 1965.— 252 s. (rus.)

10. **Stepanoff L.I.** Centrifugal and axial flow pumps. Theory, design, and application [Tekst].— M.: State scientific-technical publishers of machine-building literature, 1960. (rus.)



**СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ**

**СВОБОДА Дмитрий Геннадьевич** — ассистент кафедры турбин, гидромашин и авиационных двигателей Санкт-Петербургского государственного политехнического университета; 195251, ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, Россия; e-mail: svoboda.dmitry@gmail.com

**ЖАРКОВСКИЙ Александр Аркадьевич** — доктор технических наук профессор кафедры турбин, гидромашин и авиационных двигателей Санкт-Петербургского государственного политехнического университета; 195251, ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, Россия; e-mail: azharkovsky@pef.spbstu.ru

**AUTHORS**

**SVOBODA Dmitriy G.** — St. Petersburg State Polytechnical University; 195251, Politekhnikeskaya Str. 29, St. Petersburg, Russia;

**ZHARKOVSKY Alexander A.**, St. Petersburg State Polytechnical University; 195251, Politekhnikeskaya Str. 29, St. Petersburg, Russia; e-mail: azharkovsky@pef.spbstu.ru