

РАСЧЕТ ПОТЕРЬ В ТРУБЧАТЫХ НАПРАВЛЯЮЩИХ АППАРАТАХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

© 2012 Н.В. Косенок, А.А. Жарковский, А.С. Донской

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Поступила в редакцию 16.03.2012

Представлены результаты расчетных исследований проточных частей центробежных насосов с коэффициентами быстроходности $n_s \approx 70$ и $n_s \approx 95$. Исследования выполнены в программном комплексе ANSYS CFX. Для насоса с $n_s \approx 70$ исследовано влияние числа каналов трубчатого направляющего аппарата на гидравлические характеристики промежуточной ступени. Проведено сравнение трубчатого и лопаточного направляющих аппаратов. Для насоса с $n_s \approx 95$ проанализировано влияние зазора между рабочим колесом и трубчатым направляющим аппаратом на относительные гидравлические потери.

Ключевые слова: *рабочее колесо, направляющий аппарат, проточная часть, гидравлические потери*

Объектом исследования является ступень питательного электронасосного агрегата ПЭНА 70-90. Быстроходность проточной части составляет $n_s = 67,5$. Подача $Q = 70 \text{ м}^3/\text{ч}$, напор ступени $H = 63 \text{ м}$, частота вращения рабочего колеса (РК) $n = 2985 \text{ об/мин}$. Трубчатый направляющий аппарат (ТНА) состоит из расположенных в радиальной плоскости симметричных отверстий, осевые линии которых являются касательными к внутреннему диаметру направляющего аппарата (НА). Рассмотрены варианты ТНА с количеством отверстий $Z_0 = 9, 10, 11$ и 12 (таблица 1). На рис.1 представлен ТНА с 12 каналами. Значение диаметра $d_{\text{св}}$ проходного отверстия рассчитано для постоянной скорости в отверстии трубчатого аппарата:

$$V_3 = \frac{Q}{Z \cdot \frac{\pi d_{\text{св}}^2}{4}} = \frac{0,194}{9 \cdot \frac{3,14 \cdot (0,0126)^2}{4}} = 17,4 \text{ м/с}$$

Зная V_3 можно определить коэффициент K_3 :

$$V_3 = K_3 \sqrt{2gH_{\text{ТЗ}}}$$

$$K_3 = \frac{V_3}{\sqrt{2gH_{\text{ТЗ}}}} = \frac{17,4}{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 63}} = 0,495$$

Таблица 1. Количество и диаметры проходных отверстий

Z_0	9	10	11	12
$d_{\text{св}}, \text{мм}$	12,6	12,0	11,4	11,0

Косенок Николай Владимирович, аспирант. E-mail: 1kokos@bk.ru

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

Донской Анатолий Сергеевич, доктор технических наук, профессор кафедры гидромашиностроения

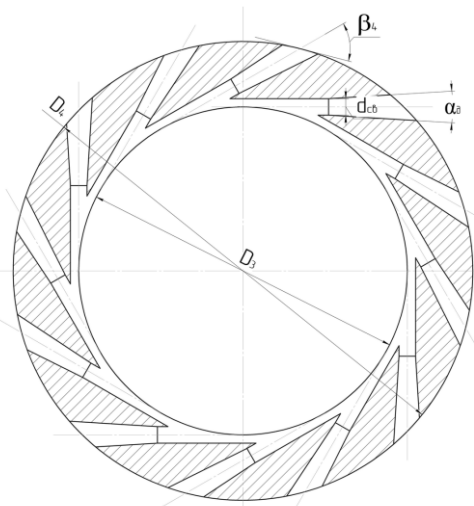


Рис. 1. Схема трубчатого направляющего аппарата ПЭНА 70-90

Для проведения расчётов гидравлических качеств проточной части построены 3D-модели, соответствующие форме потока жидкости в РК, НА и обратном направляющем аппарате (ОНА) (рис. 2). Расчетные сетки, применяемые для данных моделей неструктурированные, состоят из $\sim 6,0 \cdot 10^5$ элементов и $\sim 2,2 \cdot 10^5$ узлов, ячейки в ядре потока представляют собой тетраэдры. Вблизи твердых стенок созданы слои призматических ячеек для достижения равномерной точности расчета в местах быстрого изменения параметров течения.

Расчет трехмерного вязкого течения проведен на основе решения уравнений Рейнольдса, для замыкания которых использована k-ε модель турбулентности. Расчет выполнен с использованием программного комплекса ANSYS CFX 12. В качестве граничных условий

на входе задавалось полное давление (1 атм), на выходе – массовый расход, соответствующий подаче насоса. Моделирование кавитационных явлений не производилось. Во всей расчётной области задавалась постоянная плотность среды.

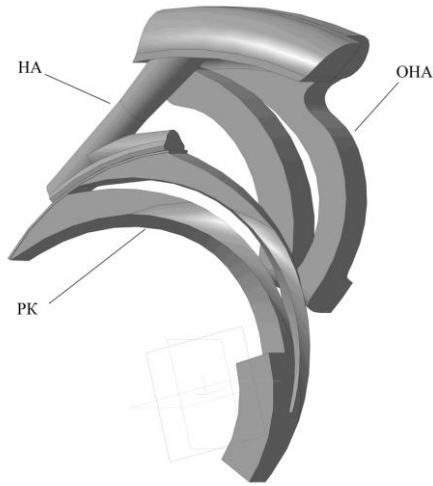


Рис. 2. Модель проточной части

По результатам расчетов построены характеристики относительных потерь в ТНА, представленные на рис. 3, из которого следует, что потери уменьшаются с увеличением числа каналов, гидравлический КПД ступени при этом возрастает, а кривая напора приобретает более пологий характер.

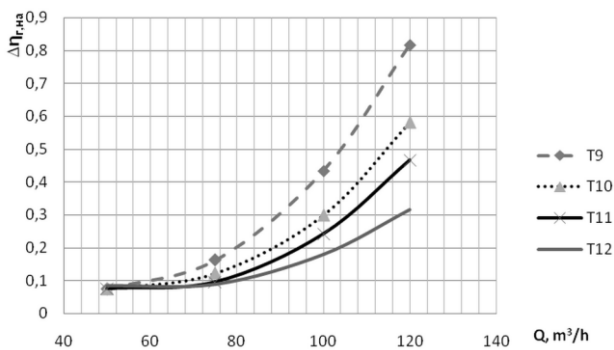


Рис. 3. Относительные потери в отводе с различными ТНА

Сравнивая 12-ти канальный ТНА с лопаточным направляющим аппаратом (ЛНА), используемым в данной ступени, приходим к выводу: на малых подачах ТНА имеет меньшие потери (рис. 4), что может быть обусловлено меньшей площадью омываемой поверхности круглого сечения при равной пропускной способности. Конструктивные особенности ТНА определяют их более высокую экономичность по сравнению с лопаточными, а также преимущества в акустическом отношении. Благодаря

эллиптической форме передней кромки аппарата и скошенной форме лопаток происходит сглаживание импульсов гидродинамических сил, возникающих при натекании на кромки потока с неоднородным полем скоростей за рабочим колесом и, следовательно, снижение интенсивности лопастной вибрации.

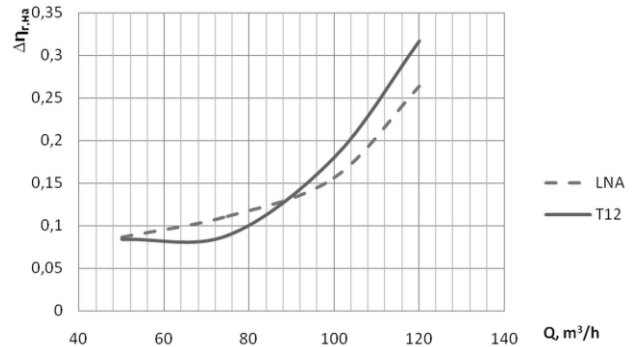


Рис. 4. Относительные потери в отводах с лопаточными трубчатым направляющими аппаратами

Также было исследовано влияние относительного зазора между РК и началом отверстий ТНА: $\delta = \frac{D_{зсв} - D_2}{D_2} 100\%$ на относительные гидравлические потери в ТНА (рис. 5). Объектом исследования являлась модель насоса КГТН 315-405А с 12-ти канальным ТНА, с относительным зазором $\delta=5,6\%$, углом $\beta_3=15^\circ$ и диаметром РК $D_2=150$ мм. Скорость вращения РК $n=2000$ об/мин, коэффициент быстроходности $n_s=95$.

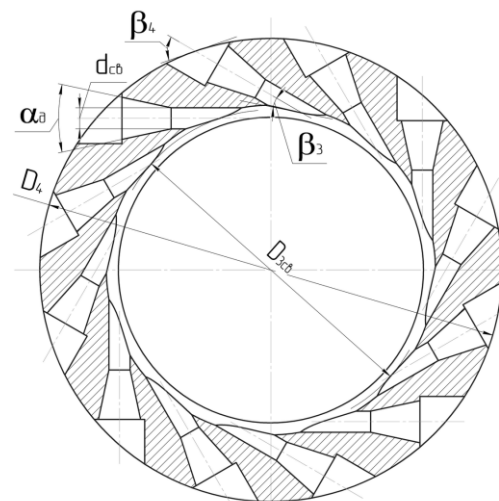


Рис. 5. Схема трубчатого направляющего аппарата КГТН 415-305А

Для проведения расчетов созданы 3D модели, соответствующие форме потока жидкости в проточной части насоса (рис. 6). Подвод и РК для уменьшения времени расчета были

разделены на сегменты, а отвод, состоящий из направляющего аппарата, кольцевой камеры и двух патрубков, рассчитывался целиком. Расчетная сетка – неструктурированная, ячейки сетки в ядре потока представляли собой тетраэдры. Вблизи твердых стенок для описания пограничного слоя было создано 12 слоев призматических элементов. Полученное распределение безразмерного размера Y^+ подтвердило правильность выбора параметров расчетной сетки ($Y^+ < 100$ для высокорейнольдсовой модели с масштабируемыми функциями стенки).



Рис. 6. Модель проточной части

В результате расчета были получены зависимости относительных потерь от расхода для различных значений зазора δ (рис. 7). Из рисунка можно видеть, что во всем рабочем диапазоне подач наименьшие потери имеет ТНА с относительным зазором между РК и ТНА $\delta = 14,4\%$.

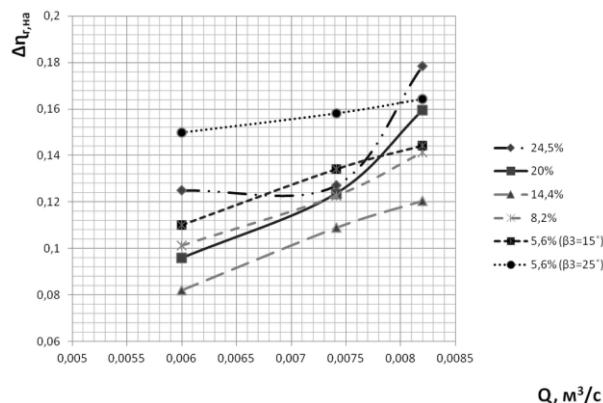


Рис. 7. Относительные потери для различных относительных зазоров δ между РК и ТНА

CALCULATION OF LOSSES IN TUBULAR DIFFUSOR OF CENTRIFUGAL PUMPS

© 2012 N.V. Kosenok, A.A. Zharkovskiy, A.S. Donskoy

St. Petersburg State Polytechnical University

Results of rated researches of flowing parts of centrifugal pumps with factors of rapidity $n_s \approx 70$ and $n_s \approx 95$ are presented. Researches are executed in ANSYS CFX program complex. For the pump with $n_s \approx 70$ influence of channels number in tubular diffuser device on hydraulic characteristics at transtage is investigated. Comparison of tubular and blades diffusors is carried out. For the pump with $n_s \approx 95$ gap influence between the impeller and the tubular diffuser on fractional hydraulic loss is analysed.

Key words: *impeller, diffuser, flowing part, hydraulic losses*

Nikolay Kosenok, Post-graduate Student. E-mail: 1kokos@bk.ru
Alexander Zharkovskiy, Doctor of Technical Sciences, Head of the Hydromechanical Engineering Department. E-mail: azharkovsky@pef.spbstu.ru
Anatoliy Donskoy, Doctor of Technical Sciences, Professor at the Hydromechanical Engineering Department