

УДК 621.671.001.024

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА СКОРОСТИ И ЧИСЛА КАНАЛОВ НА ПОТЕРИ В НАПРАВЛЯЮЩЕМ АППАРАТЕ ТРУБЧАТОГО ТИПА

© 2013 Н.В. Косенок, А.А. Жарковский

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Поступила в редакцию 25.03.2013

Представлены результаты расчетных исследований проточной части центробежного насоса с коэффициентом быстроходности $n_s \approx 95$. Исследования выполнены в программном комплексе ANSYS CFX. Проанализировано влияние коэффициента скорости и числа каналов трубчатого направляющего аппарата на относительные гидравлические потери. Проведено сравнение расчета с экспериментом.

Ключевые слова: насос, рабочее колесо, трубчатый направляющий аппарат, проточная часть, расчетная сетка, граничные условия, гидравлические потери

Объектом исследования является модель насоса КГТН 415-305А с диаметром рабочего колеса (РК) $D_2=150$ мм. Быстроходность проточной части составляет $n_s \approx 95$. Подача $Q=30$ м³/ч, напор $H=13$ м, частота вращения РК $n=2000$ об/мин. В этом насосе используется трубчатый направляющий аппарат (ТНА), состоящий из расположенных в радиальной плоскости симметричных отверстий, осевые линии которых являются касательными к внутреннему диаметру направляющего аппарата (НА). Рассмотрены варианты ТНА с количеством отверстий $Z_0=9, 10, 11, 12$ и 13 (табл. 1). На рис. 1 представлен ТНА с 12 каналами.

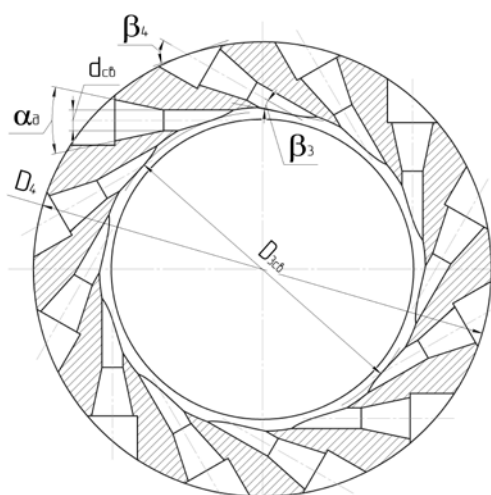


Рис. 1. Схема трубчатого направляющего аппарата КГТН 415-305А

Косенок Николай Владимирович, аспирант: 1kokos@bk.ru
Жарковский Александр Аркадьевич, доктор технических наук, профессор кафедры «Турбины, гидромашины и авиационные двигатели». E-mail: azharkov-sky@pef.spbstu.ru

Таблица 1. Количество и диаметры проходных отверстий

Z_0	9	10	11	12	13
$d_{св}$, мм	12,1	11,45	10,93	10,46	10,06

Значение диаметра $d_{св}$ проходного отверстия рассчитано для постоянной скорости (м/с) в отверстии трубчатого аппарата:

$$V_3 = \frac{Q}{z \cdot \frac{\pi d_{св}^2}{4}} = \frac{0,00741}{12 \cdot \frac{3,14 \cdot (0,01047)^2}{4}} = 7,2$$

Зная V_3 можно определить коэффициент скорости K_c :

$$V_3 = K_c \sqrt{2gH_{ТЗ}}$$

$$K_c = \frac{V_3}{\sqrt{2gH_{ТЗ}}} = \frac{7,2}{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 13}} = 0,45$$

Для проведения расчётов гидравлических качеств проточной части построены 3D-модели, соответствующие форме потока жидкости в подводе, РК и направляющем аппарате (рис. 2). Расчетные сетки, применяемые для данных моделей неструктурированные, 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 13.

В качестве граничных условий на входе задавался массовый расход, соответствующий подаче насоса, на выходе – полное давление. Моделирование кавитационных явлений не производилось. Во всей расчётной области задавалась постоянная плотность среды. Для подтверждения правильности выбранных граничных условий, модели турбулентности и параметров сетки было проведено сравнение расчета с экспериментальными данными (рис. 3).



Рис. 2. Модель проточной части

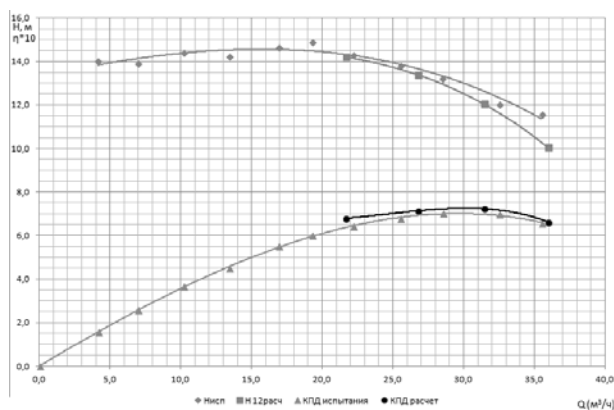


Рис. 3. Сравнение расчета с экспериментом

Из рис. 3 видно, что кривые КПД и напора имеют схожий характер, а расхождение в районе оптимума составляет 3,5% и 4% соответственно. Значение КПД вычислено как произведение объемного, механического и гидравлического, причем первые два по эмпирическим зависимостям через коэффициент быстроходности, а гидравлический – по расчету в ANSYS CFX. По результатам расчетов проточных частей с различными ТНА построены характеристики относительных гидравлических потерь, напора и КПД, представленные на рис. 4, 5 и 6 соответственно. Из графиков можно сделать вывод о том, что 9

канальный ТНА имеет наименьшие гидравлические потери, больше напор и КПД по сравнению с другими вариантами.

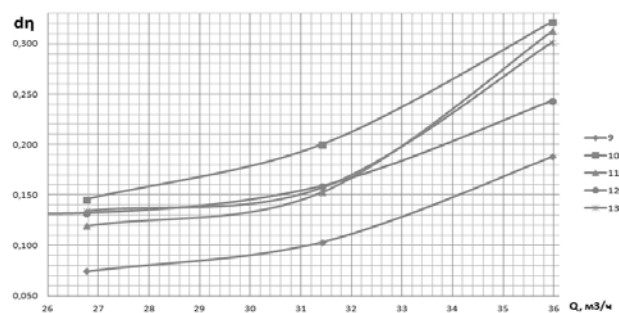


Рис. 4. Относительные гидравлические потери в отводе с различными ТНА

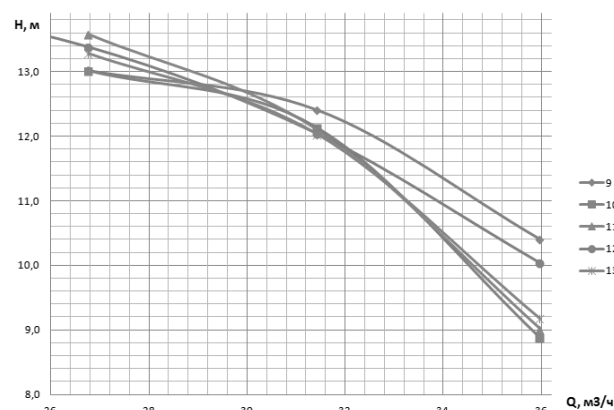


Рис. 5. Напорные характеристики

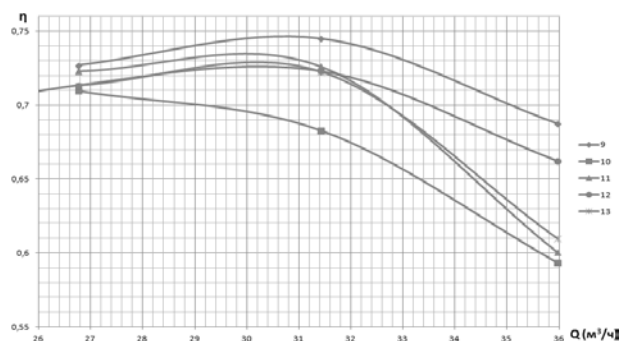
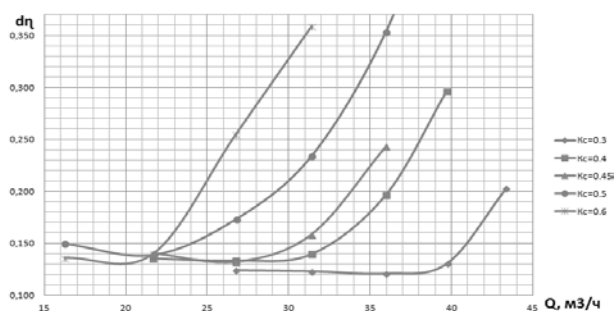
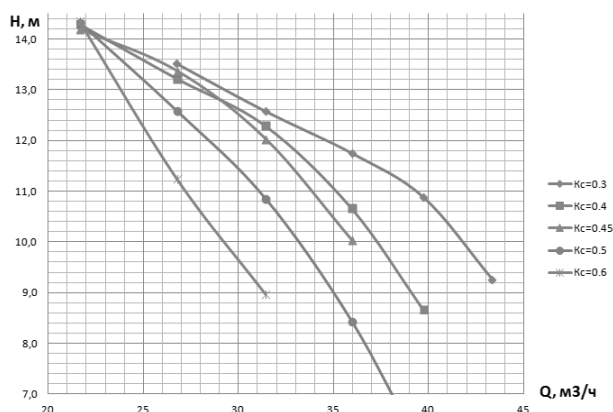
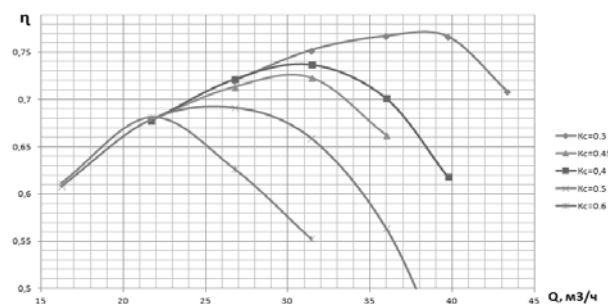


Рис. 6. Сравнение КПД

Следующим этапом исследовалось влияние коэффициента скорости на относительные гидравлические потери. Были построены расчетные модели для направляющих аппаратов с 12 каналами и различными коэффициентами скорости K_c (табл. 2). По результатам расчетов построены графики относительных гидравлических потерь, напора и КПД, рис. 7, 8 и 9 соответственно. Из рис. 7 видно, что наименьшие потери наблюдаются для случая с $K_c=0,3$. Также для этого варианта результаты расчета показывают увеличение напора на 0,5 м и КПД на 2%.

Таблица 2. Выбор диаметра отверстий в зависимости от K_c

K_c	0,3	0,4	0,45	0,5	0,6
V_3 , м/с	4,83	6,44	7,18	8,06	9,67
$d_{св}$, мм	12,76	11,05	10,46	10,88	9,01

**Рис. 7.** Относительные гидравлические потери в отводах с различными K_c **Рис. 8.** Напорные характеристики при различных K_c **Рис. 9.** Сравнение КПД при различных K_c

Выводы: для насосов с $n_s \approx 95$ оптимальным является трубчатый направляющий аппарат с 9 каналами, а значение коэффициента скорости рекомендуется принимать 0,3.

RESEARCH THE INFLUENCE OF SPEED COEFFICIENT AND CHANNELS NUMBER ON LOSSES IN THE DIRECTING TUBULAR TYPE APPARATUS

© 2013 N.V. Kosenok, A.A. Zharkovsky

St. Petersburg State Polytechnical University

Results of calculated researches of flowing part of centrifugal pump with rapidity coefficient $n_s \approx 95$ are presented. Researches were made in the program ANSYS CFX complex. Influence of speed coefficient and channels number of tubular directing apparatus on the relative hydraulic loss is analyzed. Comparison of calculation with experiment is carried out.

Key words: pump, impellor, tubular directing apparatus, flowing part, calculated grid, boundary conditions, hydraulic losses

Nikolay Kosenok, Post-graduate Student. E-mail: 1kokos@bk.ru
Alexander Zharkovskiy, Doctor of Technical Sciences, Professor
at the Department "Turbines, Hydromachines and Aviation Engines".
E-mail: azharkovsky@pef.spbstu.ru