

УДК 622.232

ВЛИЯНИЕ НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТИ ПОТОКА НА ВХОДЕ В РАБОЧЕЕ КОЛЕСО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Прищенко В.А., асс.

Донецкий национальный технический университет

В статье изучается выравнивание поля скоростей в осевом и кольцевом подводах перед входом в рабочее колесо центробежных насосов с помощью лопаточного направляющего аппарата.

У статті вивчається вирівнювання поля швидкостей в осьовому й кільцевому підведеннях перед входом у робоче колесо відцентрових насосів за допомогою лопаткового напрямного апарата.

Проблема и ее связь с научными или практическими задачами. Важным параметром работы многосекционного центробежного насоса шахтного водоотлива является значение вакуумметрической высоты всасывания $H_{\text{вак}}$. При ее увеличении подача и КПД насоса остаются неизменными до момента появления и развития кавитации в первом рабочем колесе (РК) насоса. Дальнейшее увеличение вакуума приводит к уменьшению вышеназванных показателей работы насоса, в результате чего повышается расход энергии для откачки притока шахтных вод. Поэтому, для обеспечения бескавитационной работы величина $H_{\text{вак}}$ не должна превышать допустимого значения $H_{\text{вак.доп}} = 0,85 H_{\text{вак}}^{\text{max}}$. Повышение всасывающей способности приведет к увеличению максимальной вакуумметрической высоты всасывания насоса $H_{\text{вак}}^{\text{max}}$.

Анализ исследований и публикаций.

Многими авторами с целью повышения КПД и всасывающей способности центробежных насосов были предложены способы выравнивания поля скоростей в межлопаточных каналах РК за счет установки на выходе [1-2] или входе [3] вспомогательных элементов либо профилирования межлопаточных каналов последнего [4]. Большинство этих работ носят лишь предположительный характер и не имеют основательного экспериментального подтверждения.

В работе [5] рассматривалась целесообразность выравнивания и последующего закручивания потока на входе в первое РК центро-

бежного насоса с помощью предвключенного направляющего аппарата.

Экспериментальные данные [6] подтвердили, что при установке на входе в колесо решетки из 8 лопаток уже при оптимальной подаче достигнуто уменьшение кавитационного запаса на 10% по сравнению с колесом без решеток.

Постановка задачи. Современное развитие вычислительной техники и наличие программ, использующих метод конечных элементов для анализа гидродинамических процессов позволяет виртуально моделировать исследования и оценивать эффективность предлагаемых инженерных решений. Целью данной статьи является изучение кинематики потока на входе в РК шахтных центробежных насосов и влияние направляющего аппарата на распределение скорости потока.

Изложение материала и результаты. Для начала был рассмотрен осевой подвод центробежного насоса с предвключенным направляющим аппаратом в виде решетки из 8 лопаток шириной 20 мм (рис.1) Как известно, осевой подвод является наиболее благоприятным с гидравлической точки зрения, поскольку обеспечивает наиболее равномерное поле скоростей. Определим потери давления, обусловленные установкой направляющего аппарата как разность давлений между входом и выходом расчетной области.

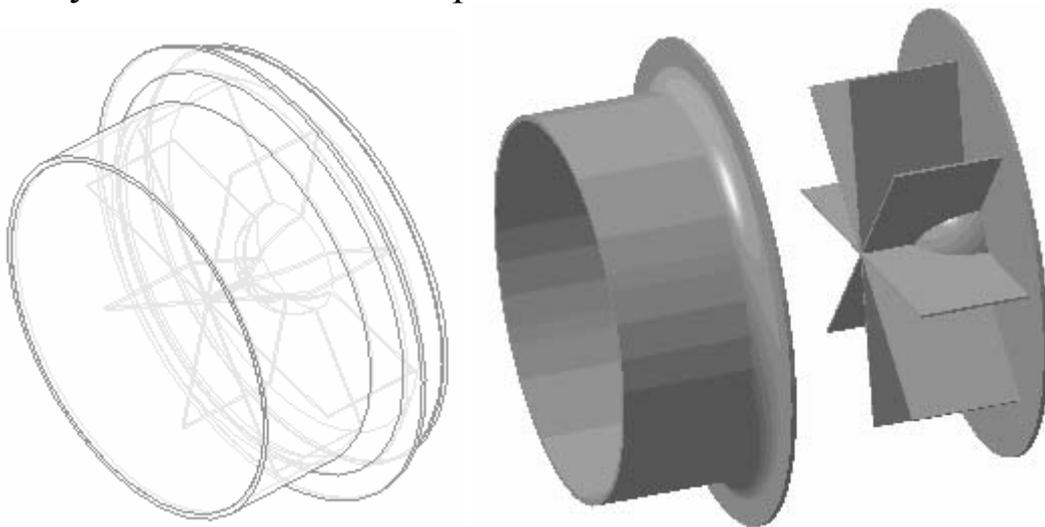


Рис. 1 Осевой подвод центробежного насоса с предвключенным направляющим аппаратом

В расчетах принята скорость на входе – 1 м/с, диаметр входного отверстия – 60 мм. Параметры потока при моделировании определялись законами сохранения массы, момента и энергии. Эти законы вы-

ражаются в виде частных дифференциальных уравнений, которые дискретизируются с помощью методики конечных элементов. Уравнение неразрывности, полученное из закона сохранения массы:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot v_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot v_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot v_z)}{\partial z} = 0, \quad (1)$$

где v_x , v_y и v_z – компоненты вектора скорости, ρ – плотность, x , y , z – глобальные координаты, t – время.

Уравнение взаимосвязи между напряжением и величиной деформации жидкости:

$$\tau_{ij} = -P \cdot \delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \quad (2)$$

где u_i – ортогональные скорости, μ – динамическая вязкость.

Уравнение сохранения энергии:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho C_p T_0) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v_x C_p T_0) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v_y C_p T_0) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho v_z C_p T_0) = \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(K \frac{\partial T_0}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(K \frac{\partial T_0}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(K \frac{\partial T_0}{\partial z} \right) + W^v + E^k + Q_v + \Phi + \frac{\partial P}{\partial t} \end{aligned} \quad (3)$$

где C_p – удельная теплоемкость, T_0 – общая температура, K - теплопроводность, W^v – вязкостное трение, Φ – вязкостное тепловыделение, E^k – кинетическая энергия.

Результат моделирования представлен на рис.2. В результате расчетов установлено, что разность давлений между входом и выходом расчетной области при моделировании без направляющего аппарата составила 1507 Па, а при его наличии – 1556 Па, что на 3 % больше. Это показывает, что установка направляющего аппарата не вызывает появления значительных гидравлических потерь.

В дальнейшем был исследован кольцевой подвод (рис. 3), имеющий наибольшее распространение в конструкциях многосекционных насосов. Номинальная подача рассматриваемого насоса составляет $300 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,0833 \text{ м}^3/\text{с}$. Площадь выхода из подвода равна $0,019 \text{ м}^2$. Таким образом, средняя скорость на выходе из подвода должна равняться $0,0833/0,019 = 4,37 \text{ м/с}$. В результате моделирования было получено распределение скоростей без направляющего аппарата и при его наличии (рис.4)

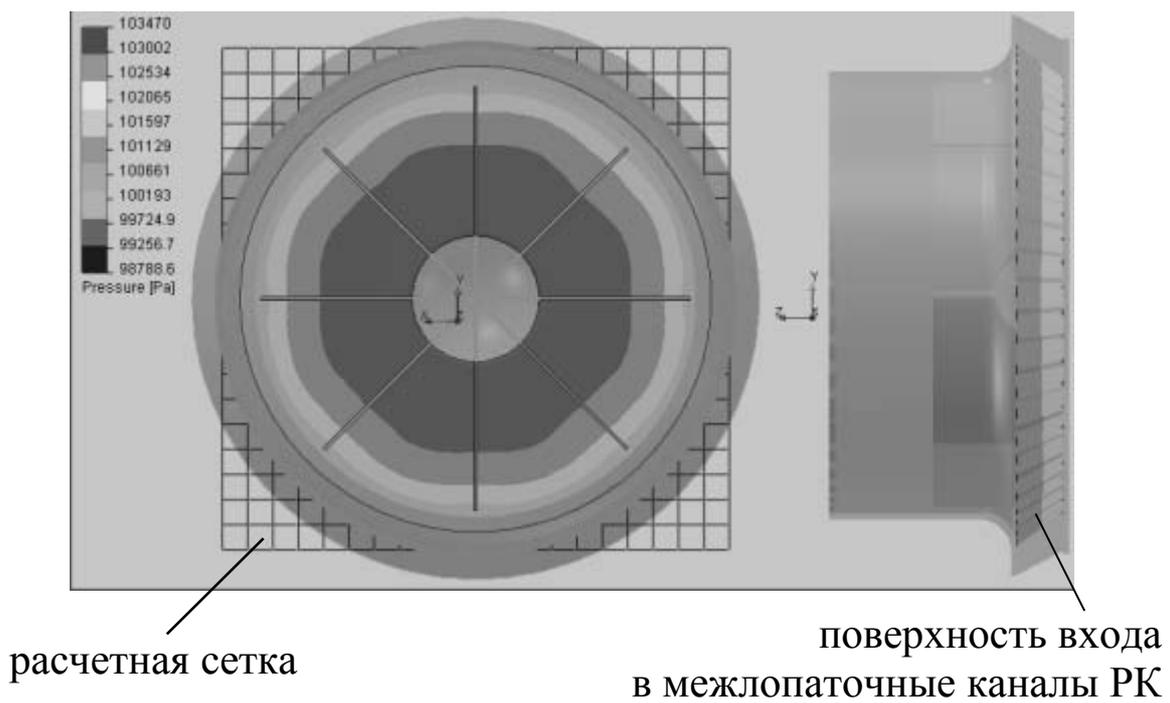


Рис. 2 Распределение давления в выходном сечении исследуемой области

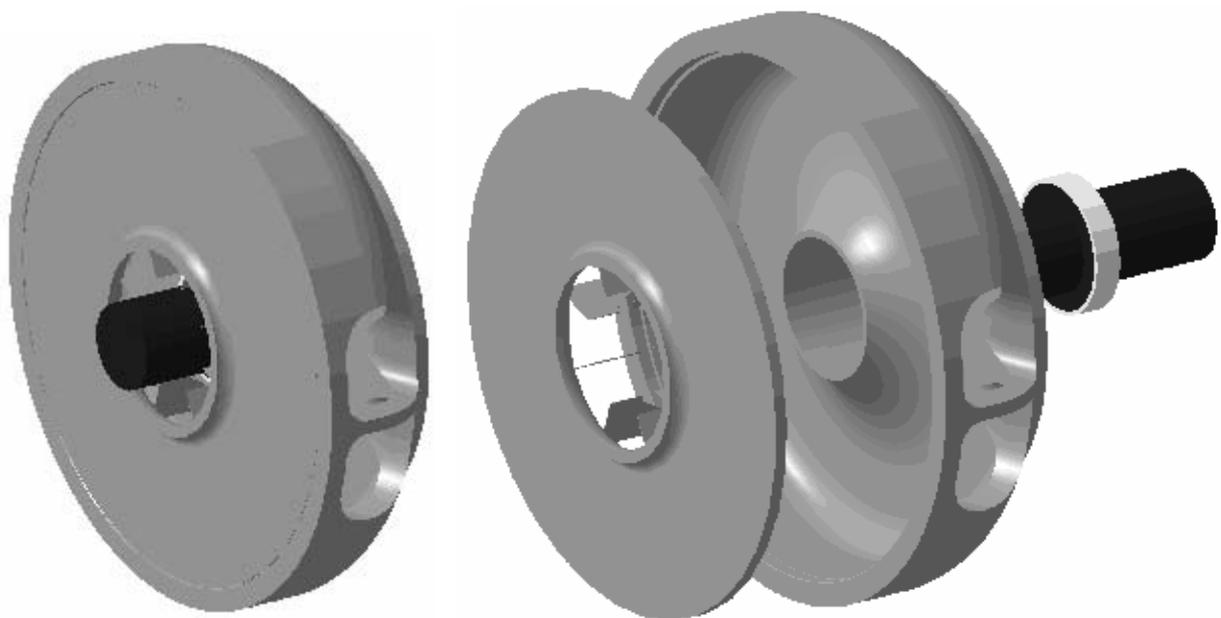
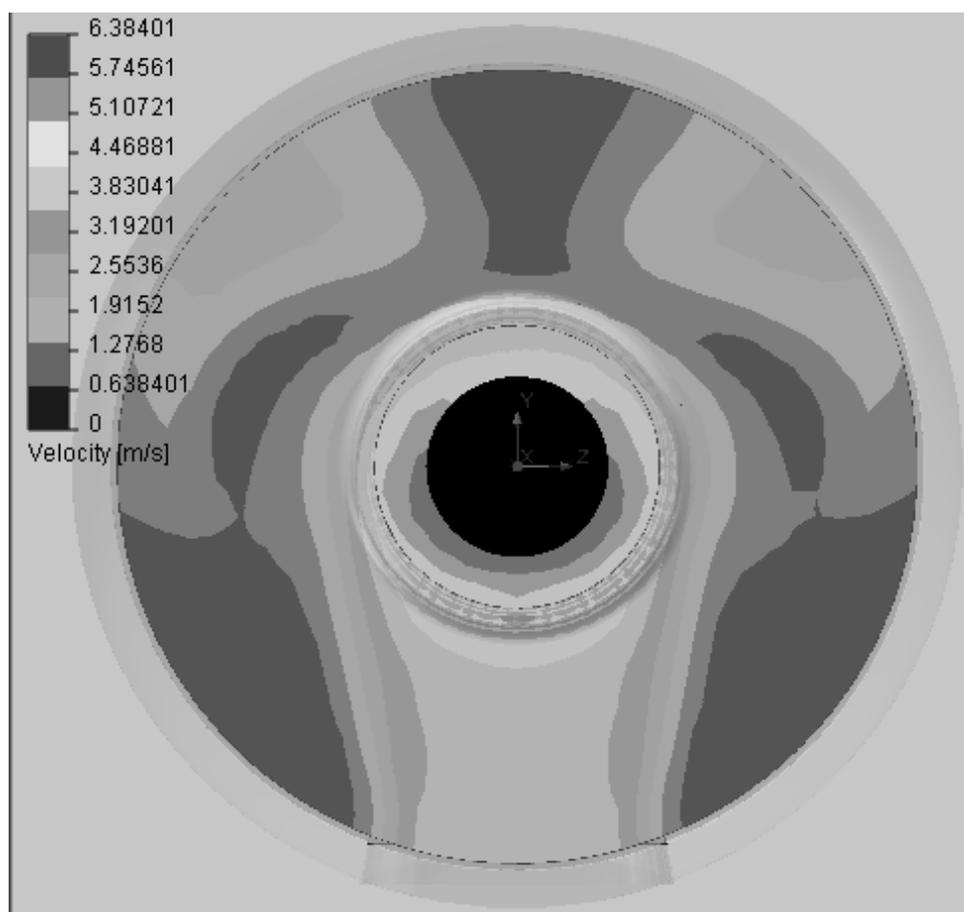


Рис. 3 Кольцевой подвод многосекционного насоса



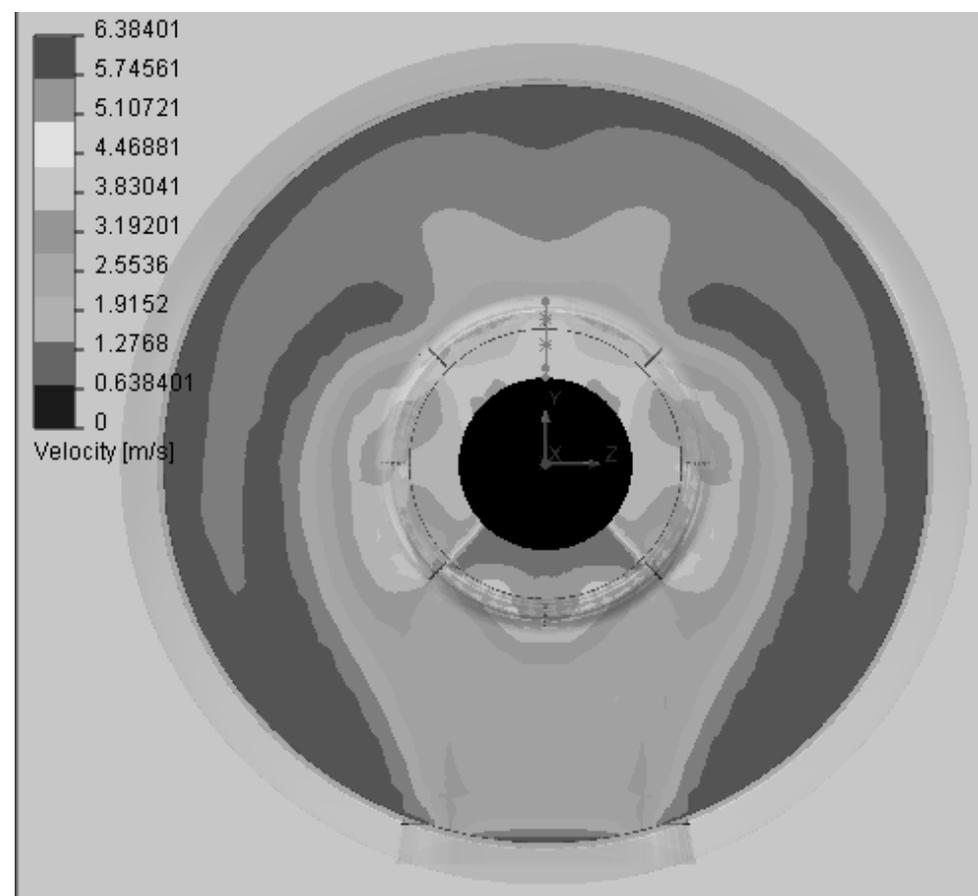
без направляюще-
го аппарата

$$\Delta p = 13081 \text{ Па}$$

$$V_{\min} = 1,24 \text{ м/с}$$

$$V_{\max} = 6,61 \text{ м/с}$$

$$V_{\text{cp}} = 5 \text{ м/с}$$



с направляющим
аппаратом

$$\Delta p = 13078 \text{ Па}$$

$$V_{\min} = 2,33 \text{ м/с}$$

$$V_{\max} = 6,85 \text{ м/с}$$

$$V_{\text{cp}} = 4,43 \text{ м/с}$$

Рис. 4 Распределение скоростей в кольцевом подводе

Как видно из рис.4, при установке направляющего аппарата из 8 лопаток средняя скорость в выходном сечении уменьшилась от 5 до 4,43 м/с, что практически соответствует расчетному среднему значению 4,37 м/с. Не менее важным является тот факт, что распределение скоростей стало более равномерным – область повышенных скоростей находится только со стороны входа потока во внутреннюю полость подвода. Потери давления между входом и выходом расчетной области при установке направляющего аппарата практически не изменились ($13081 - 13078 = 3$ Па), что снова подтверждает, как и в случае с осевым подводом, что направляющая решетка не вызывает гидравлических потерь.

Выводы и направление дальнейших исследований

1. Направляющий аппарат, состоящий из плоских радиальных лопаток не вызывает появление дополнительных гидравлических потерь.

2. Установка предвключенного аппарата в кольцевом подводе выравнивает поле скоростей на его выходе и уменьшает среднюю скорость потока практически до расчетного значения.

3. Дальнейшие исследования будут посвящены изучению кинематики потока в подводах центробежных насосов при подачах, отличных от номинальной.

Список источников.

1. Рабочее колесо центробежного колеса. А.с. 1141221 СССР, МКИ F 04 D 29/22 / Синенко А.Ю., Смирнов В.С., Байбаков О.В. (СССР). -№3550230/25-06; Заявлено 09.02.83; Оpubл. 23.02.85, Бюл.№7.
2. Рабочее колесо центробежного насоса. А.с. 1204812 СССР, МКИ F 04 D 29/22/ Купряшов В.Д., (СССР). -№3767217/25-06; Заявлено 05.07.84; Оpubл. 15.01.86, Бюл.№2.
3. Рабочее колесо гидромашины: А.с. 1521925 СССР, МКИ F 04 D 29/22 / Гейер В.Г., Бурменский А.Г., Малеев В.Б., Комисова Е.А. (СССР). -№4374240/25-29; Заявлено 01.02.88; Оpubл. 15.11.89, Бюл.№42.
4. Рабочее колесо центробежного насоса. А.с. 1250728 СССР, МКИ F 04 D 29/22 / Вертячих А.В., Ржебаева Н.К. и др., (СССР). -№3865877/25-06; Заявлено 18.12.84; Оpubл. 15.08.86, Бюл.№30.
5. Влияние закручивания потока на входе в рабочее колесо на антикавитационные качества центробежных насосов // Проблемы експлуатації обладнання шахтних стаціонарних установок. – Донецьк: ВАТ “НДІГМ імені М.М. Федорова”. - 2004. – Вип.96. – С. 140-145.
6. Исследование центробежного насоса с предвключенной свободносидящей решеткой радиальных лопаток // Наукові праці ДонНТУ. Серія: “Гірничо-електромеханічна” – Донецьк: ДонНТУ, 2004. – Вип.83. – С.200-207.

Дата поступления статьи в редакцию: 9.11.08