

П.Е.Трофименко, М.В.Найда

АНАЛИЗ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСА С ЦЕНТРОБЕЖНО-ВИХРЕВОЙ СТУПЕНЬЮ

Сумской государственный университет,

ул. Римского – Корсакова, 2, 40007, Сумы, Украина; e-mail: maks.nai@ukr.net

Abstract. The characteristics of fluid pumps of hydrodynamical principle of working are analyzed. The advantages and disadvantages of these kind of pumps are discussed. The pump with the centrifugal-vortex stage is considered more in details. The pumping action is studied experimentally.

Key words: pump, centrifugal-vortex stage, pressure, flow.

Введение.

В настоящее время достаточно актуальным является создание насосного оборудования, способного максимально эффективно работать в широких диапазонах расходов, напоров и особенностей перекачиваемой среды.

На протяжении всей истории существования насосостроения актуальными являются проблемы качественного совершенствования технологий и методик создания наиболее эффективного насосного оборудования. Свойства и состав перекачиваемых сред существенно влияют на характеристики гидравлических сетей и используемое насосное оборудование.

Центробежно-вихревые насосы имеют достаточно хорошие эксплуатационные показатели в результате удачного сочетания положительных свойств центробежного рабочего колеса и вихревого, закрепленных на общем валу. К сожалению, научных работ, посвященных экспериментальным и теоретическим проблемам, в открытой печати крайне недостаточно. Особенно осложняет работу по совершенствованию центробежно-вихревых насосов отсутствие аналитических зависимостей, описывающих рабочий процесс.

Исследованием центробежно-вихревых насосов занимались еще с пятидесятих годов прошлого века и позднее [5, 8 – 10, 14]. В результате проведенных экспериментальных исследований были установлены приемлемые соотношения геометрических размеров, позволившие создать работоспособные консольные конструкции насосов.

Целью данной статьи является анализ работы насосного оборудования гидродинамического принципа действия для того, чтобы определить их преимущества и недостатки и рассмотреть возможности и перспективы использования центробежно-вихревых ступеней при различных условиях работы. На основе анализа экспериментальных данных насоса с центробежно-вихревой ступенью выработать практические рекомендации по их использованию.

1. О работе современного насосного оборудования. Постановка проблемы.

В составе современных гидравлических сетей наибольшим спросом для перекачки жидкостей используется насосное оборудование гидродинамического принципа действия. Для центробежных лопастных насосов величина коэффициента быстроходности (n_s) их проточной части имеет место в области параметров с $35 \leq n_s \leq 1200$ [2].

При работе центробежных насосов традиционного конструктивного исполнения на многофазных гидросмесях в результате перекрытия проходных сечений проточ-

ных частей твердыми частицами или пузырьками газа, возникает явление срыва параметров, что, в свою очередь, приводит к значительным экономическим убыткам организаций, эксплуатирующих эти насосы [11].

Проблема срыва параметров актуальна для всех лопастных насосов. По своим внешним проявлениям данная особенность идентична более исследованному – кавитационному срыву параметров насоса. Рассматриваемый срыв параметров приводит к полной потере работоспособности гидравлической сети, что, чаще всего, влечет экономические убытки, существенно превышающие стоимость используемого в ее составе насосного оборудования.

Для предотвращения случаев потери работоспособности гидравлических сетей, работающих на газожидкостных смесях, как правило, используется специальное насосное оборудование, оснащенное дополнительными конструктивными узлами [7]. Его применение позволяет исключить указанные случаи потери работоспособности, но одновременно ведет к повышению себестоимости и снижению надежности в работе таких сетей.

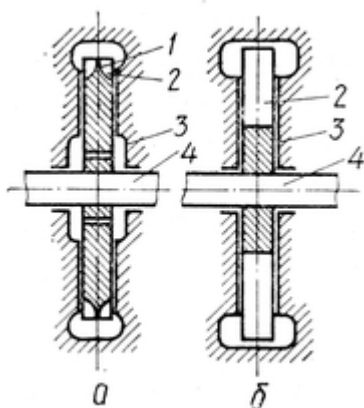


Рис. 1

Рабочие колеса вихревых насосов: *а* – закрытое, *б* – открытое (1 – перемычка, 2 – лопасть, 3 – корпус, 4 – вал).

Вихревые насосы имеют хорошие конструктивные данные – незначительную металлоемкость на единицу мощности и малые габариты. Рабочие колеса у них могут быть закрытыми и открытыми (рис. 1). Открытые колеса имеют канал прямоугольного сечения, лопасти у них длинные; закрытые имеют специальную перемычку, которая разделяет канал на две части, лопасти их короче, чем у открытых. Максимальный КПД насосов с открытыми колесами – 43%, с закрытыми – 50%.

Для вихревых насосов отличительной особенностью является простота конструкции, а также технологичность в изготовлении. Но рабочий процесс их достаточно сложный и малоизученный. Вихревые насосы имеют низкую всасывающую способность. Для ликвидации этого недостатка используют центробежно-вихревые насосы относящиеся к динамическим насосам, в которых в первой, центробежной ступени насоса, рабочая среда перемещается от центра к периферии, тогда как во второй, вихревой ступени насоса, рабочая среда перемещается по периферии рабочего колеса или по периферии второй и следующей ступени рабочих колес в тангенциальном направлении [12].

К настоящему времени для транспортировки жидкости в системах водоснабжения, в пищевой промышленности (вода, вино, спирт, коньяк, подсолнечное масло), в нефтяной промышленности (бензин, керосин, дизельное топливо, растворители) широкое применение получили центробежно-вихревые насосы, конструктивной особенностью которых является наличие двух ступеней: центробежной и вихревой [4]. Центробежно-вихревые насосы отличаются высокими эксплуатационными показателями, в которых удачно использованы преимущества центробежных и вихревых ступеней.

Вихревые насосы гораздо компактнее и дешевле центробежных насосов традиционных конструктивных схем и при этом могут устойчиво работать без срыва параметров при больших количествах газа в смеси (до 30%). Однако низкий уровень их КПД ($\eta = 45\%$) является важнейшим недостатком таких насосов. Отличительной чертой работы на газожидкостных смесях вихревого насоса является то, что при срывном режиме его подача и напор снижаются не до нуля, как в остальных лопастных насосах. Работоспособность сохраняется при условии, когда газосодержание в смеси превышает его критическую величину. В этом случае напор вихревого насоса очень мал. На рис. 1 показаны рабочие колеса вихревых насосов: *а* – закрытое, *б* – от-

Вихревые и центробежно-вихревые насосы можно устанавливать выше уровня жидкости в резервуаре. При их запуске отпадает необходимость во всасывающем трубопроводе и наличие приемного клапана. Самовсасывание центробежно-вихревого насоса с глубины до 2 м обеспечивается насосами *В* и *ЦО* в обычном исполнении. Для обеспечения самовсасывания с глубины 6 – 7 м на нагнетательной стороне насоса устраивают воздухоотделяющий колпак.

В конструкции центробежно-вихревого насоса используются, как правило, типовые конструкции как центробежного, так и вихревого рабочего колеса. На ряду с этим известны решения, в которых предприняты попытки изменить конструкцию или за счет изменения рабочего колеса центробежного насоса, или за счет изменения конструкции вихревого рабочего колеса [11].

Отметим, что КПД центробежно-вихревого насоса зависит не только от КПД каждой ступени в отдельности, но и от напора, создаваемого каждой ступенью в отдельности. Из этого следует, что лучше было бы увеличивать напор центробежной ступени, чем вихревой, однако, в большинстве случаев целесообразно конструктивно использовать ступени одинакового наружного диаметра. При таком подходе центробежно-вихревые насосы могут иметь следующие показатели: высота всасывания до 8,0 – 8,5 м. в. ст; КПД до 52%.

На рис. 2 показан самый распространенный центробежно-вихревой насос СЦЛ 20/24.

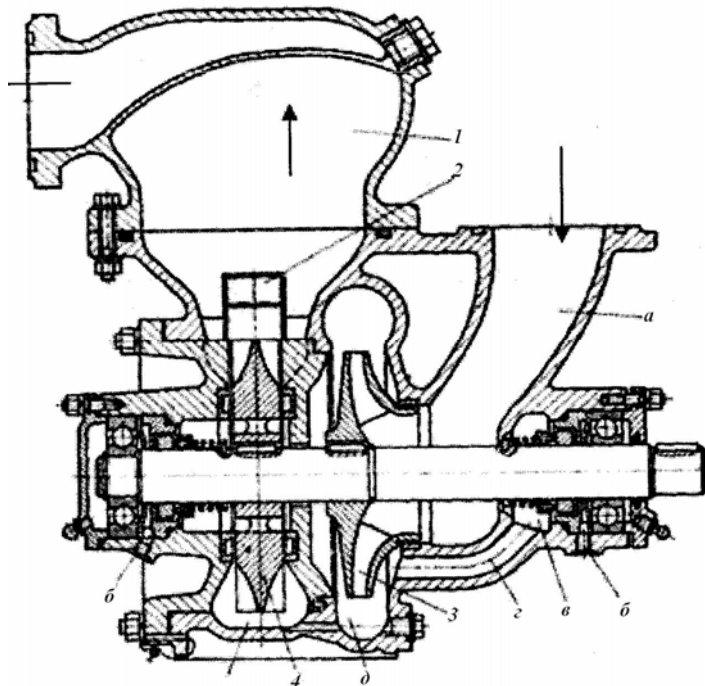


Рис. 2

Этот насос предназначен для перекачивания чистых, без механических примесей жидкостей: воды, бензина, керосина, дизельного топлива, спирта и других нейтральных жидкостей вязкостью не более $2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$, температурой 233 – 323 К и плотностью не более $1000 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Наиболее ярко преимущества центробежно-вихревых насосов проявляются при работе в скважинах с высоким газовым фактором. Пузырьки газа, попадая в область вихревого венца, интенсивно диспергируются, что повышает устойчивость работы насоса при перекачивании нефтегазовых смесей. Согласно результатам стендовых испытаний, на смеси воздух – вода, предельная объемная концентрация свободного газа на входе в центробежно-вихревой насос может быть в 1,5 – 2 раза выше, чем у центробежных насосов.

Таким образом, в одном насосе объединены три важных качества: обеспечение значительной высоты всасывания, свойственной центробежным насосам; обеспечение высокого напора, свойственного вихревым насосам, и самовсасывания, также свойственного вихревым насосам.

2. Описание центробежно-вихревой ступени. Анализ результатов исследований.

В проведенных экспериментах использована конструкция центробежно-вихревой ступени, которая изображена на рис. 3 (1 – рабочее колесо; 2 – передняя вихревая ступень; 3 – задняя вихревая ступень; 4 – корпус рабочего колеса). Она имеет те же свойства, что и традиционные центробежно-вихревые насосы, в значительной степени лишена их основных недостатков (неудовлетворительная эксплуатационная надежность; значительные осевые силы) [1].

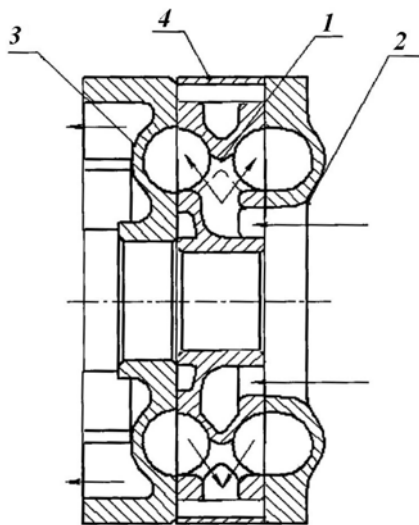


Рис. 3

Указанная ступень по своему конструктивному исполнению относится к типу малоразмерных рабочих органов динамических насосов. Данная ступень имеет однолопастное центробежное рабочее колесо с дополнительными вихревыми каналами, которые выполняют функцию вихревого рабочего колеса закрытого типа, расположенных с противоположной стороны основных каналов. Каждый вихревой канал является выборкой с вогнутым дном, выполненной по дуге. Дуга затем переходит в прямую плоскость, которая взаимодействует с потоком жидкости. Рабочее колесо однолопастное, выполненное с сочетанием кольцевых и радиальных каналов.

Данное конструктивное исполнение центробежно-вихревой ступени позволяет: 1) повысить эксплуатационную надежность благодаря тому, что рабочее колесо 1 разгружено как от осевых, так и от радиальных сил, что позволяет жестким уплотнительным кольцам работать в щадящем режиме; 2) уменьшить металлоемкость; 3) повысить напор насоса вследствие использования многоступенчатой конструкции; 4) использовать насосы с центробежно-вихревыми ступенями при перекачке газожидкостных смесей с большой долей газовой фазы.

Для исследования особенностей работы центробежно-вихревых насосов на кафедре прикладной гидроаэромеханики (Сумский госуниверситет) создан экспериментальный стенд, позволяющий проводить энергетические испытания насосных ступеней данного типа для изучения влияния частоты вращения и вязкости перекачиваемой жидкости на их рабочие характеристики.

Для исследования особенностей работы центробежно-вихревых насосов на кафедре прикладной гидроаэромеханики (Сумский госуниверситет) создан экспериментальный стенд, позволяющий проводить энергетические испытания насосных ступеней данного типа для изучения влияния частоты вращения и вязкости перекачиваемой жидкости на их рабочие характеристики.

Принципиальная гидравлическая схема экспериментального стенда представлена на рис. 4; в таблице приведен состав стенда.

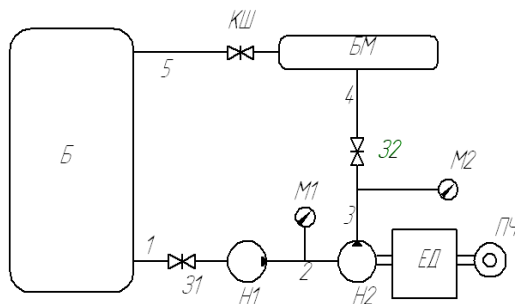


Рис. 4

Обозначение	Название
1 – 4	Линии связи
Б	Бак основной
З1, З2	Задвижка
Н1	Насос подпорный
Н2	Насос экспериментальный
ЭД	Электродвигатель
ПЧ	Преобразователь частоты
М1, М2	Манометр
БМ	Бак мерный
КШ	Кран шаровой

Целью проведения испытаний было получение новой информации о рабочих характеристиках центробежно-вихревой ступени, снятых при ее работе на воде.

Испытания проведены на частотах вращения $n = 1000, \dots, 3000$ об/мин. (с шагом 1000 об/мин.). На рис. 5 изображены графики рабочих характеристик насоса с центробежно-вихревой ступенью при частоте вращения $n = 1000$ об / мин ($1 - H = f(Q)$, $2 - N = f(Q)$, $3 - \eta = f(Q)$).

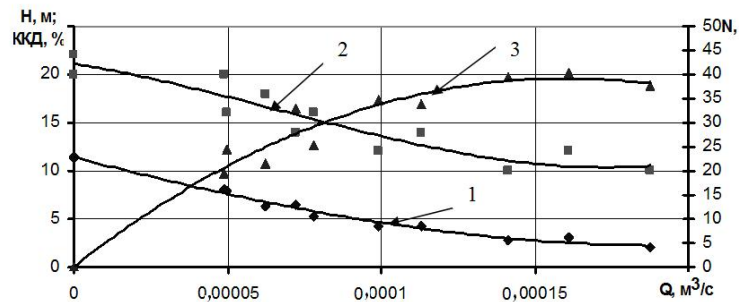


Рис. 5

На рис. 6 и 7 даны аналогичные графики при частотах вращения соответственно, $n = 2000$ об / мин и $n = 3000$ об / мин ($1 - H = f(Q)$, $2 - N = f(Q)$, $3 - \eta = f(Q)$).

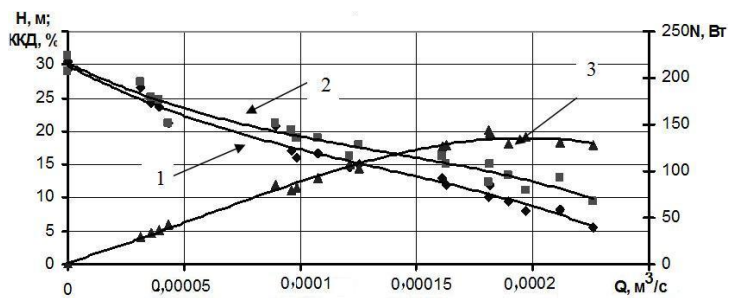


Рис. 6

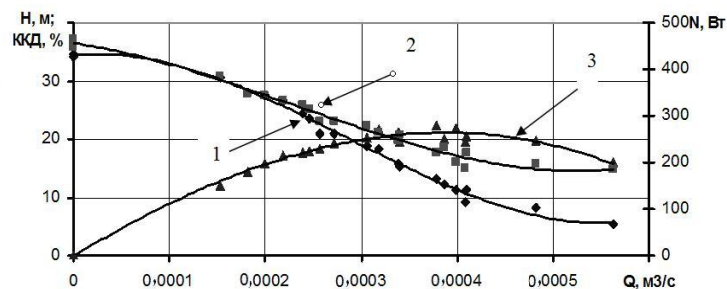


Рис. 7

На рис. 5 – 7 по горизонтальной оси координат отложены значения подачи жидкости (Q , м³/сут) насосом с центробежно-вихревой ступенью, на вертикальной оси – значение напора насоса (H , м), мощности (N , Вт), коэффициента полезного действия (η , %).

Анализ полученных характеристик, которые изображены в графическом виде зависимостями $H = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$, показал наличие круто падающего характера изменения напора и потребляемой мощности.

Из анализа рисунков следует, что центробежно-вихревая ступень создает достаточно высокий напор при небольших значениях расхода жидкости, но при этом она имеет низкий коэффициент полезного действия (КПД).

Для оценки энергетических характеристик насоса удобным является использование безразмерных коэффициентов напора, подачи, мощности и КПД т.е. их отношение к значению в точке максимального КПД при перекачке воды:

$$\frac{\psi}{\psi_0}, \frac{\varphi}{\varphi_0}, \frac{\mu}{\mu_0} \left(\psi = \frac{2gH}{u_2^2}; \quad \varphi = \frac{4Q}{\pi D_2^2 u_2}; \quad \mu = \frac{\varphi\psi}{\eta} = \frac{8N}{\rho\pi D_2^2 u_2^3 \eta} \right),$$

где g – ускорение свободного падения, 9,81 м/с²; u_2 – окружная скорость рабочего колеса, м/с; D_2 – наружный диаметр рабочего колеса, м; ρ – плотность воды, кг/м³.

По результатам проведенных исследований были получены безразмерные коэффициенты напора (ψ), подачи (φ), мощности (μ) в точке максимального КПД и построены сравнительные энергетические характеристики для частот вращения от 1000 об/мин. до 3000 об/мин., которые показаны на рис. 8 – 10, для следующих частот вращения насоса с центробежно-вихревой ступенью: 1 – 1000 об/мин, 2 – 2000 об/мин, 3 – 3000 об/мин.

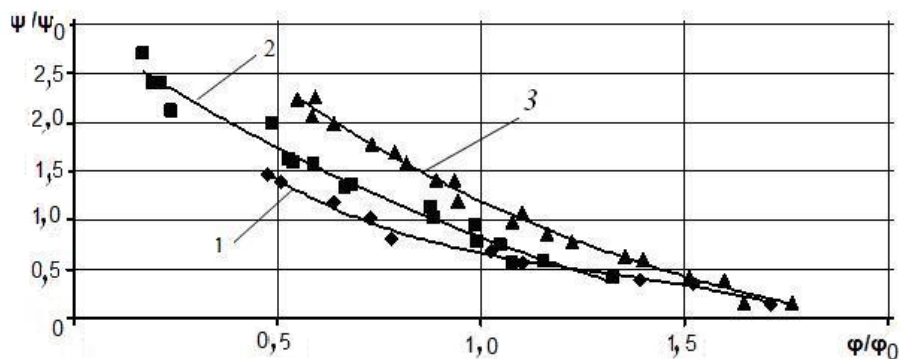


Рис. 8

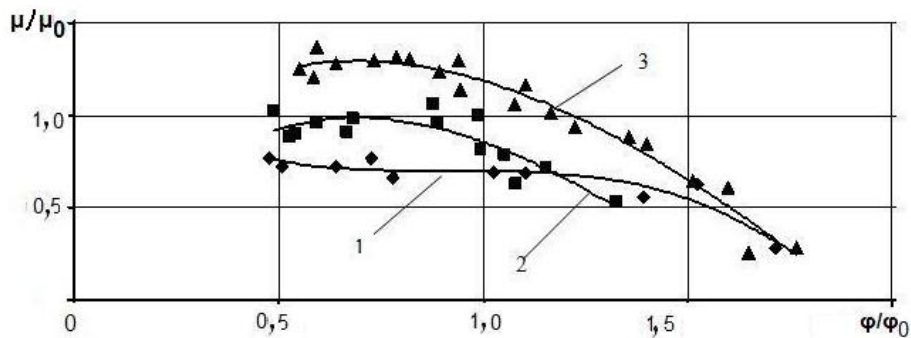


Рис. 9

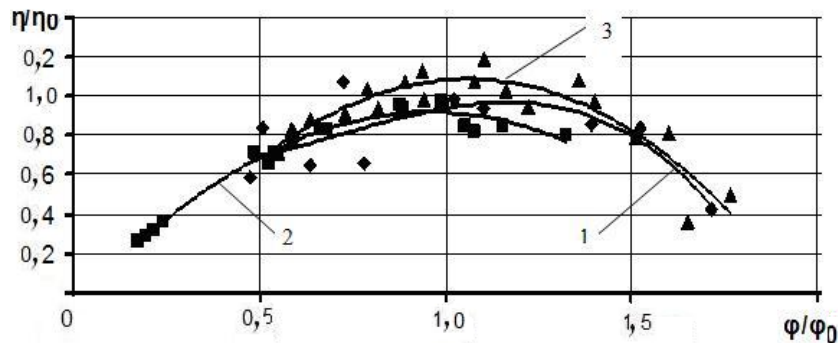


Рис.10

На характеристиках напора (ψ / ψ_0), мощностей (μ / μ_0) и КПД все кривые близко расположены друг с другом. При частоте вращения $n = 3000$ об/мин. наблюдаем лучшие показатели, чем при $n = 1000$ об/мин. и $n = 2000$ об/мин. Это объясняется тем, что с увеличением частоты вращения улучшается обтекание проточной части, уменьшаются гидравлические потери и все это приводит к повышению энергетических параметров насоса.

3. Построение напорной характеристики центробежно-вихревого насоса графоаналитическим методом.

Для построения напорной характеристики центробежно-вихревого насоса графоаналитическим методом было проведено ряд экспериментов, о результатах которых уже упоминалось. Для обработки результатов использован метод, описанный в [3].

Метод относится к графоаналитическому и состоит в следующем.

Экспериментальные точки наносятся в декартовых координатах $H - Q$. В соответствии с рекомендациями [5], выбираем вид аналитической зависимости. В данном случае это выражение: $y / y_0 = 1 / e^{a(x/x_m)^k}$, где принято: $y = H$ – текущее значение напора насоса, м; $y_0 = H_0$ – максимальное значение напора при нулевом расходе; $x = Qx = Q$ – текущее значение расхода насоса, м³/с; $x_m = Q_m$ – значение расхода насоса в зависимости от показателя степени k при экспоненте; a – константа, которая зависит от показателя степени k .

$$\text{После замены получим формулу } H = H_0 \cdot 1 / e^{a(Q/Q_m)^k}.$$

Для инженерных расчетов более удобными являются зависимости в безразмерных координатах [6]. Формулы можно привести к безразмерной форме путем нормирования размерных величин напора H и расхода Q .

Для нормирования разделим текущее значение H и Q на соответствующие величины H_0 и Q_m . Получим формулу для безразмерных напорных характеристик в виде:

$$\bar{H} = 1 / e^{a(\bar{Q})^k} \quad (\bar{H} = H / H_0 \text{ – безразмерный напор; } \bar{Q} = Q / Q_m \text{ – безразмерный расход.})$$

Заключение.

1. Насосы с центробежно-вихревыми ступенями обладают повышенным КПД и надежностью.

2. На экспериментальном стенде получены рабочие характеристики насоса с центробежно-вихревой ступенью. Установлено, что насос имеет достаточно высокий напор при небольших значениях расхода жидкости, но при этом он имеет низкое значение КПД.

3. Установлено, что с увеличением частоты вращения параметры насоса такой конструкции повышаются (в связи с улучшением обтекания проточной части).

4. Использование насосов с центробежно-вихревыми ступенями является более целесообразным в зоне низких подач и высоких напоров, в системах создания высокого давления. Области применения таких насосов могут быть: установки бытового водоснабжения и повышения давления, системы пожаротушения, а также моющие и оросительные установки, системы подачи масла в двигателях внутреннего сгорания.

РЕЗЮМЕ. У статті представлено аналіз характеристик насосного обладнання гідродинамічного принципу дії для перекачування рідин, їх переваги і недоліки. Розглянуто можливість і перспективи використання насоса з відцентрово-вихровим ступенем. Дано аналіз результатів дослідження роботи насоса з відцентрово-вихровим ступенем.

1. Антоненко С.С., Колісниченко Е.В., Найдя М.В. Методика проведення експериментальних досліджень роботи відцентрово-вихрових ступеней на високов'язких рідинах // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2010. – № 2. – С. 7 – 13.
2. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. – М.: Машиностроение, 1977. – 288 с.
3. Качук Ю.Я. Совершенствование методов расчета промышленных роботов. – К.: Знання, 2010. – 24 с.
4. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.
5. Шаумян В.В. Исследование рабочего процесса центробежно-вихревого насоса // Труды ВНИИ-Гидромаш. Вып. XXXVII. – М.: 1978. – С. 106 – 121.
6. Шапков В.В. Обработка экспериментальных данных и построение эмпирических формул. – Оренбург: ГОУ ОГУ, 2005. – 150 с.
7. Avramov K.V., Strel'nikova E.A. Chaotic Oscillations of Plates Interacting on Both Sides with a Fluid Flow // Int. Appl. Mech. – 2014. – **50**, N 3. – P. 303 – 309.
8. Chamiech D.S. Forces ova whirling centrifugal pump-impeller. Dissertation (Ph.D) // California Institute of Technology. – 1983.
9. Koval'chuk P.S., Kruk L.A., Pelykh V.A. Stability of Differently Fixed Composite Cylindrical Shells Interacting with Fluid Flow // Int. Appl. Mech. – 2014. – **50**, N 6. – P. 664 – 676.
10. Kubenko V.D., Koval'chuk P. S. Stability and Nonlinear Vibrations of Closed Cylindrical Shells Interacting with a Fluid Flow (Review) // Int. Appl. Mech. – 2015. – **51**, N 1. – P. 12 – 63.
11. Limarchenko O.S., Tkachenko R.V. Influence of Spring Attachment on the Dynamics of a Fluid-Filled Cylindrical Tank on a Moving Platform // Int. Appl. Mech – 2014. – **50**, N 3. – P. 289 – 294.
12. d'Agostino L., Venturini Autieri M.R. Rotodynamic fluid forces on whirling and cavitating radial impellers // Fifth Int. Symposium on Cavitation. – 2003. – N 1. – P. 1 – 8.
13. Mihalić T., Medić S., Kondić Ž. Improving centrifugal pump by adding vortex rotor // Tehnicki vjesnik. Technical Gazette; Mar. – 2013 – **20**, N 2 – P.305 – 318.
14. Mihalic T., Guzovic Z., Prodin A. Performances and flow analysis in the centrifugal vortex pump // J. of Fluids Engineering. – 2013. – N 1. – P. 135 – 145.

Поступила 21.09.2015

Утверждена в печать 29.11.2016