

УДК 622.671

В.Б. Малеев (д-р техн. наук, проф.),**В.А. Прищенко** (ст. преподаватель),

ГВУЗ «Донецкий национальный технический университет»

БЕЗРАЗМЕРНЫЕ КРИТЕРИИ АНТИКАВИТАЦИОННЫХ КАЧЕСТВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

В работе проанализированы показатели, оценивающие антикавитационные качества центробежных насосов и приведены результаты обобщения экспериментальных данных.

Ключевые слова: насос, кавитация, запас, подвод, рабочее колесо, вакуумметрическая высота, характеристика.

Проблема и ее связь с научными или практическими задачами.

Надежная и бесперебойная работа насосов шахтного водоотлива обеспечивается условием экономичного, устойчивого и бескавитационного рабочего режима установки.

В данной статье рассматриваются только условия бескавитационной эксплуатации центробежных насосов. Улучшение всасывающей способности насосов должно быть экономически оправданным и не требующим последующего усложнения конструкции насоса.

Из-за кавитации снижается напорная характеристика насоса. Обычно в угольной промышленности считается приемлемым снижение напора насоса шахтной водоотливной установки на 3%. При превышении этого предела срок службы насосов сильно уменьшается за счет кавитационных разрушений.

Центробежные насосы проектируются на номинальную подачу с учетом безударного подвода жидкости на входе в рабочее колесо. В действительности, при изменении рабочего режима машины (отклонении от номинальной подачи) поток входит в полость с некоторой закруткой, совпадающей с направлением вращения рабочего колеса или имеющей противоположное направление.

Из вышеприведенного видно, что конфигурация входного участка рабочего колеса, обладающего повышенными кавитационными качествами, будет сильно отличаться от конфигурация входного участка колеса нормальных кавитационных качеств.

Анализ исследований и публикаций.

Для улучшения энергетических и напорных характеристик центробежных насосов метод предварительной закрутки на входе в рабочее колесо использован в работах Ломакина А.А. [1], Карелина В.Я. [2], Степанова А.И. [3] и многих других.

По-нашему мнению, метод предварительной закрутки потока может быть осуществлен автоматически, применяя входной направляющий аппарат. Такой аппарат, как местное сопротивление, безусловно увеличивает вакуумметрическую высоту всасывания насоса и тем самым ухудшает его кавитационные качества, но при этом улучшает энергетические и напорные характеристики насоса. Соотношение этих показателей могут быть разными в зависимости от конструкции направляющего аппарата и гидроэнергетических характеристик насоса. В своей работе В.А. Зимницкий [4] приводит данные о том, что для обеспечения устойчивого течения в кольцевом подводе насоса специально организуют закрутку потока перед рабочим колесом. Это способствует выравниванию эпюры скоростей и обеспечению осесимметричности потока на входе в рабочее колесо насоса.

Закрутку потока, улучшающую всасывающую способность рабочего колеса, можно создать также увеличением трения о стенки всасывающего трубопровода в области всасывания, если там на достаточном расстоянии от колеса создать тангенциальные силы с помощью насечек или специальных выступов.

В нашей работе сделана попытка объединить эти два способа повышения всасывающей способности центробежного насоса шахтного водоотлива.

Известно, что все турбомашин в зависимости от геометрических размеров и окружной скорости создают различные напоры и имеют различные подачи. Таким образом, их индивидуальные характеристики (напорная, кривые КПД и мощности, допустимая вакуумметрическая высота) также будут различными.

Установлено, что для серии подобных гидромашин может быть построена одна эксплуатационная характеристика, свойственная всем машинам данной серии и не зависящая от размеров и скорости вращения. Аналогично можно получить безразмерную кривую допустимой вакуумметрической высоты всасывания центробежных насосов.

Количественным показателем антикавитационных качеств центробежного насоса является его кавитационный запас, который колеблется в широких пределах для различных типов насосов. Пфлей-

дерер [5] считает, что значение кавитационного запаса обусловлено гидравлическими потерями напора на входных кромках лопастей РК. Уравнение минимального допустимого кавитационного запаса для шахтных насосов, перекачивающих загрязненную воду с частицами твердого, имеет вид:

$$\Delta h_{K.дон} = \frac{1}{2g} \left[C_1^2 (1 + \xi_c) + W_{T1}^2 \left(\frac{W_{0.max}^2}{W_{T1}^2} - 1 + \xi_w \right) \right] = \frac{1}{2g} [\mu_{ex} C_1^2 + \lambda W_{T1}^2] (1),$$

где ξ_c – коэффициент потерь напора на участке от входа в насос до входа в рабочее колесо насоса, ξ_w – коэффициент потерь напора на участке от входа в рабочее колесо до входа на кромки его межлопаточного канала, $W_{0.max}$ – максимальное значение относительной скорости потока смеси в сечении входа в рабочее колесо, W_{T1} – относительная скорость потока смеси с частицами твердого в сечении входа в межлопаточный канал рабочего колеса, μ_{ex} и λ – коэффициенты, характеризующие гидравлические потери при изменении соответственно абсолютной и относительной скоростей потока на входе в РК.

Как видно из этого уравнения, величина кавитационного запаса зависит от абсолютной и относительной скоростей потока в РК. Значения как одной, так и другой могут изменяться при воздействии на поле скоростей с помощью предвключенных перед РК устройств. Это предполагает возможность снижения кавитационного запаса. Необходимо учитывать, что при движении смеси в поле действия центробежных и кориолисовых сил частицы твердого материала будут двигаться по определенной траектории и оказывать силовое воздействие на поток жидкости. Теоретическое определение Δh_K по уравнению (1) возможно, если известны коэффициенты μ_{ex} и λ . В литературе приводится много различных значений и формул для определения ξ_c , ξ_w , μ_{ex} , λ и Δh_K . Однако при этом недостаточно рассмотрены вопросы выбора наиболее рациональных из них. Анализ многих работ показал, что точного решения уравнения (1) не существует в результате большого количества экспериментальных коэффициентов. Исследователи обычно делают упрощения и вычисляют указанные коэффициенты для режима срыва работы насоса при оптимальной подаче. Теоретическая зависимость критического кавитационного запаса от подачи насоса $\Delta h_{кр} = f(Q)$ практически не исследована и представлена обычно графически в заводских характеристиках насосов.

Широкое разнообразие конструктивных решений, направленных на повышение всасывающей способности центробежных насосов, указывает на необходимость дальнейших поисков в этом направлении путем создания простейших устройств, которые позволят не только увеличить КПД насоса, но и улучшить их антикавитационные качества.

Для правильной установки насоса шахтного водоотлива над уровнем воды в водосборнике, выбора режима его работы и наиболее эффективной эксплуатации необходимо прогнозировать кавитационные характеристики насосов. При этом необходимо отметить, что определение допустимой высоты всасывания с учетом высоты расположения насоса водоотлива, плотности и температуры перекачиваемой шахтной воды является первым необходимым мероприятием, направленным на снижение вероятности или предотвращение кавитации.

Большинство известных в литературе работ по вопросу кавитации в центробежных насосах посвящено исследованию критического режима кавитации, соответствующего моменту срыва работы насоса, а следовательно, определению Δh_K . Значение кавитационного запаса зачастую просто определяется испытанием насоса. Теоретические методы определения кавитационных запасов при проектировании насосов можно разделить на две группы. Первая описывает антикавитационные качества насосов в виде безразмерных формул, вторая дает абсолютную величину критического кавитационного запаса как функцию конструктивных параметров и величин скоростей потока в каналах при входе в РК. Экспериментальное определение Δh_K только методом снятия кавитационных характеристик иногда невозможно без визуального наблюдения. Поэтому в настоящее время используются специальные виброакустический и визуальный стенды [6]. Кроме того, для точного экспериментального исследования необходим большой объем опытов, на что затрачивается много времени и требуются значительные капитальные затраты.

Для обобщения антикавитационных свойств насосов широко распространен, особенно в практике турбостроения, коэффициент кавитации, предложенный Д.Тома. В него входят параметры характеристик насоса, но в нем нет связи с конструктивными элементами колеса, что не позволяет делать научных обобщений.

Очень удобным и наглядным обобщающим параметром для оценки степени совершенства конструкции насоса в зависимости от

его антикавитационных свойств является кавитационный коэффициент быстроходности C_R [2]. Величина этого коэффициента зависит от конструкции насоса. Зная этот коэффициент, можно довольно просто определить по величинам Q и n критические кавитационные запасы, не проводя подробных расчетов их проточной части. Поэтому этот коэффициент до настоящего времени является одним из наиболее точных и удобных кавитационных параметров. Однако, данный коэффициент не учитывает величины скоростей в проточной части насоса, и соответственно геометрию входной части насоса.

Подобный кавитационный коэффициент быстроходности был получен Пфлейдерером [5], но только при постоянных значениях углов входа и коэффициента λ .

Наиболее полные экспериментальные исследования зависимости коэффициентов антикавитационных качеств насосов от различных параметров были проведены в ВИГМ В.Б. Шемелем [7]. Известны работы В.Я. Карелина [2], А.И. Степанова [3], О.В.Адама [8] и др. по экспериментальному определению этих коэффициентов, но все они получены для оптимальных режимов работы насосов. Поэтому использование их для расчета критического кавитационного запаса при режимах, отличающихся от оптимального, будет вносить существенные погрешности в результатах расчетов.

Постановка задачи.

Задачей данной работы является обоснование наиболее рациональных показателей, оценивающих антикавитационные качества центробежных насосов и обобщение с их помощью экспериментальных данных исследований.

Изложение материала и результаты.

Основная зависимость, определяющая величины критического кавитационного запаса, выражена уравнением (1). Используя это уравнение, вышеназванные авторы предлагают формулы для нахождения кавитационного запаса и оценки антикавитационных качеств насоса. При этом зависимости абсолютных значений критического кавитационного запаса и его безразмерных выражений содержат значения скоростей движения потока, изменяющиеся в широких пределах и зависят от режима работы насоса. Скоростной напор имеет ту же размерность, что и кавитационный запас. поэтому для обобщения антикавитационных свойств насосов целесообразно использовать выражение критического кавитационного запаса в отношении к скоростному напору потока. В качестве базовой скорости принимается ок-

ружная скорость на входе U_1 или на выходе U_2 рабочего колеса. Такой безразмерный коэффициент был использован некоторыми авторами для обобщения кавитационных характеристик насосов [2, 3, 4]. Нами предлагается ввести безразмерные коэффициенты кавитационного запаса, которые связывают антикавитационные качества насоса с его конструктивными параметрами и величинами скоростей:

$$K_{\Delta h1} = \frac{\Delta h_{кр}}{U_1^2 / 2g}; \quad K_{\Delta h2} = \frac{\Delta h_{кр}}{U_2^2 / 2g}, \quad (2)$$

откуда $K_{\Delta h2} = \left[\frac{D_1}{D_2} \right]^2 K_{\Delta h1}$;

Для безразмерного представления подачи насоса используем коэффициенты расхода K_m

$$K_{m1} = C_{m1} / U_1; \quad K_{m2} = C_{m2} / U_2, \quad (3)$$

откуда $K_{m2} = \left[\frac{D_1}{D_2} \right]^2 \left[\frac{b_1}{b_2} \right] K_{m1}$.

При условии нормального входа (т.е. при режиме максимального КПД) зависимость (3) имеет вид:

$$K_{m1,0} = tg\beta_{1,0} \quad (4)$$

Для выражения величины закрутки потока используем коэффициенты закрутки потока K_u , которые выражаются формулами:

$$K_{u1} = \frac{C_{u1}}{U_1}; \quad K_{u2} = \frac{C_{u2}}{U_2} \quad (5)$$

Значения коэффициентов расхода и закрутки потока связаны зависимостью:

$$K_u = 1 - K_m ctg\beta_1. \quad (6)$$

Коэффициент режима работы насоса или коэффициент нагрузки записывается в таком виде:

$$q = \frac{Q}{Q_H} = K_{m1} ctg\beta_{1,0} = \frac{K_{m1}}{K_{m1,0}} \quad (7)$$

Далее можно легко получить выражение уравнения для кавитационного запаса в безразмерном виде:

$$\frac{\Delta h}{U_1^2} = \mu_{ex} \frac{C_1^2}{U_1^2} + \lambda \frac{W_1^2}{U_1^2}$$

$$2g$$

После некоторых преобразований имеем:

$$K_{\Delta h1} = \mu_{ex} (K_{m1}^2 + K_{U1}^2) + \lambda [K_{m1}^2 + (1 - 2K_{U1})^2]. \quad (8)$$

Вышеизложенные безразмерные коэффициенты будем использовать для исследования режимов кавитации и для нахождения некоторых общих соотношений, оценивающих антикавитационные качества центробежных насосов.

В настоящее время центробежные насосы имеют настолько разнообразие форм входных участков рабочих колес, что трудно каждый раз правильно оценивать для них коэффициенты гидравлических потерь и степень неравномерности абсолютных скоростей на входе в межлопаточные каналы. Поэтому чаще всего влияние этих факторов на снижение местного давления в потоке в расчетных соотношениях непосредственно не учитывается, тем более что это влияние во многих случаях невелико, особенно при режиме начала кавитации. Поэтому можно допустить, что коэффициент μ_{ex} в выражении (8) равен 1. Тогда зависимость (8) принимает вид:

$$K_{\Delta h1,n} = (K_{m1}^2 + K_{U1}^2) + \lambda [K_{m1}^2 + (K_{U1} - 1)^2] \quad (9)$$

Подставляя зависимость (5) в уравнение (8), получим:

$$K_{\Delta h1,n} = (1 + \lambda) \frac{K_{m1}^2}{\sin^2(\beta_{1,0} \pm \alpha)} + 1 - 2K_{m1} \operatorname{ctg}(\beta_{1,0} \pm \alpha) \quad (10)$$

Решение этого уравнения для определения зависимости коэффициента критического кавитационного запаса от коэффициента расхода $K_{\Delta h1,n} = f(K_{m1})$ зависит от функций угла атаки $\alpha = f(K_{m1})$ и коэффициента потерь $\lambda = f(K_{m1})$. Определение функции $\lambda = f(K_{m1})$ возможно опытным путем, а для нахождения $\alpha(K_{m1})$ принято, что пределы угла атаки мало изменяются в диапазоне рабочей зоны насоса (т.е. для большинства насосов $\alpha = \pm 8^\circ$).

Из уравнения (10) коэффициент относительной скорости λ определяется выражением:

$$\lambda = \frac{K_{\Delta h1,n} - (K_{m1}^2 + K_{U1}^2)}{K_{m1}^2 + (K_{U1} - 1)^2} \quad (11)$$

Члены, входящие в зависимость (11), оцениваются таким образом:

$$K_{\Delta h_{1,n}} = \frac{\Delta h_n}{U_1^2 / 2g}, \quad (12)$$

$$K_{m1} = \frac{2 \cdot 60 \cdot Q}{\pi^2 D_1^2 (1 + \frac{d_{sm}}{D_1}) b_1 n \psi_1}, \quad (13)$$

$$K_u = 1 - K_m \operatorname{ctg} \beta_1. \quad (14)$$

Уравнение (11) было использовано при определении зависимости $\lambda(K_{m1})$ для исследованного насоса К 20-30. Результаты экспериментальных исследований дали возможность определить составляющие скоростей потока на входе в центробежное колесо, что позволило с использованием выражения (11) получить зависимость коэффициента λ от коэффициента расхода (рис. 1). Величина параметра C_{m1}/U_1 прямо пропорциональна подаче насоса и не зависит от частоты вращения РК, а значит, является функцией его режима работы.

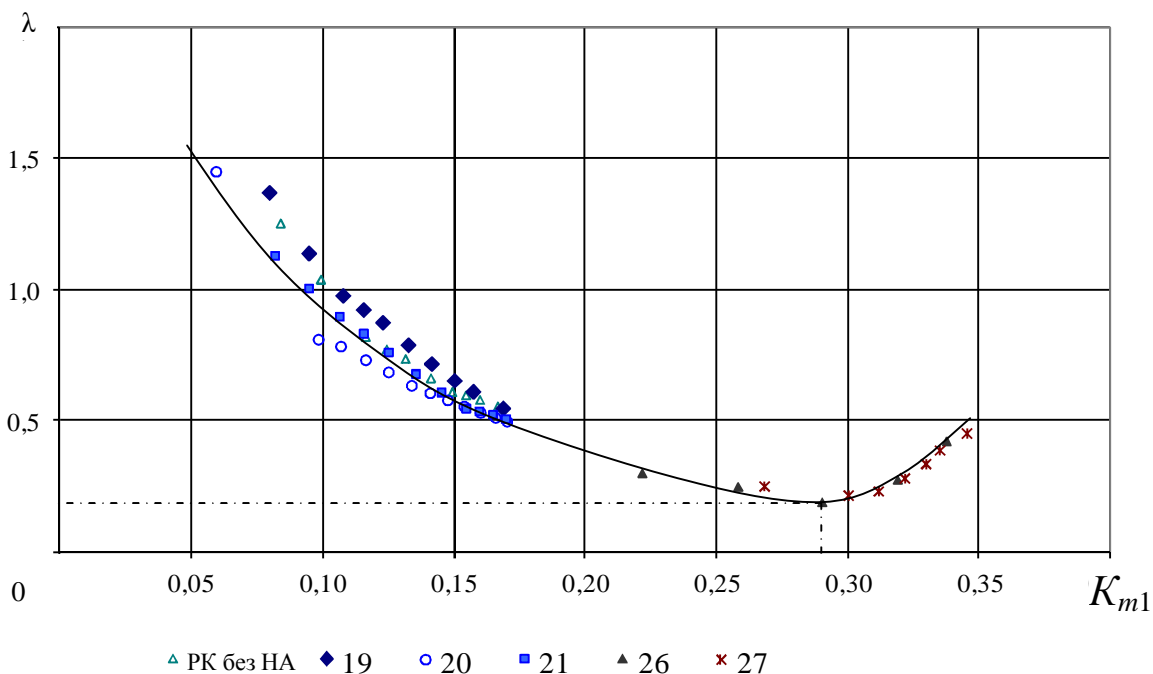


Рис. 1 - Зависимость коэффициента λ от коэффициента расхода по данным экспериментов

На рисунке обозначены:

РК – рабочее колесо, НА – направляющий аппарат,

19 – НА из 4 лопаток шириной 35мм;

20 – НА из 4 лопаток шириной 80мм;

21 – НА из 8 лопаток шириной 80мм;

26 – без НА; 27 - 4 лопатки шириной 80мм.

Эксперименты 19-21 были проведены при частоте вращения 1450 об/мин, 26 и 27 - 2920 об/мин.

Из рис. 1 видно, что зависимость $\lambda(K_{m1})$ имеет минимум. Он соответствует значению $K_{m1} = K_{m1,онм}$. Полученные экспериментальные кривые могут быть описаны полиномиальной линией регрессии с погрешностью 3%:

$$\lambda = 35,9 K_{m1}^2 - 18,4 K_{m1} + 2,6 \quad (15)$$

Эта кривая показана на рис. 1. сплошной линией.

Из треугольника скоростей относительная скорость равна $W = C_m / \sin\beta$. Тогда с учетом (15) зависимость кавитационного запаса от коэффициента расхода примет вид, приведенный на рис. 2. На этом рисунке также отмечен минимум кавитационного запаса при оптимальном значении коэффициента расхода $K_{m1,онм}$.

На рис. 3 показана расчетная характеристика, построенная по зависимости максимальной вакуумметрической высоты всасывания насоса с учетом выражения (15).

$$H_{в.макс} = \frac{P_a - P_{н.п.}}{\rho_{см} g} - h_{пот} - \Delta h_{к.дон}, \quad (16)$$

где $p_{н.п.}$ - давление насыщенных паров жидкости, p_a - атмосферное давление, $h_{пот}$ – потери во всасывающей линии насоса с учетом движения гидросмеси

Здесь же приведены экспериментальные характеристики максимальной вакуумметрической высоты всасывания насоса К 20-30. Расхождение теоретических и экспериментальных точек не превышает 8%. Таким образом, теоретическая зависимость имеет достаточную для инженерных расчетов сходимость с экспериментальными данными.

Выводы и направление дальнейших исследований.

Получена зависимость коэффициента относительной скорости λ для первого рабочего колеса шахтного центробежного насоса с предвключенной решеткой осевых лопаток от его режима работы с учетом наличия частиц твердого материала в потоке шахтной воды, позво-

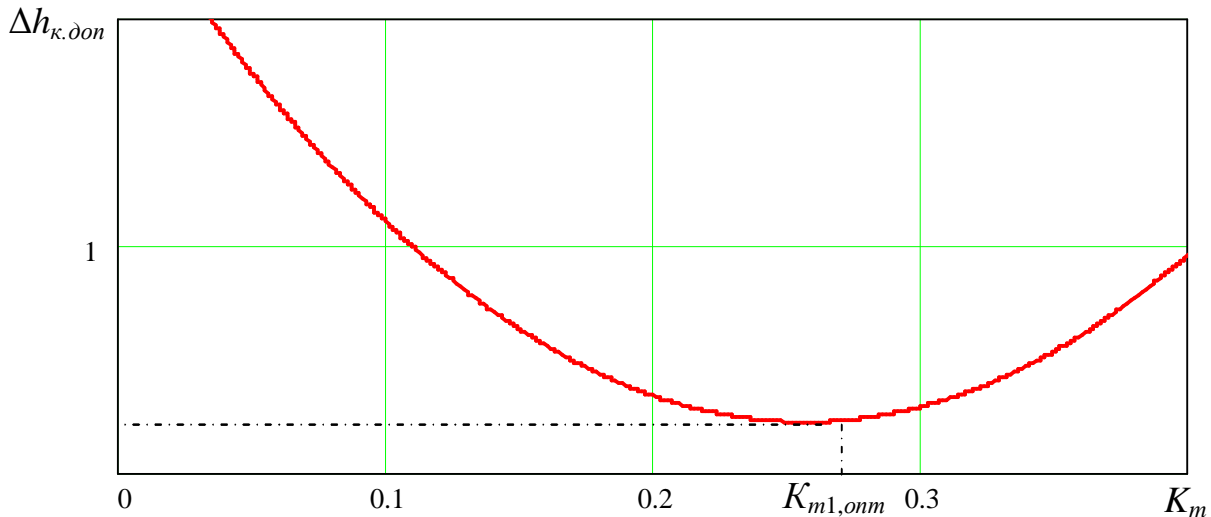


Рис. 2 - Зависимость кавитационного запаса от коэффициента расхода

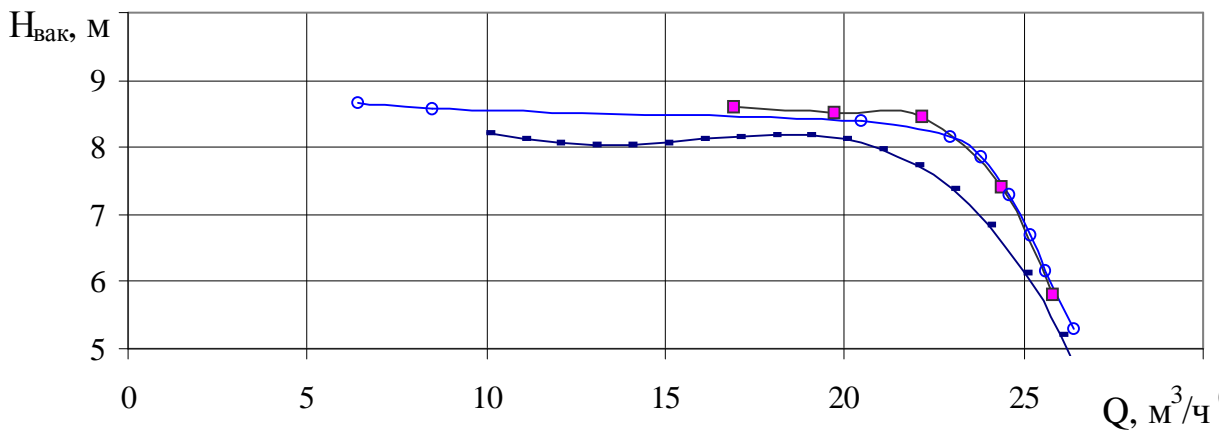


Рис. 3 - Характеристики максимальной вакуумметрической высоты всасывания насоса К 20-30:

- расчетная характеристика
- колесо без решеток
- с решеткой из 4 лопаток шириной 1,4dвс

ляющая рассчитывать допустимую вакуумметрическую высоту всасывания с помощью безразмерных критериев.

В дальнейшем планируется разработка методики расчета антикавитационных характеристик центробежных насосов с использованием безразмерных предложенных критериев.

Список литературы

1. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы / А.А. Ломакин. – М.-Л.: Машиностроение, 1966. – 364 с.
2. Карелин В.Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах / В.Я. Карелин. - М.: Машиностроение, 1975. – 336 с.
3. Степанов А.И. Центробежные и осевые помпы / А.И. Степанов. - М.: Машгиз, 1960. – 198с.
4. Лопастные насосы: справочник / [В.А. Зимницкий, А.В. Каплун, А.Н. Папир, В.А. Умов]; под ред. В.А. Зимницкого, В.А. Умова. – Л.: Машиностроение, 1986. – 334 с.

5. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов / К. Пфлейдерер. – М.: Машгиз, 1960. – 684 с.
6. Центробежные насосы и трубопроводные сети в горной промышленности: справочное пособие / [Ф.А.Папаяни, Н.Б.Трейнер, В.И.Никитин, Ю.И. Чернышев]; под общ. ред. Ф.А.Папаяни, Н.Б.Трейнер. – Донецк: ООО «Східний видавничий дім», 2011. – 334 с.
7. Шемель В.Б. Исследование срывных кавитационных режимов центробежных насосов / В.Б. Шемель // Труды ВИГМ. – 1958. – Вып. 22. – С. 13-29.
8. Адам О.В. Всасывающая способность центробежных насосов и пути ее повышения. Автореф. дис...к-та техн. наук: спец. 05.05.06 / О.В. Адам; Днепр. горн. инст. – Днепропетровск, 1977. – 20 с.

Стаття надійшла до редакції 25.04.2013

В.Б.Малєєв, В.А.Прищенко. ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»

Безрозмірні критерії, які визначають або узагальнюють антикавітаційні якості відцентрових насосів

У роботі проаналізовано показники, що оцінюють антикавітаційні якості відцентрових насосів та приведені результати узагальнення експериментальних даних.

Ключові слова: насос, кавітація, запас, підвід, робоче колесо, вакуумметрична висота, характеристика.

V. Maleev, V. Prischenko. Donetsk National Technical University

Dimensionless Criteria of Anti-Cavitation Qualities of Centrifugal Pumps

The paper deals with the estimation of anti-cavitation qualities of centrifugal units and summarizes experimental data.

Keywords: pump, cavitation, stock, inlet, impeller, characteristic.