

УДК 621.52:532.542

doi: 10.18698/0536-1044-2019-10-70-77

Моделирование характеристик водокольцевых вакуумных насосов

Н.Л. Великанов¹, В.А. Наумов²

¹ БФУ им. И. Канта

² КГТУ

Modeling of Characteristics of Water-Ring Vacuum Pumps

N.L. Velikanov¹, V.A. Naumov²

¹ Immanuel Kant Baltic Federal University

² Kaliningrad State Technical University

Физическое и математическое моделирование характеристик водокольцевых вакуумных насосов имеет ряд особенностей. В качестве показателя эффективности используют изотермический коэффициент полезного действия, т. е. отношение мощности изотермического сжатия газа к затраченной мощности насоса. Описаны существующие методы гидравлического расчета насосных установок. Проведен анализ физических моделей и численных значений эмпирических коэффициентов. Представлен усовершенствованный алгоритм расчета водокольцевых вакуумных насосов различных производителей в рамках ранее разработанных моделей. В качестве примеров рассмотрены расчеты компрессорных машин, выпускаемых ЗАО «Беском» (ВВН1-3, ВВН1-6, ВВН1-12) и компанией ERSTVAK (ELRS-45, ELRS-57). Исходными данными для расчетов послужили результаты испытаний вакуумных насосов производителями, опубликованные в открытой печати. Приведены экспериментальные зависимости производительности, затраченной мощности и изотермического коэффициента полезного действия водокольцевых вакуумных насосов от давления всасывания. Полученные результаты позволяют повысить точность и достоверность прогнозирования количества перемещаемой жидкости или пара при работе насосной установки.

Ключевые слова: водокольцевые вакуумные насосы, абсолютное давление в камере, вакуумные технологии, зона всасывания

Physical and mathematical modeling of characteristics of water-ring vacuum pumps has a number of specific features. Isothermal efficiency, i.e. the ratio of the isothermal gas compression power to the pump power consumed is used as an efficiency indicator. The article describes the existing methods of hydraulic calculation of pumping units. An analysis of physical models, numerical values of empirical coefficients is carried out. An improved algorithm for calculating water-ring vacuum pumps of different manufacturers in the framework of previously developed models is presented. The calculations of compressors manufactured by ZAO Beskom (VVN-3, VVN1-6, VVN1-12) and ERSTVAK (ELRS-45, ELRS-57) are considered as examples. The results of tests of vacuum pumps published by the manufacturers in the open press are used as the initial data for the calculations. The experimental dependences of the performance, power expended, isothermal efficiency of water-ring vacuum pumps on the suction pressure are presented. The results obtained make it possible to improve the accuracy and reliability of predicting the amount of displaced liquid or steam during the operation of the pumping unit.

Keywords: water-ring vacuum pumps, absolute pressure in the chamber, vacuum technology, suction zone

Жидкостные кольцевые вакуумные насосы, разработанные более ста лет назад [1], до сих пор широко используют в вакуумных технологиях. В то же время технология вакуума значительно эволюционировала и предлагает оптимальные хозяйственные и технические решения для широкого спектра применения.

Однако водокольцевые вакуумные насосы (ВКВН) по-прежнему востребованы. Благодаря своей функциональности они отлично подходят для извлечения влажных газов или паров. При этом их можно использовать в разнообразных условиях, в том числе на химически вредных и опасных производствах. Изготовители вакуумных насосов выпускают модели, имеющие различные размеры и производительность, способные извлекать как очень малое, так и очень большое количество газа и пара [1].

На протяжении последних десятилетий вакуумные технологии постоянно развивались [2]. Сначала ВКВН использовали почти во всех химических процессах, но в 1960-х годах прошлого столетия у них появились конкуренты — масляные лопастные роторные вакуумные насосы. Разработанный в 1990-х годах винтовой вакуумный насос, не требующий никакой жидкости для эксплуатации, стал еще одной вехой развития таких агрегатов.

На сегодняшний день инженеры-химики могут выбирать между водокольцевым, роторным и винтовым вакуумными насосами [2]. Решение о том, какой тип насоса является правильным выбором, должно быть оставлено специалисту по вакууму. Каждый критический параметр (хозяйственную эффективность, безопасность и надежность) необходимо принять в рассмотрение [2].

Солнечная система опреснения с использованием субатмосферного давления внутри увлажнителя экспериментально исследована в работе [3]. Изучено влияние температуры воды и воздуха на входе, абсолютной влажности воздуха, отношения массового расхода воды к расходу воздуха в увлажнителе на скорость производства опресненной воды и коэффициент полезного действия (КПД) процесса. Экспериментальная установка включала в себя увлажнитель, жидкостный кольцевой вакуумный насос, солнечные подогреватели воздуха и воды, конденсатор. Оптимальные значения основных параметров определялись методом поверхности отклика.

Полученные результаты свидетельствуют о том, что снижение давления увлажнителя имеет свои преимущества и усиливает влияние других параметров на скорость производства опресненной воды. Для завершения комплексного исследования предлагаемой установки проведена оценка стоимости разработанной системы [3].

В статье [4] рассмотрено применение имеющегося избыточного пара в геотермальной электростанции, которая благодаря доминированию пара использует цикл сухого пара. Модель системы, проверенная на реальных данных, дала точный результат. Для оптимизации модели исследованы пять конфигураций: одно- и двухступенчатый паровые эжекторы, одноступенчатый ВКВН, двухступенчатые ВКВН и гибридные системы (эжектор + ВКВН).

Для установки ограничений на оптимизацию определено допустимое давление в конденсаторе на основе температуры охлаждающей воды и максимальной разности температур. Предлагаемая система преобразования неиспользуемого отработанного пара в электроэнергию предполагает, что ее применение приведет к увеличению мощности геотермальной электростанции [4].

К основным преимуществам ВКВН перед другими вакуумными насосами относятся надежность конструкции, отсутствие быстроизнашиваемых деталей, простота эксплуатации, нечувствительность к гидравлическим ударам и малый нагрев газа [5]. Главным недостатком ВКВН является низкий КПД.

Одноступенчатые ВКВН серии Dolphin выпускает концерн Busch, ФРГ, серии AL-A — итальянская компания EmmeCom, серий KE, KL, KS, KM — датская компания Samson Pumps, серии F — итальянская компания Finder Pompe и серии ELRS — немецкая компания ERSTVAK.

Опубликованы результаты экспериментальных [6, 7] и теоретических [8–13] исследований по повышению эффективности применения ВКВН в различных отраслях.

Цель работы — усовершенствование математической модели для описания зависимости производительности ВКВН от давления воздуха в рабочей камере.

Методы гидравлического расчета насосных установок. Математическая модель, предложенная в работе [8], базируется на приближенном описании процесса сжатия — расширения

воздуха. Формула для производительности, приведенной к условиям всасывания, имеет вид

$$q \equiv Q / Q_{\max};$$

$$q = \frac{P_A}{P} \frac{P^{m+1} - P_V^{m+1}}{P_A^{m+1} - P_V^{m+1}} = \frac{1}{p} \frac{p^{m+1} - p_V^{m+1}}{1 - p_V^{m+1}}, \quad (1)$$

где Q и Q_{\max} — объемный расход воздуха и его максимальное значение; P_A — давление на выходе ВКВН; P — абсолютное давление в камере (на входе ВКВН) — давление всасывания; m — показатель расширения газа, $1 < m < \gamma$ (γ — показатель адиабаты); P_V — минимальное давление, при котором ВКВН продолжает работу; p — безразмерное давление всасывания, $p = P/P_A$; p_V — безразмерное минимальное давление, $p_V = P_V/P_A$.

На рис. 1 приведены результаты расчета по формуле (1) при двух значениях показателя расширения газа m .

В работе [12] приведена установленная на основе анализа экспериментальных данных зависимость безразмерной производительности ВКВН от давления в виде многочлена третьего порядка (см. рис. 1, кривая 3):

$$q = f(X); \quad f(X) = 1 + a_1 X + a_2 X^2 + a_3 X^3, \quad (2)$$

где a_1, a_2, a_3 — коэффициенты многочлена; X — безразмерная характеристика давления,

$$X = \frac{P_A/P - 1}{P_A/P_V - 1} = \frac{1/p - 1}{1/p_V - 1}.$$

Для рассмотренных условий получены следующие коэффициенты многочлена (2): $a_1 = 0,150$; $a_2 = -1,297$; $a_3 = 0,147$.

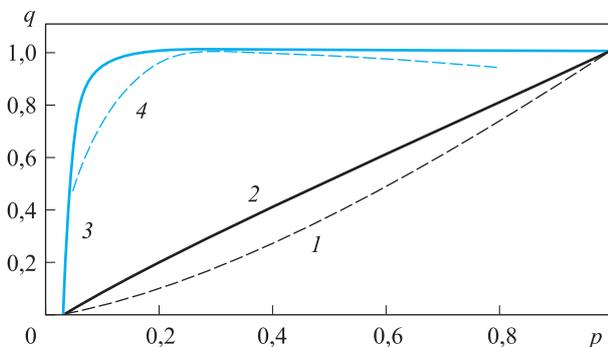


Рис. 1. Зависимости производительности q ВКВН от безразмерного давления всасывания p , полученные путем расчета по разным формулам:

1 — (1) при $m = 1,4$; 2 — (1) при $m = 1,0$; 3 — (2); 4 — (3)

В работе [10] предложено использовать эмпирическую зависимость производительности ВКВН непосредственно от безразмерного давления:

$$q = f(p), \quad f(p) = b_0 + b_1 p + b_2 p^2 + b_3 p^3, \quad (3)$$

где b_0, b_1, b_2, b_3 — коэффициенты многочлена.

В формуле (3) коэффициенты многочлена не являются универсальными. В работе [10] они получены для ВКВН модели KE-180 фирмы Samson. Особенностью его нагрузочной характеристики является наличие небольшого максимума (см. рис. 1, кривая 4). Эта эмпирическая модель, как и приведенная в работе [12], хорошо описывает экспериментальные данные в некотором диапазоне параметров. Тогда как результаты расчета по формуле (1), претендующей на универсальность, не соответствуют опытным данным, за исключением наибольшего и наименьшего значений давления.

Авторы публикаций [11, 12] отнесли свои разработки к теоретическим моделям. В статье [11] рассмотрена теоретическая модель течения газа в ВКВН и предложен метод решения системы уравнений, но непосредственно использовать полученные результаты для расчета производительности ВКВН не удастся.

Математическая модель, описанная в работе [12], базируется на балансовом соотношении: объемный расход воздуха Q (отнесенный к условиям всасывания) равен разности между теоретическим расходом газа Q_T и расходом газа, возвращающегося к зоне всасывания Q_E :

$$Q = Q_T - Q_E.$$

В работе [12] предложено рассчитывать теоретический расход по формуле Пфлейдерера для роторных насосов [13]

$$Q_T = \frac{1}{2} \mu B \omega R^2 [(1 - \alpha^2) - \nu^2],$$

где μ — коэффициент, учитывающий влияние толщины лопасти на теоретический расход, $\mu = 0,68 \dots 0,85$; B — ширина лопастей, м; ω — угловая скорость вращения крыльчатки, рад/с; R — радиус крыльчатки, м; α — относительная глубина погружения лопастей; ν — отношение радиуса ступицы к радиусу крыльчатки.

Для расчета расхода газа, возвращающегося к зоне всасывания, авторы работы [12] предлагают использовать формулу

$$Q_E = Q_0 \left(P_A / P \right)^{1/m},$$

где Q_0 — расход газа исследуемого ВКВН, который можно определить только по результатам измерений.

Экспериментальной проверки также требует значение коэффициента μ . Следовательно, математическая модель [12] является полупирической. С учетом равенства давления стока атмосферному давлению она сводится к выражению

$$Q = \begin{cases} 0, & P \leq P_V; \\ Q_T - Q_0 \left(P_A / P \right)^{1/m}, & P > P_V. \end{cases} \quad (4)$$

Результаты и их обсуждение. В формуле (4) параметры Q_0 и Q_T следует определять по результатам экспериментов для каждого ВКВН. Проверим ее применимость для компрессорных машин, выпускаемых ЗАО «Беском» [14]: ВВН1-3, ВВН1-6, ВВН1-12. Единица в обозначении модели указывает на то, что номинальное давление всасывания составляет 40 кПа (60 % вакуума относительно барометрического давления). Последнее число представляет собой объемный расход воздуха — производительность Q (скорость откачки, м³/мин), приведенную к давлению всасывания.

Заметим, что при расчете по формуле (4) для $P = P_A$ максимальное значение расхода газа $Q_{\max} = Q_T - Q_0$ (рис. 2). Например, у насоса ВВН1-12 $Q_{\max} = 13,20$ м³/мин. Выражаем $Q_0 = Q_T - Q_{\max}$ и подставляем в формулу (4):

$$Q = \begin{cases} 0, & P \leq P_V; \\ Q_T \left[1 - \left(\frac{P_A}{P} \right)^{1/m} \right] + Q_{\max} \left(\frac{P_A}{P} \right)^{1/m}, & P > P_V. \end{cases} \quad (5)$$

Из выражения (5) следует, что, по опытным данным, надо определить не только Q_{\max} , но и Q_T . Для насосов серии ВВН последний параметр найден с помощью метода наименьших квадратов в среде MathCAD. При этом необходимо задавать показатель расширения газа m . В частности, для ВВН1-12 получены следующие параметры: $Q_T = 13,96$ м³/мин, $Q_0 = 0,76$ м³/мин при $m = 1,0$ и $Q_T = 14,89$ м³/мин, $Q_0 = 1,69$ м³/мин при $m = 1,4$.

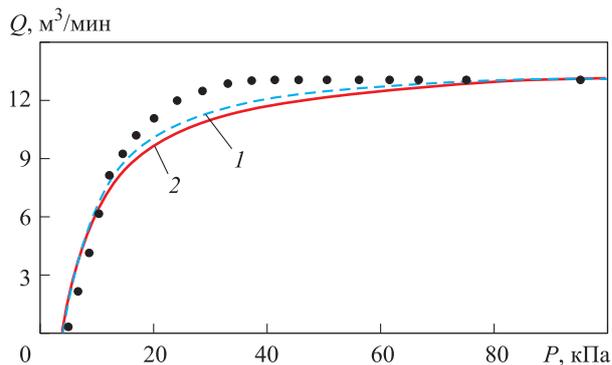


Рис. 2. Зависимости производительности Q насоса ВВН1-12 от давления всасывания P , полученные путем эксперимента (точки) и расчета (кривые) по формуле (5) при показателе расширения газа $m = 1,0$ (1) и 1,4 (2)

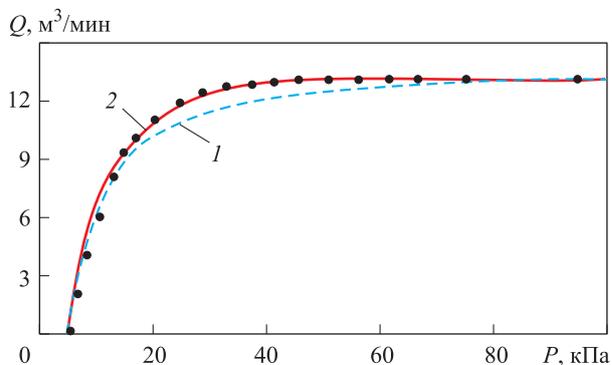


Рис. 3. Зависимости производительности Q насоса ВВН1-12 от давления всасывания P , полученные путем эксперимента (точки) и расчета (кривые) при $m = 1,0$ по разным формулам: 1 — (5); 2 — (6)

На рис. 2 приведены зависимости производительности насоса ВВН1-12 от давления всасывания, где точки — экспериментальные данные [14], кривые — результаты расчета по формуле (5) при различных значениях показателя расширения газа. Из рис. 2 следует, что в опытах [14] процесс в газовой фазе ближе к изотермическому, тогда как в расчетах [8] показатель расширения газа m принят равным 1,4.

Согласно экспериментальным данным большинства производителей ВКВН, при снижении давления в рабочей камере до некоторого давления P_0 (см. рис. 2, $P_0 = 41,2$ кПа) расход газа остается постоянным и равным максимальному значению Q_{\max} . Тогда как расчет по формуле (5) показывает плавное снижение расхода, которое при номинальном давлении всасывания достигает 10 %.

Эту особенность ВКВН можно учесть, заменив двухзвенную формулу (5) на трехзвенную:

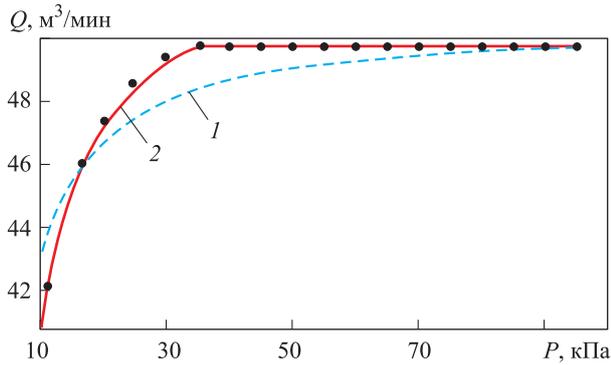


Рис. 4. Зависимости производительности Q насоса ELRS-45 от давления всасывания P для $n = 472 \text{ мин}^{-1}$, полученные путем эксперимента (точки) и расчета (кривые) при $m = 1,0$ по разным формулам: 1 — (5); 2 — (6)

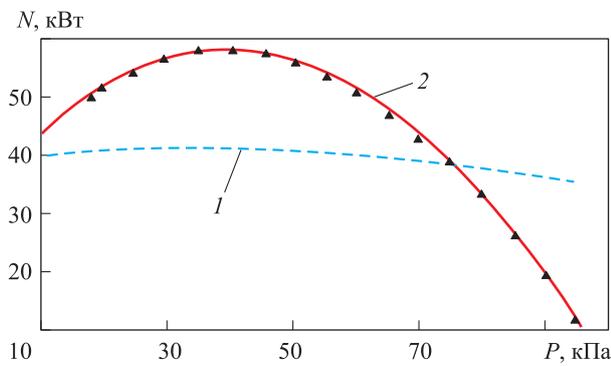


Рис. 5. Зависимости затраченной мощности N насоса ELRS-45 от давления всасывания P при $n = 472 \text{ мин}^{-1}$, полученные путем эксперимента (точки) и расчета (кривые) по разным формулам: 1 — (8); 2 — (7)

$$Q = \begin{cases} 0, & P \leq P_V; \\ Q_T \left(1 - \left(\frac{P_A}{P} \right)^{1/m} \right) + Q_{\max} \left(\frac{P_A}{P} \right)^{1/m}, & P_V < P < P_0; \\ Q_{\max}, & P \geq P_0. \end{cases} \quad (6)$$

Зависимости производительности насоса ВВН1-12 от давления всасывания, полученные путем эксперимента и расчета по формулам (5) и (6) при показателе расширения газа $m = 1,0$, приведены на рис. 3.

Аналогичным образом выполнены расчеты для насосов других производителей. На рис. 4 приведены результаты расчетов в сравнении с экспериментальными данными компании ERSTVAK [15]. Значения найденных эмпирических параметров для насоса ELRS-45 при частоте вращения $n = 472 \text{ мин}^{-1}$: $P_0 = 35,1 \text{ кПа}$; $Q_T = 53,45 \text{ м}^3/\text{мин}$, $Q_0 = 3,66 \text{ м}^3/\text{мин}$.

Математических моделей, относящихся к мощности ВКВН, опубликовано немного. В работе [6] затраченная мощность N определяется угловой скоростью вращения крыльчатки, но не зависит от давления. В статье [10] показано, что большая часть экспериментальных данных, касающихся зависимости затраченной мощности N от давления всасывания P , может быть аппроксимирована многочленом третьей степени

$$N(P) = A_0 + A_1P + A_2P^2 + A_3P^3, \quad (7)$$

где A_0, A_1, A_2, A_3 — коэффициенты многочлена.

В частности, для насоса ELRS-45 при частоте вращения $n = 420 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 5) найдены следующие эмпирические коэффициенты: $A_0 = 31,45 \text{ кВт}$; $A_1 = 1,376 \text{ кВт/кПа}$; $A_2 = -0,0187 \text{ кВт/кПа}^2$; $A_3 = 2,190 \cdot 10^{-5} \text{ кВт/кПа}^3$.

В работе [12] была предпринята попытка создать теоретическую модель. Составляющие модели, предложенной в статье [12], таковы. Считается, что затрачиваемая мощность насоса $N = N_g + N_l$, где N_g — мощность, расходуемая на сжатие газа; N_l — потери на трение при вращении крыльчатки. Для определения первой составляющей используют формулу мощности при сжатии газа в адиабатическом процессе

$$N_g = \frac{\gamma}{\gamma + 1} P Q_T \left[\left(\frac{P_0}{P} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right].$$

В эмпирическую формулу Прагера для потерь на трение в жидкостном кольцевом насосе авторы работы [12] внесли поправку на конечную величину отношения ширины рабочего колеса B к радиусу R :

$$N_l = 0,354 \rho \omega^3 R^5 \text{Re}^{-0,1732} \left(1 + \frac{fB}{R} \right),$$

где ρ и ν — плотность и коэффициент кинематической вязкости жидкости; f — эмпирический коэффициент, $f = 0,15$; Re — число Рейнольдса, $\text{Re} = \omega^2 R / \nu$.

Формулу, предложенную в работе [12], следует отнести к полуэмпирическим моделям:

$$N = N_g + N_l = \frac{\gamma}{\gamma + 1} P Q_T \left[\left(\frac{P_0}{P} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right] + N_l. \quad (8)$$

Выше показано, как найти Q_T по экспериментальной кривой $Q-P$. Заметим, что значение

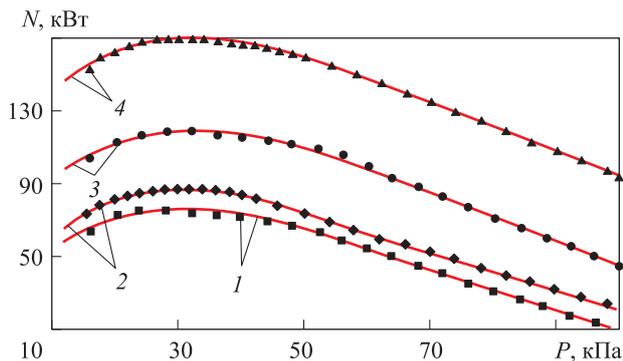


Рис. 6. Зависимости затраченной мощности N насоса ELRS-57 от давления всасывания P , полученные путем эксперимента (точки) и расчета (кривые) по формуле (7) при частоте вращения $n = 312$ (1), 420 (2), 530 (3) и 660 мин⁻¹ (4)

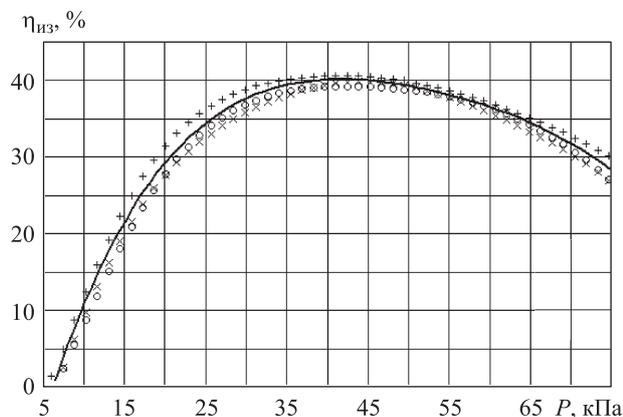


Рис. 7. Зависимости изотермного КПД $\eta_{из}$ ВКВН российского производства, от давления всасывания P , полученные путем расчета (кривая) по формуле (9) и эксперимента (точки): \times — ВВН1-3; \circ — ВВН1-6; $+$ — ВВН1-12

теоретического расхода следует подставлять в формулу (8) в единицах системы СИ. Для насоса ELRS-45 при частоте вращения $n = 472$ мин⁻¹ теоретический расход $Q_T = 53,45/60 = 0,891$ м³/мин. Значение N_l можно определить по экспериментальной кривой $N-P$.

Из рис. 5 видно, что формула (8) правильно предсказывает наличие максимума функции $N(P)$, но может претендовать лишь на качественное описание зависимости из экспериментов. В опытах размах варьирования мощности достигал 50 кВт, а при расчете по формуле (8) он составлял не более 5 кВт. Поэтому в практических расчетах ВКВН целесообразно использовать формулу (7).

Зависимости затраченной мощности N насоса ELRS-45 (при частоте вращения $n = 472$ мин⁻¹) от давления всасывания P приведены на рис. 6, где точки — экспериментальные данные [15], кривые — результаты расчета по формуле (7).

Полученные зависимости позволяют рассчитывать так называемый изотермический КПД (Isothermal efficiency), представляющий собой отношение мощности изотермического сжатия газа $N_{из}$ к затраченной мощности насоса:

$$\eta_{из} = 100 \frac{N_{из}}{N}; \quad N_{из}(P) = PQ(P) \ln\left(\frac{P_A}{P}\right). \quad (9)$$

Также используют название «изотермный КПД», который не является в полном смысле КПД агрегата, но позволяет сравнивать разные ВКВН по энергетической эффективности.

Результаты расчетов изотермного КПД $\eta_{из}$ ВКВН российского производства приведены на рис. 7, где кривая — результат осреднения расчетов по формуле (9), точки — значения, полученные по экспериментальным данным [14].

При номинальном давлении всасывания, равном 40 кПа, наблюдается максимальное значение изотермного КПД (см. рис. 7), а в диапазонах 27...60 кПа и 18...77 кПа — снижение в пределах 10 и 20 % максимального значения. При давлении всасывания $P = 10$ кПа изотермный КПД составляет примерно 10 %.

Выводы

1. Используемые в настоящее время зависимости производительности, затраченной мощности и изотермического КПД от давления всасывания ВКВН являются эмпирическими или полуэмпирическими.
2. Возможность применения этих зависимостей для конкретных марок насосов различных производителей должна базироваться на проверочных расчетах по экспериментальным данным и уточнении используемых коэффициентов.
3. Для сравнения разных ВКВН по энергетической эффективности применяют изотермный КПД.

Литература

- [1] Merkle U. Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen: Oldtimer der Vakuumtechnik und dennoch hochaktuell. *Vakuum in forschung und praxis*, 2018, vol. 30, iss. 5, pp. 25–27, doi: 10.1002/vipr.201800694
- [2] Merkle U. Vacuum technology for the chemical industry process engineering — new developments — established principles. *Vakuum in forschung und praxis*, 2018, vol. 30, iss. 2, pp. 54–57, doi: 10.1002/vipr.201800679
- [3] Rahimi-Ahar Z., Hatamipour M.S., Ghalavand Y. Experimental investigation of a solar vacuum humidification-dehumidification (VHDH) desalination system. *Desalination*, 2018, vol. 437, pp. 73–80, doi: 10.1016/j.desal.2018.03.002
- [4] Prananto L.A., Juangsa F.B., Iqbal R.M., Aziz M., Soelaiman T.A.F. Dry steam cycle application for excess steam utilization: Kamojang geothermal power plant case study. *Renewable energy*, 2018, vol. 117, pp. 157–165, doi: 10.1016/j.renene.2017.10.029
- [5] Кутья О.В. Преимущества эксплуатации вакуумных водокольцевых насосов. *Вестник Харьковского национального технического университета сельского хозяйства*, 2011, вып. 110, с. 69–73.
- [6] Bodik I.S., Tishchenko A.B. Effect of impeller circum-ferential velocity on the specific power demand of water-ring vacuum pumps. *Chemical and Petroleum Engineering*, 1988, vol. 24, no. 6, pp. 289–290.
- [7] Герасимова О.А., Карасева Т.Н., Радкевич Е.В. Экспериментальное исследование энергосберегающего привода водокольцевого вакуумного насоса. *Научный журнал Российского НИИ проблем мелиорации*, 2016, № 1(21), с. 168–181.
- [8] Powle U.S., Kar S. Investigations on pumping speed and compression work of liquid ring vacuum pumps. *Vacuum*, 1983, vol. 33, no. 5, pp. 255–263, doi: 10.1016/0042-207X(83)90089-1
- [9] Шилин В.А., Герасимова О.А. Теоретическое обоснование параметров и режимов работы водокольцевого вакуумного насоса. *Вестник ВНИИМЖ*, 2014, № 4(16), с. 70–76.
- [10] Великанов Н.Л., Наумов В.А. Компрессорные машины вакуумных рыбонасосов. *Рыбное хозяйство*, 2018, № 6, с. 78–81.
- [11] Kakuda K., Ushiyama Y., Obara S., Toyotani J., Matsuda S., Tanaka H., Katagiri K. Flow simulations in a liquid ring pump using a particle method. *Computer Modeling in Engineering and Sciences*, 2010, vol. 66, no. 3, pp. 215–226.
- [12] Huang S., He J., Wang X., Qiu G. Theoretical model for the performance of liquid ring pump based on the actual operating cycle. *International Journal of Rotating Machinery*, 2017, art. ID 3617321, 9 p. URL: <https://doi.org/10.1155/2017/3617321>
- [13] Pfeleiderer C. *Die Kreiselpumpe für Flüssigkeiten und Gase*. Berlin-Göttingen-Heidelberg, Springer, 1961. 621 p.
- [14] ЗАО «Беском». *Водокольцевые вакуум-насосы и компрессоры. Руководство по эксплуатации*. URL: http://servocompressor.ru/docs/vvn/vvn_vk.pdf (дата обращения 02 февраля 2019).
- [15] ERSTVAK. *Catalogs of the equipment. Water ring vacuum pumps*. URL: <http://www.erstvak.com/katalog/vodokolcevye-vakuumnnye-nasosy.pdf> (accessed 25 June 2018).

References

- [1] Merkle U. Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen: Oldtimer der Vakuumtechnik und dennoch hochaktuell. *Vakuum in forschung und praxis*, 2018, vol. 30, iss. 5(si), pp. 25–27, doi: 10.1002/vipr.201800694
- [2] Merkle U. Vacuum technology for the chemical industry process engineering — new developments — established principles. *Vakuum in forschung und praxis*, 2018, vol. 30, iss. 2, pp. 54–57, doi: 10.1002/vipr.201800679
- [3] Rahimi-Ahar Z., Hatamipour M.S., Ghalavand Y. Experimental investigation of a solar vacuum humidification-dehumidification (VHDH) desalination system. *Desalination*, 2018, vol. 437, pp. 73–80, doi: 10.1016/j.desal.2018.03.002
- [4] Prananto L.A., Juangsa F.B., Iqbal R.M., Aziz M., Soelaiman T.A.F. Dry steam cycle application for excess steam utilization: Kamojang geothermal power plant case study. *Renewable energy*, 2018, vol. 117, pp. 157–165, doi: 10.1016/j.renene.2017.10.029

- [5] Kut'ya O.V. Advantages of operation of vacuum water ring pumps. *Vestnik Khar'kovskogo natsional'nogo tekhnicheskogo universiteta sel'skogo khozyaystva*, 2011, iss. 110, pp. 69–73 (in Russ.).
- [6] Bodik I.S., Tishchenko A.B. Effect of impeller circum-ferential velocity on the specific power demand of water-ring vacuum pumps. *Chemical and Petroleum Engineering*, 1988, vol. 24, no. 6, pp. 289–290.
- [7] Gerasimova O.A., Karaseva T.N., Radkevich E.V. Experimental study of energy-saving drive of liquid-packed ring vacuum pump for cow milking in pastures. *Nauchnyy zhurnal Rossiyskogo NII problem melioratsii*, 2016, no. 1(21), pp. 168–181 (in Russ.).
- [8] Powle U.S., Kar S. Investigations on pumping speed and compression work of liquid ring vacuum pumps. *Vacuum*, 1983, vol. 33, no. 5, pp. 255–263, doi: 10.1016/0042-207X(83)90089-1
- [9] Shilin V.A., Gerasimova O.A. Theoretical substantiation of parameters and modes of operation of the water ring vacuum pump. *Journal of VNIIMZH*, 2014, no. 4(16), pp. 70–76 (in Russ.).
- [10] Velikanov N.L., Naumov V.A. Compressor machines of vacuum fish pump. *Fisheries*, 2018, no. 6, pp. 78–81 (in Russ.).
- [11] Kakuda K., Ushiyama Y., Obara S., Toyotani J., Matsuda S., Tanaka H., Katagiri K. Flow simulations in a liquid ring pump using a particle method. *Computer Modeling in Engineering and Sciences*, 2010, vol. 66, no. 3, pp. 215–226.
- [12] Huang S., He J., Wang X., Qiu G. Theoretical model for the performance of liquid ring pump based on the actual operating cycle. *International Journal of Rotating Machinery*, 2017, art. ID 3617321, 9 p. Available at: <https://doi.org/10.1155/2017/3617321>
- [13] Pfeleiderer C. *The centrifugal pump for liquids and gases*. Berlin-Göttingen-Heidelberg, Springer, 1961. 621 p.
- [14] ZAO “Beskom”. *Vodokol'tsevye vakuum-nasosy i kompressory. Rukovodstvo po ehkspluatatsii [JSC “Beskom”. Water ring vacuum pumps and compressors. Manual]*. Available at: http://servocompressor.ru/docs/vvn/vvn_vk.pdf (accessed 02 February 2019).
- [15] ERSTVAK. *Catalogs of the equipment. Water ring vacuum pumps*. Available at: <http://www.erstvak.com/katalog/vodokolcevye-vakuumnye-nasosy.pdf> (accessed 25 June 2018).

Статья поступила в редакцию 11.04.2019

Информация об авторах

ВЕЛИКАНОВ Николай Леонидович — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой машиноведения и технических систем. БФУ им. И. Канта (236029, Калининград, Российская Федерация, ул. Озерова, д. 57, e-mail: monolit8@yandex.ru).

НАУМОВ Владимир Аркадьевич — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой водных ресурсов и водопользования. КГТУ (236000, Калининград, Российская Федерация, Советский пр-т, д. 1, e-mail: van-old@mail.ru).

Information about the authors

VELIKANOV Nikolai Leonidovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Department, Machine Science and Technical Systems. Immanuel Kant Baltic Federal University (236029, Kaliningrad, Russian Federation, Ozerova St., 57, e-mail: monolit8@yandex.ru).

NAUMOV Vladimir Arkadievich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Department, Water Resources and Water Use. Kaliningrad State Technical University (236000, Kaliningrad, Russian Federation, Soviet Ave., Bldg. 1, e-mail: van-old@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Великанов Н.Л., Наумов В.А. Моделирование характеристик водокольцевых вакуумных насосов. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 10, с. 70–77, doi: 10.18698/0536-1044-2019-10-70-77

Please cite this article in English as:

Velikanov N.L., Naumov V.A. Modeling of Characteristics of Water-Ring Vacuum Pumps. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2019, no. 10, pp. 70–77, doi: 10.18698/0536-1044-2019-10-70-77