

УДК 621.6:532.542

doi: 10.18698/0536-1044-2020-8-51-59

Перекачивание жидкости с использованием водокольцевого вакуумного насоса

Н.Л. Великанов¹, В.А. Наумов², С.И. Корягин¹

¹ Балтийский федеральный университет имени И. Канта

² Калининградский государственный технический университет

Pumping of Liquids Using Liquid-Ring Pumps

N.L. Velikanov¹, V.A. Naumov², S.I. Koryagin¹

¹ Immanuel Kant Baltic Federal University

² Kaliningrad State Technical University

Рассмотрены особенности моделирования этапов перекачивания жидкости с использованием водокольцевого вакуумного насоса, например, в энергетических установках и технологических аппаратах. Определение характеристик различных процессов при перекачивании жидкости с использованием вакуума является актуальной задачей, так как точность прогнозирования перемещения объектов в потоках не может быть повышена без решения проблем, связанных с расчетом гидравлических и энергетических характеристик работы насосной установки в сети. В качестве аппроксимирующих функций при расчете рабочих характеристик водокольцевого вакуумного насоса использованы кубические сплайн-функции. Рассмотрена динамика изменения давления в рабочей емкости при работе насоса ELRS-5 для различных значений коэффициента утечки. Получены решения задачи Коши численным методом. Приведены результаты расчета динамики процесса перекачивания жидкости в рабочую емкость при разном времени создания вакуума. С ростом времени расход жидкости быстро достигает максимального значения, а затем падает с уменьшением перепада давления. Максимальное значение расхода тем выше, чем больше время.

Ключевые слова: водокольцевой вакуумный насос, коэффициент утечки, перекачивание жидкости, производительность установки

The paper examines modelling of the pumping stages when using liquid-ring pumps, for example, in power plants and technological devices. It is important to determine the characteristics of various processes involved in liquid pumping using vacuum because the accuracy of predicting how objects move in such flows cannot be improved without solving the problems related to the calculation of hydraulic and power characteristics of the pumping unit in the network. Cubic spline functions were used as approximating functions when calculating the performance characteristics of a liquid-ring vacuum pump. The dynamics of changes in the pressure in the working vessel during operation of an ELRS-5 pump was considered for different values of the leakage coefficient. Solutions of the Cauchy problem were obtained using the numerical method. The paper presents the results of calculating the dynamics of the process of liquid pumping into the working vessel at different values of the vacuum creation time. As the time increases, the liquid flow rate quickly reaches its maximum value, and then falls with a decrease in the pressure drop. The higher the maximum flow rate, the longer the time.

Keywords: liquid ring vacuum pump, coefficient of leakage, liquid pumping, plant capacity

В работе [1] для исследования газожидкостного потока в жидкостно-кольцевом вакуумном насосе и его вибрационных характеристик разработана испытательная система визуализации потока и контроля вибрации. Структура потока была зафиксирована высокоскоростной камерой, а датчики вибрации установлены на подшипниковом узле и корпусе насоса соответственно.

С увеличением скорости вращения крыльчатки все больше пузырьков проникает в жидкое кольцо, и колебания становятся более интенсивными. При различных условиях эксплуатации основная вибрация корпуса насоса имеет большое значение для переходного газожидкостного потока.

Уровень вибрации подшипникового узла значительно выше, чем у корпуса насоса при любых условиях. Уровень вибрации корпуса насоса увеличивается с уменьшением расхода и повышением частоты вращения для переходного потока. Уровень вибрации подшипника достигает максимума, когда частота вращения соответствует собственной частоте [1].

Работа вакуумной насосной системы, созданной на основе численной модели, рассмотрена в статье [2]. Система включала в себя корневой насос и жидкостно-кольцевой вакуумный насос. Основной целью исследования являлись разработка и верификация численной модели вакуумной насосной системы для анализа ее функционирования в различных режимах. Оценка производительности проводилась в программном комплексе.

В публикации [3] предложена новая конструкция жидкостно-кольцевого вакуумного насоса. Эта конструкция позволяет поддерживать постоянное передаточное отношение от втулки к рабочему колесу при взаимодействии одной пары лопаток и, как следствие, снизить динамические нагрузки на компоненты насоса, а также обеспечить стабильность формы жидкостного кольца.

Проведено сравнение структурных различий и гидродинамических особенностей течения жидкости в рабочей полости жидкостно-кольцевого вакуумного насоса с неподвижным корпусом и кинематическим замыканием. Установлено, что расход энергии на процесс вакуумирования снижается в среднем на 35 % (примерно на 36 и 40 % вследствие уменьшения площади безлопаточного пространства и сил трения жидкости в нем соответственно) [3].

В работе [4] впервые исследовано влияние процесса вакуумной откачки на давление в вакуумной камере, равновесное содержание углерода, расход жидкости и, следовательно, удаление углерода.

Система криогенного вакуумного насоса, состоящая из десяти блоков, распределенных симметрично внутри плазменного сосуда, установленная вместе с десятью блоками активно охлаждаемого дивертора высокого теплового потока рассмотрена в работе [5].

Высокотемпературная сверхпроводящая обмотка смещения постоянного тока однофазного насыщенного железного сердечника, предназначенная для охлаждения жидким азотом, рассмотрена в статье [6]. Для достижения температурного уровня теплоноситель должен испаряться ниже атмосферного давления. Была разработана и изготовлена открытая криогенная система, включающая в себя криостат, теплоизолирующие трубопроводы, резервуар жидкого азота, контур управления и вакуумный насос.

Так как обмотка смещения постоянного тока состоит из двух обмоток и одной катушки, на криостате собираются три пары токоподводов. Система управления предназначена для поддержания уровня жидкого азота и рабочей температуры путем регулирования скорости откачки [6].

Водокольцевые вакуумные насосы (ВВН) по сравнению с аналогами имеют значительные преимущества, к основным из которых относятся надежность конструкции, отсутствие быстроизнашиваемых деталей, простота эксплуатации, нечувствительность к гидравлическим ударам и малый нагрев газа [7–9]. Главным недостатком ВВН является низкий коэффициент полезного действия (КПД). Тем не менее ВВН находят широкое применение в различных технологических процессах [10].

Цель работы — получение математических моделей этапов перекачивания жидкости с использованием ВВН в гидравлических системах.

Схема работы откачивающей системы. В первой фазе процесса перекачивания жидкости (далее процесс) происходит откачка воздуха из рабочей емкости (РЕ) 3 с помощью ВВН 1 (рис. 1). При этом вентили 4 и 7 закрыты, а вентиль 2 открыт. После снижения давления в камере до некоторого значения P_0 работа насоса прекращается, вентиль 2 закрывается.

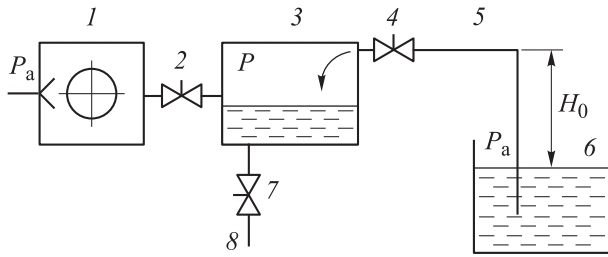


Рис. 1. Схема откачивающей системы

Открывается вентиль 4, и начинается *вторая фаза процесса*. Жидкость из РЕ 6 по трубопроводу 5 поступает в РЕ под действием перепада давлений. В третьей фазе процесса вентили 2 и 4 закрыты, жидкость из РЕ сливается через канал 8 для дальнейшей транспортировки.

Математическая модель. Первая фаза. Как известно, в общем случае дифференциальное уравнение откачки вакуумным насосом воздуха из некоторой емкости имеет вид [11, 12]

$$V_0 \frac{dP}{dt} = -PG(P) + S_T + S_{ГВ}, \quad (1)$$

где V_0 и P — объем вакуумной системы и давление в ней; t — текущее время; $G(P)$ — зависимость эффективной производительности вакуумного насоса от давления; S_T — поток натекания, обусловленный утечками; $S_{ГВ}$ — поток газовыделения (ГВ).

В низковакуумных насосах, в том числе в водокольцевых, потоком ГВ пренебрегают. Для потока натекания используем общепринятую в вакуумной технике формулу

$$S_T = G_T (P_a - P). \quad (2)$$

Здесь G_T — расход натекания; P_a — атмосферное давление.

Расход натекания

$$G_T = kG(P), \quad (3)$$

где k — эмпирическая константа, называемая коэффициентом утечки.

Подставив выражения (3) и (2) в формулу (1), получим

$$V_0 \frac{dP}{dt} = G(P(t)) [kP_a - P(t)(1+k)]. \quad (4)$$

Начальное условие к дифференциальному уравнению (4)

$$P(0) = P_a. \quad (5)$$

В отличие от других работ, в данной статье из-за наличия максимума производительности при расчете рабочих характеристик (производительности G и затраченной мощности N) ВВН в качестве аппроксимирующих функций $f(P)$, $\varphi(P)$ использованы кубические сплайн-функции

$$G = f(P) = \begin{cases} 0, & P \leq P_V; \\ f_1(P), & P_V < P < P_1; \\ G_{\max}, & P \geq P_1; \end{cases} \quad (6)$$

$$N = \varphi(P) = \begin{cases} N_0, & P \leq P_V; \\ \varphi_1(P), & P > P_V, \end{cases}$$

где P_V — минимальное давление, при котором насос продолжает работу; P_1 — давление, при котором насос продолжает работу с постоянной максимальной производительностью; G_{\max} — максимальная производительность насосной установки (далее установка); N_0 — мощность, обеспечивающая минимальное давление.

На рис. 2 приведены результаты расчетов по формулам (6) и экспериментальные данные компании ERSTVAK [13]. Используются следующие эмпирические параметры насоса ELRS-5 при частоте вращения $n = 1100 \text{ мин}^{-1}$: $N_0 = 4,1 \text{ кВт}$; $P_V = 3,3 \text{ кПа}$; $P_1 = 30,2 \text{ кПа}$; $G_{\max} = 0,0906 \text{ м}^3/\text{с}$.

Введем безразмерные переменные

$$p = \frac{P}{P_a};$$

$$\tau = \frac{t}{t_0}; \quad (7)$$

$$t_0 = \frac{V}{G_{\max}}.$$

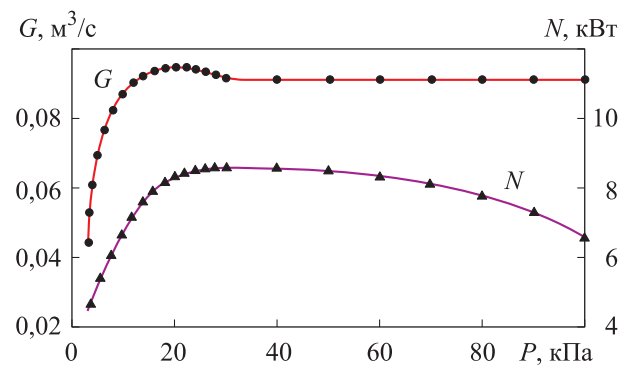


Рис. 2. Экспериментальные (точки) и расчетные (линии) зависимости производительности G и затраченной мощности N насоса ELRS-5 от давления P

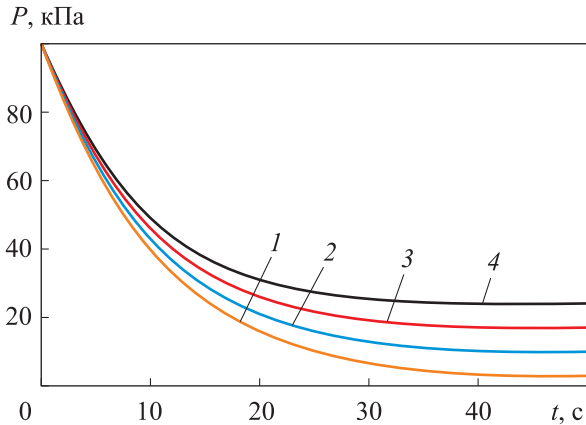


Рис. 3. Зависимость давления в РЕ P от времени t при работе насоса ELRS-5 для коэффициента утечки $k = 0$ (1), 0,1 (2), 0,2 (3), 0,3 (4)

Для получения безразмерной формы подставим выражение (7) в формулы (4) и (5):

$$\frac{dp}{dt} = \frac{f(P_a p(\tau))}{G_{\max}} [k - (1+k)p(\tau)]; \quad p(0) = 1. \quad (8)$$

При заданной нагрузочной характеристике $G = f(P)$ задача Коши (8), имеет один критерий подобия k , характеризующий интенсивность утечек [14]. На рис. 3 показаны результаты решения задачи Коши численным методом при откачке воздуха из рабочей камеры объемом $V_0 = 1 \text{ м}^3$ для различных значений коэффициента утечки.

Как видно из рис. 3, в начале фазы давление в рабочей камере быстро падает, затем процесс замедляется. С некоторого момента времени давление остается практически постоянным при работающем ВВН, поэтому важно задать время T_1 , когда целесообразно завершить первую фазу, и выключить насос.

Работа насоса, затраченная в первой фазе (за время T_1) на откачку воздуха, может быть рассчитана по формуле

$$A_1 = \int_0^{T_1} \varphi(P(t)) dt.$$

Чем меньше задано время T_1 , тем меньше будет затраченная работа. Но время первой фазы должно быть достаточно продолжительным для достижения давления P_0 в камере, приемлемого для второй фазы работы установки.

Математическая модель. Вторая фаза. Во время второй фазы по мере наполнения РЕ жидкостью объем воздуха в ней уменьшается, а давление возрастает. Так как воздух постоянно со-

прикасается с водой, можно считать процесс сжатия изотермическим:

$$P_0 V_0 = P(t) V(t),$$

где V_0 — объем РЕ P_0 — абсолютное давление в РЕ после завершения первой фазы процесса; $P(t)$ и $V(t)$ — объем воздуха и давление в РЕ в момент времени t .

Перепад давления ΔP , вызывающий движение жидкости, будет со временем уменьшаться, следовательно, течение жидкости будет нестационарным:

$$\Delta P(t) = P_a - P(t) = P_a - P_0 V_0 / V(t).$$

Воспользуемся уравнением Бернулли для нестационарного турбулентного течения жидкости [15], которое в рассматриваемом случае имеет вид

$$\frac{\Delta P(t)}{\rho g} - H_0 = \alpha_1 \frac{W^2}{2g} (1 + \zeta) + \frac{\alpha_2}{g} \int_0^L \frac{\partial W}{\partial t} dX, \quad (9)$$

где ρ — плотность жидкости, кг/м^3 ; g — ускорение свободного падения, м/с^2 ; H_0 — высота подъема жидкости в установке, м ; α_1 , α_2 — коэффициенты неравномерности профиля продольной скорости жидкости; ζ — обобщенный коэффициент гидравлического сопротивления; L — длина трубопровода, м ; W — средняя по поперечному сечению скорость жидкости, м/с ; X — координата вдоль оси трубопровода; последнее слагаемое в выражении (9) обусловлено нестационарным характером течения.

Обобщенный коэффициент гидравлического сопротивления

$$\zeta = \lambda L / d + \sum \zeta_M,$$

где λ — коэффициент потерь на трение; d — диаметр трубы, м ; ζ_M — коэффициенты местных гидравлических потерь (обусловленные наличием поворотов трубопровода, вентилей и др.); в дальнейшем не учитываем их по отдельности, а добавляем 10 % к коэффициенту λ , как обычно делают при проектировании.

Полагаем, что при больших числах Рейнольдса Re можно принять $\alpha_1 \approx 1$, $\alpha_2 \approx 1$, а коэффициент потерь на трение рассчитать по формуле Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left(\delta + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad \delta = \frac{\Delta}{d}, \quad Re = \frac{Wd}{\nu},$$

где Δ — абсолютная шероховатость трубы; ν — коэффициент кинематической вязкости жидкости.

Так как перепад давлений изменяется плавно и не превышает атмосферного давления, сжимаемостью жидкости можно пренебречь, и считать производную от скорости по времени в формуле (9) неизменной по длине трубопровода. Проинтегрировав выражение (9), получим следующее дифференциальное уравнение:

$$L \frac{dW}{dt} = \frac{1}{\rho} \left(P_a - P_0 \frac{V_0}{V(t)} \right) - gH_0 - \frac{W^2}{2} (1 + \zeta). \quad (10)$$

Наименьший объем воздуха в рабочей камере V_{\min} найдем из условия равенства нулю располагаемого давления:

$$\frac{1}{\rho} \left(P_a - P_0 \frac{V_0}{V_{\min}} \right) - gH_0 = 0 \Rightarrow V_{\min} = \frac{P_0 V_0}{P_a - \rho g H_0}.$$

В этот момент давление в камере достигнет величины $P_a - \rho g H_0$. Тогда объем жидкости, однократно поступающий в рабочую камеру, будет определяться выражением

$$V_1 = V_0 - V_{\min} = V_0 \left(1 - \frac{P_0}{P_a - \rho g H_0} \right).$$

Объем воздуха в рабочей камере V уменьшается на объем поступившей жидкости. Отсюда

$$\frac{dV}{dt} = -Q(t) \text{ или } \frac{dV}{dt} = -W(t)S, \quad (11)$$

где $Q(t)$ — объемный расход жидкости в трубопроводе, м³/с; S — площадь поперечного сечения трубопровода, $S = \pi d^2/4$, м².

Приведем уравнения (10), (11) к безразмерной форме:

$$\begin{aligned} \frac{\partial v}{\partial \tau} &= -q(\tau); \\ \theta \frac{\partial q}{\partial \tau} &= \frac{1}{2\beta} \left(1 - \frac{p_0}{v(\tau)} - h_0 \right) - \\ &- \frac{1}{2} q^2 [1 + 1,1\lambda(\delta, Re_{\text{и}})l]; \end{aligned} \quad (12)$$

$$v = \frac{V}{V_0}; \quad \tau = t \frac{Q_{\text{и}}}{V_0}; \quad q = \frac{Q}{Q_{\text{и}}};$$

$$Q_{\text{и}} = S \sqrt{2 \left(\frac{P_a - P_0}{\rho} - gH_0 \right)}; \quad \theta = \frac{SL}{V_0};$$

$$\beta = \frac{\rho Q_{\text{и}}^2}{P_a S^2} = 1 - p_0 - h_0; \quad p_0 = \frac{P_0}{P_a}; \quad h_0 = \frac{\rho g H_0}{P_a};$$

$$\lambda(\delta, Re_{\text{и}}) = 0,11 \left(\delta + \frac{68}{q Re_{\text{и}}} \right)^{0,25};$$

$$Re_{\text{и}} = \frac{W_{\text{и}} d}{\nu}; \quad l = \frac{L}{d},$$

где ν — относительный объем воздуха в баке; θ — отношение объемов трубопровода и РЕ, характеризующее инерционность гидравлической системы; β — отношение располагаемого перепада давления в начале этапа всасывания (с учетом высоты подъема жидкости) к атмосферному давлению; $W_{\text{и}}$, $Re_{\text{и}}$, $Q_{\text{и}}$ — идеальные (без гидравлического сопротивления) в начальный момент времени параметры — скорость, число Рейнольдса и расход жидкости соответственно.

Начальные условия к дифференциальным уравнениям (12) имеют вид

$$v(0) = 1; \quad q(0) = 0. \quad (13)$$

Критериями подобия задачи являются параметры $Re_{\text{и}}$, l , δ , θ , p_0 и h_0 .

Полезная (гидравлическая) мощность в процессе второй фазы

$$N(t) = Q(t)[P_a - P(t)].$$

Тогда полезная работа за однократную вторую фазу (за время T_2)

$$A_2 = \int_0^{T_2} Q(t)[P_a - P(t)] dt.$$

Расчетный КПД установки

$$\eta = 100 A_2 / A_1.$$

Результаты расчетов. Проведено исследование производительности установки и КПД в зависимости от заданного времени T_1 . Задача Коши (12), (13) решена численным методом при следующих параметрах: $k = 0,1$; $d = 0,08$ м; $L = 20$ м; $\rho = 1000$ кг/м³; $\nu = 10^{-6}$ м²/с; $\Delta = 0,1$ мм; $H_0 = 2,07$. Объем РЕ $V_0 = 1$ м³. Расчетные значения безразмерных параметров: $\delta = 0,00125$; $\theta = 0,101$; $h_0 = 0,2$. Наибольшее давление в камере в момент завершения второй фазы при заданных условиях составило 80 кПа.

Безразмерный параметр p_0 рассчитан по абсолютному давлению в рабочей камере в начале второй фазы P_0 . Для $T_1 = 20$ с получены следующие параметры: $P_0 = 21,53$ кПа (см. рис. 3), $p_0 = 0,213$; $Re_{\text{и}} = 8,73 \cdot 10^5$.

Результаты расчета динамики процесса в РЕ (во второй фазе процесса) при продолжительности первой фазы $T_1 = 3, 5, 10, 20$ и 60 с приведены на рис. 4. Здесь видно, как увеличивается

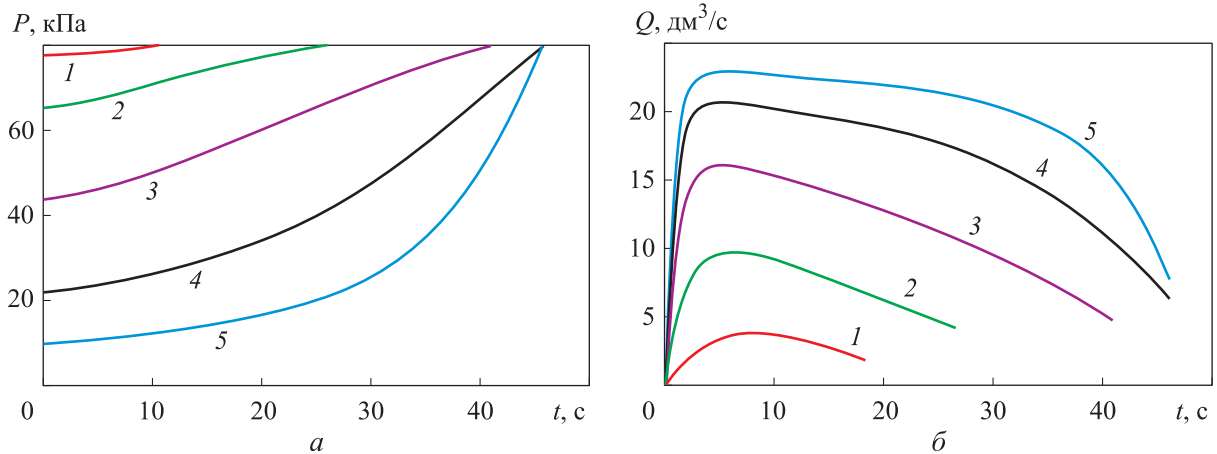


Рис. 4. Зависимости давления в РЕ P (а) и расхода жидкости (б) во второй фазе процесса от времени t при продолжительности первой фазы $T_1 = 3$ (1), 5 (2), 10 (3), 20 (4) и 60 с (5)

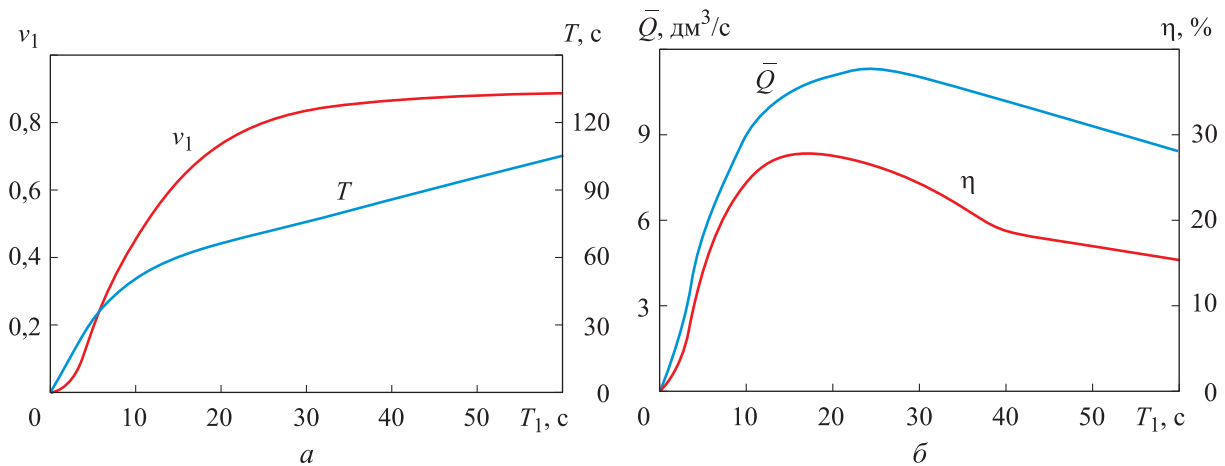


Рис. 5. Зависимости характеристик процесса от продолжительности его первой фазы T_1 :
 а — общей продолжительности процесса T и отношения объемов v_1 ;
 б — среднего расхода жидкости (производительности установки) \bar{Q} и КПД η

продолжительность второй фазы T_2 с ростом T_1 . Расход жидкости быстро достигает максимального значения, а затем падает с уменьшением перепада давления.

Максимальное значение расхода тем выше, чем больше время T_1 . При больших значениях T_1 (в исследованных условиях при $T_1 > 20$ с) продолжительность второй фазы меняется незначительно.

Зависимости характеристик процесса от времени T_1 приведены на рис. 5. Суммарная (общая) продолжительность двух фаз процесса $T = T_1 + T_2$. Средняя производительность установки определяется отношением объема жидкости, однократно поступающего в рабочую камеру V_1 , к общей продолжительности процесса T :

$$\bar{Q} = \frac{V_0}{T} \left(1 - \frac{P_0}{P_a - \rho g H_0} \right).$$

Как видно из рис. 5, а, вначале с увеличением продолжительности T_1 параметры T и v_1 быстро возрастают; при $T_1 > 20$ с рост v_1 замедляется, а общая продолжительность процесса растет линейно. В результате (рис. 5, б) производительность установки (при $T_1 \approx 25$ с) и КПД (при $T_1 \approx 15$ с) имеют максимумы. Значения максимумов и продолжительность первой фазы T_1 , на которой они достигаются, зависят от параметров установки.

Выводы

1. Процесс перекачки жидкости разделен на три фазы. В первой фазе (продолжительностью T_1) происходит откачка воздуха из РЕ с помощью ВВН. После снижения давления в камере до некоторого значения работа насоса прекращается, жидкость по трубопроводу по-

стует в РЕ под действием перепада давления (вторая фаза продолжительностью T_2). В третьей фазе процесса жидкость сливается из РЕ.

2. Продолжительность второй фазы T_2 увеличивается с ростом T_1 . Расход жидкости быстро достигает максимального значения, а затем падает с уменьшением перепада давления. Максимальное значение расхода тем выше, чем больше продолжительность первой фазы T_1 .

3. С увеличением времени T_1 общая продолжительность процесса и отношение объема

жидкости, однократно поступающего в рабочую камеру, к объему камеры, быстро возрастают. Зависимости производительности установки и КПД от продолжительности первой фазы процесса T_1 имеют максимумы. Значения максимумов и время T_1 , при котором они достигаются, зависят от параметров установки.

4. Полученные результаты могут быть использованы при разработке систем автоматизации управления процессом перекачки жидкости.

Литература

- [1] Zhang R.H., Guo G.Q. Experimental study on gas-liquid transient flow in liquid-ring vacuum pump and its hydraulic excitation. *Vacuum*, 2020, vol. 171, no. 109025, doi: 10.1016/j.vacuum.2019.109025
- [2] Salakhov R., Ermakov A., Khismatullin R. Researching of a vacuum pump system based on the numerical computations. *Amazonia investiga*, 2019, vol. 8, iss. 23, pp. 286–298.
- [3] Rodionov Y.V., Selivanov Y.T., Nikitin D.V., Sychev M.V., Kombarova P.V. Novel Construction of Liquid Ring Vacuum Pumps. *Chemical and petroleum engineering*, 2019, vol. 55, iss. 5–6, pp. 473–479, doi: 10.1007/s10556-019-00648-z
- [4] Chen G.J., He S.P. Modeling Fluid Flow and Carbon Removal in the Ruhrstahl–Heraeus Reactor: Considering the Pumping Process. *Industrial & engineering chemistry research*, 2019, vol. 58, iss. 40, pp. 18855–18865, doi: 10.1021/acs.iecr.9b03932
- [5] Ehrke G., Mendelevitch B., Boscary J., Li C., Sellmeier O., Stadler R., McNeely P., Schauer F. Design and manufacturing of the Wendelstein 7-X cryo-vacuum pump. *Fusion engineering and design*, 2019, vol. 146, pt. B, pp. 27570–2760, doi: 10.1016/j.fusengdes.2019.05.020
- [6] Li C., Zhang P.X., Wang D.Y., Song M., Ma T., Ma P., Ge Z.F. Cooling Unit for the 500 kV Saturated Iron Core Fault Current Limiter. *IEEE transactions on applied superconductivity*, 2019, vol. 29, iss. 5, no. 5602805, doi: 10.1109/TASC.2019.2897714
- [7] Кутья О.В. Преимущества эксплуатации вакуумных водокольцевых насосов. *Вестник Харьковского национального технического университета сельского хозяйства*, 2011, вып. 110, с. 69–73.
- [8] 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. URL: http://www.rosniipm-sm.ru/dl_files/udb_files/udb13-rec400-field6.pdf (дата обращения 20 декабря 2019).
- [9] Шилин В.А., Герасимова О.А. Теоретические исследования работы водокольцевого вакуумного насоса. *Научный журнал Российского НИИ проблем мелиорации*, 2015, № 1(17), с. 142–158. URL: http://www.rosniipm-sm.ru/dl_files/udb_files/udb4-rec798-field12.pdf (дата обращения 20 декабря 2019).
- [10] *Вакуумные решения для химической промышленности*. URL: https://www.intech-group.ru/upload/2058-Chemical%20process%20industry%20brochure_LR.pdf (дата обращения 20 декабря 2019).
- [11] Шатохин В.Л., Шестак В.П. *Вакуумная техника*. Москва, НИЯУ МИФИ, 2010. 84 с.
- [12] Кеменов В.Н., Нестеров С.Б. *Вакуумная техника и технология*. Москва, Изд-во МЭИ, 2002. 84 с.
- [13] ERSTVAK. *Catalogs of the equipment. Water ring vacuum pumps*. URL: <https://erstvak.com/catalog/> (дата обращения 20 декабря 2019).
- [14] Великанов Н.Л., Наумов В.А. Динамические характеристики вакуумных насосов и компрессоров рыбонасосных установок. *Рыбное хозяйство*, 2019, № 1, с. 79–83.
- [15] Fox J.A. *Hydraulic analysis of unsteady flow in pipe networks*. London, Macmillan Press Ltd., 1977. 234 p.

References

- [1] Zhang R.H., Guo G.Q. Experimental study on gas-liquid transient flow in liquid-ring vacuum pump and its hydraulic excitation. *Vacuum*, 2020, vol. 171, no. 109025, doi: 10.1016/j.vacuum.2019.109025
- [2] Salakhov R., Ermakov A., Khismatullin R. Researching of a vacuum pump system based on the numerical computations. *Amazonia investiga*, 2019, vol. 8, iss. 23, pp. 286–298.
- [3] Rodionov Y.V., Selivanov Y.T., Nikitin D.V., Sychev M.V., Kombarova P.V. Novel Construction of Liquid Ring Vacuum Pumps. *Chemical and petroleum engineering*, 2019, vol. 55, iss. 5–6, pp. 473–479, doi: 10.1007/s10556-019-00648-z
- [4] Chen G.J., He S.P. Modeling Fluid Flow and Carbon Removal in the Ruhrstahl–Heraeus Reactor: Considering the Pumping Process. *Industrial & engineering chemistry research*, 2019, vol. 58, iss. 40, pp. 18855–18865, doi: 10.1021/acs.iecr.9b03932
- [5] Ehrke G., Mendelevitsh B., Boscary J., Li C., Sellmeier O., Stadler R., McNeely P., Schauer F. Design and manufacturing of the Wendelstein 7-X cryo-vacuum pump. *Fusion engineering and design*, 2019, vol. 146, pt. B, pp. 27570–2760, doi: 10.1016/j.fusengdes.2019.05.020
- [6] Li C., Zhang P.X., Wang D.Y., Song M., Ma T., Ma P., Ge Z.F. Cooling Unit for the 500 kV Saturated Iron Core Fault Current Limiter. *IEEE transactions on applied superconductivity*, 2019, vol. 29, iss. 5, no. 5602805, doi: 10.1109/TASC.2019.2897714
- [7] Kut'ya O.V. Advantages of operating vacuum ring pumps. *Vestnik Khar'kovskogo natsional'nogo tekhnicheskogo universiteta sel'skogo khozyaystva*, 2011, iss. 110, pp. 69–73 (in Russ.).
- [8] 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. *Scientific journal of the Russian Scientific Research Institute of Land Improvement Problems*, 2016, no. 1(21), pp. 168–181. Available at: http://www.rosniipm-sm.ru/dl_files/udb_files/udb13-rec400-field6.pdf (accessed 20 December 2019).
- [9] Shilin V.A., Gerasimova O.A. Theoretical research of the liquid-packed ring vacuum pump operation. *Nauchnyy zhurnal Rossiyskogo NII problem melioratsii*, 2015, no. 1(17), pp. 142–158. Available at: http://www.rosniipm-sm.ru/dl_files/udb_files/udb4-rec798-field12.pdf (accessed 20 December 2019).
- [10] *Vakuumnnyye resheniya dlya khimicheskoy promyshlennosti* [Vacuum solutions for the chemical industry]. Available at: https://www.intech-group.ru/upload/2058-Chemical%20process%20industry%20brochure_LR.pdf (accessed 20 December 2019).
- [11] Shatokhin V.L., Shestak V.P. *Vakuumnaya tekhnika* [Vacuum Technology]. Moscow, NIYAU MIFI publ., 2010. 84 p.
- [12] Kemenov V.N., Nesterov S.B. *Vakuumnaya tekhnika i tekhnologiya* [Vacuum technology and technology]. Moscow, MPEI publ., 2002. 84 p.
- [13] ERSTVAK. *Catalogs of the equipment. Water ring vacuum pumps*. Available at: <https://erstvak.com/catalog/> (accessed 20 December 2019).
- [14] Velikanov N.L., Naumov V.A. Dynamic characteristics of vacuum pumps and compressors of fish pumping facilities. *Rybnoye khozyaystvo*, 2019, no. 1, pp. 79–83 (in Russ.).
- [15] Fox J.A. *Hydraulic analysis of unsteady flow in pipe networks*. London, Macmillan Press Ltd., 1977. 234 p.

Статья поступила в редакцию 02.03.2020

Информация об авторах

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

НАУМОВ Владимир Аркадьевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой водных ресурсов и водопользования. Калининградский государственный технический университет (236000, Калининград, Российская Федерация, Советский проспект, д. 1, e-mail: van-old@mail.ru).

КОРЯГИН Сергей Иванович — доктор технических наук, профессор, директор инженерно-технического института. Балтийский федеральный университет имени И. Канта (236029, Калининград, Российская Федерация, ул. Озерова, д. 57, e-mail: SKoryagin@kantiana.ru).

Information about the authors

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

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

KORYAGIN Sergei Ivanovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Director of the Institute of Engineering and Technology. Immanuel Kant Baltic Federal University (236029, Kaliningrad, Russian Federation, Ozerova St., Bldg. 57, e-mail: SKoryagin@kantiana.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Великанов Н.Л., Наумов В.А., Корягин С.И. Перекачивание жидкости с использованием водокольцевого вакуумного насоса. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2020, № 8, с. 51–59, doi: 10.18698/0536-1044-2020-8-51-59

Please cite this article in English as:

Velikanov N.L., Naumov V.A., Koryagin S.I. Pumping of Liquids Using Liquid-Ring Pumps. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2020, no. 8, pp. 51–59, doi: 10.18698/0536-1044-2020-8-51-59



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана вышла в свет монография И.Н. Шиганова «Специальные лазерные технологии»

Рассмотрены сварка композиционных материалов и гибридные лазерные технологии сварки. Особое внимание уделено сварке концентрированными источниками энергии металлических композиционных материалов, упрочненных частицами, а также гибридной лазерно-дуговой и лазерно-плазменной сварке.

Для студентов, обучающихся по специальности 15.05.01 «Проектирование технологических машин и комплексов» по специализации специалистов «Проектирование промышленных технологических комплексов с использованием высококонцентрированных потоков энергии».

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru