

indicators in the reservoir and in the river shows approximately 40% of compliance indicating the formation of a specific water system.

*Water body, reservoir impact, agricultural land impact, river flow, water quality, ecological state, distribution function.*

### References

1. **Rejmers N.F.** Prirodopolzovanie, Slovar-spravochnik. – M.: «Mys», 1990. – 639 s.
2. **Horne A.J., Goldman C.R.** LAKE ECOLOGY OVERVIEW. Chapter 1, 1994. Limnology. 2nd edition. McGraw-Hill Co., New York, USA.
3. **Robert G. Wetzel.** Limnology. Lake and river ecosystems. Third edition. New York: academic press. An imprinted of elsevier, 2001. – p. 1006.
4. **Malyerek i Rossii** /Pod red. CHernyayeva A.M. – Sverdlovsk: Sredneural'skoeknizhnoeizdatel'stvo, 1988. – S. 316.
5. Gosudarstvennyj doklad «O sostoyanii i ispolzovanii vodnyh resursov Rossijskoj Federatsii v 2018 godu». Federalnoe agentstvo vodnyh resursov (Rosvodresursy). Naciona-noe informacionnoe agentstvo «Prirodnye resursy». Izdatelsko-poligraficheskij kompleks NIA–Priroda. <http://voda.mnr.gov.ru/regulatory/detail.php?ID=548510>.
6. Poyasnitelnaya zapiska k svodnomu tomu proekta normativov dopustimogo vozdeystviya po bassejnu Istrinskogo vodohranilishcha. Gosudarstvennyj kontrakt № 32 ot 08 dekabrya 2008 g. – [Elektronnyj resurs]. – Ekologicheskaya i vodohozyajstvennaya firma OOO «VED». – [rezhim dostupa]:

<http://gidro-ved.ru/ru/articles> (po dannym na 25.03.2013).

7. **Shabanov V.V.** Metodika ekologo–vodohozyajstvennoj otsenki vodnyh objektov: monografiya/ V.V. Shabanov, V.N. Markin. – M.: RGAU-MSHA, 2014. – 162 s.

8. **Vollenweider R.A.** Scientific fundamentals of the eutrophication of lakes and flowing waters, with particular reference to nitrogen and phosphorus as factors of eutrophication. OECD, Paris, 1971. – p. 159.

The material was received at the editorial office  
03.07.2020

### Information about the authors

**Markin Vyacheslav Nikolaevich**, candidate of technical sciences, associate professor, associate professor of the department of complex use of water resources and hydraulics, FSBEI HE RSAU-MAA named after C.A. Timiryazev; 127550, Moscow, ul. Pryanishnikova, 19; [mvnarkin@mail.ru](mailto:mvnarkin@mail.ru)

**Ratkovih Lev Danilovich**, candidate of technical sciences, professor, professor of the department of complex use of water resources and hydraulics, FSBEI HE RSAU-MAA named after C.A. Timiryazev; 127550, Moscow, ul. Pryanishnikova, 19; e-mail: [levkivr@mail.ru](mailto:levkivr@mail.ru)

УДК 502/504:532.5

DOI 10.26897/1997-6011-2020-3-137-144

**Е.Е. ВОЛКОВА, Д.Ю. МАРТЫНОВ, М.В. БАРСУКОВА, Т.С. КОРОЛЬ**

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования

«Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К.А. Тимирязева», г. Москва, Российская Федерация

## РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ВАКУУМ-КОМПРЕССОРА ОБЪЕМНОГО ДЕЙСТВИЯ

*В статье рассматривается система, содержащая резервуар, открытый сверху, напорный насос и вакуумную камеру, расположенные на разной высоте относительно основания резервуара. Резервуар, насос и вакуумная камера соединяются между собой, образуя единую автоматизированную систему в виде гидравлического вакуум-компрессора объемного действия. На основе уравнения Бернулли было получено параметрическое решение в виде выражения для средней скорости течения жидкости в поперечном сечении трубы, связывающей резервуар и вакуумную камеру  $v_{mp}(t) = \beta_1 \cdot t + \beta_2$ , которое является универсальным и может быть использовано для определения базовых параметров гидравлических режимов перемещения жидкости внутри данной системы. В частности,*

определено влияние внутреннего диаметра трубопровода на производительность вакуумной системы и изменение скорости откачки жидкости из вакуумной камеры, в том числе режимы с быстрыми перепадами скоростей, представляющие опасность из-за возможного гидроудара. Решение учитывает гидравлическое сопротивление трубопровода и позволяет подобрать оптимальные временные и скоростные режимы работы гидравлического вакуум-компрессора объемного действия.

*Гидравлическое сопротивление, резервуар, вакуумный насос, вакуумная камера, вакуум-компрессор, режим работы.*

**Введение.** При анализе систем, обеспечивающих работу вакуумных испарителей, сушильных камер при пониженных давлениях можно отметить, что все большее распространение получают гидравлические вакуумные компрессоры объемного действия, обладающие значительно более низкой ценой (в 2-10 раз) и большей энергетической эффективностью по сравнению с поршневыми, винтовыми, центробежными и иными механическими вакуумными компрессорами той же производительности [1-5]. В этой связи появилась необходимость создания расчетных методов, определяющих гидравлические режимы перемещения жидкости внутри вакуумных компрессоров объемного действия, обеспечивающих требуемый уровень их надежности и производительности.

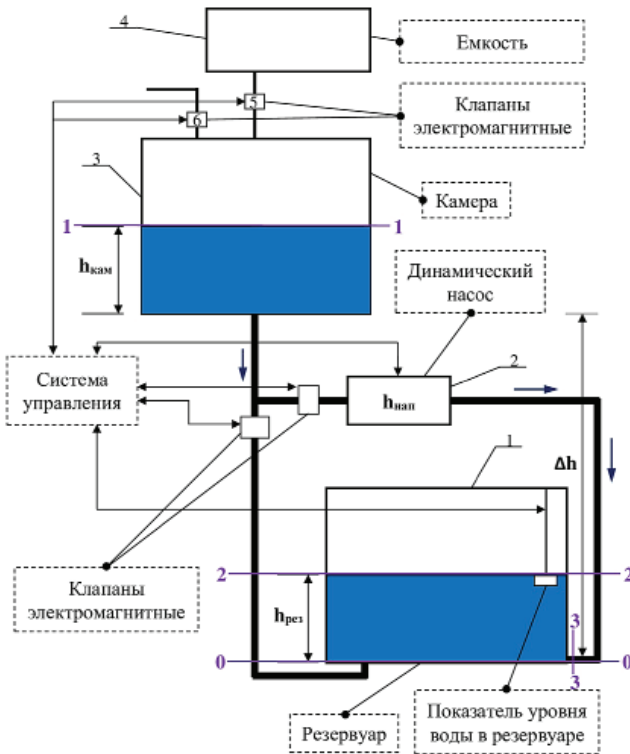
**Материал и методы.** Необходимо обеспечить откачку газовой среды из отдельной изолированной емкости, вакуумного испарителя или сушильной камеры. Рассмотрим систему, представленную на рисунке 1, содержащую резервуар, вакуумный насос и вакуумную камеру, расположенные на разной высоте относительно горизонтальной линии, на которой расположено основание резервуара. Открытый сверху резервуар (1), насос (2) и вакуумная камера (3) соединены между собой в единую автоматизированную систему вакуумирования. При откачке насосом жидкости из вакуумной камеры в ней обеспечивается разрежение, необходимое для отвода части газа из внешней системы емкости, представляющей из себя вакуумный испаритель или сушильную камеру (4). Резервуар наполнен жидкостью до высоты, которая может меняться со временем  $h_{рез}(t)$  и работает при атмосферном давлении  $P_{атм}$ , высота жидкости в камере  $h_{кам}(t)$  также меняется со временем. Вакуумная камера работает под внутренним давлением газа и пара, меняющимся со временем  $P_{кам}(t)$ . Между основанием камеры и основанием резервуара имеется разность высот  $\Delta h$ . Насос при работе и откачке жидкости создает постоянный напор  $h_{нап}$ , и обеспечивает откачку жидкости и резкое снижение давления внутри камеры.

На завершающем этапе при открытии клапана (5), соединенного трубой с камерой, происходит откачка газовой среды из испарителя или сушильной камеры и их разрежение. При закрытии клапана 5 и открытии клапана (6), происходит вытеснение в атмосферу газа, находящегося внутри камеры, с помощью жидкости, подаваемой насосом в режиме реверса из резервуара при положительной разнице высот  $\Delta h$  между основанием резервуара и камерой, или гравитационное вытеснение газа, и вытекающей из резервуара водой внутри камеры при отрицательной разнице высот  $\Delta h$ . Затем цикл повторяется, при закрытии клапанов 5 и 6 динамический насос осуществляет откачку жидкости из камеры.

Если считать, что уровень жидкости в вакуумной камере и резервуаре опускается и поднимается равномерно (без генерации волн), для расчетов данной гидравлической системы при подаче жидкости насосом 2 из вакуумной камеры 3 в резервуар 1 в направлении, обозначенном стрелками на рисунке 1, может быть использовано уравнение Бернулли в следующем приближенном выражении, представленном в уравнении (1), для сечений 1-1 и 2-2, проходящих по поверхности воды в камере и резервуаре при плоскости сравнения сечения 0-0, совпадающей с дном резервуара на рисунке 1 [6-8]:

$$\frac{v_{рез}^2(t)}{2 \cdot g} + h_{рез}(t) + \frac{P_{атм}}{\rho_{жид} \cdot g} = \frac{v_{кам}^2(t)}{2 \cdot g} + \Delta h + \frac{P_{кам}(t)}{\rho_{жид} \cdot g} + h_{кам}(t) + h_{нап} - h_{сопр} \quad (1),$$

где:  $v_{рез}(t)$  – скорость изменения уровня жидкости в резервуаре (м/с);  $v_{кам}(t)$  – скорость изменения уровня жидкости в камере (м/с);  $g$  – ускорение свободного падения ( $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ );  $h_{нап}$  – напор вакуумного насоса (м);  $h_{сопр}$  – потери в трубопроводной системе, соединяющей камеру и компрессор (м);  $\rho_{жид}$  – плотность жидкости ( $\text{кг/м}^3$ );  $P_{атм}$  – атмосферное давление (в расчетах использована величина  $P_{атм} = 101300 \text{ Па}$ );  $P_{кам}(t)$  – давление внутри камеры (Па);  $h_{рез}(t)$  – уровень жидкости в резервуаре (м);  $h_{кам}(t)$  – уровень жидкости в камере (м);  $\Delta h$  – разность высот между основанием камеры и основанием резервуара (м).



**Рис. 1. Схема размещения вакуумного насоса и емкостей, определяющих режим работы гидравлического вакуум-компрессора:**

- 1 – резервуар; 2 – насос;
- 3 – вакуумная камера; 4 – емкость;
- 5, 6 – клапаны электромагнитные;
- 0-0, 1-1, 2-2, 3-3 – расположение плоскостей сечений

Скорость внутри резервуара и камеры может измеряться сантиметрами или миллиметрами в секунду и не вносит существенных изменений в уравнение (1), что позволяет пренебречь величинами  $\frac{v_{рез}^2(t)}{2 \cdot g}$  и  $\frac{v_{кам}^2(t)}{2 \cdot g}$  ввиду того, что они могут быть меньше других величин в формуле (1) на четыре порядка и больше. Качественно описать движение жидкости, перекачиваемой насосом 2 в направлении резервуара, рисунок 1, можно с помощью уравнения (2) для сечений 1-1, проходящего по поверхности воды в камере, и сечения 3-3 в трубопроводе на входе в резервуар при плоскости сравнения 0-0 [6-8]:

$$\frac{\alpha_{кор} \cdot v_{тр}^2(t)}{2 \cdot g} + h_{рез}(t) + \frac{P_{атм}}{\rho_{жид} \cdot g} = \Delta h + \frac{P_{кам}(t)}{\rho_{жид} \cdot g} + h_{кам}(t) + h_{нап} - h_{сопр} \quad (2)$$

Здесь:  $v_{тр}(t)$  – средняя скорость течения несжимаемой жидкостив трубопроводе (м/с);  $\alpha_{кор}$  – коэффициент Кориолиса.

В формуле (2) величины  $\frac{v_{рез}^2(t)}{2 \cdot g}$  и  $\frac{v_{кам}^2(t)}{2 \cdot g}$  не представлены ввиду их малости по отношению к величине  $\frac{\alpha_{кор} \cdot v_{тр}^2(t)}{2 \cdot g}$ . Величина  $h_{сопр}$  – включает местные потери напора, связанные с изгибами и соединительными элементами трубопровода, и потери напора, связанные с трением о стенки трубопровода [6-8].

$$h_{сопр} = h_{мест} + h_{трени} \quad (3)$$

Здесь:  $h_{мест}$  – местные потери напора в трубопроводной системе (м);  $h_{трени}$  – потери напора связанные с трением о стенки трубопровода (м).

С учетом известной формулы Дарси–Вейсбаха уравнение (3) может быть представлено как [6, 8].

$$h_{сопр} = \xi \cdot \frac{v_{тр}^2(t)}{2 \cdot g} + \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v_{тр}^2(t)}{2 \cdot g} \quad (4)$$

Здесь:  $\xi$  – суммарный коэффициент местных сопротивлений трубопровода;  $\lambda$  – коэффициент Дарси;  $l$  – длина трубопровода (м);  $d$  – диаметр трубопровода (м).

Ввиду небольшой длины трубопровода и значительной мощности вакуумного насоса вся система в большинстве случаев будет работать при режимах, попадающих в область квадратичного сопротивления при котором выполняется зависимость:

$$Re = \frac{v_{тр}(t) \cdot d}{\nu_{кин}} > 500 \cdot \frac{d}{\Delta_э} \quad (5)$$

Здесь:  $d$  – внутренний диаметр трубопровода (м);  $\nu_{кин}$  – кинематическая вязкость жидкости (м<sup>2</sup>/с);  $\Delta_э$  – эквивалентная шероховатость трубопровода (м).

Тогда при расчете  $\lambda$  может быть выбрана формула Шифринсона, зависящая только от геометрических и механических параметров трубопровода [9].

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{\Delta_э}{d} \right)^{0,25} \quad (6)$$

С учетом (4) и (6) уравнение (2) может быть преобразовано в уравнение:

$$\frac{K_{общ} \cdot v_{тр}^2(t)}{2 \cdot g} + h_{рез}(t) + \frac{P_{атм}}{\rho_{жид} \cdot g} = \Delta h + \frac{P_{кам}(t)}{\rho_{жид} \cdot g} + h_{кам}(t) + h_{нап} \quad (7)$$

где  $K_{общ}$  определяется выражением:

$$K_{общ} = \alpha_{кор} + \xi + \frac{l}{d} \cdot 0,11 \cdot \left( \frac{\Delta_э}{d} \right)^{0,25} \quad (8)$$

С учетом того, что система замкнутая и не предусматривает сброс жидкости во внешнюю среду, в расчетах может быть принято равенство расходов жидкости, текущих в вакуумной камере, трубопроводе и резервуаре:

$$v_{\text{тр}}(t) \cdot S_{\text{тр}} = v_{\text{кам}}(t) \cdot S_{\text{кам}} = v_{\text{рез}}(t) \cdot S_{\text{рез}} \quad (9),$$

где  $S_{\text{рез}}$  и  $S_{\text{кам}}$  – площадь горизонтального поперечного сечения внутри резервуара и вакуумной камеры,  $S_{\text{тр}}$  – площадь поперечного сечения внутренней части трубопровода.

Зависимости высоты и скорости изменения уровней в вакуумной камере и резервуаре могут быть представлены в виде интегралов.

$$h_{\text{рез}}(t) = h_{0\text{рез}} + \int_0^t v_{\text{рез}}(t) dt \quad (10)$$

$$h_{\text{кам}}(t) = h_{0\text{кам}} - \int_0^t v_{\text{кам}}(t) dt \quad (11)$$

где  $h_{0\text{рез}}$  и  $h_{0\text{кам}}$  начальные уровни жидкости в резервуаре и в камере.

С учетом (9) выражения (10) и (11) могут быть преобразованы в:

$$h_{\text{рез}}(t) = h_{0\text{рез}} + \frac{S_{\text{тр}}}{S_{\text{рез}}} \cdot \int_0^t v_{\text{тр}}(t) dt \quad (12)$$

$$h_{\text{кам}}(t) = h_{0\text{кам}} - \frac{S_{\text{тр}}}{S_{\text{кам}}} \cdot \int_0^t v_{\text{тр}}(t) dt \quad (13)$$

Если ограничить испарение жидкости внутри вакуумной камеры за счет гибкой гидронепроницаемой перегородки или путем понижения температуры жидкости, то давление в камере, напрямую зависящее от объема отводимой жидкости при полном заполнении камеры водой, может быть упрощенно представлено как [5, 10-12]:

$$P_{\text{кам}}(t) \left( V_{\text{н}} + S_{\text{кам}} \cdot \int_0^t v_{\text{кам}}(t) dt \right) = P_0 \cdot V_{\text{н}} \quad (14)$$

где  $V_{\text{н}}$  – общий объем внутри вакуумной камеры, не занятый водой ( $\text{м}^3$ );  $P_0$  – начальное давление газа внутри камеры (Па).

С учетом полного вытеснения газа водой,  $V_{\text{н}} = 0$ , выражение (14) может быть представлено как:

$$P_{\text{кам}}(t) = 0 \quad (15)$$

Вышеприведенные формулы позволяют рассчитывать характеристики работы гидравлических вакуумных компрессоров

при известных начальных данных. Уравнение (7) может быть решено с использованием параметрической зависимости:

$$v_{\text{тр}}(t) = \beta_1 \cdot t + \beta_2 \quad (16)$$

где  $\beta_1$  и  $\beta_2$  – константы. После подстановки значений (12), (13), (15) и (16) в уравнение (7) получаются три отдельных уравнения, которые должны равняться нулю.

$$t^2 \cdot \left( \frac{\mathbf{K}_{\text{общ}} \cdot \beta_1^2}{2 \cdot g} + \frac{\beta_1}{2} \cdot \left( \frac{S_{\text{тр}}}{S_{\text{рез}}} + \frac{S_{\text{тр}}}{S_{\text{кам}}} \right) \right) = 0 \quad (17)$$

$$t \cdot \left( \frac{\mathbf{K}_{\text{общ}} \cdot \beta_1 \cdot \beta_2}{g} + \beta_2 \cdot \left( \frac{S_{\text{тр}}}{S_{\text{рез}}} + \frac{S_{\text{тр}}}{S_{\text{кам}}} \right) \right) = 0 \quad (18)$$

$$\frac{\mathbf{K}_{\text{общ}} \cdot \beta_2^2}{2 \cdot g} + h_{\text{рез}} + \frac{P_{\text{атм}}}{\rho_{\text{жид}} \cdot g} - h_{\text{нап}} - h_{0\text{кам}} - \Delta h = 0 \quad (19)$$

В силу особенностей интегрирования выражения (16) в уравнении (7) решения для зависимостей (17) и (18) одинаковы и равны:

$$\beta_1 = -\frac{g}{\mathbf{K}_{\text{общ}}} \cdot \left( \frac{S_{\text{тр}}}{S_{\text{рез}}} + \frac{S_{\text{тр}}}{S_{\text{кам}}} \right) \quad (20)$$

Для зависимости (19) тоже может быть получено единственное решение:

$$\beta_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\mathbf{K}_{\text{общ}}} \cdot \left( h_{\text{нап}} + h_{0\text{кам}} + h - \frac{P_{\text{атм}}}{\rho_{\text{жид}} \cdot g} - h_{0\text{рез}} \right)} \quad (21)$$

Необходимость сохранения положительного числа под квадратным корнем в выражении (21) определяет минимальные требования к напору насоса, который в большинстве случаев должен превышать 10 м.

**Результаты и обсуждение.** Параметрическое решение (16), (20) и (21) является универсальным и может быть использовано не только для области квадратичного сопротивления внутри трубопровода, но и для других режимов течений внутри трубопровода, где при расчетах оно может быть скорректировано в сторону уменьшения значения  $h_{\text{нап}}$ , связанного с мощностью работы вакуумного насоса. В этой связи для определения оптимальных условий работы системы в рамках зависимостей (20) и (21) может быть использована формула, связывающая расход и объем  $V$ , перекачанной жидкости:

$$\int_0^t Q_{\text{тр}} dt = S_{\text{тр}} \cdot \int_0^t (\beta_1 \cdot t + \beta_2) dt = V \quad (23)$$

При этом с учетом (24) общий объем  $V$  жидкости, перекачанный за время от 0 до  $t$ , может быть определен как:

$$V = S_{\text{тр}} \cdot \beta_1 \cdot \frac{t^2}{2} + S_{\text{тр}} \cdot \beta_2 \cdot t \quad (24)$$

Функция (26) не является линейной, но при выполнении требования соответственно  $S_{\text{рез}} \gg S_{\text{тр}}$  и  $S_{\text{кам}} \gg S_{\text{тр}}$  согласно (20) и (21) функция (24) имеет почти линейную зависимость.

Данное выражение преобразуется в квадратичное уравнение:

$$S_{\text{тр}} \cdot \beta_1 \cdot \frac{t^2}{2} + S_{\text{тр}} \cdot \beta_2 \cdot t - V = 0 \quad (25)$$

Единственное (из двух возможных вариантов) правильное решение квадратного уравнения (25) для времени откачки всей жидкости из камеры  $t_{\text{от}}$  находится на линии возрастания и увеличения значений функции объема  $V$  перекачиваемой из камеры жидкости, зависящей согласно (24) от времени  $t$ :

$$t_{\text{от}} = \frac{-S_{\text{тр}} \cdot \beta_2 + \sqrt{(S_{\text{тр}} \cdot \beta_2)^2 + 2 \cdot S_{\text{тр}} \cdot \beta_1 \cdot V_0}}{S_{\text{тр}} \cdot \beta_1} \quad (26)$$

Здесь  $t_{\text{от}}$  – время в секундах, за которое из вакуумной камеры будет выкачено  $V_0$  кубометров жидкости, занимавших весь объем камеры.

Проведем расчет по формуле (26) для четырех типов трубопроводов с внутренним

диаметром  $d$ , равным 0,01 м, 0,02 м, 0,05 м, 0,1 м. Поперечное сечение трубопровода  $S_{\text{тр}}$  при заданном внутреннем диаметре  $d$  определяется по известной формуле:

$$S_{\text{тр}} = d^2 \cdot \pi/4 \quad (27)$$

Для расчета выбраны следующие значения величин:  $h_{\text{нап}} = 20$  м;  $\Delta h = 0,1$  м;  $h_{\text{окам}} = 1$  м;  $h_{\text{орез}} = 0$  м;  $P_{\text{атм}} = 101300$  Па;  $\rho_{\text{жид}} = 997$  кг/м<sup>3</sup>;  $g = 9,8$  м/с<sup>2</sup>;  $V_0 = 0,5$  м<sup>3</sup>;  $S_{\text{рез}} = 0,5$  м<sup>2</sup>;  $S_{\text{кам}} = 0,5$  м<sup>2</sup>;  $K_{\text{общ}} = 3$ . Расчетные данные представлены далее в таблице. Необходимо отметить что сохранение напора при увеличивающемся диаметре трубопровода требует значительного увеличения мощности электромотора, обеспечивающего работу насоса.

Исходя из значений, представленных в таблице, можно сделать вывод о том, что диаметр трубопровода вносит значительный вклад в производительность вакуумной системы. Так, для диаметров 0,01 м и 0,02 м при заданном напоре насоса скорость откачки жидкости является низкой и малопродуктивной. При этом слишком большая скорость откачки жидкости из вакуумной камеры может быть опасной из-за быстрого перепада давления и гидроудара. Так, при  $d = 0,1$  м весь объем жидкости из вакуумной камеры объемом  $V_0 = 0,5$  м<sup>3</sup> откачивается всего за 8 секунд. Для труб с меньшим диаметром  $d = 0,05$  м динамика будет более плавной и вполне производительной.

Таблица

Время откачки жидкости объемом  $V_0 = 0,5$  м<sup>3</sup> из камеры 3

№	d, м	d <sup>2</sup> , м <sup>2</sup>	S <sub>тр</sub> , м <sup>2</sup>	t <sub>от</sub> , с
1	0,01	0,0001	0,00007854	799,4
2	0,02	0,0004	0,00031416	199,9
3	0,05	0,0025	0,00196350	32,0
4	0,10	0,0100	0,00785398	8,0

Практический интерес также представляет влияние геометрических характеристик и местных потерь в трубопроводе на скорость течения жидкости при работе вакуум-компрессора, определяемые согласно (20), (21). Расчет проведен следующих значений величин:  $h_{\text{нап}} = 20$  м;  $\Delta h = 0,1$  м;  $h_{\text{окам}} = 1$  м;  $h_{\text{орез}} = 0$  м;  $P_{\text{атм}} = 101300$  Па;  $\rho_{\text{жид}} = 997$  кг/м<sup>3</sup>;  $g = 9,8$  м/с<sup>2</sup>;  $V_0 = 0,5$  м<sup>3</sup>;  $S_{\text{рез}} = 0,5$  м<sup>2</sup>;  $S_{\text{кам}} = 0,5$  м<sup>2</sup>;  $S_{\text{тр}} = 0,000314$  м<sup>2</sup>.

Важно отметить, что в большинстве случаев коэффициент  $K_{\text{общ}}$ , определяемый по формуле (8) с учетом коэффициента

Кориолиса для турбулентного течения, местных сопротивлений и потерь по длине трубопровода, будет  $K_{\text{общ}} \geq 2$ .

Общая количественная динамика откачки жидкости из камеры согласно (26) представлена на рисунке 3.

Согласно рисунку 3, на производительность вакуум-компрессора существенным образом влияет гидравлическое сопротивление внутри трубопровода. Так, при отсутствии гидравлического сопротивления,  $K_{\text{общ}} = 1$ , скорость откачки жидкости из камеры (если

принять ее как 100%) на 43% больше по сравнению с трубопроводом со значительной шероховатостью стенок и местным сопротивлением  $K_{\text{общ}} = 3$ .

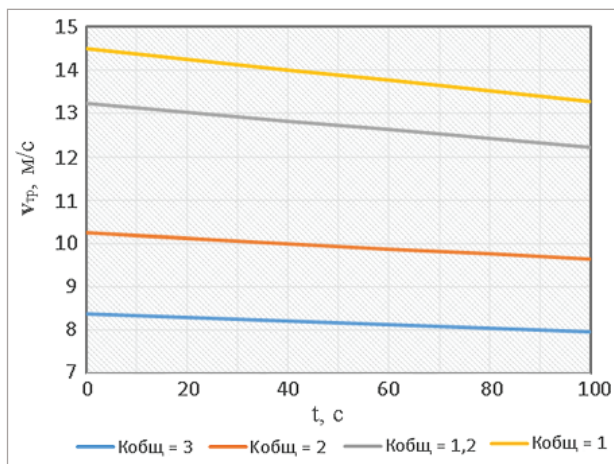


Рис. 2. Зависимость средней скорости  $v_{\text{тр}}$  ( $t$ ) от  $t$ , для значений:  $K_{\text{общ}} = 1$ ;  $K_{\text{общ}} = 1,2$ ;  $K_{\text{общ}} = 2$ ;  $K_{\text{общ}} = 3$

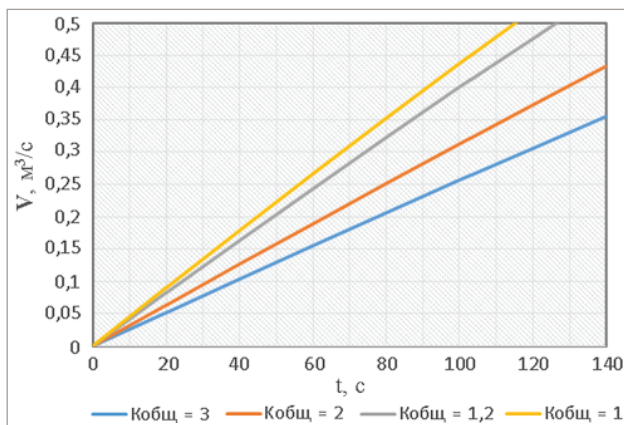


Рис. 3. Зависимость общего объема  $V$  жидкости, перекачанной из камеры, от времени  $t$  для значений:  $K_{\text{общ}} = 1$ ;  $K_{\text{общ}} = 1,2$ ;  $K_{\text{общ}} = 2$ ;  $K_{\text{общ}} = 3$

### Выводы

Изучены режимы работы гидравлического вакуум-компрессора объемного действия. На основе уравнения Бернулли было получено параметрическое решение, которое может быть использовано для определения базовых параметров функционирования системы, включающей гидравлический вакуум-компрессор объемного действия. В частности, определено влияние внутреннего диаметра трубопровода на производительность вакуумной системы и изменение скорости откачки жидкости из вакуумной камеры, в том числе режимы с быстрыми перепадами скоростей,

представляющие опасность из-за возможного гидроудара. Изучено влияние гидравлического сопротивления внутри трубопровода на скорость течения жидкости в трубопроводе  $v_{\text{тр}}$  ( $t$ ) и параметры работы всей вакуумной системы.

### Библиографический список

1. Ухин Б.В. Гидравлические машины: насосы, вентиляторы, компрессоры и гидропривод. – М.: ИНФРА-М, 2018. – 319 с.
2. Щерба В.Е. Теория, расчет и конструирование поршневых компрессоров объемного действия: учеб. пособие для бакалавриата и магистратуры. 2-е изд. – М.: Юрайт, 2019. – 323 с.
3. Блох Х., Саликеев С.И. Компрессоры. Современное применение. – М.: Техносфера, 2011. – 344 с.
4. Бурмистров А.В. Бесконтактные вакуумные насосы: учеб. пособие – Казань: КГТУ, 2010. – 101 с.
5. Исследование влияния скорости движения плоской мембраны на процесс тепловыделения в компрессорах и детандерах мембранного типа / Мартынов Д.Ю. Ханов Н.В., Андреев С.А., и др. // Научное обозрение. – 2017. – № 24. – С. 28-38.
6. Викулин П.Д., Викулина В.Б. Гидравлика систем водоснабжения и водоотведения: учебник. 3-е изд. – М.: Изд-во МИСИ-МГСУ, 2017. – 218 с.
7. Муравьев О.А. Уравнительные резервуары: учеб. пособие. 2-е изд., испр. – М.: Изд-во МИСИ-МГСУ, 2018. – 72 с.
8. Общая гидравлика: учеб. – метод. пособие / И.Е. Козырь, И.Ф. Пикалова, А.А. Степанов и др. – М.: Изд-во РГАУ-МСХА, 2016. – 79 с.
9. Филин В.М. Гидравлика, пневматика и термодинамика. – М.: ФОРУМ, 2018. – 318 с.
10. Компрессор с подвижной гибкой мембраной: пат. 2669068 РФ / № 2017125262; заявл. 14.07.17; опубл. 08.10.18, Бюл. № 28.
11. Молекулярная физика. Термодинамика. Конденсированные состояния: учеб. пособие / Ш.А. Пиралишвили, Е.В. Шалагина, Н.А. Каляева и др. – СПб.: Лань, 2017. – 200 с.
12. Белов Г.В. Техническая термодинамика: учеб. пособие для академического бакалавриата. – М.: Юрайт, 2017. – 252 с.

Материал поступил в редакцию 30.05.2020 г.

### Сведения об авторах

Волкова Екатерина Евгеньевна, аспирант кафедры «Комплексного

использования водных ресурсов и гидравлики», ФГБОУ ВО РГАУ-МСХА имени К.А. Тимирязева; 127550, г. Москва, Тимирязевская, 49; e-mail: e.e.wolkova@yandex.ru

**Мартынов Дмитрий Юрьевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Экологической безопасности и природопользования», ФГБОУ ВО РГАУ-МСХА имени К.А. Тимирязева; 127550, Москва, Тимирязевская, 49; e-mail: dimamifi@mail.ru

Барсукова Мария Васильевна, старший преподаватель кафедры «Экологической

безопасности и природопользования», ФГБОУ ВО РГАУ-МСХА имени К.А. Тимирязева, 127550, Москва, ул. Тимирязевская, 49; e-mail: oie@rgau-msha.ru

**Король Татьяна Степановна**, кандидат биологических наук, доцент кафедры «Экологической безопасности и природопользования», ФГБОУ ВО РГАУ-МСХА имени К.А. Тимирязева, 127550, Москва, ул. Тимирязевская, 49; e-mail: oie@rgau-msha.ru

**E.E. VOLKOVA, D.YU. MARTYNOV, M.V. BARSUKOVA, T.S. KOROL**

Federal state budgetary educational institution of higher education «Russian state agrarian university – MAA named after S.A. Timiryazev», Moscow, Russian Federation

## COMPUTATIONAL STUDY OF OPERATING MODES OF HYDRAULIC VACUUM COMPRESSOR OF VOLUME ACTION

*The article studies a system containing an external tank, a pressure pump and a vacuum chamber located at different heights relative to the horizontal line on which the base of the tank is located. In this case, the open tank, pump and vacuum chamber are interconnected, with the formation of a single vacuum system connected to a vacuum drying chamber or evaporator. Based on the Bernoulli equation, a parametric solution was obtained in the form of an expression for the average fluid velocity in the cross section of the pipe connecting the tank and the vacuum chamber  $v_{mp}(t) = \beta_1 \cdot t + \beta_2$ , which is universal and can be used to determine the basic functioning parameters of hydraulic modes of the fluid velocity within the system. In particular, the effect of the internal diameter of the pipeline on the capacity of the vacuum system and the change in the rate of fluid pumping from the vacuum chamber, including modes with rapid velocity changes, being a danger due to a possible hydraulic impact, have been determined. The solution takes into account hydraulic resistance of the pipeline and allows choosing the optimal time and speeding modes of hydraulic vacuum-compressor of volume action.*

*Hydraulic resistance, tank, vacuum pump, vacuum chamber, vacuum compressor, operating mode.*

### References

1. **Ukhin B.V.** Hydravlichskie mashiny: nasosy, ventilyatory, kompressory i hidroprirod. – M.: INFRA-M, 2018. – 319 s.
2. **Shcherba V.E.** Teoriya, raschet i konstruktirovanie porshnevnykh kompressorov ob'emnogo dejstviya: uchebnoe posobie dlya bakalavriata i magistratury. 2-e izd. – M.: Yurait, 2019. – 323 s.
3. **Blokh H.** Kompressory. Sovremennoe primeneniye. – M.: Technosfera. – 2011. – 344 s.
4. **Burmistrov A.V.** Bescontactnye vakuumnnye nasosy: uchebnoe posobie. – Kazan: KGTU, 2010. – 101 s.
5. Issledovaniye vliyaniya skorosti dvizheniya ploskoj membrany na protsess teplovydeleniya v kompressorah i detanderah membrannogo tipa / Martynov D.Yu., Khanov N.V., Andreev S.A. i dr. // Nauchnoye obozreniye. – 2017. – № 24. – S. 28-38.
6. **Vikulin P.D., Vikulina V.B.** Hydravlika system vodosnabzheniya i vodootvedeniya: uchebnik. 3-e izd. – M.: Izd-vo MISI-MGSU, 2017. – 218 s.
7. **Myraviov O.A.** Uravnitelnye rezervuary: uchebnoe posobie. 2-e izd., ispr. – M.: MISI-MGSU, 2018. – 72 s.
8. Obshchaya gidravlika: uchebno-metodicheskoe posobie / I.E. Kozyr, I.F. Pikalova, A.A. Stepanov i dr. – M.: Izd-vo RGAU-MSHA, 2016. – 79 s.
9. **Philin V.M.** Gydravlika, pneumatika i termodinamika. – M.: FORUM, 2018. – 318 s.
10. Compressor s podvizhnoy gibkoj membranoy: pat. 2669068 Ros. Federatsiya. No. 2017125262; zayavl. 14.07.17; opubl. 08.10.18, bul. no. 28.
11. Molekulyarnaya physika. Termodinamika. Kondensirovannye sostoyaniya: uchebnoe posobie / Sh.A. Piralishvili,

E.V. Shalagina, N.A. Kalyaeva i dr. – SPb.: Lan, 2017-200 s.

12. **Belov G.V.** Tehnicheskaya termodinamika: uchebnoe posobie dlya akademicheskogo bakalavriata. – M.: Yurayt, 2017. – 252 s.

The material was received at the editorial office  
30.05.2020

#### Information about authors

**Volkova Ekaterina Evgenievna**, post-graduate student of the department «Integrated water resources management and hydraulics» Russian State Agrarian University – Moscow Agricultural Academy named after C.A. Timiryazev, 127550, Moscow, ul. Timiryazevskaya, 49; e-mail: e.e.wolkova@yandex.ru

**Martynov Dmitri Yurievich**, candidate of technical sciences, associate professor of the chair «General and engineering ecology»

Russian State Agrarian University – Moscow Agricultural Academy named after C.A. Timiryazev, 127550, Moscow, ul. Timiryazevskaya, 49; e-mail: dimamifi@mail.ru

**Barsukova Maria Vasilievna**, senior lecturer of the chair «Environmental safety and environmental management» Russian State Agrarian University – Moscow Agricultural Academy named after C.A. Timiryazev, 127550, Moscow, ul. Timiryazevskaya, 49; e-mail: oie@rgau-msha.ru

**Korol Tatyana Stepanovna**, candidate of biological science, associate professor of the chair «Environmental safety and environmental management» Russian State Agrarian University – Moscow Agricultural Academy named after C.A. Timiryazev, 127550, Moscow, ul. Timiryazevskaya, 49; e-mail: oie@rgau-msha.ru