

DOI: 10.18721/JEST.26306

УДК 621.674

*В.А. Наумов*

Калининградский государственный технический университет, Калининград, Россия

## **РАСЧЕТ НАГРУЗОЧНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТИПОРАЗМЕРНОГО РЯДА ОДНОВИНТОВЫХ НАСОСОВ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИСПЫТАНИЙ**

Для подбора одновинтовых насосов (ОВН) необходимы зависимости производительности и затраченной мощности от перепада давлений. Большинство производителей размещает в открытом доступе зависимости указанных характеристик ОВН от частоты вращения ротора. В статье разработан метод построения нагрузочных характеристик по результатам испытаний. Анализ результатов испытаний показал необходимость учитывать в расчетах минимальную частоту вращения ротора, при которой начинается перекачивание жидкости. Указанная частота заметно растет с увеличением перепада давления. Предложенный метод позволяет с высокой степенью достоверности определить значения характеристик на холостом ходу, отсутствующие в результатах испытаний. Для примера рассмотрены характеристики ОВН SP-76-02. Значения оптимального по КПД перепада давлений при допустимых частотах находятся в рабочем диапазоне (до 1,2 МПа). При перепаде давлений 1,2 МПа и частоте 600 об/мин максимальный КПД равен 77,2 %. Экстремальный режим выходит за пределы рабочего диапазона при частоте выше 200 об/мин.

*Ключевые слова:* одновинтовой насос, производительность, затраченная мощность, частота вращения ротора, давление, нагрузочные характеристики, коэффициент полезного действия, метод расчета.

*Ссылка при цитировании:*

Наумов В.А. Расчет нагрузочных характеристик типоразмерного ряда одновинтовых насосов по результатам испытаний // *Материаловедение. Энергетика.* 2020. Т. 26, № 3. С. 80–89. DOI: 10.18721/JEST.26306

Эта статья открытого доступа, распространяемая по лицензии CC BY-NC 4.0 (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>)

*V.A. Naumov*

Kaliningrad State Technical University, Kaliningrad, Russia

## **CALCULATION OF LOAD CHARACTERISTICS OF THE SINGLE-SCREW STANDARD-SIZE SERIES PUMPS BASED ON TEST RESULTS**

The capacity and power consumption dependences on the pressure drop are necessary for selecting single-screw pumps (SSP). Most manufacturers publish publicly available dependencies of the SSP specified characteristics on the rotor speed. The article develops a method for constructing load characteristics based on test results. An analysis of the test results showed the need to take into account the minimum speed of rotation, at which the liquid begins to pump. This frequency increases markedly with the increasing pressure drop. The proposed method allows to determine the values of characteristics at idle that are not present in the test results with a high degree of confidence. For example, the characteristics of the pump SP-76-02 are considered. The values of the optimal pressure drop efficiency at acceptable frequencies are in the operating range (below

1.2 MPa). The maximum efficiency is 77.2 % at a pressure drop of 1.2 MPa and a frequency of 600 rpm. The extreme mode goes beyond the operating range at a frequency above 200 rpm.

*Keywords:* single-screw pump, capacity, power consumed, rotor speed, pressure, load characteristics, efficiency, calculation method.

*Citation:*

V.A. Naumov, Calculation of load characteristics of the single-screw standard-size series pumps based on test results, *Materials Science. Power Engineering*, 26 (03) (2020) 80–89, DOI: 10.18721/JEST.26306

This is an open access article under the CC BY-NC 4.0 license (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>)

**Введение.** В настоящее время одновинтовые насосы (ОВН) широко применяются в нефтехимической, нефтеперерабатывающей, пищевой и других отраслях промышленности для перекачивания сред с большой вязкостью. Перекачиваемая среда может содержать волокнистые, твердые и даже абразивные включения. Преимущества и недостатки винтовых насосов, их характеристики хорошо изучены, области применения и основные закономерности ОВН известны, описаны в монографиях [1, 2] и учебных пособиях по объемным гидромашинам (см., например, [3]).

Опубликованы результаты исследований различных аспектов повышения эффективности ОВН (см. [4–11] и библиографию в них). Для обоснованного выбора параметров ОВН в заданных условиях работы необходимы нагрузочные характеристики. Построение и исследование влияния на них различных факторов является актуальной проблемой.

Важными факторами, влияющими на нагрузочные характеристики ОВН, являются конструктивные особенности (число заходов ротора, контурный диаметр, длина рабочих органов и натяг, расположение ротора и др.) [1, 2, 6, 8, 11], свойства перекачиваемой жидкости (плотность, вязкость, газосодержание) [1, 7, 10].

В [1] было предложено зависимость подачи (производительности) ОВН  $Q$  от перепада давления  $\Delta P$  описывать следующей формулой:

$$Q = Q_x \cdot (1 - p^\alpha), \quad p = \Delta P / \Delta P_0, \quad (1)$$

где  $Q_x$  – подача ОВН на холостом ходу ( $\Delta P = 0$ );  $\Delta P_0$  – предельное значение перепада давлений ( $Q = 0$ );  $\alpha$  – эмпирический показатель степени.

Как правило, в работах российских исследователей используется формула (1). Тогда как в публикациях зарубежных исследователей (например, [4, 5]) чаще встречается формула, не содержащая дополнительного эмпирического показателя:

$$Q = Q_x \cdot [(1 - 0,2 \cdot p - 0,8 \cdot p^2)]. \quad (2)$$

Все производители ОВН размещают в открытом доступе технические параметры своих агрегатов. Например, в табл. 1 представлена часть типоразмерного ряда ОВН [12]. Обозначения в табл. 1:  $Q_m$  – наибольшая подача,  $\Delta P_m$  – максимально допустимый перепад давлений,  $N_э$  – мощность электродвигателя,  $n_m$  – наибольшая частота вращения ротора,  $D_0$  – диаметр патрубков (входного/выходного),  $b$  – максимально допустимый размер включений ( $b_1$  – жестких,  $b_2$  – мягких).

В номере (табл. 1) SP обозначает линейку ОВН, первое число – диаметр ротора в миллиметрах, последнее число – перепад давлений, на который рассчитана геометрия винтовой пары (00 и 01 – 0,6 МПа, 02 – 1,2 МПа, 03 – 1,8 МПа, 04 – 2,4 МПа). У всех SP-насосов допустимый коэффициент кинематической вязкости перекачиваемой жидкости – до 0,01 м<sup>2</sup>/с, глубина самовсасывания – до 8 м, температура перекачиваемой жидкости – до 160°C.

Таблица 1

**Технические параметры ОВН Varisco серии SP [12]**

Table 1

**Technical parameters of the Varisco SP series [12]**

Номер	$Q_m$ , м <sup>3</sup> /ч	$\Delta P_m$ , МПа	$N_g$ , кВт	$n_m$ , об/мин	$D_0$ , мм	$b_1$ , мм	$b_2$ , мм
SP 63-01	46,4	0,6	15,0	451	125	24	37
SP 63-02	20,7	1,2	11,0	451	125	24	37
SP 63-03	23,1	1,8	15,0	451	125	24	37
SP 63-04	17,5	2,4	18,5	366	125	24	37
SP 76-01	64,0	0,6	18,5	374	150	30	45
SP 76-02	28,3	1,2	18,5	374	150	30	45
SP 90-01	82,0	0,6	22,0	297	150	36	54
SP 90-02	52,0	1,2	30,0	366	150	36	54
SP 90-03	35,0	1,8	37,0	265	150	36	54

В настоящее время разработаны методы получения нагрузочных характеристик различных гидравлических машин из гидродинамического расчета их проточной части (см., например, [8, 13]). Такой подход целесообразен при проектировании гидравлических машин. В данной статье рассматривается иная ситуация.

Многие производители ОВН, кроме технических параметров, размещают в открытом доступе результаты испытаний [12, 14–16]. Главным образом, графики зависимостей подачи  $Q$  и затраченной мощности ОВН  $N$  от частоты вращения ротора  $n$  при различных значениях перепада давлений  $\Delta P$ :  $Q = \varphi_1(n)$ ,  $N = \varphi_2(n)$ . Нагрузочные характеристики, необходимые для обоснованного выбора агрегата в заданных условиях:  $Q = f_1(\Delta P)$ ,  $N = f_2(\Delta P)$ ,  $\eta = f_3(\Delta P)$  ( $\eta$  – коэффициент полезного действия ОВН (КПД)) встречаются крайне редко, например, в [16].

Цель работы – модификация ранее предложенного метода расчета, получение и анализ с его помощью нагрузочных характеристик ОВН на основе результатов их испытаний  $\varphi_1(n)$ ,  $\varphi_2(n)$ .

**Материалы и методы**

ОВН относятся к объемным насосам, для которых разработан метод построения нагрузочных характеристик (см. [17–18]). Этот метод включает оцифровку графиков  $\varphi_1(n)$ ,  $\varphi_2(n)$ , подбор аппроксимирующих функций, определение полезной мощности ОВН  $N_n$  и его КПД. При этом необходимо учитывать, что реальные характеристики ОВН отличаются от идеальных заметно сильнее, чем, например, у плунжерных насосов.

Метод расчета нагрузочных характеристик продемонстрируем на примере результатов испытаний ОВН SP-76-02, приведенных в [12]. Они показаны точками на рис. 1 и 2. На испытаниях перекачивалась вода при 20°C. Влияние вязкости жидкости и присутствия газовой фазы в данной статье не рассматривается. В отличие от [12] подача ОВН  $Q$  переведена из м<sup>3</sup>/ч в дм<sup>3</sup>/с, частота вращения ротора  $n$  – из об/мин в об/с.

Заметим, что в табл. 1 для насоса SP-76-02 частота вращения ротора ограничена 374 об/мин (6,23 об/с). В стандартной комплектации электродвигатель имеет мощность  $N_g = 18,5$  кВт, достаточную для такой частоты. Испытания, результаты которых представлены на рис. 1 и 2, проводились и при больших частотах вращения. Поэтому в них использовался электродвигатель повышенной мощности.

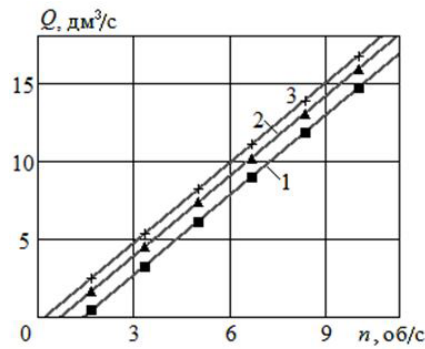


Рис. 1. Зависимость производительности ОВН SP-76-02 от частоты вращения при различном давлении:  
 1 –  $\Delta P = 0,4$  МПа; 2 –  $\Delta P = 0,8$  МПа; 3 –  $\Delta P = 1,2$  МПа.  
 Точки – данные испытаний [12], линии – расчет по (3), (5)

Fig. 1. Dependence of the SP-76-02 performance on the rotor speed at different pressures:  
 1 –  $\Delta P = 0,4$  MPa; 2 –  $\Delta P = 0,8$  MPa; 3 –  $\Delta P = 1,2$  MPa. Points – test data [12], lines – calculation by (3), (5)

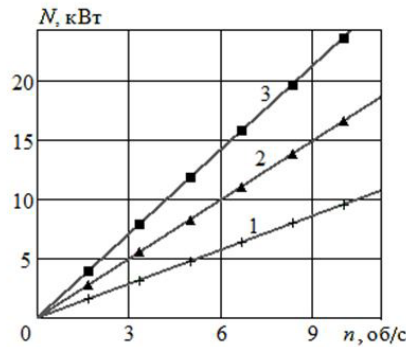


Рис. 2. Зависимость затраченной мощности ОВН SP-76-02 от частоты вращения при различном давлении:  
 1 –  $\Delta P = 0,4$  МПа; 2 –  $\Delta P = 0,8$  МПа; 3 –  $\Delta P = 1,2$  МПа.  
 Точки – данные испытаний [12], линии – расчет по (4), (6)

Fig. 2. Dependence of the SP-76-02 pump power consumption on the rotor speed at different pressures:  
 1 –  $\Delta P = 0,4$  MPa; 2 –  $\Delta P = 0,8$  MPa; 3 –  $\Delta P = 1,2$  MPa. Points – test data [12], lines – calculation by (4), (6)

### Результаты и обсуждение

По рис. 1 и 2 линейные зависимости  $Q$  и  $N$  от  $n$  могут быть представлены в виде

$$Q(n, \Delta p) = V_1 \cdot [n - n_0(\Delta p)], \quad (3)$$

$$N(n, \Delta p) = A_1(\Delta p) \cdot n, \quad (4)$$

где  $V_1$  – объем жидкости, перекачиваемой за один оборот на холостом ходу, для рассматриваемой модели  $V_1 = 1,716$  дм<sup>3</sup>;  $A_1$  – работа, затрачиваемая ОВН за один оборот;  $n_0$  – минимальная частота вращения начала перекачивания жидкости,  $P_A$  – атмосферное давление;  $\Delta p = \Delta P/P_A$  – безразмерный перепад давлений.

Нередко  $n_0$  не учитывают в расчетах, например, в [4, 5]. Однако это допустимо только при небольших перепадах давления. При  $\Delta P \rightarrow 0$  и  $n_0 \rightarrow 0$ ; на рис. 3 – это достоверная точка в начале координат. Значение  $n_0$  заметно растет с увеличением  $\Delta P$ , что подтверждается результатами испытаний не только [12], но и других производителей ОВН [14, 15]. Метод наименьших квадратов

позволил получить значения эмпирических констант в формулах, описывающих зависимость параметров в (3), (4) от давления:

$$n_0 = 0,0203 \cdot \Delta p^{1,71}; \quad (5)$$

$$A_1 = 0,252 + 0,175 \cdot \Delta p. \quad (6)$$

Теперь по (3)–(6) можем рассчитать значения  $Q$  и  $N$  для режима холостого хода, которые в результатах испытаний не приведены. Что позволило добавить точки слева на рис. 4–5.

Для аппроксимации, как и в [1], на рис. 4, использована формула (7), следующая из (1), на рис. 5 – (8):

$$Q = Q_x + a \cdot \Delta p^\alpha, \quad (7)$$

$$N = N_x + k \cdot \Delta p^\beta. \quad (8)$$

Метод наименьших квадратов дает значения эмпирических показателей степени:  $\beta = 1,0$  (как и рекомендовано в [1]),  $\alpha = 1,71$ . Коэффициент  $a$ , как и  $\alpha$ , получился одинаковым для всех частот.

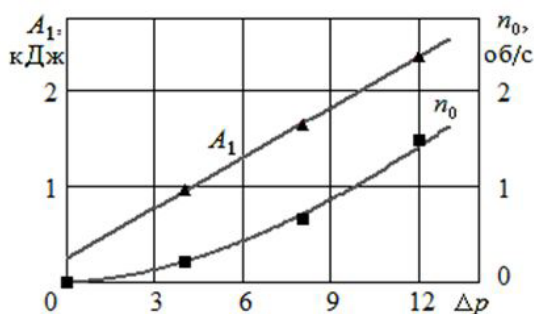


Рис. 3. Эмпирические функции в формулах (3), (4). Точки – данные испытаний [11], линии – расчет по (5), (6)

Fig. 3. Empirical functions in formulas (3), (4). Points – test data [12], lines – calculation by (5), (6)

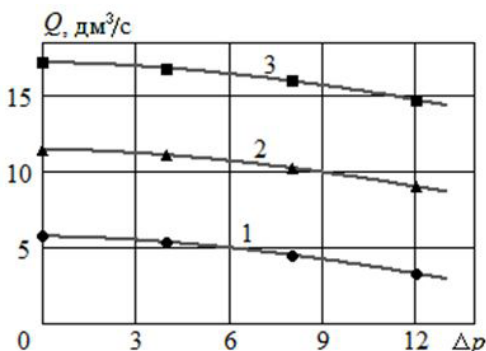


Рис. 4. Зависимость производительности ОВН SP-76-02 от давления при различной частоте вращения:

1 –  $n = 3,33$  об/с; 2 –  $n = 6,67$  об/с; 3 –  $n = 10$  об/с.

Точки – данные испытаний [12], линии – расчет по (7)

Fig. 4. Dependence of the SP-76-02 performance on the pressure at different rotor speeds:

1 –  $n = 3.33$  rps; 2 –  $n = 6.67$  rps; 3 –  $n = 10$  rps.

Points – test data [12], lines – calculation by (7)

Значит, кривые на рис. 4 эквидистантные. Заметим, что при полученном значении  $\alpha$  результаты расчетов по формулам (1) и (2) различаются незначительно.

Величина  $k$  зависит от  $n$ . По (8) найдем движущий момент  $M = N/(2\pi n)$ . Он для исследуемого агрегата не зависит от частоты и рассчитывается по формуле (единицы измерения Н·м):

$$M = 40 + 27,9 \cdot \Delta p. \quad (9)$$

Сравнив (9) с безразмерной формулой (10) из [1]

$$M/M_x = 1 - (h - 1) \cdot p, \quad (10)$$

получим коэффициент наклона линии момента к оси  $p$  для данного ОВН:

$$h = M_0/M_x = 1 + 0,6975 \cdot \Delta P_0/P_A. \quad (11)$$

Рассчитаем полезную мощность и КПД ОВН по известным формулам:

$$N_n(n, \Delta P) = Q(n, \Delta P) \cdot \Delta P, \quad \eta = 100 \cdot N_n(n, \Delta P)/N(n, \Delta P). \quad (12)$$

В [1] указано, что КПД ОВН, не превышает 60 %. В данном случае максимальный КПД достигает 77,2 % при  $\Delta P = 1,2$  МПа и  $n = 10$  об/с (линия 5 на рис. 6).

Как известно, различают 4 режима работы ОВН: режим холостого хода ( $Q_x$  и  $N_x$  при  $\Delta P = 0$ ), оптимальный режим (максимум КПД) при  $\Delta P_{\text{opt}}$ , экстремальный режим (максимум полезной мощности) при  $\Delta P_E$ , режим предельного давления при  $\Delta P_0$  ( $Q = 0$ ). В табл. 2 представлены результаты расчета характеристик ОВН SP-76-02 в указанных режимах.

Испытания [12] проводилось для давлений  $\Delta P = 0,4; 0,8; 1,2$  МПа. Все значения  $\Delta P_{\text{opt}}$  в табл. 2 попадают в указанный диапазон, из  $\Delta P_E$  – только два первых,  $\Delta P_0$  – ни одного. Поэтому значения характеристик при  $\Delta P > 1,2$  МПа носят оценочный, сугубо приближенный, характер.

Так как  $\Delta P_0$  существенно растет с увеличением частоты, то по формуле (11) коэффициент  $h$  также значительно возрастет. Следовательно, при использовании безразмерного давления  $p = \Delta P / \Delta P_0$  в формуле (10) получается переменный коэффициент. Тогда как в формуле (9) используется безразмерное давление  $\Delta p = \Delta P / P_A$ , и коэффициент получается постоянным для рассматриваемой модели ОВН, независящим от частоты вращения.

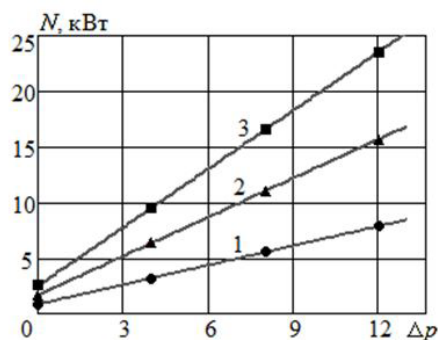


Рис. 5. Зависимость затраченной мощности ОВН SP-76-02 от давления при различной частоте вращения: 1 –  $n = 3,33$  об/с; 2 –  $n = 6,67$  об/с; 3 –  $n = 10$  об/с. Точки – данные испытаний [12], линии – расчет по (8)

Fig. 5. Dependence of the SP-76-02 pump power consumption on the pressure at different rotor speeds: 1 –  $n = 3.33$  rps; 2 –  $n = 6.67$  rps; 3 –  $n = 10$  rps. Points – test data [12], lines – calculation by (8)

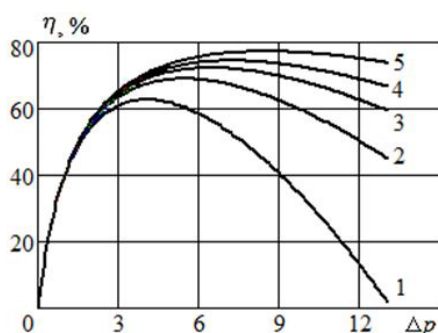


Рис. 6. Зависимость КПД ОВН SP-76-02 от давления при различной частоте вращения:  
 1 –  $n = 1,67$  об/с; 2 –  $n = 3,33$  об/с; 3 –  $n = 5$  об/с; 4 –  $n = 6,67$  об/с; 5 –  $n = 10$  об/с

Fig. 6. Dependence of the SP-76-02 pump efficiency on the pressure at different rotor speeds:  
 1 –  $n = 3.33$  rps; 2 –  $n = 6.67$  rps; 3 –  $n = 10$  rps

Таблица 2

**Результаты расчета значений характеристик ОВН SP-76-02  
 в различных режимах**

Table 2

**Calculating results of the values of the SP-76-02 pump characteristics  
 in various modes**

$n$	$Q_x$	$N_x$	$\Delta P_{\text{opt}}$	$\eta_{\text{opt}}$	$\Delta P_E$	$N_{nE}$	$\Delta P_0$
об/с	дм <sup>3</sup> /с	кВт	МПа	%	МПа	кВт	МПа
1,67	2,86	0,46	0,405	62,7	0,735	1,327	1,317
3,33	5,72	0,69	0,541	69,0	1,110	3,981	1,976
5,0	8,58	0,92	0,640	72,3	1,398	7,569	2,504
6,67	11,44	1,38	0,719	74,4	1,654	11,941	2,963
10,0	17,16	2,06	0,846	77,2	2,097	22,704	3,756

**Заключение**

Публикуемые производителями ОВН зависимости подачи и затраченной мощности от частоты вращения ротора позволяют рассчитать нагрузочные характеристики – зависимости от перепада давлений. Основными этапами метода расчета являются:

1. Оцифровка графиков зависимости подачи и затраченной мощности ОВН от частоты. Этап может отсутствовать в тех редких случаях, когда производитель представляет результаты испытаний в табличной форме.

2. Расчет методом наименьших квадратов величин  $V_1, A_1, n_0$  для каждого значения  $\Delta p$  заданного ОВН. Проверка выполнения условия постоянства рабочего объема  $V_1 = \text{const}$ . Расчет подачи на холостом ходу  $Q_x = V_1 \cdot n$ .

3. Нахождение зависимостей  $A_1$  и  $n_0$  от перепада давлений  $\Delta p$ . Расчет методом наименьших квадратов эмпирических параметров в формулах (3), (4) для заданного ОВН.

4. Нахождение зависимости подачи и затраченной мощности ОВН от  $\Delta p$  для нескольких характерных значениях частоты. Расчет методом наименьших квадратов эмпирических параметров в формулах (7), (8):  $\alpha, \beta, k, N_x$  (значения  $Q_x$  рассчитаны в п. 2).



5. Расчет зависимости полезной мощности и КПД ОВН от  $\Delta p$  по формулам (12).

Предложенный метод позволяет с высокой степенью достоверности определить значения характеристик на холостом ходу, отсутствующие в результатах испытаний. Анализ результатов испытаний показал необходимость учитывать в расчетах минимальную частоту вращения ротора, при которой начинается перекачивание жидкости. Указанная частота заметно растет с увеличением перепада давления.

В рассмотренном типе одновинтовых насосов графики зависимости подачи от давления эквидистантные. Значения оптимальных по КПД перепадов давления при допустимых частотах находятся в рабочем диапазоне (до 1,2 МПа). При  $\Delta P = 1,2$  МПа и частоте 600 об/мин максимальный КПД равен 77,2 %. Экстремальный режим выходит за пределы рабочего диапазона давлений при частоте выше 200 об/мин.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Балденко Д.Ф., Балденко Ф.Д., Гноевых А.Н.** Одновинтовые гидравлические машины: монография в 2-х т. Т. 1. Одновинтовые насосы. М.: ИРЦ Газпром, 2005. 488 с.
- [2] **Nelik L., Brennan J.** Progressing Cavity Pumps, Downhole Pump and Mudmotors. Houston, Texas: Gulf Publishing Company, 2005. 214 p.
- [3] **Борисов Б.П.** Объемные гидромашин: учебное пособие. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. 237 с.
- [4] **Wang Z.X.** The virtual assembly simulation and optimization design on single screw pump of offshore petroleum well cementing LADS device // *Advanced Materials Research*. 2014. Vol. 945–949, pp. 203–208.
- [5] **Bi H., Wu M., Zhang X.** Design of parameters optimization system for crew pump well // *Int. Journal of Simulation: Systems, Science and Technology*. 2016. Vol. 17 (25), pp. 11–16.
- [6] **Shamsuddeen A.A., Ismail H., Salaudeen I., Hassan U.** Investigating the effect of geometric parameters of screw pump (single-rotor hydraulic-machine) on its operation using different kinematic ratios // *Int. Journal of Scientific & Engineering Research*. 2016. Vol. 7, No. 10, pp. 1780–1785.
- [7] **Кобзев А.А.** Центробежные и винтовые насосы: особенности выбора для предприятий нефтехимической промышленности // *Химическая техника*. 2016. № 3. С. 7–9.
- [8] **Jagannadha Rao T., Srinivasa Rao K., Bala Bhaskara Rao J.** Numerical analysis of screw pump for maximum helical angle and pitch // *Int. Journal & Magazine of Engineering, Technology, Management and Research*. 2017. Vol. 4, No. 3, pp. 254–262.
- [9] **Киршев С.Е., Ковалевский С.А.** Преимущества применения одновинтовых насосов в системах очистки бурового раствора // *Территория Нефтегаз*. 2017. № 7–8. С. 82–83.
- [10] **Балденко Д.Ф., Балденко Ф.Д.** Пути совершенствования одновинтовых насосов для реализации современных технологий нефтегазовой промышленности // *Бурение и нефть*. 2018. № 4. С. 4–11.
- [11] **Исаев А.А.** Исследование напорных характеристик винтовых насосов при различных расположениях ротора // *Ученые записки Альметьевского государственного нефтяного института*. 2018. Т. 17. С. 145–148.
- [12] Одновинтовые насосы Varisco [Электронный ресурс]. URL: [https://promnasos.com/catalog/screw\\_pumps/varisco\\_vulcan/](https://promnasos.com/catalog/screw_pumps/varisco_vulcan/) (дата обращения 07.07.2020).
- [13] **Свобода Д.Г., Жарковский А.А. Иванов Е.А., Щуцкий С.Ю., Дягилев П.Ю.** Создание осевых насосов с высоким КПД и незападающей формой характеристики. *Вестник машиностроения*. 2019. № 4. С. 37–41.
- [14] Горизонтальные одновинтовые насосы Soltec [Электронный ресурс]. URL: <https://www.soltec-pumps.com/ru/products/> (дата обращения 07.07.2020).



[15] CSF Inox Volumetric Pumps [Электронный ресурс]. URL: <https://www.csf.it/en/products/volumetric-pumps/> (дата обращения 07.07.2020).

[16] Электронасосы одновинтовые. Руководство по эксплуатации. АО «ГМС Ливгидромаш» [Электронный ресурс]. URL: <http://www.hms-livgidromash.ru/catalog/vintovye-nasosy/> (дата обращения: 07.07.2020).

[17] **Великанов Н.Л., Наумов В.А., Корягин С.И.** Анализ характеристик плунжерных насосов // Вестник машиностроения. 2018. № 3. С. 25–27.

[18] **Великанов Н.Л., Наумов В.А.** Расчет характеристик трехплунжерных насосов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2018. № 11 (705). С. 60–67.

## СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ

**НАУМОВ Владимир Аркадьевич** – *заведующий кафедрой, Калининградский государственный технический университет, д-р техн. наук.*

E-mail: van-old@mail.ru

**Дата поступления статьи в редакцию: 13.07.2020**

## REFERENCES

[1] **D.F. Baldenko, F.D. Baldenko, A.N. Gnoyevykh**, *Odnovintovyye gidravlicheskiye mashiny: monografiya v 2-kh t. T. 1. Odnovintovyye nasosy.* [Single-screw Hydraulic Mashines: 2 vol. Vol. 1. Progressive Cavity Pumps] M.: IRTs Gazprom, 2005. 488 p.

[2] **L. Nelik, J. Brennan**, *Progressing Cavity Pumps, Downhole Pump and Mudmotors.* Houston, Texas: Gulf Publishing Company, 2005. 214 p.

[3] **B.P. Borisov**, *Obyemnyye gidromashiny: uchebnoye posobiye* [Volumetric hydraulic machines: tutorial]. M.: Izdatelstvo MGTU im. N.E. Baumana, 2018. 237 p.

[4] **Z.X. Wang**, *The virtual assembly simulation and optimization design on single screw pump of offshore petroleum well cementing LADS device.* Advanced Materials Research. 2014. Vol. 945–949, pp. 203–208.

[5] **H. Bi, M. Wu, X. Zhang**, *Design of parameters optimization system for crew pump well.* Int. Journal of Simulation: Systems, Science and Technology. 2016. Vol. 17 (25), pp. 11–16.

[6] **A.A. Shamsuddeen, H. Ismai, I. Salaudeen, U. Hassan**, *Investigating the effect of geometric parameters of screw pump (single-rotor hydraulic-machine) on its operation using different kinematic ratios.* Int. Journal of Scientific & Engineering Research. 2016. Vol. 7, no. 10, pp. 1780–1785.

[7] **A.A. Kobzev**, *Tsentrobezhnyye i vintovyye nasosy: osobennosti vybora dlya predpriyatiy neftekhimicheskoy promyshlennosti* [Centrifugal and screw pumps: features of choice for the petrochemical industry]. *Khimicheskaya tekhnika*. 2016, no. 3, pp. 7–9.

[8] **T. Jagannadha Rao, K. Srinivasa Rao, J. Bala Bhaskara Rao**, *Numerical analysis of screw pump for maximum helical angle and pitch* // Int. Journal & Magazine of Engineering, Technology, Management and Research. 2017. Vol. 4, no. 3, pp. 254–262.

[9] **S.Ye. Kirshev, S.A. Kovalevskiy**, *Preimushchestva primeneniya odnovintovykh nasosov v sistemakh ochistki burovogo rastvora* [Advantages of using single-screw pumps in drilling mud treatment systems]. *Territoriya Neftegaz*. 2017, no. 7–8, pp. 82–83.

[10] **D.F. Baldenko, F.D. Baldenko**, *Puti sovershenstvovaniya odnovintovykh nasosov dlya realizatsii sovremennykh tekhnologiy neftegazovoy promyshlennosti* [Ways to improve single-screw pumps for the implementation of modern technologies in the oil and gas industry] *Burenkiye i nefte*. 2018, no. 4, pp. 4–11.

[11] **A.A. Isayev**, *Issledovaniye napornykh kharakteristik vintovykh nasosov pri razlichnykh raspolozheniyakh rotora* [Investigation of pressure characteristics of screw pumps at different rotor locations]. *Uchenyye zapiski Almet'yevskogo gosudarstvennogo neftyanogo instituta*. 2018. Vol. 17, pp. 145–148.

[12] Odnovintovyye nasosy Varisco [Varisco single screw pumps] (Electronic resource). URL: [https://prom-nasos.com/catalog/screw\\_pumps/varisco\\_vulcan/](https://prom-nasos.com/catalog/screw_pumps/varisco_vulcan/) (accessed 07.07.2020).

[13] **D.G. Svoboda, A.A. Zharkovskiy, Ye.A. Ivanov, S.Yu. Shchutskiy, P.Yu. Dyagilev**, Sozdaniye osevykh nasosov s vysokim KPD i nezapadayushchey formoy kharakteristiki [Creating axial pumps with high efficiency and non-falling shape characteristics]. Vestnik mashinostroyeniya. 2019, no. 4, pp. 37–41.

[14] Gorizontalnyye odnovintovyye nasosy Soltec [Soltec horizontal single screw pumps] (Electronic resource). URL: <https://www.soltecpumps.com/ru/products/> (accessed 07.07.2020).

[15] CSF Inox Volumetric Pumps (Electronic resource). URL: <https://www.csf.it/en/products/volumetric-pumps/> (accessed 07.07.2020).

[16] Elektronasosy odnovintovyye. Rukovodstvo po ekspluatatsii. AO "GMS Livgidromash" [Single-screw electric pumps. User manual. HMS Livgidromash] (Electronic resource). URL: <http://www.hms-livgidromash.ru/catalog/vintovye-nasosy/> (accessed 07.07.2020).

[17] **N.L. Velikanov, V.A. Naumov, S.I. Koryagin**, Analiz kharakteristik plunzhernykh nasosov [Analysis of the characteristics of plunger pumps]. Vestnik mashinostroyeniya. 2018, no. 3, pp. 25–27.

[18] **N.L. Velikanov, V.A. Naumov**, Raschet kharakteristik trekhplunzhernykh nasosov [Calculation of characteristics of three-plunger pumps]. Izvestiya vysshih uchebnykh zavedenij. Mashinostroenie. 2018, no. 11 (705), pp. 60–67.

#### THE AUTHOR

**NAUMOV Vladimir A.** – *Kaliningrad State Technical University.*  
E-mail: van-old@mail.ru

**Received: 13.07.2020**