

## НЕФТЕГАЗОПРОМЫСЛОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

УДК 622.276.054.23

© Островский В.Г., Пещеренко С.Н., 2012

РАСЧЕТ СКОРОСТИ ГИДРОАБРАЗИВНОГО ИЗНОСА  
МЕЖСТУПЕНЧАТЫХ УПЛОТНЕНИЙ НЕФТЯНОГО НАСОСА

В.Г. Островский, С.Н. Пещеренко

ЗАО «Новомет-Пермь», Россия

Проведена оценка влияния износа уплотнений ступеней погружного насоса на его характеристики. Приведен обзор существующей литературы по расчету и моделированию износа погружных насосов, в том числе по расчету скорости износа уплотнений. Выполнен анализ факторов, влияющих на скорость износа уплотнений. Разработана математическая модель износа уплотнений с учетом влияния параметров механических примесей, таких как размер частиц, концентрация, плотность и твердость, а также геометрии уплотнений (длина и ширина зазора между рабочим колесом и направляющим аппаратом, радиус уплотнения), свойств материала насоса и свойств жидкости, таких как вязкость, плотность и скорость течения. В модели учитывается возможность заклинивания частиц в зазоре и, как следствие, значительное увеличение скорости износа. На основе модели предложена методика расчета скорости износа межступенчатых уплотнений погружных нефтяных насосов при перекачивании жидкостей, содержащих абразивные частицы, с учетом изменения размеров зазоров вследствие износа. Основой для расчета скорости износа является вычисление количества утечек через межступенчатое уплотнение, изменяющееся с увеличением зазора вследствие износа. Пример расчета сопоставляется с экспериментальными данными. Подобран эмпирический коэффициент  $K$  для выбранной диагональной ступени ЭЦН5А-320, позволяющий проводить расчеты скорости износа уплотнений при любом режиме работы насоса (при различных подачах и частотах вращения вала). Особенно полезна такая методика расчета при проектировании новых ступеней, так как позволит рассчитать необходимые параметры межступенчатых уплотнений исходя из ожидаемых параметров работы насоса.

**Ключевые слова:** погружной насос, центробежный насос, межступенчатые уплотнения, зазоры, гидроабразивный износ, напор ступени, подача насоса, испытания насосов, ресурс насоса, надежность, утечки в насосе, модель износа уплотнений, скорость износа, абразивные частицы, механические примеси.

CALCULATIONS OF THE RATE HYDROABRASIVE WEAR  
INTERSTAGE SEAL OIL PUMP

V.G. Ostrovskij, S.N. Pesherenko

Novomet-Perm JSC, Russian Federation

The influence of wear stage submersible pump seals on its characteristics. The review of existing literature on the calculation and modeling of wear of submersible pumps, including the calculation of the rate of wear of seals. The analysis of the factors influencing the rate of deterioration of seals. A mathematical model of seal wear with the influence of parameters of mechanical impurities, such as particle size, concentration, density, hardness and geometry seal (length and width of the gap between the impeller and diffuser, the radius of seals), material properties, pump and fluid properties such as viscosity, density, and flow rate. The model takes into account the possibility of jamming of the particles in the gap and, as a consequence, a significant increase in the rate of wear. Based on the model proposed method of calculating the wear rate of interstage seal submersible oil pumps for pumping fluids containing abrasive particles, adjusting the gap size due to wear. The basis for calculating the rate of wear is to calculate the number of leaks through interstage seal varies with the gap increase due to wear. Example calculations are compared with experimental data. Selected empirical coefficient  $K$  for the selected diagonal step ETSN5A-320, allows calculations seal wear rate in any mode of operation of the pump (at different feeds and speeds of the shaft). Especially useful is a method of calculating the design of new steps, because it allows to calculate the required parameters interstage seals based on the expected parameters of the pump.

**Key-words:** submersible pump, centrifugal pump, interstage seal gaps hydroabrasive wear, pressure levels, feed pump, test pumps, pump life, reliability, leakage in the pump seal wear model, the rate of wear, abrasive particles, mechanical impurities.

### Введение

В настоящее время широко применяются технологии интенсификации добычи нефти, одним из видов которых является гидроразрыв пласта, сопровождающийся выносом механических примесей в добываемую жидкость. Однако при этом наблюдается износ межступенчатых уплотнений, приводящий к увеличению утечек через уплотнения и падению напора насоса. Так, были проведены абразивные стендовые испытания нефтяного насоса ЭЦН5А-320 в течение 8 ч при содержании абразивных частиц 1 % об. Зазор в межступенчатом уплотнении увеличился в 6 раз. Падение напора на номинальной подаче (рис. 1), составило ~30 %. В тех же испытаниях, но при замене уплотнения на износостойкое, падение напора составило только 7 %. Следовательно, утечки через уплотнение являются одним из главных факторов, определяющих надежность нефтяных насосов.

Исследования работы погружных нефтяных насосов при перекачке абразивных примесей только начинаются [1–3]. Основное внимание при проектировании погружного насоса уделяется расположению и износостойкости подшипников [4, 5]. При этом вопрос износа межступенчатых уплотнений в данных работах практически не рассматривается. Общие методы по определению надежности погружного оборудования на основе экспериментальных данных об износе приводятся в [6]. Известна методика расчета скорости гидроабразивного износа уплотнений для центробежных насосов [7], но она не учитывает изменение размера зазоров в уплотнении при износе, а соответственно, и изменения скорости износа уплотнения во времени.

Скорость износа уплотнений различных типов ступеней (радиальные, диагональные) варьируется достаточно сильно, так как отличаются и размеры уплотнений, и перепад давления на них. Проводить абразивные испытания всех типов

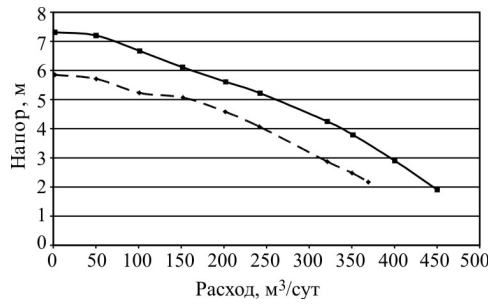


Рис. 1. Изменение расходно-напорной характеристики ступени ЭЦН5А-320 при износе межступенчатых уплотнений:  
 — до абразивных испытаний;  
 - - - после испытаний

уплотнений при всех рабочих режимах дорого и долго, поэтому необходима методика расчета скорости их износа при заданных условиях. В [7] была предложена полуэмпирическая методика расчета гидроабразивного износа уплотнений поверхностных насосов. Целью данной работы являлась адаптация методики расчета скорости гидроабразивного износа межступенчатых уплотнений для нефтяных погружных насосов путем введения зависимости скорости износа от изменения размеров зазоров и подбор эмпирических коэффициентов скорости износа для уплотнений.

### Модель износа уплотнений

Обозначим ширину зазора в уплотнении между рабочим колесом и направляющим аппаратом через  $s$ , а скорость его износа —  $ds/dt$ . Величина  $ds/dt$  зависит от следующих параметров:

- физических свойств твердых частиц: объемной концентрации  $c$ , плотности  $\rho_s$ , диаметра  $d_s$  и твердости  $H_s$  [8];

- свойств жидкости: кинематической вязкости  $\nu$ , плотности  $\rho$  и скорости  $w$  движения жидкости [9, 10] относительно стенок уплотнения между рабочим колесом и направляющим аппаратом;

- геометрических размеров уплотнения: ширины  $S$ , длины  $L$ , радиуса кольцевого зазора  $R$  и твердости металла насоса  $H_{Me}$  [7, 8].

Следовательно,

$$\frac{ds}{dt} = f(c, \rho_s, d_s, H_s; v, \rho, w; s, L, H_{Me}). \quad (1)$$

Из аргументов функции (1) можно составить следующие безразмерные комбинации:  $sw/v$ ,  $c$ ,  $s/L$ ,  $d_s/s$ ,  $\rho/\rho_s$ ,  $H_{Me}/H_s$ . Согласно  $\pi$  – теореме теории подобия [11] из (1) получаем следующую зависимость, где функция  $F$  безразмерных аргументов умножается на скорость, чтобы совпадали размерности левой и правой частей:

$$\frac{ds}{dt} = uF\left(\frac{sw}{v}, c, \frac{s}{L}, \frac{d_s}{s}, \frac{\rho}{\rho_s}, \frac{H_{Me}}{H_s}\right). \quad (2)$$

Скорость износа  $ds/dt$  должна быть пропорциональна энергии, переносимой абразивными частицами в единицу времени, т.е. потоку энергии, или произведению кинетической энергии частицы на ее скорость. Поэтому можно предположить, что разложение функции  $F$  в ряд Тейлора по первому аргументу начинается с квадратичного члена. Раскладывая  $F$  по второму аргументу, получаем

$$\frac{ds}{dt} = K\left(\frac{s}{L}, \frac{d_s}{s}, \frac{\rho}{\rho_s}, \frac{H_{Me}}{H_s}\right)\left(\frac{s^2 w^3}{v^2}\right)c. \quad (3)$$

Согласно [12, 13] коэффициент  $K$  увеличивается скачком в 10 раз, если  $d_s > 3s/4$ , так как происходит заклинивание частиц в зазоре.

Уплотнение образуется двумя стенками: неподвижной стенкой направляющего аппарата и вращающейся с угловой скоростью  $\omega$  стенкой рабочего колеса. Скорость  $w$  движения жидкости в уплотнении относительно неподвижной стенки направляющего аппарата равна сумме скорости осевого течения  $c_t$  и перпендикулярной ей средней скорости вращения жидкости за счет движения стенки рабочего колеса, примерно равной  $\omega R/2$ , т.е.

$$w^2 = c_t^2 + \left(\frac{\omega R}{2}\right)^2, \quad (4)$$

где  $R$  – радиус уплотнения.

Пусть  $p_1$  – давление на входе в уплотнение,  $p_2$  – на выходе, тогда

$$p_1 = \Delta p_{in} + \Delta p + \Delta p_{out} + p_2, \quad (5)$$

где  $\Delta p_{in}$ ,  $\Delta p_{out}$  – потери давления из-за локальных сопротивлений на входе и выходе из уплотнения, для прямоугольных кромок канала [14],  $\Delta p_{in} = \lambda_{in} \rho c_m^2 / 2$ ,  $\Delta p_{out} = \lambda_{out} \rho c_m^2 / 2$ ;  $\lambda_{in} = 0,5$ ,  $\lambda_{out} = 1,0$ ;  $\Delta p$  – потери на трение согласно [15]

$$\Delta p = \lambda \frac{L}{d} \frac{\rho c_m^2}{2} = \frac{0,3164}{(c_m d / v)^{0,25}} \frac{L}{d} \frac{\rho c_m^2}{2}, \quad (6)$$

где  $d$  – гидравлический диаметр канала,  $d = 4S/P$ ;  $S$  – площадь его сечения;  $P$  – периметр. У нас  $S = \pi[(R+s)^2 - R^2]$ ,  $P = 2\pi[(R+s)+R]$ , т.е.  $d = 2s$ , поэтому из (5) и (6) следует

$$\begin{aligned} p_1 - p_2 &= \\ &= \frac{\rho}{2} \left[ \lambda_{in} + \lambda_{out} + \frac{0,3164}{(2sc_m/v)^{0,25}} \frac{L}{d} \right] c_m^2 = \\ &= \rho g \Delta H, \end{aligned} \quad (7)$$

где  $\Delta H$  – напор ступени, откуда с учетом (4) получим неявную зависимость  $w(s)$ :

$$\begin{aligned} 2g\Delta H &= \\ &= \left[ 1,5 + \frac{0,3164}{\left(2s\sqrt{w^2 - (\omega R/2)^2}/v\right)^{0,25}} \frac{L}{2s} \right] \times \\ &\quad \times \left( w^2 - \left(\frac{\omega R}{2}\right)^2 \right). \end{aligned} \quad (8)$$

Итак, износ уплотнения описывается дифференциальным уравнением

$$\frac{ds}{dt} = K \left( \frac{d_s}{s} \right) w^3(s) c, \quad (9)$$

$$K \left( \frac{d_s}{s} \right) = \begin{cases} K, & d_s \leq 3s/4 \\ 10K, & d_s > 3s/4 \end{cases}, \quad (10)$$

где  $w(s)$  находится как решение алгебраического уравнения (8).

### Эмпирическая оценка коэффициента $K$

Подбор коэффициента  $K$  производился на основе испытаний ступеней погружного насоса в абразивной среде. В эксперименте заданы следующие условия:

- ступень ЭЦН5А – 320,
- частота вращения,  $n = 4500$  об/мин,
- подача жидкости –  $500 \text{ м}^3/\text{сут}$ ,
- напор, развиваемый одной ступенью,  $\Delta H = 10,52 \text{ м}$ ,
- $c = 10 \text{ кг/м}^3$ , при этом абразивные частицы полностью состоят из кварцевого песка с острыми гранями;
- радиус уплотнения,  $R = 0,0268 \text{ м}$ ,
- длина уплотнения,  $L = 0,006 \text{ м}$ ,
- $\rho_s = 2200 \text{ кг/м}^3$ ;
- размер абразивных частиц  $0,5\text{--}1,0 \text{ мм}$ , по гранулометрическому анализу большая часть частиц имеет размер  $d_s = 0,6 \text{ мм}$ ;
- начальный размер зазора в уплотнении,  $s_0 = 0,175 \text{ мм}$ ;
- размер зазора после 2 ч испытаний,  $s_2 = 0,7 \text{ мм}$ ;
- размер зазора после 8 ч испытаний,  $s_8 = 1,0 \text{ мм}$ .

Экспериментальная зависимость размера зазора приведена на рис. 2 (сплошная линия). Расчетная зависимость – штриховая линия (после подбора коэффициента  $K \sim 12$ ).

На рис. 3 представлена зависимость скорости износа от размера зазора, скач-

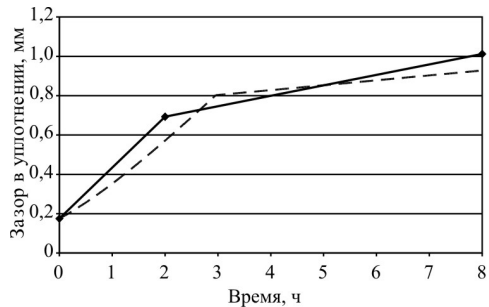


Рис. 2. Износ уплотнения ступени в ходе абразивных испытаний: — — экспериментальные данные; - - - - расчетные данные

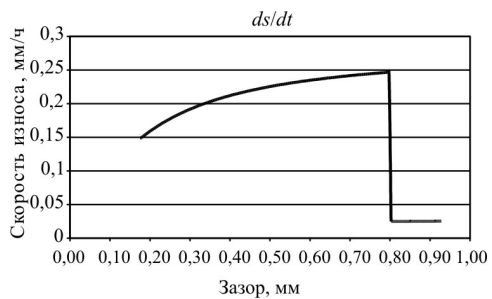


Рис. 3. Зависимость скорости износа от размера зазора

кообразное изменение скорости износа соответствует зазору, в котором перестают застревать частицы (также соответствует точке перегиба на рис. 2).

### Заключение

Полученная методика расчета скорости гидроабразивного износа позволяет без проведения многочисленных экспериментов сравнить надежность работы погружных нефтяных насосов в различных режимах, к примеру, при работе на разных подачах или на разных частотах. Особенно полезна такая методика при проектировании новых ступеней, так как позволит рассчитать необходимые параметры межступенчатых уплотнений исходя из ожидаемых параметров работы насоса.

### Список литературы

1. Смирнов Н.И. Научные подходы к повышению надежности УЭЦН // Инженерная практика. – 2010. – № 2. – С. 5.
2. Перельман О.М., Пещеренко С.Н., Рабинович А.И. Конструкция абразиво-устойчивых погружных насосов // Современное состояние и перспективы развития гидромашиностроения в XXI веке: тр. междунар. науч.-техн. конф. – СПб.: Нестор, 2003.
3. Островский В.Г., Пещеренко С.Н., Каплан А.Л. Методика моделирования гидроабразивного износа ступеней нефтяных насосов // Горное оборудование и электромеханика. – 2011. – № 12. – С. 38–42.
4. Агеев Ш.Р., Григорян Е.Е., Макиенко Г.П. Российские установки лопастных насосов для добычи нефти и их применение: энциклопедический справочник. – Пермь: Пресс-Мастер, 2007. – 645 с.
5. Яременко О.В. Испытания насосов. – М.: Машиностроение, 1976. – 225 с.
6. Gulich J.F. Centrifugal pumps. – Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 964 с.
7. Takacs G. Electrical submersible pump manual: design, operation, and maintenance. – Elsevier, 2009. – 425 p.
8. Животовский Л.С., Смойловская Л.А. Лопастные насосы для абразивных гидросмесей. – М.: Машиностроение, 1978. – 223 с.
9. Фомин В.В. Гидроэрозия металлов. – М.: Машиностроение, 1977. – 287 с.
10. Финкельштейн З.Л. Применение и очистка рабочих жидкостей для горных машин. – М.: Недра, 1986. – 232 с.
11. Görtler H. Zur Geschichte des П-Theorems // Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik. – 1975. – № 55. – P. 3–8.
12. Uetz H. Abrasion und erosion. – Hanser, Munchen, 1986. – 829 p.
13. Multiphase pumping with twin-screw pumps / G. Vetter [et al.] // 17th intl. pumps users symp. – Texas: A&M, 2000. – P. 153–169.
14. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. – Л.: Машиностроение, 1966. – 364 с.
15. Попов Д.Н., Панаиотти С.С., Рябинин М.В. Гидромеханика / под ред. Д.Н. Попова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 384 с.

### References

1. Smirnov N.I. Nauchnye podhody k povysheniju nadezhnosti UJecN [Scientific approaches to increase the reliability of ESP]. *Inzhenernaja praktika*, 2010, no. 2, p. 5.
2. Perel'man O.M., Pewerenko S.N., Rabinovich A.I. Konstrukcija abrazivo-ustojchivyh pogruzhnyh nasosov [Abrasion-resistant design of submersible pumps]. *Trudy mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoy konferencii*. Saint-Petersburg: Nestor, 2003.
3. Ostrovskij V.G., Pewerenko S.N., Kaplan A.L. Metodika modelirovanija gidroabrazivnogo iznosa stupenej neftnykh nasosov [Simulation method hydroabrasive wear stage oil pump]. *Gornoe oborudovanie i jelektromehaniika*, 2011, no. 12, pp. 38–42.
4. Ageev Sh.R., Grigorjan E.E., Makienko G.P. Rossijskie ustanovki lopastnykh nasosov dlja dobychi nefti i ih primenenie: jenciklopedicheskij spravochnik [Russian install vane pumps for oil and their application: an encyclopedic reference]. Perm: Press-Master, 2007. 645 s.
5. Jaremenko O.V. Ispytanija nasosov [Pumptest]. Moscow: Mashinostroenie, 1976. 225 s.
6. Gulich J.F. Centrifugal pumps. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. 964 p.
7. Takacs G. Electrical submersible pump manual: design, operation, and maintenance. Elsevier, 2009. 425 p.
8. Zhivotovskij L.S., Smojlovskaja L.A. Lopastnye nasosy dlja abrazivnykh gidrosmesej [Vane pumps for abrasive slurries]. Moscow: Mashinostroenie, 1978. 223 p.
9. Fomin V.V. Gidrojerozija metallov [Hydroerosion of mettals]. Moscow: Mashinostroenie, 1977. 287 p.
10. Finkel'shtejn Z.L. Primenenie i ochistka rabochih zhidkostej dlja gornykh mashin [Application and cleaning of working fluids for mining machines]. Moscow: Nedra, 1986. 232 s.

11. Görtler H. Zur Geschichte des П-Theorems. *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik*, 1975, no. 55, pp. 3–8.
12. Uetz H. Abrasion und erosion. Munchen: Hanser, 1986. 829 p.
13. Vetter G. et al. Multiphase pumping with twin-screw pumps. *17th intl. pumps userssymp.* Texas: A&M, 2000, pp. 153–169.
14. Lomakin A.A. Centrobezhnye i osevye nasosy [Centrifugal and axial flow pumps]. Leningrad: Mashinostroenie, 1966. 364 s.
15. Popov D.N., Panaiotti S.S., Rjabinin M.V. *Gidromehanika [Hydromechanics]*. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.Je. Baumana, 2002. 384 s.

#### Об авторах

**Островский Виктор Георгиевич** (Пермь, Россия) – инженер-исследователь ЗАО «Новомет-Пермь» (614990, г. Пермь, шоссе Космонавтов, 395; e-mail: ostrov\_13@mail.com).

**Пещеренко Сергей Николаевич** (Пермь, Россия) – доктор физико-математических наук, начальник инженерно-технического центра ЗАО «Новомет-Пермь» (614065, г. Пермь, шоссе Космонавтов, 395; e-mail: psn@novomet.ru).

#### About the author

**Ostrovskij Viktor Georgievich** (Perm, Russian Federation) – research engineer, Novomet-Perm JSC (614990, Perm, Shosse Kosmonavtov, 395; e-mail: ostrov\_13@mail.com).

**Pesherenko Sergej Nikolaevich** (Perm, Russian Federation) – doctor of physical and mathematical sciences, head of Engineering and Technology Center, Novomet-Perm JSC (614065, Perm, Shosse Kosmonavtov, 395; e-mail: psn@novomet.ru).

Получено 12.05.2012