

Применение имитационного моделирования для прогнозирования срока эксплуатации электроцентробежного насоса при интенсивном эрозионном износе

М.Г. Волков, к.т.н., В.Г. Михайлов, д.т.н., П.И. Чермянин
(ООО «РН-Уфанипинефть»)

Ключевые слова: интенсификация, разработка, добыча, нефть, скважина, насос, осложнения, механические примеси, технологии.
Key words: intensification, development, mining, oil, well, pump, complications impurities technology.

Адрес для связи: m_volkov@ufanipi.ru

Введение

Процесс эрозионного износа поверхностей деталей электроцентробежного насоса (ЭЦН) в условиях ударного воздействия на них потока жидкости с абразивными частицами имеет сложную физическую природу и до настоящего времени изучен недостаточно. Накопленный практический опыт позволяет утверждать, что эрозия (в виде «промыва») обычно возникает в зоне вихревого течения, а ее интенсивность зависит от концентрации, среднего размера и формы частиц механических примесей. Другим не менее разрушительным видом абразивного износа является абразивное стирание сопряженных цилиндрических поверхностей (радиальный износ подшипников скольжения и кольцевых уплотнений рабочего колеса и диффузора).

На основании данных гранулометрического и компонентного анализов можно предположить, какой вид абразивного изнашивания будет приоритетным. Мелкие частицы (средним диаметром менее 0,2-0,3 мм) наносят максимальный вред подшипникам и кольцевым уплотнениям, крупные абразивы оказывают большое эрозионное воздействие на ступени насоса.

На примере эрозионного износа («промыва») выходного участка лопатки рабочего колеса рассмотрены возможности новой методики прогнозирования степени деградации напорных и энерге-

тических характеристик ЭЦН. В качестве параметра эрозионного износа рассматривался условный износ на произвольном участке поверхности, определяемый по формуле

$$h^* = \frac{V_d \cdot T \cdot N_{\text{абр}}}{A_c}, \quad (1)$$

где V_d – объем материала, удаленного с участка одной абразивной частицей за число циклов N ; T – время, за которое в зону поступает определенное число абразивных частиц $N_{\text{абр}}$; $A_c = \Delta r H_{\text{лоп}}$ – площадь абразивного воздействия; Δr – длина лопатки в радиальном направлении, подвергаемая эрозионному износу; $H_{\text{лоп}}$ – ширина лопатки.

Число абразивных частиц рассчитывается по формуле

$$N_{\text{абр}} = \frac{C}{\rho_{\text{пес}}} W_i A_c / \left(\frac{4}{3} \pi \left(\frac{d_{\text{пес}}}{2} \right)^3 \right), \quad (2)$$

где C – концентрация абразивных частиц; $\rho_{\text{пес}}$ – плотность частицы; W_i – относительная скорость жидкости вблизи поверхности лопатки (равна скорости абразивной частицы); $d_{\text{пес}}$ – диаметр частицы.

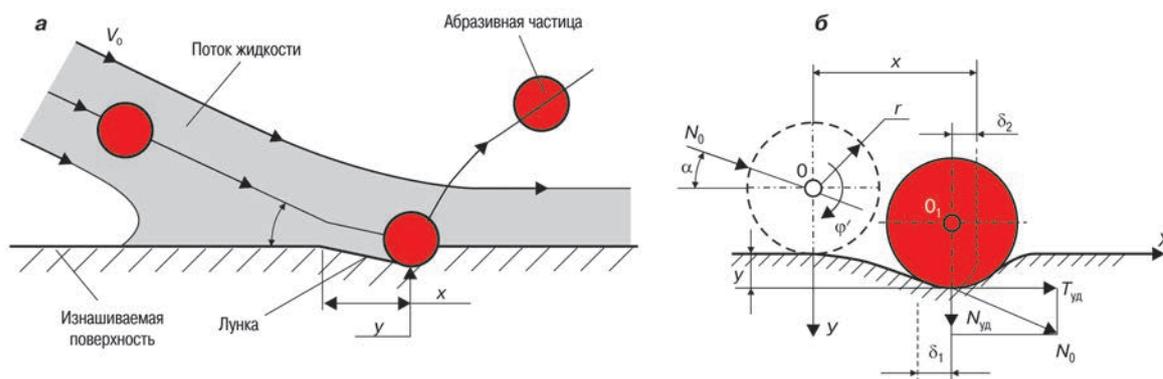


Рис. 1. Схема воздействия абразивной частицы на изнашиваемую поверхность (а) и расчетная схема эрозионного износа (б):

б – α – угол атаки; N_0 – геометрическая сумма векторов $N_{уд}$ и $T_{уд}$; δ_1, δ_2 – деформация соответственно металла на поверхности лопатки и материала абразивной частицы; φ' – угловая скорость вращения частицы

Объем лунки при ударе абразивной частицы по изнашиваемой поверхности определялся при двух видах контакта:

пластическом

$$V_d = \frac{4r}{3} \frac{1-t}{2} \left(\frac{1}{e_0} \sqrt{\frac{2(\sigma_T + 2f_{тр}HB)}{\sigma_T - 2f_{тр}HB}} \right)^X \int_0^X h^{\frac{t+3}{2}} dh \quad (3)$$

и упругопластическом

$$V_d = 1,89r \frac{1-t}{2} \left(\frac{2Ef_{тр} \left[(1+\mu) + \sqrt{1-\mu+\mu^2} \right]}{\pi\sigma_0(1-\mu^2)} \right)^t \int_0^Y h^{\frac{t+3}{2}} dh, \quad (4)$$

где t, e_0, σ_0 – параметры кривой фрикционной усталости; E – модуль упругости; $f_{тр}$ – сила трения; σ_T – предел текучести; HB – твердость по Бринеллю; h – глубина износа; r – радиус абразивной частицы; μ – вязкость перекачиваемой жидкости.

Механистическая модель контактного взаимодействия абразивной частицы с изнашиваемой поверхностью

В результате вихревого течения жидкостно-абразивный поток оказывает ударное воздействие на поверхность металла, что приводит к эрозионному повреждению проточных каналов ЭЦН. При ударе абразивной частицы потока жидкости о поверхность изнашивания на последней образуются лунки или царапины. Малые углы атаки и скорости движения частиц определяют скользкое действие жид-

костно-абразивного потока на поверхности изнашивания. При углах атаки около 90° рельеф поверхности изнашивания выражен не столь четко.

Проникновение абразивной частицы в изнашиваемую поверхность при свободном ударе описывается уравнениями, устанавливающими связь между контактными силами $N_{уд}$ и $T_{уд}$ в точке соприкосновения соударяющихся объектов и общей деформацией вдоль этой поверхности [2] (рис. 1).

Для изменяющихся скоростных режимов, направленности свободного удара и массы абразивных частиц целесообразно использовать модель удара твердой абразивной частицы в виде сферы произвольного диаметра по плоской стальной поверхности – упругому полупространству с последующим решением контактной задачи о вдавлении частицы в полупространство под углом с переменными скоростью и массой.

На рис. 2 приведены результаты расчетов размеров лунки, образованной под действием абразивной частицы на поверхность лопатки рабочего колеса

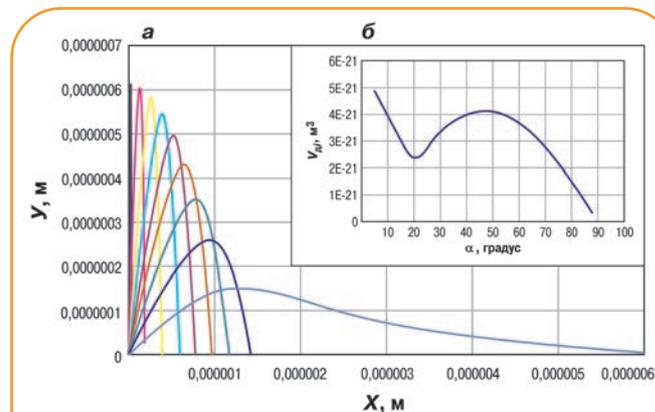


Рис. 2. Расчетный продольный контур (а) и зависимость объема лунки эрозии V_d от угла атаки α (б)

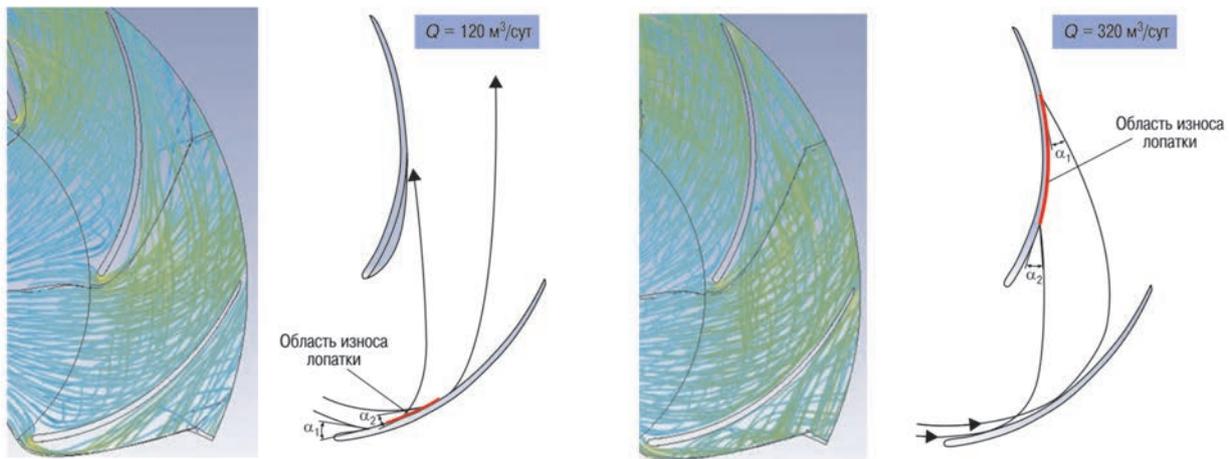


Рис. 3. Численный расчет линий тока жидкости в рабочем колесе ЭЦН при работе насоса в правой (а) и левой (б) частях рабочего диапазона (Q – подача насоса)

ЭЦН. Расчеты были проведены для безотрывного перемещения частицы в момент контакта со стальным упругим полупространством с использованием следующих исходных данных: $G_1 = 8 \cdot 10^{10}$ Па, $\mu = 0,25$ (для стали Д7); $G_2 = 2 \cdot 10^{10}$ Па, $\mu = 0,17$ (для кварцевого песка); $r = 0,1$ мм; скорость частицы $v_0 = 4,37$ м/с; $\alpha = 9,72^\circ$. Значения v_0 и α были получены по результатам гидродинамического моделирования течения в межлопаточном канале НТ ЭЦН5-50-600 Н2, работающего в оптимальном режиме.

Результаты расчетов размеров лунки (см. рис. 2) свидетельствуют о том, что интенсивность деформации изнашиваемого материала немонотонна и существенно возрастает при малых углах атаки ($\alpha < 20^\circ$). Это объясняется тем, что при $\alpha > 20^\circ$ происходит упругий «отскок» абразивной частицы от поверхности металла, а при $\alpha < 20^\circ$ абразивная частица не «отскакивает», а скользит по поверхности лопатки ЭЦН, образуя царапину и существенно увеличивая объем изнашиваемого материала.

Гидродинамическое моделирование

Для определения угла атаки и скорости абразивной частицы в области эрозионного «промыва» требуется гидродинамическая модель течения жидкости в межлопаточном канале рабочего колеса ЭЦН. В первом приближении была принята модель расчета относительной скорости w и давления p по линии тока вдоль стенки лопатки насоса. Условно течение жидкости в межлопаточном канале рассматривалось как наложение вихревого течения на потенциальное.

Коэффициент гидравлического трения жидкости (газа) о стенки канала f_p рассчитан методом супер-

позиции [3]. Сила трения между жидкой и газовой фазами рассчитывается по уравнению

$$F_{int\ erfacid} = -M_{g,s} = M_{l,s} = \frac{a_{int\ erfacid}}{8} C_d \rho_l \left[|W_g - W_l| (W_l - W_g) \right], \quad (5)$$

где $M_{g,s}$, $M_{l,s}$ – сила на границе соответственно газ – поверхность контакта и жидкость – поверхность контакта; $a_{int\ erfacid}$ – коэффициент, определяющий форму поверхности раздела фаз; C_d – коэффициент гидродинамического сопротивления; ρ_l – плотность жидкости; W_g , W_l – относительная скорость соответственно газа и жидкости.

Влияние поперечного вихря на отклонение потенциальных линий тока в квазиодномерной постановке учитывается методом Стодола – Майзеля, модифицированным на основе данных о положении и интенсивности вихревого движения, полученных в ходе численного эксперимента, выполненного в программе ANSYS (рис. 3). Предполагается, что действительный поток жидкости в межлопаточном канале рабочего колеса суммируется из двух составляющих: потенциального потока с относительной скоростью w и вихревого потока с относительной скоростью в области «промыва» w_{ui}

$$w_{ui} = \frac{\pi r_i \omega \sin \beta_i}{z}, \quad (6)$$

где r_i – текущая радиальная координата; ω – угловая скорость рабочего колеса ЭЦН; β_i – текущее отклонение лопатки ЭЦН; z – число лопаток ЭЦН.

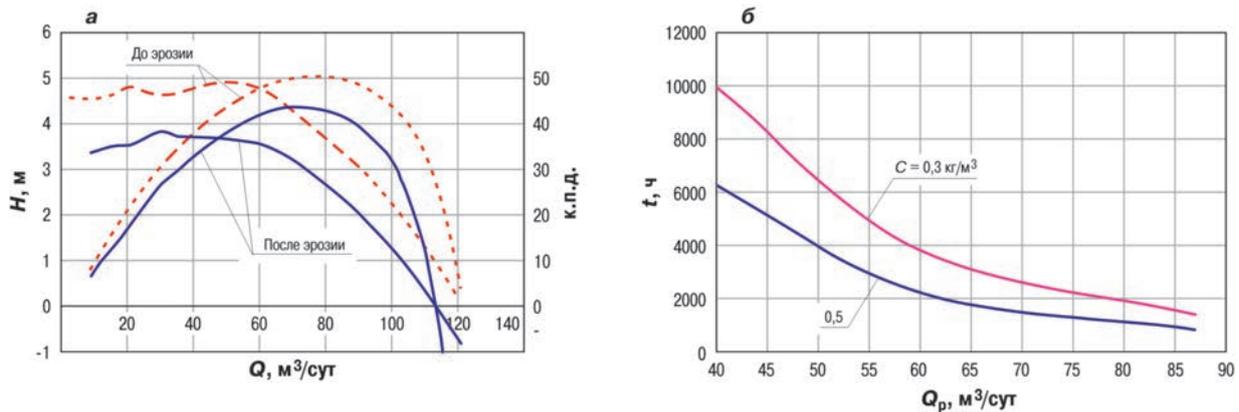


Рис. 4. Расчетные характеристики ЭЦН до и после эрозионного износа (а), зависимость времени эксплуатации ЭЦН от рабочей подачи насоса (б)

Результаты численного эксперимента позволяют сделать вывод о том, что при работе насоса в зоне правой части рабочего диапазона подач ЭЦН область интенсивного эрозионного износа находится на вогнутой поверхности вблизи передней кромки лопатки (см. рис. 3). При работе ЭЦН в левой части рабочего диапазона линии тока «закручиваются» таким образом, что область интенсивного эрозионного износа смещается на выпуклую поверхность вблизи задней кромки лопатки.

Полученные расчетным путем значения w и w_{ii} позволяют определить искомые параметры: скорость $v_0 = f(w, w_{ii}, \beta_i)$ и угол падения абразивной частицы на поверхность лопатки $\alpha = f(\beta_p, \beta_{\text{действ}})$ ($\beta_{\text{действ}}$ – действительное отклонение линии тока вдоль лопатки ЭЦН под действием инерционных сил).

Имитационное моделирование работы центробежного насоса

С помощью математической модели была симулирована работа рабочего колеса ЭЦН только в левой части рабочего диапазона. По результатам гидродинамического моделирования течения жидкости в межлопаточном канале рабочего колеса и контактного взаимодействия абразивных части с поверхностью лопатки ЭЦН была рассчитана глубина условного износа h^* в области эрозионного «промыва». В процессе эксплуатации насоса после времени t на выходной кромке лопатки рабочего колеса образовалось сквозное отверстие. Следовательно, за время t эффективная длина (радиус) лопатки в радиальном направлении уменьшалась от r_2 (r_2 – радиальная координата внешней кромки лопатки рабочего колеса) до $r_2(t)$. Гидродинамический расчет давления ступени для $r_2(t)$ позволил полу-

чить функцию для расчета деградированной характеристики ЭЦН

$$P = f(Q, \mu, \rho, n, D_{\text{геом}}, r_2(t)), \quad (7)$$

где P – мощность; ρ – плотность перекачиваемой жидкости; n – частота вращения электродвигателя; $D_{\text{геом}}$ – перечень геометрических параметров межлопаточных каналов.

В этом случае функция деградированной кривой к.п.д. насоса может быть представлена в виде

$$\eta = f(N_{\text{мех}}, N_{\text{гидр}}, N_{\text{об}}, N_{\text{п}}), \quad (8)$$

где $N_{\text{мех}}$ – потери мощности на трение дисковое и в подшипниках; $N_{\text{гидр}} = f(Q, Q_{\text{утеч}}, P, p_{\text{теор}}, r_2(t))$ – гидравлические потери мощности; $Q_{\text{утеч}}$ – утечки в рабочем колесе; $p_{\text{теор}}$ – теоретическое давление ступени ЭЦН; $N_{\text{об}} = f(Q_{\text{утеч}}, P)$ – объемные потери мощности; $N_{\text{п}}$ – полезная мощность.

В качестве примера имитационного моделирования эрозионного «промыва» выходной кромки лопатки рабочего колеса ЭЦН были рассчитаны параметры насоса НТ ЭЦН5-50-600 Н2 до и после износа. В качестве рабочей жидкости использовалась вода вязкостью 0,001 Па·с и плотностью 1000 кг/м³. Расчеты выполнялись для следующих исходных данных: $n = 2910 \text{ мин}^{-1}$; давление на приеме насоса $p_1 = 1 \text{ МПа}$; диапазон рабочих подач насоса $Q = 40-87 \text{ м}^3/\text{сут}$; концентрация абразивных частиц $C = 0,3-0,5 \text{ кг/м}^3$; диаметр абразивной частицы $d_{\text{абр}} = 0,3-1,5 \text{ мм}$.

При оптимальном режиме работы насоса ($Q_{\text{опт}} = 60 \text{ м}^3/\text{сут}$) после появления эрозионного «промыва» напор насоса снизился на 22,6 %, а к.п.д.

на 12,2 % (рис. 4). Деградация эксплуатационных характеристик насоса при содержании в добываемой продукции частиц механических примесей, равном $0,5 \text{ кг/м}^3$ при $Q = 40 \text{ м}^3/\text{сут}$ произошла после 6300 ч работы, при повышении Q до $87 \text{ м}^3/\text{сут}$ срок эффективной эксплуатации снизился до 850 ч.

Приведенные расчеты позволяют сделать заключение о существенном влиянии рабочей подачи насоса и концентрации частиц механических примесей на срок его эффективной эксплуатации в условиях эрозионного износа. Размеры частиц из-за сравнительно небольшой скорости течения жидкости в межлопаточных каналах насоса (около 4–7 м/с) и, следовательно, наличия низкой кинетической энергии у частиц несущественно влияют на продолжительность эффективной работы насоса.

Заключение

На примере выходного участка лопатки рабочего колеса ЭЦН приведены возможности разработанной методики прогнозирования степени деградации напорных и энергетических характеристик ЭЦН в результате эрозии. Представлены основные положения, использованные в разработанном методе имитационного моделирования процессов эрозионного износа.

Разработана механистическая модель взаимодействия абразивных частиц добываемой продукции с изнашиваемой поверхностью элементов ЭЦН. Представлены результаты имитационного моделирования эксплуатации центробежных насосов в условиях эрозионного износа. Выявлено влияние рабочей подачи насоса и концентрации механических примесей в добываемой скважинной продукции на срок его эффективной эксплуатации в условиях эрозионного износа.

Список литературы

1. Мельниченко В.Е., Жданов А.С. Опыт работы оборудования УЭЦН в условиях повышенного содержания мехпримесей на месторождениях ОАО «Славнефть-Мегионнефтегаз» // Инженерная практика. – 2010. – № 2. – С. 32 – 38.
2. Виноградов В.Н., Сорокин Г.М., Колокольников М.Г. Абразивное изнашивание. – М.: Машиностроение, 1990. – 224 с.
3. Sun D. Modeling Gas-Liquid Head Performance of Electrical Submersible Pumps, PhD dissertation, The University of Tulsa, Tulsa, Oklahoma, 2003. – 219 p.
4. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. – М.: Машиностроение, 1977. – 288 с.

References

1. Mel'nichenko V.E., Zhdanov A.S., *Inzhenernaya praktika*, 2010, no. 2, pp. 32 – 38.
2. Vinogradov V.N., Sorokin G.M., Kolokol'nikov M.G., *Abrazivnoe iznashivanie (Abrasive wear)*, Moscow: Mashinostroenie Publ., 1990, 224 p.
3. Sun D., *Modeling gas-liquid head performance of electrical submersible pumps*, PhD dissertation, The University of Tulsa, Tulsa, Oklahoma, 2003, 219 p.
4. Mikhaylov A.K., Malyushenko V.V., *Lopastnye nasosy (Vane pump)*, Moscow: Mashinostroenie Publ., 1977, 288 p.