

Метод расчета значения усилия для создания необходимой герметизации пары плунжер-уплотнения

В.Ш. Гусейнова, д.ф.т.
Азербайджанский государственный университет нефти и промышленности
e-mail: vh74@mail.ru

Ключевые слова: плунжер, уплотнительные манжеты, герметизация, контактное напряжение, радиальное давление, осевое усилие.

DOI.10.37474/0365-8554/2021-5-34-37

Plunjer-bərkətmə cütüyünün tələb edilən həmətikləyicinin əldə olunması üçün sərf edilən qüvvənin qiymətinin hesablanması üsulu

Calculation method for effort value of development of necessary hermetization of plunger-sealing pair

V.Ş. Hüseynova, f.ə.d.
Azərbaycan Dövlət Neft və Sənaye Universiteti

V.Sh. Huseynova, PhD in Tech. Sc.
Azerbaijan State University of Oil and Industry

Açar sözlər: plunjer, kəpiklədirici manjetlər, həmətikləyicirə, əlaqə gərginliyi, radial təzyiç, ox qüvvəsi.

Keywords: plunger, sealing collars, hermetization, contact tension, radial pressure, axial load.

Məqalədə neft-mədən nasoslarının plunjer-bərkətmə cütüyünün tələb olunan gərginliyinin yaradılması üçün sərf olunan qüvvənin təyin edilməsi məsələsi həll edilmişdir.

The task on the definition of effort value for development of necessary hermetization of plunger-sealing pair in oil field pumps has been solved. Many years experience of operation of oil field equipment while underground repair of wells shows that ensuring reliability and service time of applied pump units is mostly specified with the quality and operation characteristics of detail components and friction of pumps' hydraulic parts. It is shown that among the main reasons for detail failures, the wear of plunger and valves, the breakage of sealing collar are dominating.

Qeyullərin yəreəli təmiri zamanı neft-mədən avadanlıqlarının çəkilik itisəmə təcrübəsi göstərir ki, nasos qurğularının davamlığı və uzunömürlüüyü üçün detalların keyfiyyəti və işləmə xüsusiyyətlərindən asılıdır. Bu detalların imtinalan səbəbləri arasında plunjer və klapənlərin köhnəlməsi, kəpiklədirici manjetlərin sradan çəməsi üstünlük təşkil edir.

Известно, что условия эксплуатации нефтепромысловых плунжерных насосов (НППН) отличаются специфичностью: большими нагрузками, с переменными действиями, степенью агрессивности добываемой продукции, количеством песка и механических примесей в составе нефти и конденсата, широким диапазоном изменения климатических факторов и т.д. [1–3]. Кроме этого, высокий уровень обводненности скважин также серьезно влияет на работоспособность оборудования.

Анализ основных причин отказов деталей НППН было установлено, что износ плунжеров и клапанов, выход из строя уплотнительных манжет носят доминирующий характер [4]. По этой

Детали	Законы распределения	Статистические параметры распределений		
		Средняя параболка до отказа T_r , ч	Среднее квадратическое отклонение σ , ч	Коэффициент вариации $V=\sigma/T_r$
Плунжер	Нормальный	257.3	153.0	0.59
Уплотнение плунжера	Вейбулла	45.5	25.6	0.56
Затвор клапана	Логарифмически-нормальный	330.6	197.0	0.60
Седло клапана	Логарифмически-нормальный	305.0	107.6	0.35
Гидравлическая часть в целом	Вейбулла	13.9	9.3	0.67

причине столь ответственное и дорогостоящее оборудование становится недолговечным и ненадежным. Ежегодно увеличиваются затраты на осуществление мероприятий по предотвращению преждевременного износа и улучшению несущей способности элементов уплотнений (таблица).

Проведенными стендовыми и промысловыми испытаниями по обеспечению герметизации гидравлической части нефтепромысловых насосов установлено, что надежность и долговечность пары плунжер-уплотнения во многом зависит как от правильного выбора материала для изготовления манжет, их размерной точности, так и от обеспечения необходимого напряжения на контактных поверхностях деталей узла.

В данной конструкции для обеспечения надежной герметичности используется комбинированная схема компоновки уплотнительных манжет из фторопласта FT4+10 % графита [5, 6]. Конструкция относится к категории "жесткие" системы уплотнения, позволяющей ограничивать деформацию последнего под воздействием гидравлического давления (рис. 1).

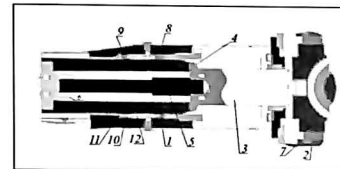


Рис. 1. Узел плунжера нефтепромыслового насоса:

1 – плунжер; 2 – крейцкопф; 3 – шток; 4 – шайба; 5 – тяга; 6 – заглушка; 7 – накладка крейцкопфа; 8, 9 – уплотнительные манжеты; 10, 11 – гнудбуэсы; 12 – поджимная гайка

Обеспечение требуемой герметизации достигается осевой силой $P_{ос}$, создаваемой поджимной гайкой (см. рис. 1). Определение оптимального значения данной нагрузки является одним из важных факторов, характеризующих работоспособность гидравлической части насоса.

На рис. 2 представлена схема нагружения уплотнительного узла плунжерной пары нефтепромыслового насоса. Как видно из рис. 2, под воздействием осевой силы P на цилиндрических контактных поверхностях возникают: радиальное давление q_r ; осевые силы трения q_f , вызывающие изменение нормального напряжения σ_x и радиального давления по длине плунжера, а также касательные силы трения – $q_{f\tau}$.

Для элемента манжеты длиной dx значения q_r , q_f , $q_{f\tau}$, коэффициентов трения осевое f_0 и касательное f_t , а также коэффициента Пуассона μ можно считать постоянными.

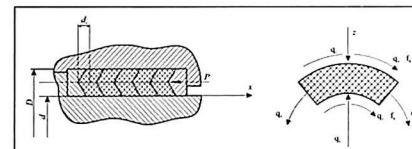


Рис. 2. Схема нагружения уплотнительного узла плунжерной пары нефтепромыслового насоса

Из условия равновесия элемента $\Sigma x=0$ следует:

$$\frac{\pi(D^2 - d^2)d\sigma_x}{4} = -\pi(D+d) \cdot q_r \cdot f_0 dx, \quad (1)$$

где D , d – внешний и внутренний диаметры торца уплотнителя; $\pi(D^2-d^2)/4$ – площадь торца (опор-

ной поверхности) уплотнителя; $\pi(D+d)dx$ – сумма площадей наружных и внутренних цилиндрических поверхностей элемента.

Исходя из принятых допущений, что металлические детали уплотнительного узла являются абсолютно жесткими, а материал уплотнения объемно-напряженным, а также зависимость [7]

$$q_x = \frac{\mu \sigma_x}{1-\mu}, \quad (2)$$

где σ_x – характеризует нормальное напряжение, можно уравнения (1) и (2) написать таким образом:

$$\frac{\pi(D^2 - d^2)d\sigma_x}{4} = -\pi(D+d) \cdot f_0 \frac{\mu}{1-\mu} \sigma_x dx, \quad (3)$$

или

$$\frac{d\sigma_x}{\sigma_x} = \frac{4\mu}{(D-d)(1-\mu)} \cdot f_0 dx. \quad (4)$$

Обозначим толщину стенки уплотнителя $\delta = (D-d)/2$, тогда (4) будет иметь вид

$$\frac{d\sigma_x}{\sigma_x} = \frac{2}{\delta} \cdot \frac{\mu}{1-\mu} \cdot f_0 dx. \quad (5)$$

Интегрируя, левую часть уравнения (5) от σ_p до σ_x , а правую от 0 до x , получим

$$-\int_{\sigma_p}^{\sigma_x} \frac{d\sigma_x}{\sigma_x} = \int_0^x \frac{2}{\delta} \cdot \frac{\mu}{1-\mu} \cdot f_0 dx \quad (6)$$

$$-\ln x \Big|_{\sigma_p}^{\sigma_x} = -[\ln \sigma_p - \ln \sigma_x] = \frac{2}{\delta} \cdot \frac{\mu}{1-\mu} f_0 \cdot x \quad (7)$$

или

$$\ln \frac{\sigma_x}{\sigma_p} = \frac{2}{\delta} \cdot \frac{\mu}{1-\mu} \cdot f_0 \cdot x. \quad (8)$$

Из формулы (8) следует:

$$\sigma_x = \sigma_p \cdot e^{\frac{2}{\delta} \cdot \frac{\mu}{1-\mu} f_0 x}, \quad (9)$$

где σ_p – осевое напряжение в уплотнителях; σ_x – нормальные напряжения при обеспечении уплотнения.

$$\sigma_p = \frac{P_{oc}}{F} = \frac{4P_{oc}}{\pi(D^2 - d^2)}, \quad (10)$$

где P_{oc} – осевое усилие, а $F = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$ – площадь нагружения уплотнителя (опорная поверхность).

С учетом формулы (10) в (9) получим:

$$\sigma_x = \frac{4P_{oc}}{\pi(D^2 - d^2)} \cdot e^{\frac{2}{\delta} f_0 \frac{\mu}{1-\mu} x}. \quad (11)$$

Отсюда можно записать

$$\sigma_x \pi(D^2 - d^2) = 4P_{oc} \cdot e^{\frac{2}{\delta} f_0 \frac{\mu}{1-\mu} x}, \quad (12)$$

следовательно

$$P_{oc} = \frac{\sigma_x}{4} \frac{\pi(D^2 - d^2)}{e^{\frac{2}{\delta} f_0 \frac{\mu}{1-\mu} x}}. \quad (13)$$

Аналогичным образом определяется значение радиального давления:

$$q_x = \frac{\mu}{1-\mu} \sigma_p \cdot e^{\frac{2}{\delta} f_0 \frac{\mu}{1-\mu} x} \quad (14) \text{ или } q_x = \frac{\mu}{1-\mu} \cdot f_0 \cdot \frac{4P_{oc}}{\pi(D^2 - d^2)} \cdot e^{\frac{2}{\delta} f_0 \frac{\mu}{1-\mu} x}. \quad (15)$$

Соответственно найденному удельная касательная сила трения составит:

$$q_x \cdot f_L = \frac{\mu}{1-\mu} \cdot f_L \cdot \frac{4P_{oc}}{\pi(D^2 - d^2)} \cdot e^{\frac{2}{\delta} f_0 \frac{\mu}{1-\mu} x}. \quad (16)$$



Рис. 3. Зависимость деформации в манжетках от давления:
1 – теоретическая; 2 – экспериментальная

Как видно из рис. 3 расхождение между значениями теоретических и экспериментальных данных составляет 5–10 %, что вполне допустимо для исследуемых процессов.

Таким образом, на основании вышесказанного можно сделать следующий вывод: полученные аналитические выражения позволяют определить оптимальные значения осевого усилия, контактного напряжения, радиального давления, касательной силы трения в паре плунжер-уплотнения.

Список литературы

1. Бабаев С.Г. Надежность нефтепромыслового оборудования. – М.: Недра, 1987, 264 с.
2. Бабаев С.Г., Габитов И.А., Керимова Л.С. Обеспечение точности функционирования нефтепромыслового оборудования. – Баку: АГНА, 1994, 113 с.
3. Бабаев С.Г., Габитов И.А., Ибрагимов Н.И., Гусейнова В.Ш. Оценка безотказности деталей по времени установившегося износа // Механика и машиностроение, 2010, № 1, с. 107-110.
4. Бабаев С.Г., Гаджиев М.М. Повышение долговечности тарельчатых клапанов и уплотнительных узлов буровых насосов: тематический научно-технический обзор, серия "Машины и оборудование нефтегазовой промышленности". – М.: ВНИИОИП, 1973, 87 с.
5. Габитов И.А., Гусейнова В.Ш. Оценка эксплуатационных свойств полимерного композиционного материала, предназначенного для изготовления уплотнительных манжет трехплунжерных нефтепромысловых насосов // Защита окружающей среды в нефтегазовом комплексе, 2012, № 3, с. 32-36.
6. Габитов И.А., Дышин О.А., Гусейнова В.Ш. Исследование надежности уплотнительных узлов нефтепромысловых насосов с использованием метода пертурбационной функции // Нефтепромысловое дело, 2011, № 5, с. 28-34.
7. Тимашенко С.П., Гудвер Дж. Теория упругости. – М.: Наука, 1975, 576 с.

References

1. Babayev S.G. Nadyozhnost' neftepromysloвого oborudovaniya. – M.: Nedra, 1987, 264 s.
2. Babayev S.G., Gabibov I.A., Kerimova L.S. Obespechenie tochnosti funktsionirovaniya neftepromysloвого oborudovaniya. – Baku: AGNA, 1994, 113 s.
3. Babayev S.G., Gabibov I.A., Ibrahimov N.I., Guseynova V.Sh. Otsenka bezotkaznosti detaley po vremeni ustanovivshegosya iznosa // Mekhanika i mashinostroyeniye, 2010, No 1, s. 107-110.
4. Babayev S.G., Gadzhiev M.M. Povysheniye dolgovечnosti tarельчатых klapanov i uplotnitel'nykh uzlov burovykh nasosov: tematicheskiy nauchno-tekhnicheskiy obzor, seriya "Mashiny i oborudovaniye neftegazovoy promyshlennosti". – M.: VNIIOIPI, 1973, 87 s.
5. Gabibov I.A., Guseynova V.Sh. Otsenka ekspluatatsionnykh svoystv polimernogo kompozitsionnogo materiala, prednaznachennogo dlya izgotovleniya uplotnitel'nykh manzhet tryokhplunzhernykh neftepromyslovykh nasosov // Zashchita okruzhayushchey sredy v neftegazovom komplekse, 2012, No 3, s. 32-36.
6. Gabibov I.A., Dyshin O.A., Guseynova V.Sh. Issledovaniye nadyozhnosti uplotnitel'nykh uzlov neftepromyslovykh nasosov s ispol'zovaniyem metoda perturbatsionnoy funktsii // Neftepromyslovoye delo, 2011, No 5, s. 28-34.
7. Timashenko S.P., Gudver Dzh. Teoriya uprugosti. – M.: Nauka, 1975, 576 s.