

УДК 622.245.44: 622.276.56.06

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ РЕСУРСА УПРУГОГО ЭЛЕМЕНТА**Мамедов Г.В.***Государственная нефтяная компания Азербайджанской Республики,
Научно-исследовательский проектный институт, e-mail: osman55@mail.ru*

Изложены результаты исследований, позволившие по-новому трактовать эффект самоуплотнения в скважинном оборудовании пакеров с уплотнительными элементами сложной конфигурации – концентрично и эксцентрично расположенными проходными отверстиями. Теоретически и экспериментально обоснованы геометрические формы и размеры уплотнительных элементов пакеров, у которых достижение самоуплотнения отличаются от принятых в классической теории уплотнений. Разработан инженерный метод определения коэффициентов безразмерных параметров, характеризующих геометрические формы, размеры и условия нагружения уплотнительных элементов пакеров.

Ключевые слова: пакер, уплотнительный элемент, самоуплотнение, критерий герметичности, контактное напряжение

WAYS OF IMPROVING RESOURCE COMPACTOR ELEMENT PACKER**Mamedov Q.V.***The State Oil Company of the Azerbaijan Republic,
Research and Design Institute, e-mail: osman55@mail.ru*

The results of research that presented a new way to treat the effect of self- compactor in the packer well equipment with compactor elements of complex configurations – concentric and eccentric transitory holes. Theoretically and experimentally established geometric shapes and sizes of compactor elements packer which achieve self-compactor differs from those accepted in the classical theory of the compactors. Developed engineering method of determining the measureless parameters of the coefficients, characterizing geometrical shapes, sizes and loading conditions of compactor elements packers.

Keywords: packer, self-packing, compactor element, the criterion of tightness, contact tension

Резиновые уплотнители широко применяются в уплотнительных узлах нефтепромышленного оборудования, таких как обвязка обсадных колонн, универсальный превентор, скважинный пакер с концентрично и эксцентрично расположенными проходными отверстиями, погружной центробежный электронасос и др.

Следует отметить, что узел уплотнения скважинного пакера весьма важен с точки зрения безопасной и нормальной эксплуатации скважин. При продолжительных сжимающих нагрузках может произойти затекание резины в зоне между стенкой трубы и металлическими частями пакера, что может быть причиной залипания пакера в колонне [1].

Несмотря на разновидность данных уплотнителей, существует один общий критерий – критерий уплотнения, т.е. время службы уплотнителя, который, главным образом, зависит от физико-механических свойств, геометрических форм уплотнителя, условий нагружения и т.д. Для устранения явления разрушения уплотнители изготавливаются из специальной нефтегазостойкой резины различной твердости [2].

Однако влияние геометрии уплотнителя на его самоуплотнение в условиях сложного деформирования пока неизвестно. Для выбора геометрических параметров уплотнительного узла пакерных устройств пока не разработана общая методика расчета.

Как было отмечено выше, уплотнители скважинных пакеров конструктивно оформлены в виде «упорная шайба – уплотнитель (резина)», где упорные шайбы упираются на плоские поверхности верхнего и нижнего торца уплотнительного элемента. Это приводит к неравномерному деформированию элементов за счет возникновения силы трения между поверхностями «упорная шайба – уплотнитель», что отрицательно влияет на механизм уплотнения. В результате чего уплотнитель приобретает бочкообразную форму.

Кроме того, согласно Г.М. Бартенева [3], контурная площадь контакта, будучи обусловлена объемной и поверхностной деформациями, в сильной степени зависит от геометрии тела и регулирования степени деформации. Поэтому в существующих конструкциях уплотнительного узла с увеличением осевого усилия самоуплотнения не обеспечивается. Это объясняется тем, что в торцах уплотнительных элементов не предусмотрен свободный объем для уплотнительных элементов и шайб, уменьшающий силы трения. С этой целью предложена новая конфигурация уплотнительных узлов, обеспечивающих самоуплотнение [4, 5].

Проведенные исследования показали, что при наличии в уплотнительном элементе «свободного объема» условия уплотнения в значительной степени улучшаются. Это достигается не только наличием сво-

бодного объема в теле уплотнительного элемента, но и за счет условия нагружения его опорных поверхностей.

Поэтому целесообразно рассматривать два основных безразмерных параметра: безразмерные площадь ψ_s и объем ψ_v , определяющих геометрическую форму и условия нагруженности с учетом объема, вырезов, распределенных в теле уплотнительного элемента. С учетом исследований определим ψ_s и ψ_v .

А для уплотнителя с концентрично расположенным отверстием имеем:

$$\psi_s = \frac{\pi(R^2 - r_{от}^2) - \pi(2R - r_b)r_b}{\pi R_{ом}^2}; \quad (1)$$

$$\psi_v = \frac{2(\pi R - 2r_v) - \pi(2R - r_b)r_b^2}{R^2 h_o - 2(\pi R - 2r_b)r_b^2}. \quad (2)$$

Приблизительно оценим величину r_b . Примем, что к шайбе приложено осевое усилие Q , которое будет обеспечивать соприкосновение уплотнителя со стенкой эксплуатационной колонны. Пусть сила трения, отнесенная к единице площади между упорной шайбой и уплотнительным элементом, достигает максимального значения τ_{max} и по высоте упругого элемента уменьшается до некоторого значения τ_o .

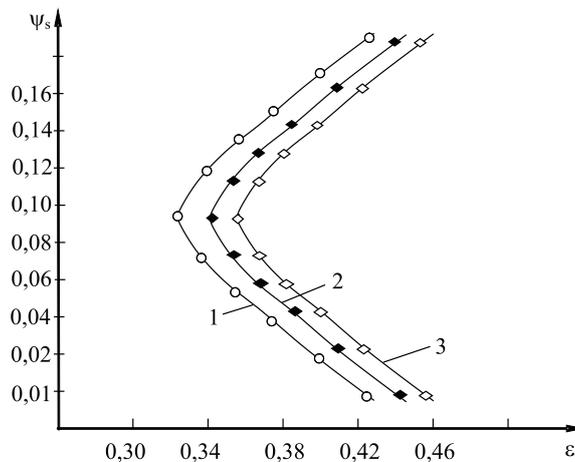


Рис. 1. Зависимость безразмерного объема выреза от самоуплотняющей относительной деформации упругого элемента:

1 - $\psi_s = 0,082...0,10$; 2 - $\psi_s = 0,12...0,14$; 3 - $\psi_s = 0,15...0,17$

Изучения влияние геометрии на механизм уплотнения сводится экспериментально к выяснению условий проявления самоуплотнения. В соответствии с этим были изготовлены уплотнители с различными геометрическими формами и размерам: $\psi_s = 0,082...0,10$; $\psi_s = 0,12...0,14$; $\psi_s = 0,15...0,17$. При этом параметры уплотнителя были следующие: $h = 0,060$; $0,070$; $0,080$; $0,090$; $0,100$ м; $D = 0,134...0,140$ м; $d = 0,076...0,955$ м; твердость по ТМ-2-78...85.

Как видно из рис. 1, характер изменения ψ_s (1), ψ_s (2), ψ_s (3) от относительной деформации самоуплотнения ϵ соответствуют кривым, полученным для уплотнителя с эксцентрично расположенным проходным отверстием.

Экспериментально подтверждено (рис. 2), что в существующих резиновых элементах внутренняя упругая деформация накапливается неравномерно из-за неравномерности упругого элемента [7]. При этом большая часть приложенной энергии $\mathcal{E} = Q\nabla h/2V_p E_c$ (Q – осевое усилие, приложенное к упругому элементу; ∇h – осевая

деформация упругого элемента; V_p – объем упругого элемента) расходуется на трение между резинами и поверхностями упорной шайбы: $\Pi_{тр} = 1 - \Pi_3$, $\Pi_3 = \Pi/\mathcal{E}$ (Π_3 – полезная упругость уплотнителя) (рис. 3).

Эффект от действия закона Паскаля можно достигнуть на основе конструктивных изменений и технологических совершенств при посадке пакеров, что увеличит внутреннюю упругую деформацию в упругом элементе при возможно наименьшей осевой нагрузке, т.е. равномерного распределения напряжений как в радиальном направлении, так и по высоте упругого элемента. Исследованиями установлено, что одним из методов повышения герметизирующей способности упругого элемента кроме конструктивных изменений является темп приложения осевого усилия к упругому элементу.

На основе экспериментальных испытаний выявлено (60, что для уменьшения самоуплотняющего осевого усилия для улучшения герметизирующей способности упругого элемента требуется прикладывать

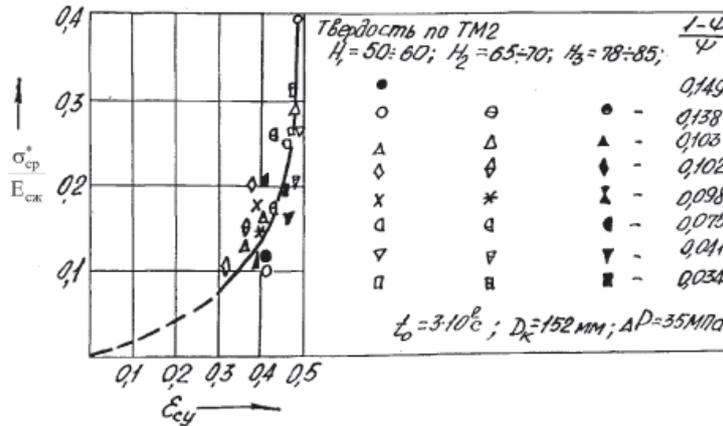


Рис. 2. Зависимость упругой деформации, отнесённой к единице объёма, в безразмерном виде $\frac{\sigma_{cp}}{E_{сж}}$ от относительной деформации самоуплотнения ϵ_{cy}

усилие с темпом $t_0 = 300$ с; при этом усилие самоуплотнения уменьшается в 1,5 раза, а деформация увеличивается в 1,045 раза по сравнению с $t_0 = 30$ с.

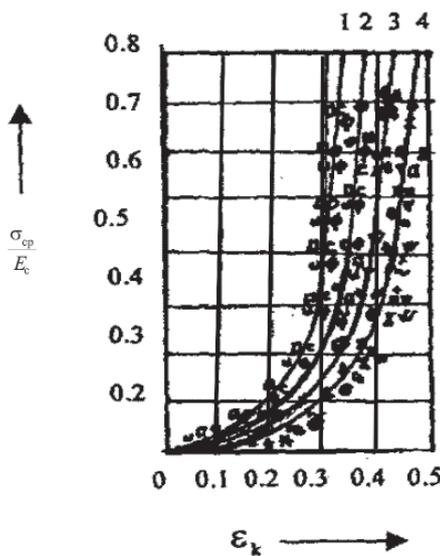


Рис. 3. В эластичных элементах зависимость между относительной деформацией уплотнителя ϵ_k и накопленной безразмерной энергией деформации $\frac{\sigma_{cp}}{E_c}$. Эластичные

элементы: с «○», «□», «∇», «∩» – вида; однодырочные симметричные, h , мм: * – 60; + – 70; ~ – 80; w – 90; дырочные эксцентричные (один, два, три) h , мм: ● – 56,5; ○ – 60; △ – 70; ◇ – 80; × – 90; ∩ – 100; ∇ – 110; □ – 120; N – теоретические точки

$$\int_0^{r_{выр}} \tau dr 2\pi r_{выр} dx = \int_0^{r_{выр}} 2\pi r_{выр} \tau dr_{max} \left(1 - \frac{1}{r_{выр}} \sqrt{r_{выр}^2 (r_{выр} - x)^2} \right) dx =$$

$$= 2\pi r_{выр}^2 \tau dr_{max} - 2\pi r_{выр} \frac{1}{r_{выр}} \tau dr_{max} \int_0^{r_{выр}} \sqrt{r_{выр}^2 (r_{выр} - x)^2} dx. \tag{7}$$

Результаты исследования показывают, что резиновый упругий элемент независимо от числа отверстий (одно-, двух- или трех-проходных) и их расположения (концентрично или эксцентрично) при $\epsilon > 0,5$ ведёт себя, как жидкий материал в соответствии с законом Паскаля.

При деформации торцов упругого элемента (для необходимого уплотнения) касательные напряжения изменяются от «0» до $\tau_{dr_{max}}$ по направлению вдоль x по закону окружности (рис. 4):

$$\frac{\tau_{dr_{max}}}{\tau_{dr}} = \frac{r_{вырез}}{z}. \tag{3}$$

Зная уравнение окружности (вырез у торца уплотнительного элемента выполнен по полусферическим формам):

$$(r_{вырез} - x)^2 + (r_{вырез} - z)^2 = r_{вырез}^2. \tag{4}$$

Решая уравнения, получим:

$$z = r_{вырез} - \sqrt{r_{вырез}^2 - (r_{вырез} - x)^2}. \tag{5}$$

Из (4) и (5) находим:

$$\tau_{dr} = \tau_{dr_{max}} \left(1 - \frac{1}{r_{выр}} \sqrt{r_{выр}^2 (r_{выр} - x)^2} \right). \tag{6}$$

Теперь можно определить внутреннее давление в пределах выреза:

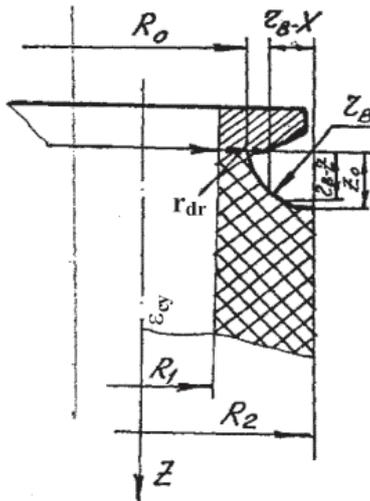


Рис. 4. Уплотнительный узел упругого элемента

Выведем новые переменные

$$r_{\text{выр}} - x = z,$$

откуда $dx = -dz$

$$\int_0^{r_{\text{выр}}} \sqrt{r_{\text{выр}}^2 - (r_{\text{выр}} - x)^2} dx =$$

$$= r_{\text{выр}} \int_0^{r_{\text{выр}}} \sqrt{1 - \left(\frac{z}{r_{\text{выр}}}\right)^2} dz. \quad (8)$$

Обозначим

$$\frac{z}{r_{\text{выр}}} = \sin \alpha; \quad dz = r_{\text{выр}} \cos \alpha d\alpha.$$

Получим:

$$r_{\text{выр}} \int_0^{r_{\text{выр}}} \sqrt{1 - \left(\frac{z}{r_{\text{выр}}}\right)^2} dz = r_{\text{выр}}^2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1 - \sin^2 \alpha} \cos \alpha d\alpha = r_{\text{выр}}^2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^2 \alpha d\alpha =$$

$$= \frac{r_{\text{выр}}^2}{2} \int_0^{\frac{\pi}{2}} (1 + \cos 2\alpha) d\alpha = \frac{\pi r_{\text{выр}}^2}{4}.$$

Тогда находим:

$$\int_0^{r_{\text{выр}}} \tau dr 2\pi r_{\text{выр}} dx = 2\pi \tau dr_{\text{max}} \left(r_{\text{выр}}^2 - \frac{\pi}{4} r_{\text{выр}}^2 \right) = 2\pi r_{\text{выр}}^2 \tau dr_{\text{max}} \left(1 - \frac{\pi}{4} \right) \approx$$

$$\approx 2\pi r_{\text{выр}}^2 \frac{\tau dr_{\text{max}}}{4}; \quad (10)$$

$$\int_0^{r_{\text{выр}}} \tau dr 2\pi r_{\text{выр}} dx \approx \pi r_{\text{выр}}^2 \frac{\tau dr_{\text{max}}}{2}.$$

Известно из [13], что внешняя осевая сила Q уравновешивается касательными напряжениями: т.е.

$$\int_0^{r_{\text{выр}}} \tau dr 2\pi r_{\text{выр}} dx \approx \frac{Q}{2}. \quad (11)$$

Тогда

$$\frac{Q}{2} = \frac{\pi}{2} r_{\text{выр}}^2 \tau dr_{\text{max}}.$$

Получим:

$$Q = \pi r_{\text{выр}}^2 \tau dr_{\text{max}};$$

$$\tau dr_{\text{max}} = \frac{Q}{\pi r_{\text{выр}}^2}.$$

Максимальные напряжения будут возникать на внутренней стороне, где

$$R = R_1,$$

$$\sigma_{\text{max}} = \tau dr_{\text{max}}.$$

С другой стороны допускаемое внутреннее давление (по Ламе):

$$q_i = \frac{\sigma_{\text{max}}}{\frac{R_0^2 - R_1^2}{R_0^2 - R_1^2} + \frac{R_0^2 - R_1^2}{R_0^2 - R_1^2}}. \quad (12)$$

Тогда находим:

$$\sigma_{\text{max}} = q_i \frac{R_0^2 - R_1^2 + R_0^2 - R_1^2}{2} = 2\tau dr_{\text{max}}. \quad (13)$$

Согласно эксперименту [4]

$$\sigma_{\text{сп}}^* = \frac{Q \cdot \Delta h}{2 \cdot V_p}. \quad (14)$$

$$\sigma_{\text{ср}}^* = q_i = \frac{Q \cdot \Delta h}{2 \cdot V_p};$$

Тогда

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{Q \cdot \Delta h}{2 \cdot V_p} \cdot \frac{\left(\frac{R_0^2 - R_1^2}{R_0^2 - R_1^2} + \frac{R_0^2 - R_1^2}{R_0^2 - R_1^2} \right)}{2} = 2\tau dr_{\text{max}};$$

$$\beta_0^* = 4 \frac{1}{\frac{R_0^2 - R_1^2}{R_0^2 - R_1^2} + \frac{R_0^2 - R_1^2}{R_0^2 - R_1^2}}, \quad (15)$$

где $\beta_0^* = \frac{\sigma_{\text{ср}}^*}{\tau dr_{\text{max}}}$ – коэффициент концентрации нормальных напряжений, основной критерий самоуплотнения.

$$\beta_0^* \leq \beta_{\text{т.е}} \quad \kappa_{\text{запол}} = \kappa_{\text{зап}}^o \frac{e^{-\beta(\sigma_{\text{ср}}^* - \sigma_{\text{ср}}^o)}}{1 - \varepsilon_{\text{пр}}^*}, \quad (16)$$

где $\varepsilon_{\text{пр}}^* < 1 - \kappa_{\text{зап}}^o$, здесь $\varepsilon_{\text{пр}}^*$ – предельное значение относительной деформации; $\kappa_{\text{зап}}^o$ – коэффициент заполнения до деформации уплотнения; β – коэффициент сжимаемости; $\sigma_{\text{ср}}^*$ – упругая энергия в момент самоуплотнения; $\sigma_{\text{ср}}^o$ – упругая энергия в момент предельных значений деформации.

Заключение

Таким образом, нами получены новые коэффициенты безразмерного объема ψ_v

и безразмерной площади поверхности вырезов ψ_s , характеризующие влияние геометрии уплотнителя с концентрично и эксцентрично расположенными отверстиями, и коэффициент концентрации нормальных напряжений, основной критерий самоуправления.

Установлено влияние этого параметра на величину самоуплотняющей относительной деформации.

Показано, что при различных геометрических формах $\psi_v = 0,091 \dots 0,099$ минимальное значение ε составляет 0,20...0,22, что является вполне естественным, т.к. резина, находясь в замкнутом объеме, ведёт себя подобно жидкости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аврущенко Б.Х. Резиновые уплотнители. – Л.: Химия, 1978. – 136 с.
2. Баргенеф Г.М. Структура и релаксационные свойства эластомеров. – М.: Химия, 1979. – 288 с.
3. Уплотнительный элемент однопроходного пакера: а.с. SU 161533 А1 СССР Кл. E21 В33/12 Бюл. Изобр. (1990), № 47 / В.Т. Мамедов, С.Р. Гурбанов.
4. Уплотнительный элемент однопроходного эксцентричного пакера: а.с. SU 1609964 А1 СССР Кл. E21 В33/12 Бюл. Изобр. (1990), №44, В.Т.Мамедов, С.Р. Гурбанов.
5. Прикладные методы расчёта изделий из высокоэластичных материалов. С.И. Дымников, Э.Э. Лавендел, А.М. Павловский, М.И. Сниегс; под. ред. Э.Э. Лавендела. – Рига: Зинатне, 1980. – 238 с.
6. Потураев В.Н., Дырда В.И. Резиновые детали машин. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1977.
7. Гурбанов Р.С., Мамедов В.Т., Гурбанов С.Р. Исследование эффекта самоуплотнения в пакерах с упругим элементом с аксиальными отверстиями // Баку, изд. АЗСУ. Известия высших учебных заведений «Нефть и газ». – 1991. – № 5, 89. – 96 с.