

А. А. Рязанов

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ЯВЛЕНИЯ «ВЗРЫВНОЙ ДЕКОМПРЕССИИ» В ШАРОВЫХ КРАНАХ**

*Исследовано разрушение уплотнений, возникающих в момент открытия шаровых кранов прямого действия. Приведены методика определения усилий, действующих на уплотнение в процессе работы крана, и результаты экспериментальных исследований, подтверждающих правомерность выбора методики расчета.*

**E-mail:** aa.ryazanov@mail.ru

**Ключевые слова:** шаровой кран, взрывная декомпрессия, уплотнение, сферическая пробка, прочность.

При испытаниях или эксплуатации шаровых кранов (ШК) разработчики и инженеры сталкиваются со следующим явлением: при определенных значениях и сочетаниях технических и технологических параметров ШК (номинальный диаметр, номинальное давление, а точнее, перепад давления на ШК, геометрические размеры и материал уплотнения, способ установки уплотнения в седло и др.) в момент открытия ШК (при перепаде давления) происходит разрушение уплотнения с вырывом из него сегмента. Такой эффект в международной практике принято называть взрывной декомпрессией.

Цель данной работы – исследование физики этого явления и его теоретическое описание для последующего анализа конструкций ШК.

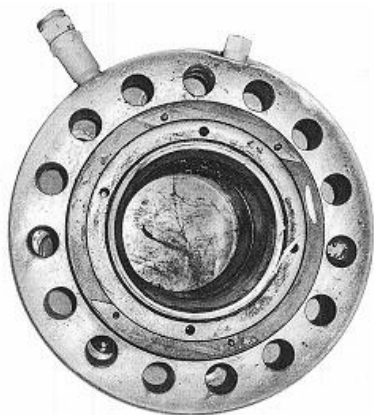
На рис. 1 представлены штуцер с седлом и разрушенное уплотнение с вырванным сегментом.

Рассмотрим поэтапно происходящие явления на примере ШК прямого действия с опорной пробкой и подвижным седлом (рис. 2). Можно выделить два этапа открытия клапана.

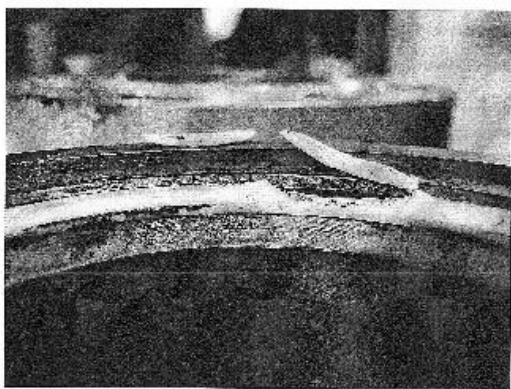
Исходное положение (этап I): ШК закрыт, седло с уплотнением прижато к пробке совокупным действием сжатых пружин и перепада давления рабочей среды на соответствующую неуравновешенную площадь седла.

Открытие ШК (этап II): пробка поворачивается, и как только отверстие в пробке «высвобождает» круговой сегмент уплотнения, последний изгибается, приподнимаясь из канавки седла.

При дальнейшем повороте пробки изогнувшееся уплотнение срежется кромкой отверстия с вырывом из него сегмента.



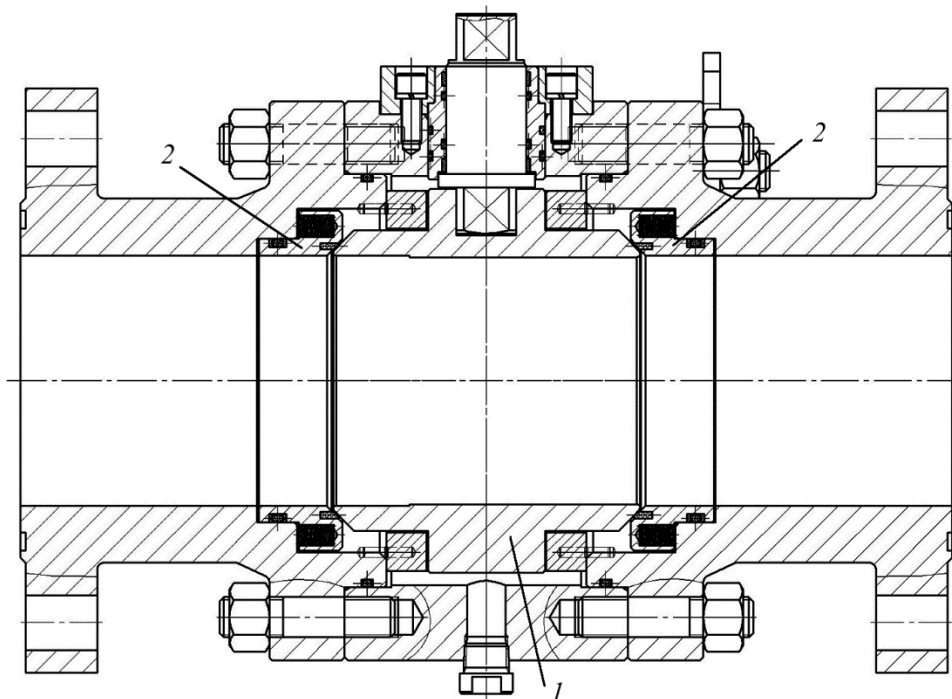
*a*



*б*

**Рис. 1. Штуцер с седлом (а) и разрушенное уплотнение ШК (б)**

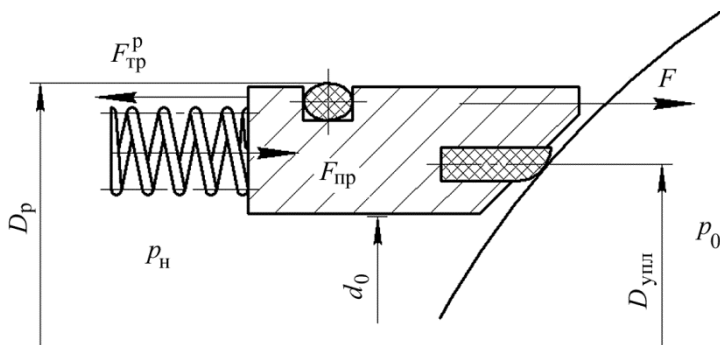
Для анализа этого явления построим конструктивные схемы и рассмотрим силы, действующие на детали в узле уплотнения ШК на каждом этапе [1, 2].



**Рис. 2. ШК с опорной пробкой (1) и подпружиненным подвижным седлом прямого действия (2)**

Этап I: ШК закрыт.

Силы, действующие на седло при закрытой пробке, приведены на рис. 3.



**Рис. 3. Силы, действующие на седло при закрытой пробке**

Результирующая сила  $F$ , прижимающая седло к пробке, равна сумме:

$$F = F_1 - F_2 - F_3 + F_{\text{пр}} - F_{\text{тр}}^{\text{p}}, \quad (1)$$

где  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_3$  – силы, возникающие от действия давления среды на соответствующую площадь седла и суммарной силы  $F_{\text{пр}}$  от совокупного действия сил сжатых пружин и силы трения  $F_{\text{тр}}^{\text{p}}$ , возникающей за счет деформации резинового кольца под действием перепада давления при герметизации стыка:

$$F_1 = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - d_0^2) p_n; \quad (2)$$

$$F_2 = \frac{\pi}{4} (D_{\text{упл}}^2 - d_0^2) p_n; \quad (3)$$

$$F_3 = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - D_{\text{упл}}^2) p_0; \quad (4)$$

$$F_{\text{тр}}^{\text{p}} = f \pi D_p d_p (p_n - p_0). \quad (5)$$

Здесь  $p_n$  – номинальное давление;  $D_p$  – внешний диаметр резинового уплотнительного кольца;  $d_0$  – диаметр отверстия;  $D_{\text{упл}}$  – средний диаметр уплотнения;  $d_p$  – диаметр сечения резинового кольца.

Подставив формулы (2) – (5) в уравнение (1) и проведя преобразования, получим

$$F = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - D_{\text{упл}}^2) \Delta p + F_{\text{пр}} - f \pi D_p d_p \Delta p, \quad (6)$$

где  $\Delta p = p_n - p_0$ .

Эта сила через уплотнение прижимает седло к сферической поверхности пробки.

Рассмотрим силы, действующие на уплотнение при закрытой пробке (рис. 4).

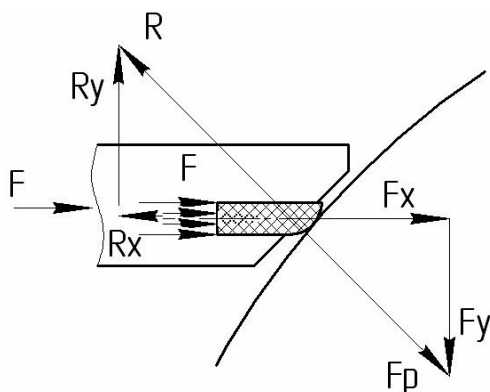


Рис. 4. Силы, действующие на уплотнение при закрытой пробке

Составим уравнение баланса сил, действующих на уплотнение вдоль оси  $x$ :

$$F - F_{\text{тр}} + F_p = R_x, \quad (7)$$

где  $R_x$  – реакция результирующей силы.

В уравнении (7)  $F$  – сила, определяемая по уравнению (6);  $F_p$  – сила, возникающая от действия давления среды на площадь уплотнения,

$$F_p = \pi D_{\text{упл}} h p_{\text{н}}, \quad (8)$$

где  $h$  – толщина уплотнения.

Сила трения  $F_{\text{тр}}$  состоит из двух составляющих: силы трения  $F_{\text{тр}1}^y$  от действия нормальной составляющей  $R_y$  и силы выпрессовки уплотнения из седла  $F_{\text{тр}2}^y$ . При этом

$$F_{\text{тр}1}^y = f R_y = f F \text{tg} \varphi = f F \text{tg} \arcsin \frac{D_{\text{упл}}}{D_{\text{пр}}}; \quad (9)$$

$$F_{\text{тр}2}^y = f p_{\text{нат}} \pi d H, \quad (10)$$

где  $f$  – коэффициент трения материала уплотнения;  $D_{\text{пр}}$  – диаметр сферической пробки;  $H$  – высота уплотнения;  $p_{\text{нат}}$  – давление, свя-

занное с натягом, кгс/см<sup>2</sup>,  $p_{\text{нат}} = \frac{\delta}{\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right)d}$ ;  $\delta$  – натяг;  $E_1$ ,  $E_2$  –

модули упругости материалов уплотнения и седла, причем коэффициенты

$$C_1 = \left( \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1 \right);$$

$$C_2 = \left( \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2 \right).$$

Здесь  $d$  – диаметр соединения ( $D_{\text{упл}} + h$ );  $d_1$  – внутренний диаметр уплотнения ( $D_{\text{упл}} - h$ );  $d_2$  – наружный диаметр седла в месте паза,  $\mu_1$  и  $\mu_2$  – коэффициенты Пуассона материалов уплотнения и седла.

Правомерность включения в уравнение (7) третьего члена, определяющего силу от действия давления среды, подтверждается следующим экспериментом. В «днище» паза седла было просверлено отверстие меньшего размера, чем ширина уплотнения. Уплотнение запрессовано методом «заморозки» в седло. В закрытом положении пробки при перепаде давления на ШК наблюдается истечение рабочей среды из обозначенного отверстия. Таким образом, можно сделать заключение, что рабочая среда попадает под уплотнение.

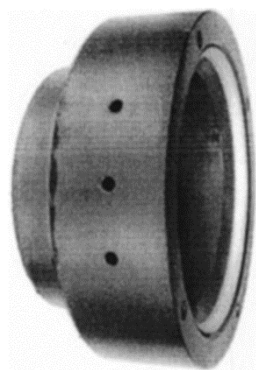
Проведем оценку сил трения  $F_{\text{тр1}}^y$  и  $F_{\text{тр2}}^y$  на примере конкретного изделия – ШК DN 100 (см. рис. 2), PN 160, материал уплотнения – фторопласт Ф4, установка уплотнения – запрессовка методом «заморозки», материал седла – сталь 40Х. Ниже приведены значения параметров, используемых при расчете [3].

|  |  |
|--|--|
| Наружный диаметр уплотнения<br>$d = 12,0$ см     | Модуль упругости фторопласта<br>$E_1 = 650$ МПа      |
| Внутренний диаметр уплотнения<br>$d_1 = 11,2$ см | Модуль упругости стали<br>$E_2 = 200 \cdot 10^3$ МПа |
| Наружный диаметр седла<br>$d_2 = 14,0$ см        | Коэффициент Пуассона фторопласта<br>$\mu_1 = 0$      |
| Высота уплотнения<br>$H = 1,27$ см               | Коэффициент Пуассона стали<br>$\mu_2 = 0,3$          |

|   |   |
|---|---|
| Натяг при запрессовке<br>$\delta = 0,3$ мм        | Коэффициент трения фторопласта по стали<br>$f = 0,07 \dots 0,40$ , $f_{cp} = 0,235$ |
| Средний диаметр уплотнения<br>$D_{упл} = 11,6$ см | Наружный диаметр резинового кольца<br>$D_p = 12,0$ см                               |
| Толщина уплотнения<br>$h = 0,4$ см                | Диаметр сечения резинового кольца<br>$d_p = 0,75$ см                                |
| Диаметр пробки<br>$D_{пр} = 16,7$ см              | Суммарное усилие сжатых пружин<br>$F_{пр} = 2\,600$ Н                               |
| Номинальное давление РН<br>$p_n = 16$ МПа         |   |

Оценим усилие выпрессовки  $F_{тр2}^y$ . Подставив значения параметров в уравнение (10), получим  $F_{тр2}^y = 167,8$  Н при  $f = 0,235$ .

Для проверки расчета поставлен следующий эксперимент. В седло (рис. 5) было запрессовано уплотнение методом «заморозки». После выравнивания температуры на динамометрическом прессе определили усилие выпрессовки. Значение этого усилия составило  $150 \dots 180$  Н. Полученное значение подтверждает правомочность расчета усилия выпрессовки или силы трения  $F_{тр2}^y$  по уравнению (10).



**Рис. 5 Седло с отверстиями для проведения эксперимента**

Определим силу трения от нормальной составляющей  $F_{тр1}^y$ . Подставив значения исходных параметров в уравнение (9), получим

$$F_{тр1}^y = f F \operatorname{tg} \arcsin \frac{D_{упл}}{D_{ш}}$$

Силу  $F$  вычисляем по уравнению (6):

$$F = 0,725(12,0^2 - 11,6^2) \cdot 160 + 260 - \\ - 0,3 \cdot 3,14 \cdot 12,0 \cdot 0,75 \cdot 160 = 107,6 \text{ кН},$$

$$\operatorname{tg} \arcsin \frac{D_{упл}}{D_{ш}} = \operatorname{tg} \arcsin \frac{11,6}{16,7} = 0,9655. \text{ Тогда } F_{тр1}^y = 24,4 \text{ кН при } f = 0,235.$$

Таким образом,  $F_{\text{тр1}}^y \gg F_{\text{тр2}}^y$ , и в первом приближении силами трения  $F_{\text{тр2}}^y$  можно пренебречь.

В этом случае уравнение (7) будет иметь следующий вид:

$$F_x = R_x = \pi D_{\text{упл}} h P N + F \left( 1 - f \operatorname{tg} \arcsin \frac{D_{\text{упл}}}{D_{\text{ш}}} \right). \quad (11)$$

Этап II: ШК еще не открыт, но пробка повернута, т. е. сегмент уплотнения «высвобожден». Седло прижато к пробке за счет перепада давления и силы сжатых пружин.

Рассмотрим силы, действующие на высвободившийся сегмент уплотнения. Поскольку этот сегмент уплотнения не опирается на сферическую поверхность пробки, сила  $F$  не передается на сегмент уплотнения от седла. Тогда уравнение (11) имеет вид

$$F_x = S_{\text{сег}} P N + F_{\text{деф}}, \quad (12)$$

где  $S_{\text{сег}}$  – площадь сегмента уплотнения;  $F_{\text{деф}}$  – сила упругой деформации материала уплотнения.

Площадь сегмента определяется из следующего выражения:

$$S_{\text{сег}} = \frac{1}{2} [rl - c(r - h)], \quad (13)$$

где  $r$  – радиус внешнего диаметра уплотнения,  $r = \frac{1}{2}(D_{\text{упл}} + h)$ ;  $l$  – длина дуги сегмента уплотнения;  $h$  – толщина уплотнения;  $c$  – длина хорды уплотнения,  $c = 2\sqrt{h(2r - h)}$ .

Подставив выражение для  $r$ , получим  $c = 2\sqrt{hD_{\text{упл}}}$ .

Длина дуги сегмента уплотнения  $l = 0,01745r\alpha$ , где  $\alpha$  – центральный угол сегмента.

Центральный угол сегмента

$$\alpha = 2 \operatorname{arccos} \frac{D_{\text{упл}} - h}{D_{\text{упл}} + h},$$

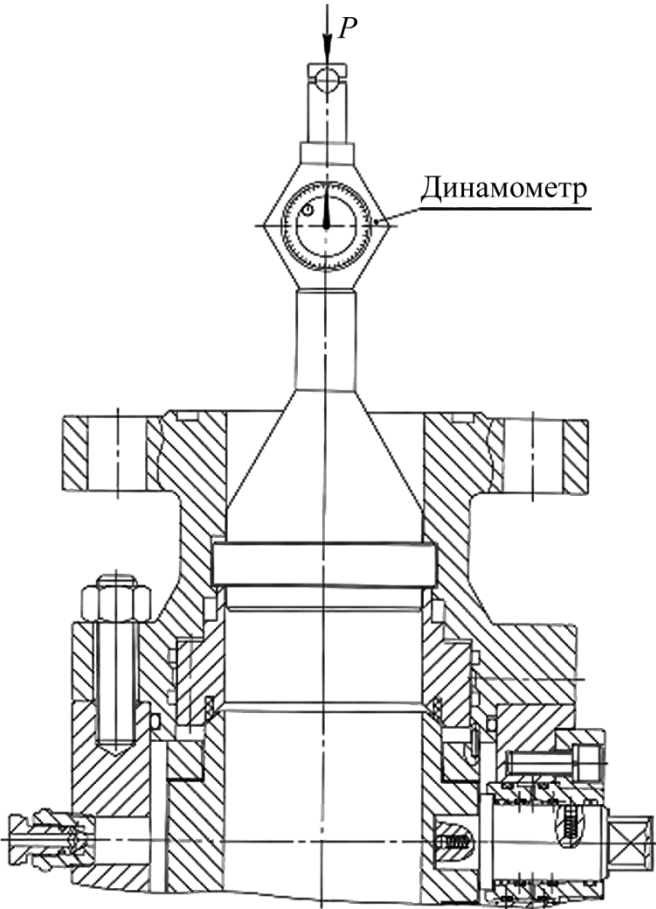
тогда

$$l = 0,01745 \frac{D_{\text{упл}} + h}{2} 2 \operatorname{arccos} \frac{D_{\text{упл}} - h}{D_{\text{упл}} + h}.$$

Подставив полученные выражения в уравнение (13), получим

$$S_{\text{сер}} = \frac{1}{2} \left[ 0,008725(D_{\text{упл}} + h)^2 \arccos \frac{D_{\text{упл}} - h}{D_{\text{упл}} + h} - \sqrt{hD_{\text{упл}}} (D_{\text{упл}} - h) \right]. \quad (14)$$

Оценку силы  $F_{\text{деф}}$  упругой деформации уплотнения проводили экспериментально. На рис. 6 представлена установка, имитирующая



**Рис. 6. Схема экспериментальной установки для определения деформации**

нагрузку от перепада давления на седло с уплотнением. Усилие, создаваемое механическим прессом через втулку на седло, соответствующее давлению среды, составляло 10, 16, 20 и 25 МПа. Поворотом пробки открывали ШК при полной нагрузке. После «высвобождения» кольцевого сегмента уплотнения нагрузка снималась и проводился внешний осмотр уплотнения. При всех приведенных значениях нагрузки подъем уплотнения относительно седла не происходил.

Наличие упругих сил подтверждается образованием незначительных рисок на уплотнении от кромок отверстия пробки. Однако величина этих рисок, а следовательно, и сила упругой деформации,



мала даже по сравнению с силами трения выпрессовки уплотнения. Поэтому при расчетах силами упругой деформации также можно пренебречь.

Таким образом, уравнение (12) имеет следующий вид:

$$F_x = \frac{1}{2} \left[ 0,008725(D_{\text{упл}} + h)^2 \arccos \frac{D_{\text{упл}} - h}{D_{\text{упл}} + h} - \sqrt{hD_{\text{упл}}} (D_{\text{упл}} - h) \right] p_n. \quad (15)$$

Зная действующую на сегмент уплотнения силу, определим напряжение, возникающее в сегменте уплотнения, и максимальный прогиб. Для этого представим сегмент уплотнения как балку с заделанными концами, нагруженную распределенной нагрузкой. Длина балки равна длине сегмента уплотнения по среднему диаметру  $D_{\text{упл}}$ , т. е.

$$l_6 = 0,01745 D_{\text{упл}} \arccos \frac{D_{\text{упл}} - h}{D_{\text{упл}}}. \quad (16)$$

Напряжение, возникающее в сегменте уплотнения,

$$\sigma_{\max} = \frac{M_x}{W_x}. \quad (17)$$

Здесь  $M_x$  – максимальный момент, возникающий при изгибе балки от действия распределенной силы,

$$M_x = \frac{ql_6^2}{8},$$

где  $q$  – распределенная сила.

При этом

$$q = \frac{F_x}{l_6},$$

где  $F_x$  – сила, определяемая по уравнению (15).

Момент сопротивления  $W_x$  сечения уплотнения определим по формуле

$$W_x = \frac{hH^2}{6}.$$

Подставив полученные выражения в уравнение (17), после преобразования имеем

$$\sigma_{\max} = 0,75 \frac{F_x l_6}{hH^2}$$

и окончательно

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} = & 0,006544 \frac{PN D_{\text{упл}}}{hH^2} \times \\ & \times \left[ 0,008725(D_{\text{упл}} + h)^2 \arccos \frac{D_{\text{упл}} - h}{D_{\text{упл}} + h} - \sqrt{hD_{\text{упл}}} (D_{\text{упл}} - h) \right] \times \quad (18) \\ & \times \arccos \frac{D_{\text{упл}} - h}{D_{\text{упл}}}. \end{aligned}$$

Наибольший прогиб вычисляем по следующей формуле:

$$h_{\max} = -\frac{5q(l_6)^4}{384EJ_x}, \quad (19)$$

где  $E$  – модуль упругости материала уплотнения;  $J_x$  – момент инерции сечения уплотнения,

$$J_x = \frac{hH^3}{12}.$$

После подстановки полученных выражений в формулу (19) имеем

$$h_{\max} = -0,156 \frac{F_x (l_6)^3}{EhH^3}.$$

В работе с использованием полученных зависимостей (18) и (19) были проанализированы изделия, выпускаемые на предприятии, и выданы рекомендации. Результаты испытаний ШК подтвердили правомерность сделанных рекомендаций по размерам уплотнений и допускаемым предельным давлениям для применяемых конструкций. Результаты проведенного анализа соответствуют стандарту ISO 17292:2004(E) по диапазону применения уплотнений из фторопласта PTFE для ШК в зависимости от значений номинального диаметра DN, номинального давления PN и температуры рабочей среды [4].

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А н у р ь е в В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. Т. 1 9-е изд. перераб. и доп. / под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006. – 928 с.
2. Машиностроение. Энциклопедия. Т. VI-I. Детали машин. Конструкционная прочность / ред. совет: К.В. Фролов (пред.) и др. – М.: Машиностроение, 864 с.
3. ISO 17292:2004 (E). Металлические шаровые краны для нефтяной, нефтехимической и сопутствующих отраслей промышленности.
4. Уплотнения и уплотнительная техника: справочник / под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.

Статья поступила в редакцию 14.09.2012