

ИССЛЕДОВАНИЕ РАВНОМЕРНОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ОТНОСИТЕЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ В УПЛОТНИТЕЛЬНОМ УЗЛЕ ЗАДВИЖКИ

Асланов Дж.Н., Султанова А.Б., Гусейнли З.С.

Ключевые слова: задвижка, уплотнительный узел, относительное давление, поверхность шибера, изгиб кольца.

Аннотация. В статье изучалось распределение давления в запорном узле новой задвижки и учитывались характеристики новой задвижки. Было получено аналитическое заключение о проверке запорного узла на истирание, и, проверив уплотнительный узел новой конструкции задвижки, сделан вывод о том, что герметичность затвора обеспечивается.

RESEARCH OF UNIFORM DISTRIBUTION OF RELATIVE PRESSURE IN THE SEALING UNIT OF THE GATE VALVE

Aslanov J.N., Sultanova A.B., Huseynli Z.S.

Keywords: gate valve, sealing unit, relative pressure, gate surface, bending of the ring.

Abstract. The article studied the pressure distribution in the shut-off unit of the new gate valve and took into account the characteristics of the new valve. An analytical conclusion was obtained on checking the shut-off unit for abrasion, and after checking the sealing unit of the new design of the valve, it was concluded that the tightness of the shutter was ensured.

Максимально надежный режим работы уплотнительного узла зависит от того, насколько нагрузки распределяются между деталями в рабочем состоянии [1-3].

С момента попадания рабочего продукта в задвижки, металлическое кольцо и седло деформируются под действием особого давления. Под давлением извлекаемого из скважины продукта шибер седла прижимается к рабочей поверхности, и круглая часть шибера, свободно сидящая на кольце, изгибается по его радиусам (диаметрам). В результате нарушается принцип равномерного распределения относительного давления на уплотнительной контактной поверхности пары шибер-седло. Схематично это показано на рисунке 1.

Как видно из рисунка 1, значение относительного давления принимает максимальное значение в области, охватываемой точками *A* и *B*. К точке *J* это значение уменьшается. В следующих областях значение относительного давления равно нулю.

Неравномерное распределение относительного давления в запорном узле снижает надежность задвижки за счет увеличения степени агрессивности жидкости и газа, проходящего через клапан при эксплуатационном процессе, из-за воздействия абразивных и механических частиц, а также увеличивая масштабы процессов износа, вызванных поверхностным контактом, это приводит к быстрому выходу задвижки из строя. Неравномерное распределение относительного давления на рабочей поверхности разрушает рабочую поверхность при поступательном и обратном движении шибера, и

выводит из строя поверхности контакта «металл-металл» [2, 3]. В конце уплотнения узел нарушается, и задвижка теряет свою работоспособность. При изучение большого количества задвижек было определено, что в результате неравномерного распределения относительного давления происходит неравномерный износ поверхностей трения частей запорного узла, и обеспечение равномерного распределения относительного давления рассматривается как наиболее актуальная проблема.

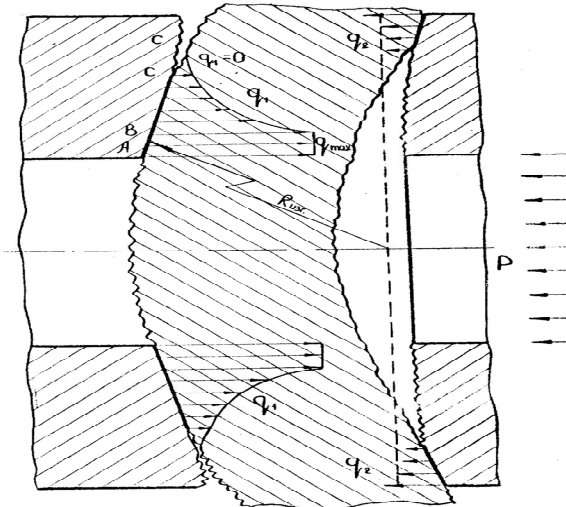


Рис. 1. Затворный узел

Шибер задвижки изготовлен из стали 38ХМЮА по стандарту (ГОСТ 5632-72) и термически обработан, значение предела текучести этого материала равно $\sigma_{ax} = 880\text{МПа}$.

Его размеры определяются в соответствии с (ГОСТ 96980-86) и в зависимости от способности выдерживать деформации, вызванные рабочим давлением. Толщина шибера принята $h = 32$ мм.

Относительное контактное давление на выходе между шибером и кольцом будет определяться следующим образом:

$$q_s = \frac{F_a}{A}, \tag{1}$$

где F_a - это осевая сила, действующая на шибер,

A - площадь контакта шибера с кольцом, из рисунка 1.

$$A = A_2 - A_1, \tag{2}$$

где A_2 - площадь контакта поверхности кольца;

A_1 - площадь кольца по диаметру перехода.

Согласно рисунку 1, если учитывать изгиба кольца в соответствии с прогибом шибера, тогда ширина зоны контакта будет определяться следующим образом

$$\delta = \frac{d_u - d_n}{2}, \tag{3}$$

где d_n - наружный диаметр кольца, d_n - проходной диаметр кольца .

Учитывая формулу (2) в (3), мы можем определить нормальное относительное давление между шибером и кольцом.

$$q_s = \frac{4F_a}{\pi(d_x^2 - d_0^2)}. \quad (4)$$

Рабочее давление среды создает механическое напряжение на детали задвижки. Это напряжение зависит от количества осевой силы. При закрытом состоянии задвижки, осевая сила рассчитывается по следующей формуле

$$F_a = F_1 + F_2, \quad (5)$$

где F_1 - сила давления на шибер кольца на входе по оси перехода задвижки.

$$F_1 = F_{a1} + F_{r1}, \quad (6)$$

где F_{a1} - длительная сила седлового уплотнения, приложенного к входной стороне.

F_{21} - численное значение определяется экспериментально в лаборатории.

В этом случае, остаточная сила уплотнителя задвижки с условным проходом $d_k = 65$ мм не превышает 700 Н.

F_{a1} - это осевая сила, прижимающая кольцо к шиберу на входе из-за давления среды. Когда рабочий продукт попадает в задвижку, в результате рабочего давления P на входе между шибером и кольцом, создается сжимающая сила F_{a1} . Величина этой силы определяется следующим образом [4, 5].

$$F_{a1} = \frac{\pi \cdot (d_x - d_0)^2}{4} \cdot p, \quad (7)$$

где F_{a1} - сжимающая сила, создаваемая рабочим давлением на входе;

d_x - наружный диаметр уплотнителя седла;

P - рабочее давление.

F_2 - сила давления на лицевую сторону шибера на выходной стороне вдоль оси прохода задвижки.

$$F_2 = F_{a2} + F_{r2}, \quad (8)$$

где F_{a2} - осевая сила среды, прижимающая кольцо к шиберу на выходе

$$F_{a2} = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \cdot p. \quad (9)$$

F_{r2} - дополнительная сила давления, добавленная уплотнительным узлом на выходе давления среды. При деформации уплотнителя до 2 мм в результате эксперимента было принято $F_a = 700$ Н.

Тогда F_a - величина осевого усилия на проходной диаметр задвижки будет.

$$F_a = F_{a1} + F_{a2} + F_{r1} + F_{r2}. \quad (10)$$

Учитывая (10) в формуле (4) для нормального относительного давления, действующего на контактную поверхность кольца на выходной стороне, получаем следующее выражение:

$$q_0 = \frac{4 \cdot (F_{a1} + F_{a2} + F_{q1} + F_{q2})}{\pi \cdot (d_x^2 - d_k^2)}. \quad (11)$$

Чтобы повысить надежность уплотнителей при применении задвижки в производстве, в конструкцию можно добавить тарелчатообразную пружину. В этом случае значение относительного давления будет:

$$q_0 = \frac{4 \cdot (F_{a1} + F_{a2} + F_{q1} + F_{q2} + 2F_d)}{\pi \cdot (d_x^2 - d_k^2)}, \quad (12)$$

где F_d - это сжимающая сила, создаваемая деформацией тарелчатообразной пружины во время сборки и добавленная к давлению среды. При практике принято $F_d=3250\text{H}$

Если в формуле (11) $F_{r1}=F_{r2}$, то

$$q_0 = \frac{4 \cdot (F_{a1} + F_{a2} + 2F_{q1})}{\pi \cdot (d_x^2 - d_k^2)}, \quad (13)$$

учитывая в (12) $F_{r1}=F_{r2}$

$$q_0 = \frac{4 \cdot (F_{a1} + F_{a2} + 2F_{q1} + 2F_d)}{\pi \cdot (d_x^2 - d_k^2)}. \quad (14)$$

Сила трения между шибером и кольцом в результате нормальной осевой силы, действующей на кольцо на выходной стороне во время движения шибера.

$$F_{mp} = F_a \cdot f, \quad (15)$$

где F_{mp} – сила трения между шибером и кольцом на выходной стороне;

f – коэффициент трения между шибером и кольцом, принято $f=0,1$.

Шибер прижимается силой оси F_a к металлическому кольцу на седле со стороны выхода. В этом случае шибер считается круглой пластиной, нагруженной равномерно распределенной нагрузкой по центральной зоне и свободно лежащей на контуре.

Герметизация существующих поверхностей трения уплотнительных деталей в существующих задвижках выполняется при условии обеспечения устойчивости истиранию, вызванному жесткостью из-за негибкости поверхности седла из-за относительного давления на поверхность седла, контактирующего с шибер. Способность кольца деформироваться, добавленная в предлагаемую конструкцию, сводит к минимуму риск истирания между шибером и кольцом. В пределах состояния, обеспечивающее герметичность поверхностей трения уплотнительных деталей в предлагаемой конструкции, будет выражаться следующим образом.

$$q_k \leq q_\partial \leq q_0, \quad (16)$$

где q_k – минимальное значение контактного давления на рабочей поверхности кольца, обеспечивающее герметичность уплотнения, ($q_k = 38 \text{ МПа}$).

q_∂ – определенное экспериментально относительное контактное давление уплотнительных деталей на устойчивости истиранию, ($p_m=260\text{МПа}$);

q_0 – относительное контактное давление ($p_c = 58,5 \text{ МПа}$), создаваемое рабочим давлением на выходной стороне затвора (в закрытом состоянии).

Определено что, при $d_k=65\text{мм}$
 $38,0 < 58,5 < 260 \text{ МПа}$, (17)

так как условие выполнено, герметичность (работоспособность) усовершенствованной пробки обеспечивается.

Выводы

Было получено аналитическое заключение о проверке запорного узла на истирание, и, проверив уплотнительный узел новой конструкции задвижки, сделан вывод о том, что герметичность затвора обеспечивается.

Данная работа выполнена при финансовой поддержке Фонда Развития Науки при Президенте Азербайджанской Республики - Грант № EIF-MQM-ETS-2020-1(35)-08/04/1-M-04.

Список литературы / References

1. Aslanov J.N. Best estimate of stress field of seal made of polymeric composite materials of well-control equipment of pipe connections // European Sciens and technology, Germany, Munich, 2016.
2. Aslanov J.N. Increasing reliability of the improved machines and equipment, determination of productivity criteria // Bulletin of Environment, Pharmacology and Life Sciences. Bull. Envv. Pharmacol. Life Sci., 2016, Vol 5(12)
3. Aslanov J.N., Mammadov Kh.S. Increasing improved plug valve's efficiency // Science, Technology and Higher Education, Canada, 2015
4. Aslanov J.N., Sultanova A.B. Forecasting of Improved Straightforward Valves Technical Condition Using Fuzzy Inference Models // IFAC-PapersOnLine, 2018, 51(30):12-14
5. Babanlı M.B., Mamedov G.A., Aslanov J.N. Increasing reliability of the improved machines and equipment. Determination of productivity criteria // Bulletin of Environment, Pharmacology and Life Sciences. 2016. Vol 5(12).

Асланов Джамаладдин Нураддин – кандидат технических наук, доцент, tribo72@mail.ru	Aslanov Jamaladdin Nuraddin – candidate of technical sciences, associate professor, tribo72@mail.ru
Султанова Ахира Бахман кызы – кандидат технических наук, доцент, Институт систем управления НАНА, saxira@mail.ru	Sultanova Axira Baxman – candidate of technical sciences, associate professor, Institute of Control Systems of ANAS, saxira@mail.ru
Гусейнли Зенфира Сейди кызы – доктор философии по технике, доцент, huseynli_z@rambler.ru	Huseynli Zenfira Seidi – Ph. D., associate professor, huseynli_z@rambler.ru
Азербайджанский государственный университет нефти и промышленности, Баку, Азербайджан	Azerbaijan State University of Oil and Industry, Baku, Azerbaijan

Received 08.12.2021