
**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА.
ДИАГНОСТИКА ИСПЫТАНИЯ**

УДК 622:662.24

**ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ УПЛОТНЕНИЯ
КОМПРЕССОРНЫХ ЦИЛИНДРОВ ГАЗОМОТОКОМПРЕССОРОВ В СИСТЕМЕ
ГАЗЛИФТНОЙ ДОБЫЧИ НЕФТИ МОРСКИХ МЕСТОРОЖДЕНИЙ**© 2023 г. В. И. Алиев^а, И. И. Гасанов^{а,*}^а*Азербайджанский государственный университет нефти и промышленности, Баку, Азербайджан***e-mail: hesenov.74@inbox.ru*

Поступила в редакцию 21.02.2023 г.

После доработки 30.05.2023 г.

Принята к публикации 20.08.2023 г.

В статье рассмотрено повышение эффективности работы сальниковых уплотнений в компрессорных цилиндрах, снабженных чугунными кольцами, прижимающимися к контактной поверхности поршневого штока с помощью стальной пружины в поршневых компрессорах, эксплуатируемых в системах газлифтной добычи нефти из морских нефтегазоконденсатных месторождений. Проведенные исследования газомоторного поршневого компрессора непосредственно на работающей системе газлифта, показали, что для увеличения времени нормальной эксплуатации сальниковых уплотнений требуется регулирование зазора с подачей смазки до 0,1 мм. После увеличения жесткости пружин работоспособность и количество рабочих часов сальниковых уплотнений увеличились в 2 раза – от 850 часов до 1700 часов.

Ключевые слова: поршневой шток, компрессор, уплотнения, самоуплотняющиеся сальники, цилиндр дожимающегося газа, трение

DOI: 10.31857/S0235711923060044, **EDN:** EFNBCZ

Известно, что сальники служат для предотвращения утечки газа из рабочей полости компрессорного цилиндра в машинный зал компрессорной станции в том месте, где через нижнюю мертвую стенку цилиндра проходит поршневой шток, совершающий возвратного-поступательное движение. Для повышения срока службы всех ступеней компрессорных цилиндров уплотнители всегда выполняются многокаскадными сальниковыми кольцами с заданным распределением перепада давлений между уплотняющими элементами [1, 2]. Таким образом, увеличение числа колец без увеличения числа промежуточных подводов газа нецелесообразно. Это не приводит к разгрузке перегруженных уплотняющих элементов. Кроме того ухудшается отвод тепла по штоку, вызванному сильным нагревом, что приводит к сокращению срока службы сальника.

В газовых поршневых компрессорах имеется фонарное кольцо, которое используется для подвода к контактной поверхности сальника специального уплотняющего и смазывающего масла. При этом давление уплотняющего масла поддерживается более высокое, чем максимальное давление газа в рабочей камере. Поэтому в сальнике создается так называемый гидравлический затвор, не позволяющий проникать через сальниковое уплотнение в цилиндр компрессора сжимающегося попутного нефтяного газа.

В поршневых компрессорах, эксплуатирующихся в системе газлифтной добычи нефти, применяются заводские сальники специальных конструкций, снабженные особыми металлическими уплотняющими чугунными кольцами, которые прижимаются к контактной поверхности с помощью стальной пружины.

Величина утечки газа через зазоры сальника ϑ ($\text{м}^3/\text{сек}$) можно определить из соотношения

$$\vartheta = 2617 \frac{S^3 d_{\text{п.ш}} \Delta p}{l \mu}, \quad (1)$$

где ϑ – объем газа, вытекающего через зазор между штоком цилиндра и сальниковым уплотнением, см^3 ; S – ширина кольцевой щели (кольцевого уплотнения), см ; $d_{\text{п.ш}}$ – диаметр поршневого штока, см ; l – длина направляющей, занятой канавкам уплотнительных колец, см ; Δp – разность давлений в начале в конце щели, $\text{кг}/\text{см}^2$; μ – динамический коэффициент вязкости газа, $\text{кгс}/\text{м}^2$.

В качестве примера определим утечку газа через сальниковый уплотнитель, если разность давлений $\Delta p = 4/5 \text{ кг}/\text{см}^2$; температура газа 125°C ; диаметр поршневого штока $d = 7 \text{ см}$; динамический вязкость газа при 125°C , $\mu = 2.56 \times 10^{-6} \text{ кгс}/\text{м}^2$.

Подставляя данные в формулу (1) получим

$$\vartheta = 2617 \frac{0.0025^3 \times 7 \times 4.5}{3.5 \times 2.56 \times 10^{-6}} = 143.07 \text{ см}^3/\text{сек} = 0.0143 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Для практического расчета сальникового уплотнения в промышленных условиях реально будет иметь место эксцентричное расположение поршневого штока внутри отверстий уплотнительных колец, и с учетом этого, по рекомендации М.И. Френкеля, принимаем поправочный коэффициент $\alpha = 2.5$. Тогда получим $\vartheta = 0.0143 \times 2.5 = 0.03575 \text{ м}^3/\text{мин}$, что составляет, примерно, 0.2% от производительности газомоторного компрессора. В действительности при нормальном состоянии штока и колец сальникового уплотнения утечка будет меньше вследствие приработки колец.

Постановка задачи. Изучение состояния уплотнительного узла проводится с целью повышения их эффективности, надежности и работоспособности в газовой среде, а также возможности максимального снижения радиального зазора между штоком и сальником.

Формула (1) справедлива для горизонтального расположения штока в сальнике в возвратно-поступательном режиме работы. При длительной эксплуатации, зазор в контактной зоне возрастает в 1.5 раза, что недопустимо.

Путем сокращения зазора до 0.1 мм, можно уменьшить утечку газа в несколько раз.

Для этого требуется регулировка самоуплотняющихся сальников, путем увеличения жесткости пружин в кольцах сальниковых уплотнений с подачей смазывающего масла во время эксплуатации. При этом радиальный зазор уменьшается до 0.1–0.15 мм, и утечки практически прекращаются. Проведенные опыты непосредственно на работающей системе газлифта газомоторного поршневого компрессора, показали, что эксплуатация сальниковых уплотнений с увеличенной жесткостью пружин и смазкой имеет очень хорошие результаты. При этом необходимо учитывать, что сальниковые уплотнения в процессе эксплуатации требуют большого внимания со стороны работающего персонала, т.к. сальник может оказаться источником утечки газа в процессе дожатия и загрязнения помещения машинного зала, что может явиться причиной пожаров.

Сила, с которой газ прижимает кольцо к штоку поршня, является результатом разности давлений в сальниковом уплотнении и нормальным зазором между кольцами и штоком.

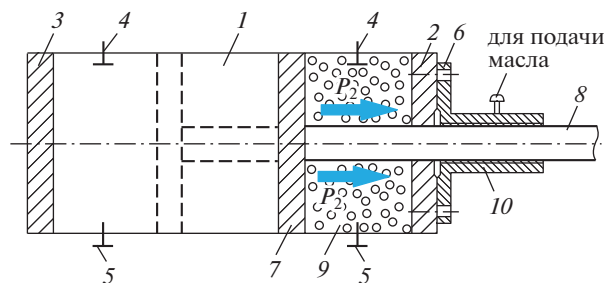


Рис. 1. Схема воздействия давления дожимающего газа в первой ступени компрессорного цилиндра на сальниковый уплотнитель: 1 – компрессорный цилиндр; 2 – передняя крышка цилиндра; 3 – задняя крышка цилиндра; 4 – всасывающие клапаны; 5 – нагнетательные клапаны; 6 – грандбукса; 7 – поршень первой ступеньки; 8 – шток поршня; 9 – дожимающий газ, постоянно находящейся в вихревом турбулентном движении; 10 – уплотнитель.

Из промышленной практики известно, что неисправность сальниковых уплотнений приводит к снижению подачи поршневого компрессора. Известно, что в настоящее время в Государственной нефтяной компании Азербайджанской Республики в системах газлифта, транспорта и закачки газа подземного хранения эксплуатируются в большом количестве газопоршневые компрессоры марки 10 ГКНАМ2/5-55. Конструктивно эти компрессоры состоят из трех компрессорных цилиндров первой ступени и двух компрессорных цилиндров второй ступени. Согласно техническому паспорту завода изготовителя производительность одного газопоршневого компрессора составляет около $150\,000\text{ м}^3/\text{сутки}$ и вес (объем) полностью зависит от нормальной работы 3-х компрессорных цилиндров первой ступени. Эти компрессорные цилиндры конструктивно имеют две полости всасывания и две полости нагнетания, а внутри цилиндра один поршень со штоком (рис. 1).

Поршень со штоком (рис. 1) совершает возвратно поступательное движение. На долю одного компрессорного цилиндра выпадает производительность около $50\,000\text{ м}^3/\text{сутки}$, т.е. ($34.7\text{ м}^3/\text{мин.}$). Во время сжатия газа от $0.39\text{--}0.42\text{ МПа}$ до $17\text{--}1.9\text{ МПа}$ степень повышения давления доходит до 4.5. При этом давление, действующее на кольца сальникового уплотнения, возрастает в 1.5–2.0 раза. Как показывает практика, такой процесс сжатия газа, приводит к нарушению нормальной работы сальниковых уплотнений. Это, прежде всего, связано с частотой изменения давления и температуры газа, поступающего в определенном объеме в высасывающую полость компрессорного цилиндра. В результате такого технологического процесса внутри цилиндра на стороне нагнетания передней части, где расположены сальники, происходит турбулентное течение газа через нагнетательный клапан. И такое течение с очень большим давлением радиального направления P_2 (рис. 1) действует на сальниковые кольца. В большинстве случаев в процессе исследования было обнаружено, что во время возвратно-поступательного движения поршня со штоком происходит утечка газа, через контактную поверхность между штоком и сальниковыми кольцами уплотнения из-за образовавшегося зазора. После неоднократно проведенных испытаний было обнаружено, что жесткость пружин, сжимающих элементы сальника, из-за температуры значительно слабеет, и пружины теряют сжимающие способности. В результате этого появляется зазор между наружной поверхностью штока и внутренней поверхностью кольца (их в одном уплотнении 18 штук) сальникового уплотнения.

Расчетные показатели. Согласно закону трения сила, возникающая при скольжении поршневого штока (трение скольжения) по кольцу сальникового уплотнения не зави-

сит от величины трущихся поверхностей, а зависит только от качества поверхностей трущихся тел и от силы, сжимающей трущиеся поверхности колец и направленной перпендикулярно к ним поверхности штока.

Силу определяем по формуле [3–5]

$$F = kN, \quad (2)$$

где F – сила трения, кгс; N – давление дожимающего газа, действующее на трущиеся поверхности, кгс/см², в поршневом газомоторном компрессоре особенно во второй ступени $N = 45$ кгс/см²; k – коэффициент трения при скольжении.

Согласно исследованиям многих авторов, $k = 0.2$ – при скольжении чугуна по стали, т.е. поршневого штока по кольцу сальникового уплотнения. Подставляя данные в формулу (2) получим

$$F = k \cdot N = 0.2 \times 45 = 9 \text{ кгс.}$$

Однако расчеты показывают, что сила 9 кгс, действующая на одно кольцо сальникового уплотнения, крайне мала и практическое исследование показывает, что зазор в зоне трения “шток–кольцо сальникового уплотнения” увеличивается. При этом после 800 часов работы происходит утечка газа через зазор сальникового уплотнения и далее утечка становится более интенсивной. Учитывая такой технический недостаток, авторы предложили эксплуатационным инженерам и механикам на компрессорной станции совместно увеличить жесткость пружин, прижимающегося элемента кольца сальникового уплотнения, и снизить зазор между штоком и кольцами сальника до 0.1–0.2 мм. При этом коэффициент трения изменяется пропорционально силе F . После этого продолжили эксплуатацию компрессора в системе газлифтной добычи нефти и каждый день во время эксплуатации проверяли наличие утечки газа через сальниковое уплотнение. Таким образом, увеличилась эффективность наработки часов до 1720 часов и значительно повысилась производительность компрессора [6, 7].

По результатам проведенных исследований нами предложен усовершенствованный вариант уравнения трения путем добавления одного параметра к существующему уравнению трения, ξ – коэффициент местного сопротивления для отдельных элементов в зоне трения “кольцо сальникового уплотнения–шток” газовых поршневых компрессоров. Ориентировочно по рекомендации М.И. Френкеля “ЛЕННИИХММАШ” коэффициент принимаем от 4 до 6, в среднем $\xi = 5$. Таким образом, авторы предлагают использовать для расчетов уравнение трения в общем виде

$$F = k \cdot N \cdot \xi, \quad (3)$$

где k – коэффициент трения при скольжении чугунных колец по поверхности поршневого штока горизонтального расположения, изготовленного из высококачественной стали, по рекомендации М.И. Френкеля принимаем $k = 0.18$.

Для примера с использованием уравнения (3) решим задачу, для первой ступени компрессорного цилиндра (рис. 1), где сила давления газового удара, направленного из компрессорного цилиндра первой ступени в зону трения составляет $N = 18$ кгс/см² и определим общую силу трения.

Дано: $k = 0.18$; $N = 18$ кгс/см². Определим силу трения по формуле (3).

Принимаем $\xi = 5$, тогда

$$F = kN\xi = 0.18 \times 18 \times 5 = 16.2 \text{ кгс.}$$

Таким образом, сила трения, действующая на сальниковые кольца уплотнения составляет 16.2 кгс. Такая сила крайне негативно влияет на работу сальникового кольца, т.к. как жесткость пружины, сжимающей кольцо, становится слабее.

Для того, чтобы предотвратить отрицательное влияние силы трения на работоспособность сальникового кольца мы предлагаем поместить пружину в масляную ванну, где происходит ее нагрев до 350–400°С с последующим охлаждением в течение

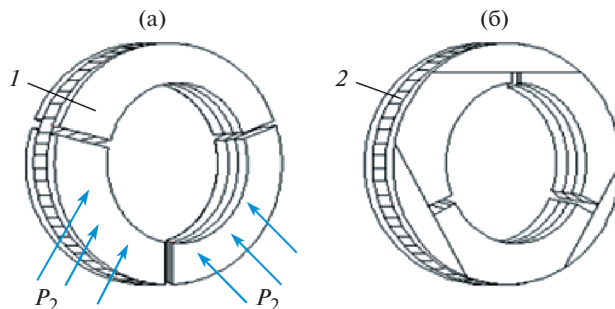


Рис. 2. Сальники высокого (а) и низкого (б) давления с плоскими уплотняющими элементами (по нормам НИИХиммаша) и конструкции уплотняющих колец: 1 – кольца; 2 – кольца в обоймах.

6–7 часов до нормальной температуры. При этом жесткость пружины восстанавливается, что не только предотвращает утечки газа, но и согласно результатам практического исследования, увеличивает наработку часов от 800 до 1720.

Кроме того в поршневых компрессорах общего назначения применяются самоуплотняющиеся сальники, которые не требуют подтяжки сальникового уплотнения с помощью пружин. В них это обеспечивается за счет давления дожимающего воздуха [8–10]. Такие сальники выполняются многокамерными, с уплотняющими элементами в каждой камере.

Для поршневых компрессоров, применяемых в химических отраслях, распространены также самоуплотняющиеся сальники с уплотняющими элементами в виде плоских или трапециевидных разрезных колец. Эти кольца заключены в камеры, притертые друг к другу торцами (рис. 2). Такие сальники длительно служат, сохраняя плотность и не требуя постоянного ухода.

Перепады давления по камерам сальников не одинаковы. Так же как и в случае поршневых колец, наибольший перепад давлений возникает в камере, расположенной первой от полости цилиндра. Во второй и последующих камерах он уменьшается, а давление приближается к постоянному, мало изменяющемуся за время цикла. У ступеней высокого давления значительный перепад давления происходит не только в первой, но и в последней камере, у которой давление в цилиндре велико, но изменяется в небольших пределах, наибольший перепад давлений наблюдается в последней камере. Соответственно перепадам давлений износы уплотняющих колец также не одинаковы – в малонагруженных камерах они малы и возрастают лишь в том случае, если смежная камера, воспринимающая больший перепад давлений, теряет плотность и появляются зазоры, через которые происходит утечка газа.

Основное усилие пружины, прижимающее уплотнительные кольца к штоку, получают под влиянием разности давлений в камере, т.е. в зоне трения кольца, образуется масляная пленка в зазоре между кольцом и штоком [11–13]. Смазка к сальнику подводится под давлением от лубрикатора через отверстия во фланце и камерах и поступает в зону трения на штоке.

Давление в зазоре между штоком и элементом сальника изменяется по конструкции, причем на элемент сальника, так же как и в рассмотренной схеме нагрузки на поршневое кольцо, действует избыток давления газа над давлением в уплотняемом зазоре [14–16].

Надежность уплотнения и долговечность работы сальника с кольцевыми элементами зависят от жесткости пружин, числа уплотнительных колец и качества подгонки друг к другу уплотняющих элементов и материала, из которого они изготовлены. Для

повышения срока службы сальники ступеней высокого давления всегда выполняют многокаскадными кольцами, с заданным распределением общего перепада давлений между уплотняющими элементами.

Выводы. 1. По результатам практических исследований с целью получения более полной информации нами в формулу для определения силы трения предлагается добавить параметр ξ – коэффициент местного сопротивления для отдельных элементов в зоне трения “шток–сальниковые кольца” газовых поршневых компрессоров.

2. Увеличение жесткости пружин в 1.5 раза позволяет увеличить наработку часов от 800 до 1720, что может повысить эффективность эксплуатации компрессоров в системе газлифтной добычи нефти.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Пластинин П.И.* Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчет. М.: Колос, 2000. 456 с.
2. *Никишенко С.Л.* Нефтегазопромысловое оборудование. Волгоград: Изд-во “Ин-фолио”, 2008. 406 с.
3. *Мищенко И.Т.* Скважинная добыча нефти: Учебное пособие для вузов. М.: Изд-во “Нефть и газ” РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2003. 816 с.
4. *Ивановский В.Н., Дарищев В.И., Сабиров А.А., Каишанов В.С., Пекин С.С.* Скважинные насосные установки для добычи нефти. М.: Изд-во “Нефть и газ” РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2002. 824 с.
5. *Новиков И.И., Захаренко В.П., Ландо Б.С.* Бессмазочные поршневые уплотнения в компрессорах. Л.: Машиностроение, 1981. 238 с.
6. *Галустов В.С.* Разработка и создание поршневых компрессорных и расширительных машин с сухим картером: Дисс. ... канд. техн. наук. СПб.: Санкт-Петербургский государственный университет, 2001. 45 с.
7. *Talbott E.M.* Compressed Air Systems: A Guidebook on Energy & Cost Savings // Power Engineering. 2002. № 8. P. 220.
8. *Дмитриев В.Т., Миняев Ю.Н.* Модернизация системы газораспределения поршневых компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. 2005. № 2. С. 24.
9. *Дмитриев В.Т.* Параллельная работа турбокомпрессорных установок // Сборник докладов IV Междунар. конф., посвящ. 90-летию В.Р. Кубачека, 15–16 мая, Екатеринбург, 2006. С. 201.
10. *Будзуляк Б.В., Пашин С.Т., Китаев С.В., Шаммазов А.М., Байков И.Р.* Повышение эффективности режимов работы компрессорных станций // Газовая промышленность. 2005. № 1. С. 23.
11. *Френкель М.И.* Поршневые компрессоры. Ленинград: Изд-во “Машиностроение”, 1969. С. 737.
12. *Асадов О.С., Алиев В.И., Макаров В.В.* Новый научный подход к определению реальной производительности поршневых компрессоров в системах газлифта и транспорта газа. М.: Изд-во “Спутник”, 2011. 240 с.
13. *Hasanov I.I.* Strained-deformation state of polymer composition material shaft of centrifugal pump // The Proceedings of Fourth International Iron and Steel Symposium (UDCS 21), April 1–3, Karabuk, Turkey. 2021. P. 216.
14. *Hasanov I.I., Abbasov I.I., Gurbanov N.A.* Stress-deformed state of a packing ring with eccentric holes // Proceedings of the latvian academy of sciences. Section B. 2020. V. 74. № 4 (727). P. 287.
15. *Шахвердиев А.Х.* Инновационный потенциал нестационарного заводнения в целях повышения нефтеотдачи пластов // Вестник Азербайджанской инженерной академии. 2019. Т. 11. № 1. С. 32.
16. *Chapple P.* Principles of hydraulic systems design. Second Edition. Momentum press, 2015. 289 p.