

**Анализ конструктивных особенностей крепления
крышек превенторов**

И. М. Кусиев*, Э. С. Осипян

Тюменский индустриальный университет, г. Тюмень, Россия

**e-mail: ilez.ilezov@inbox.ru*

Аннотация. Проанализированы условия напряженно-деформированного состояния, в котором работают крышки превенторов. Приведены зависимости для прочностного расчета крепления крышек превенторов. Выявлены преимущества и недостатки различных конструкций крепежных устройств и уплотнений крышек креплений. Рассмотрены вопросы испытаний, ремонта и эксплуатации крышек превенторов.

Ключевые слова: крышка превентора; гладкая посадка; шпильчатое соединение; механические напряжения

Analysis of structural features fixing preventer bonnets

Ilez M. Kusiev*, Eduard S. Osipyan

Industrial University of Tyumen, Tyumen, Russia

**e-mail: ilez.ilezov@inbox.ru*

Abstract. The article analyzes the conditions of the stress-strain state in which preventer bonnets operate. We give the dependences for the strength calculation of fixing preventer bonnets. We identify the advantages and disadvantages of various designs of fastening devices and seals of fasteners. Also, we consider the issues of testing, repairing and operating preventer bonnets.

Key words: preventer bonnet; smooth fit; hairpin connection; mechanical stresses

Введение

Превентор является одним из наиболее ответственных элементов оборудования при подготовке скважинной продукции. Корпус превентора и его крышка работают в условиях сложного напряженно-деформированного состояния, имеющего

циклический характер [1, 2]. В связи с этим особую актуальность имеют вопросы крепления крышки превентора к корпусу.

Превентор является элементом противовыбросового оборудования и устанавливается на устье скважины. Превенторы работают под большим давлением (70 МПа), в связи с этим расчет превентора и его элементов на прочность, совершенствование этих методик являются актуальной задачей.

Объект и методы исследования

Объект исследования — крышка превентора и крепежные элементы, соединяющие ее с корпусом.

В статье использовались теоретико-экспериментальные методы исследования.

Прочностной расчет несущих конструкций оборудования и его крепежных элементов необходимо производить с учетом напряженно-деформированного состояния всех элементов конструкции [3, 4]. При работе нефтегазопромыслового оборудования возникает вибрационное движение, вызванное возмущающими силами от приводных устройств или от динамического воздействия перекачиваемой жидкости с неустановившимся типом движения. При разработке оборудования необходимо расчетным путем обеспечить отстройку его работы от резонансных режимов. При эксплуатации оборудования следует проводить вибрационный мониторинг для диагностики технического состояния [5, 6].

Одним из наиболее опасных и критичных с точки зрения прочностной надежности сечений в конструкции превентора является шпильчатое соединение крышки превентора с корпусом.

Шпильчатое крепление крышки к корпусу превентора обеспечивает простоту замены уплотнителя в полевых условиях.

Установка крышки превентора в корпус происходит по гладкой посадке, что по сравнению с резьбой гарантирует точную центрацию деталей при сборке, которая имеет свои особые преимущества:

- упрощение крепления крышки превентора и сборки; отсутствие дополнительного крепления, что упрощает конфигурацию деталей и их сборку;
- снижение чрезмерных вибрационных нагрузок;
- повышение работоспособности;
- снижение динамических нагрузок;
- обеспечение прочности сопрягаемых деталей, повышаемой с увеличением абсолютных размеров деталей [7, 8].

Результаты

Чтобы избежать преждевременных ремонтов, перед монтажом шпильчатого соединения следует произвести технологические расчеты на напряженно-деформированное состояние.

Усилие, приходящееся на одну шпильку при ее затяжке $P_{шп}$, Н

$$P_{шп} = 1,2 \frac{Q}{Z}, \quad (1)$$

где 1, 2 — коэффициент, учитывающий условия затяжки; Z — количество шпилек; Q — усилие затяжки, Н.

Напряжение в шпильке рассчитывается по формуле [9]

$$\sigma_{шп} = \frac{4 \cdot D_{шп}}{\pi \cdot z \cdot d_1^2}, \quad (2)$$

где d_l — внутренний диаметр шпильки, м; z — число шпилек; $D_{шп}$ — наружный диаметр шпильки, м.

Немалую роль в величине допускаемого напряжения в материале шпильки играют тип металла, его технико-физические свойства, в частности твердость по Роквеллу, предельная текучесть, временное сопротивление на разрыв [10, 11].

Допускаемое напряжение в материале шпильки, МПа

$$[\sigma_{\varnothing}] = \frac{\sigma_0}{n_{\varnothing}}, \quad (3)$$

где σ_0 — удельное давление на СНП при обжатии, Па; $n_{\varnothing}$ — допускаемое усилие затяжки шпильки, Н.

Момент затяжки шпилек $M_{ш}$, Н·м

$$M_{ш} = P_{ш} \cdot \frac{d_l}{2} \cdot \operatorname{tg}(\beta + \rho) + P_{ш} \cdot \frac{f}{3} \cdot \frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2}, \quad (4)$$

где f — статический коэффициент трения; D_0 — диаметр соприкасающейся площади гайки с опорной поверхностью, м; β — угол наклона витков резьбы, град; ρ — шаг резьбы, м; d_l — внутренний диаметр шпильки, м; $P_{ш}$ — усилие, приходящееся на одну шпильку при ее затяжке, Н; d_0 — наружный диаметр шпильки, м.

Шарнирное крепление крышки к превентору позволяет быстро осуществлять смену плашки без съема превентора с устья скважины. Бурильный инструмент при этом остается в скважине. Для перемещения плашки вращают карданный вал.

В результате достигаются повышение надежности работы превентора, удобство обслуживания, увеличение межремонтного ресурса, долговечность и ремонтно-пригодность.

Обсуждение

При выборе крышек для превенторов нужно произвести технические расчеты, так как в крышке превентора при различных видах ее нагружения возникают следующие напряжения [12, 13]:

1. При отсутствии труб вся нагрузка на крышку передается через фланцы уплотнителя. В этом случае максимальное напряжение будет создаваться по внутреннему [15, 16]:

$$\sigma_{\max} = -\frac{3P_{\max}}{2\pi ms^2} \left[\frac{2a^2(m+1)}{a^2 - b^2} \ln \frac{a}{b} + (m-1) \right], \quad (5)$$

где $P_{\max}$ — максимальное усилие, передающееся через вставку уплотнителя на крышку, Н; a — наружный радиус пластинки, м; b — внутренний радиус пластинки, м.

$$P_{\max} = \frac{\pi D_2^2}{4} p_p + \frac{\pi(D_2^1 + D_2^2)}{4} P_2, \quad (6)$$

где D_1 и D_2 — наружный и внутренний диаметр запорной камеры, м; p_p — рабочее давление, возникающее в превенторе, Н/м².

Давление, действующее на внутреннюю поверхность крышки, представлено на рисунке.

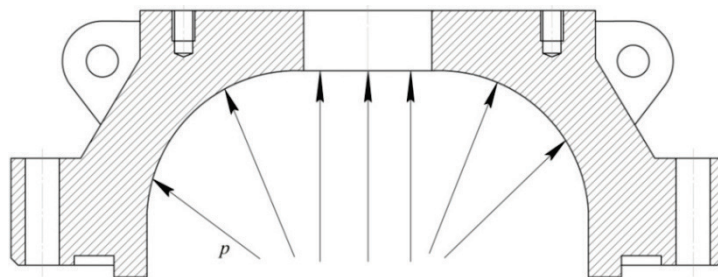


Рисунок. Распределение давления внутри крышки превентора

II. При проведении расчета корпуса и крышки в сборке на определенное давление крышку вместе с заглушкой рассматривают как сплошную пластинку постоянной толщины. Принимается, что по всему контуру действует равномерная нагрузка. Наибольшее напряжение определяют по линии c , радиус которой r_c равен среднему радиусу прокладки

$$r_c = -\frac{3p}{8\pi m s^2} \left[(3m+1) - (m+3) \frac{r_a^2}{a^2} \right], \quad (7)$$

где $p = \pi a^2 \cdot p_{исп}$ ($p_{исп}$ — давление внутри превентора при испытании, Н/м²).

В условиях низкотемпературной эксплуатации должен выполняться целый ряд мероприятий для обеспечения работоспособности превентора. Особое внимание необходимо обратить на применение смазочных материалов с низкотемпературными характеристиками. Материалы уплотнений должны обладать текучестью и эластичностью при низких температурах. Для снижения отрицательных последствий низких температур рекомендуется подогрев корпуса в соответствии с рекомендациями изготовителей [14–17].

Выводы

Таким образом, точный расчет конструктивных элементов превентора позволит обеспечить необходимые прочностные характеристики.

Усилия, возникающие при работе превентора, могут нарушить заданные рабочие режимы. По приведенным зависимостям можно определить конструктивные параметры, необходимые для получения данных, которые впоследствии позволяют обрести информацию о напряженно-деформированном состоянии крышки превентора.

Библиографический список

1. Баграмов Р. А. Буровые машины и комплексы: учеб. для вузов. — М.: Недра, 1988. — 501 с.
2. Эксплуатация и ремонт машин и оборудования нефтяных и газовых промыслов: учебник для вузов / Ю. И. Быков [и др.]. — М.: ЦентрЛитНефтеГаз, 2012. — 371 с.
3. Пивень В. В., Битюков Г. Е. Обоснование математической модели напряженно-деформированного состояния стержневой конструкции // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. — 2015. — № 3. — С. 107–111.
4. Piven V. V., Umanskaya O. L. Determination of dynamic characteristics of the frame bearing structures of the vibrating separating machines // Innovative Technologies in Engineering VII International Scientific Practical Conference. Conference Proceedings. National Research Tomsk Polytechnic University. — Tomsk, 2016.

5. Piven V., Umanskaya O. The methodology of the vibrational separating machines bearing structure rigidity optimization and the actuating mechanism parts dynamic forces determination // MATEC Web of Conferences. 5th International Scientific Conference «Integration, Partnership and Innovation in Construction Science and Education». – 2016. – Vol. 86.
6. Пивень В. В., Уманская О. Л. Оптимизация несущей конструкции вибрационной машины // Современные наукоемкие технологии. – 2016. – № 3–1. – С. 70–73.
7. Пивень В. В., Уманская О. Л. Определение целевой функции при математическом моделировании жесткости рамных конструкций вибрационных сепарирующих машин // Современные проблемы науки и образования. – 2013. – № 1. – С. 191.
8. Пивень В. В., Уманская О. Л. Определение упругих характеристик несущих конструкций вибрационных машин и их оснований // Омский научный вестник. – 2006. – № 8–1. – С. 80–83.
9. Пивень В. В., Гондуров Г. Ю. Основные тенденции развития вибродиагностического неразрушающего контроля технических объектов // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2015. – № 5. – С. 100–103.
10. Пивень В. В., Уманская О. Л. Определение динамических и статистических параметров несущих конструкций вибрационных машин, установленных на упругом основании // Вестник машиностроения. – 2007. – № 5. – С. 14.
11. Пивень В. В., Тараторкин И. А., Уманская О. Л. Экспериментальное определение вибрационных характеристик несущей конструкции вибрационной сепарирующей машины с помощью геометрически подобной модели // Вестник Курганского государственного университета. Серия: Технические науки. – 2007. – № 9. – С. 15–16.
12. Пивень В. В., Уманская О. Л., Голосеев Б. А. Уравнения движения несущих узлов вибрационных машин с учетом упругих свойств основания // Вестник Курганского государственного университета. Серия: Естественные науки. – 2005. – № 4. – С. 91–92.
13. Гульянц Г. М. Справочное пособие по противовыбросовому оборудованию скважин. – М.: Недра, 1993. – 384 с.
14. Расчет и конструирование нефтепромыслового оборудования / Л. Г. Чичеров [и др.]. – М.: Недра, 1987. – 500 с.
15. Шульга В. Г., Бухаленко Е. И. Устьевое оборудование нефтяных и газовых скважин. Справочная книга. – М.: Недра, 1998. – 235 с.
16. Ануриев В. И., Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. Т. 2 / Под ред. И. Н. Жестковой. – 9-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2006. – 920 с.
17. Раабен А. А., Шевалдин П. Е., Максудов Н. Х. Монтаж и ремонт бурового и нефтепромыслового оборудования. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1980. – 398 с.

Сведения об авторах

Кусиев Илез Мурадович, магистрант, Тюменский индустриальный университет, г. Тюмень, e-mail: ilez.ilezov@inbox.ru

Осипян Эдуард Самвелович, магистрант, Тюменский индустриальный университет, г. Тюмень, e-mail: eduard_osipyan@inbox.ru

Information about the authors

Ilez M. Kusiev, Master's Student, Industrial University of Tyumen, e-mail: ilez.ilezov@inbox.ru

Eduard S. Osipyan, Master's Student, Industrial University of Tyumen, e-mail: eduard_osipyan@inbox.ru