

Настека В.В., Коренькин А.Ф., Низамов Н.Ф.,
Чирков Е.Ю.* , Кушнарченко В.М.* , Каменев С.В.*

ООО «Газпром добыча Астрахань»

*Оренбургский государственный университет

E-mail: adm@astrakhan-dobycha.gazprom.ru

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ МЕТАЛЛА КОРПУСОВ ФОНТАННОЙ АРМАТУРЫ ДО И ПОСЛЕ НАПЛАВКИ

В статье приведены результаты расчетов напряженно-деформированного состояния металла корпусов фонтанной арматуры, бывшей в эксплуатации на сероводородсодержащих месторождениях до и после восстановительной наплавки, полученные методом конечных элементов в САЕ-системе «ANSYS».

Ключевые слова: фонтанная арматура, напряженно-деформированное состояние, метод конечных элементов, наплавка.

В металле корпусов фонтанной арматуры Астраханского газоконденсатного месторождения под воздействием сероводородсодержащей среды возникают повреждения, препятствующие их дальнейшей эксплуатации [1]. Для восстановления корпусов фонтанной арматуры применяют наплавку, вызывающую остаточные напряжения [2], которые в сочетании с напряжениями от рабочего давления (рабочих нагрузок) способны увеличить общий уровень напряжений до критического. Для оценки остаточных напряжений от наплавки и напряжений от рабочих нагрузок проведены расчеты методом конечных элементов в САЕ-системе «ANSYS» напряженно-деформированного состояния корпусов фонтанной арматуры [3]–[7].

Для построения полной сеточной модели корпуса стального моноблока использовали 4-узловые конечные элементы тетраэдрической формы и алгоритм построения нерегулярной сетки. Модель изотропного материала, использованная в конечно-элементной модели, задавалась двумя постоянными параметрами: модулем упругости, равным $2,1 \cdot 10^5$ МПа, и коэффициентом Пуассона, равным 0,3.

Граничные условия, использованные для расчета моноблока, характеризовались условиями нагружения (давление 70 МПа, равномерно распределенное по внутренним поверхностям корпуса моноблока) и условиями закрепления модели. Для имитации взаимодействия моноблока с задвижками сеточную модель корпуса дополнили моделями крышек, закрывающих отверстия в корпусе. Модели крышек представляли собой цилиндрические массивы конечных элементов, жестко связанные с моделью

корпуса через модели винтов, соединяющих корпус и крышки. На внутренних поверхностях крышек так же задавали рабочее давление (рисунок 1).

Условия закрепления определялись нулевыми степенями подвижности по трем линейным координатам (X, Y, Z), заданными в узлах сеточной модели, принадлежащих нижней поверхности фланца моноблока. После наложения граничных условий выполняли статический расчет напряжений, возникающих в корпусе моноблока под воздействием рабочего давления величиной 70 МПа. Результаты расчета представлены на рисунке 2 в виде контурного поля распределения эквивалентных напряжений по Мизесу. Максимальные напряжения 504 МПа наблюдаются в металле корпуса моноблока на острой кромке в области пересечения центрального и бокового каналов под уг-

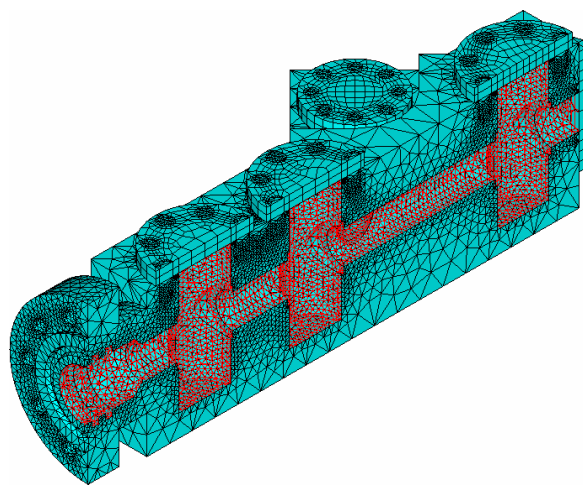


Рисунок 1. Сеточная модель корпуса моноблока

лом

45°.

Напряжения 391 МПа возникают на кромках отверстий $1\frac{3}{8}$ " под крепежные винты на фронтальной плоскости моноблока. В области пересечения каналов под углом 90° напряжения составляют 270 МПа, 274 МПа, 268 МПа, 227 МПа, 226 МПа, 253 МПа (рисунок 2).

Для оценки напряженного состояния моно-

блока при давлении опрессовки выполнены расчеты с использованием величин давлений, составляющих 150% и 200% от рабочего давления, соответственно равные 105 МПа и 140 МПа, при этом наблюдалось увеличение напряжений пропорционально увеличению давления.

Результаты расчета методом конечных элементов напряжений в модели корпуса задвижки $3\frac{1}{16}$ " при действии рабочего давления 70 МПа приведены в форме поля распределения эквивалентных напряжений на рисунке 3. Максимальные напряжения (375 МПа) наблюдаются на кромках крепежных отверстий вокруг вертикального канала. В области пересечения проходного отверстия и вертикального канала в местах посадки седла напряжения составляют 314 МПа, 344 МПа, 342 МПа, 313 МПа (рисунок 3).

Воздействие сероводородсодержащей среды на металл в полостях фонтанной арматуры вызывает коррозию поверхности и утонение стенок корпусов.

Оценка влияния увеличения вследствие коррозии размеров полостей моноблока на напряжения, возникающие при воздействии рабочего давления, выполнена на модели моноблока с увеличенными диаметрами каналов. Диаметр центрального канала увеличен с учетом глубины коррозионных повреждений до 5,0 мм; диаметры трех фронтальных каналов, пересекающихся с центральным, увеличены с учетом глубины коррозионных повреждений до 3,3 мм; диаметр бокового центрального канала увеличен с учетом глубины коррозионных повреждений до 2,5 мм; диаметр бокового наклонного канала увеличен с учетом глубины коррозионных повреждений до 3,0 мм. Результаты расчета в форме полей распределения напряжений при воздействии рабочего давления 70 МПа приведены на рисунке 4.

Анализ полученных результатов позволил установить, что увеличение размеров полостей моноблока (в исследуемом диапазоне) повышает макси-

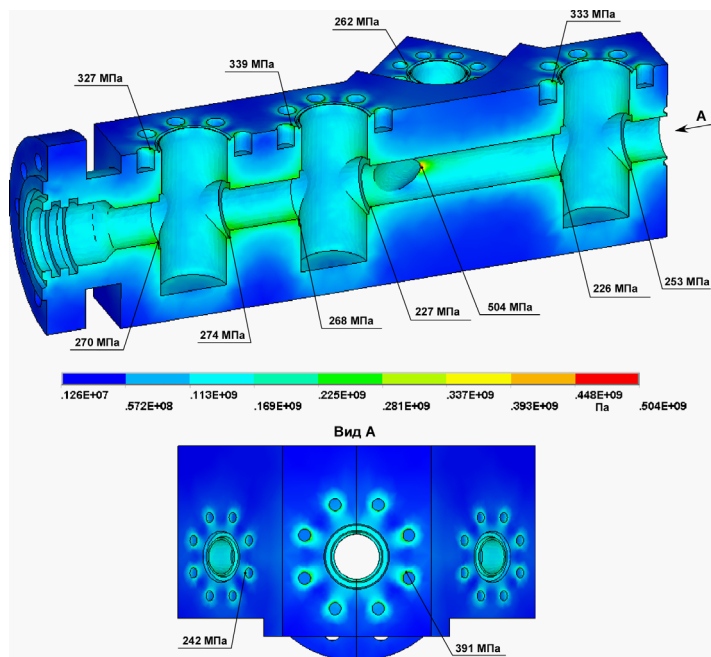


Рисунок 2. Распределение напряжений в модели корпуса моноблока при давлении 70 МПа (в сечении плоскостью симметрии)

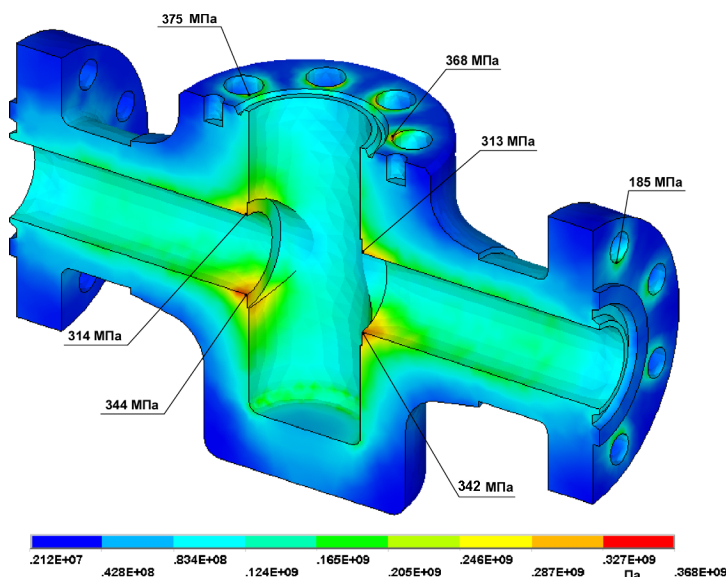


Рисунок 3. Распределение напряжений в модели корпуса задвижки при давлении 70 МПа (в сечении плоскостью симметрии)

мальные напряжения не более, чем на 13,1%, а зона максимальных напряжений остается в области крепежных отверстий в верхней части корпуса моноблока.

Аналогичные результаты получены для модифицированной модели моноблока при давлении опрессовки 105 МПа и имеют те же закономерности в образовании напряжений, что и при действии рабочего давления.

Оценка методом конечных элементов влияния увеличения размеров полостей задвижки 3 1/16" вследствие коррозии на напряжения, возникающие под воздействием рабочего давления, выполнена при увеличенных диаметрах каналов задвижки. При этом диаметр горизонтального канала увеличивали с учетом коррозионных повреждений глубиной до 3,5 мм; диаметр вертикального канала – с учетом коррозионных повреждений глубиной до 4,5 мм.

Анализ полученных результатов (рисунок 5) позволяет установить, что изменение размеров полостей задвижки (в исследуемом диапазоне) увеличивает уровень максимальных напряжений не более, чем на 18,0%.

Для оценки остаточных напряжений в металле фонтанной арматуры при наплавке металла на восстанавливаемые поверхности выполнены расчеты модели, состоящей из двух элементов: собственно тела объекта и наплавленного слоя металла, обозначенных соответствующими позициями на рисунке 6. На модель нанесена нерегулярная сетка конечных элементов тетраэдрической формы и соотнесена с моделью изотропного материала, которая в данном случае описывалась теплофизическими и механическими характеристиками материала. Теплофизические характеристики задавались плотностью (8025 кг/м^3), теплопроводностью и удельной теплоемкостью, которые приняты переменными в зависимости от температуры – рисунок 7.

Модуль упругости принимали переменным в зависимости от температуры (рисунок 8, а). Возможность перехода упругих деформаций в пластические в используемой модели материала учитывалась пределом текучести, изменя-

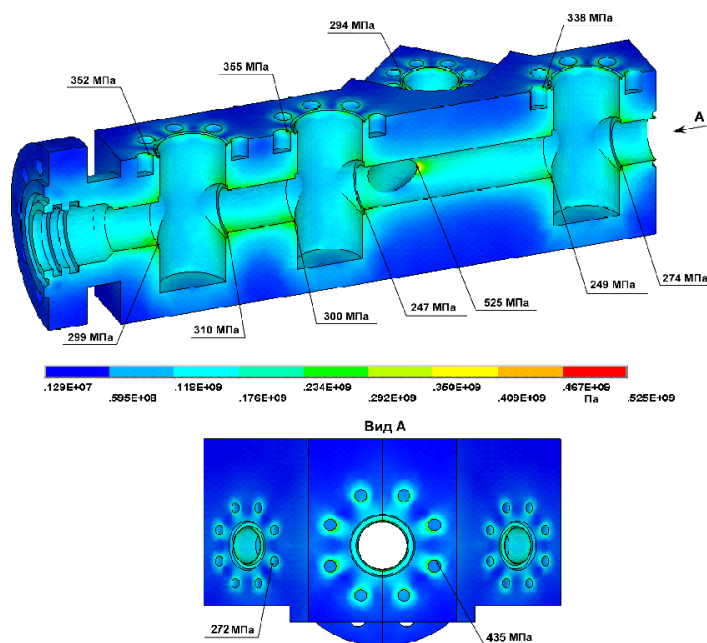


Рисунок 4. Распределение напряжений в модели корпуса моноблока с увеличенными диаметрами каналов при давлении 70 МПа (в сечении плоскостью симметрии)

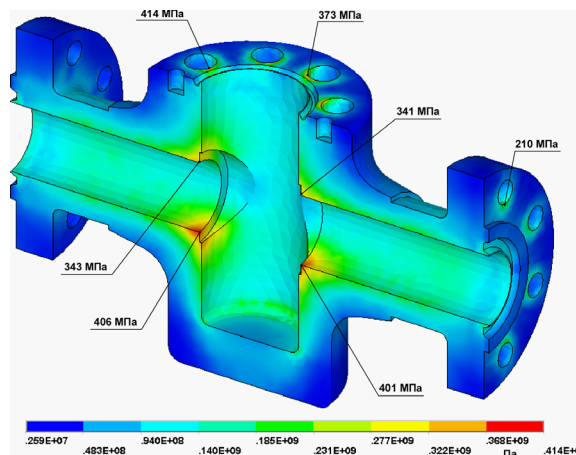


Рисунок 5. Распределение напряжений в модели корпуса задвижки с увеличенными диаметрами каналов при давлении 70 МПа

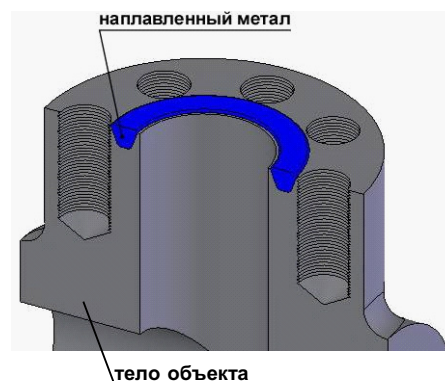


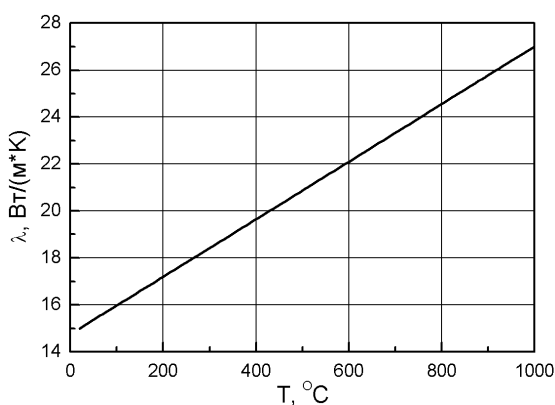
Рисунок 6. Геометрическая модель объекта расчета

ющимся в зависимости от температуры (рисунок 8, б). Величины предела текучести вводились в программу в явном виде как значения, соответствующие точкам перегиба на диаграмме Прандтля, упрощенно описывающей диаграмму растяжения двумя линейными участками (рисунок 9, а). Температурное расширение материала учитывалось коэффициентом линейного расширения, $\alpha = 11 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$.

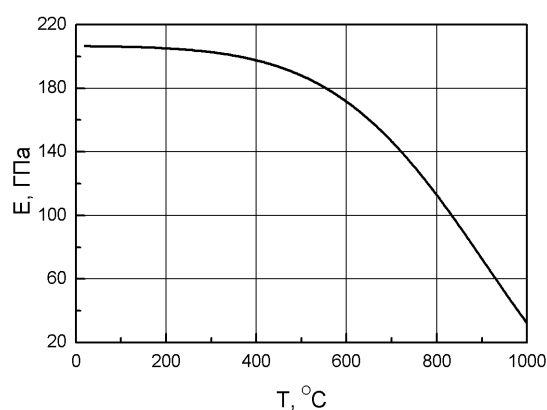
Первоначально выполнен нестационарный тепловой расчет для построения температурного поля, возникающего при наплавке и при последующей температурной обработке. Расчет выполняли при допущении того, что наплавленный слой металла в начальный момент времени появляется мгновенно на всей поверхности и имеет одинаковую начальную температуру $2000 \text{ } ^\circ\text{C}$ в каждой своей точке. Начальная температура корпуса задвижки – $250 \text{ } ^\circ\text{C}$, что соответ-

ствует планируемой технологии наплавки. Теплообмен с окружающей средой учитывался условиями конвективного теплообмена с назначением соответствующих коэффициентов теплоотдачи свободным поверхностям корпуса.

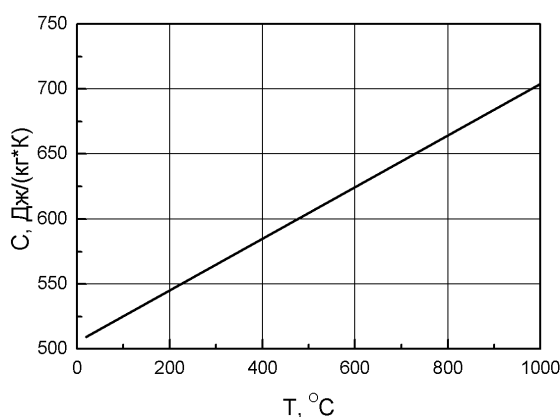
Характер теплового нагружения металла корпуса приведен на рисунке 9, б и показывает изменение температуры в наплавленном слое металла в различные моменты времени. Участок 1–2 соответствует временному интервалу 5 минут – изменение температуры после мгновенного нагрева наплавленного слоя. Участок 2–3 соответствует первому отпуску, включающему в себя нагрев до температуры $680 \text{ } ^\circ\text{C}$ и выдержку 4 часа при данной температуре. Участок 3–4 – остывание до температуры $20 \text{ } ^\circ\text{C}$ в течение 5 часов. Участки 4–5 и 5–6 соответствуют нагреву до $600 \text{ } ^\circ\text{C}$ во время второго отпуска и остыванию после



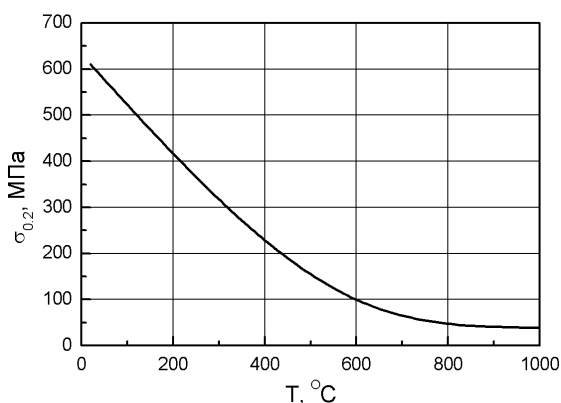
а)



а)



б)



б)

Рисунок 7. Изменение теплопроводности (а) и теплоемкости (б) металла корпуса в зависимости от температуры

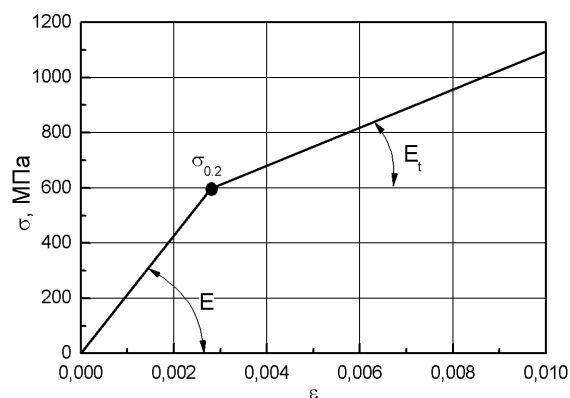
Рисунок 8. Изменение модуля упругости (а) и предела текучести (б) металла корпуса в зависимости от температуры

него. Их продолжительность составляла 4 и 5 часов соответственно.

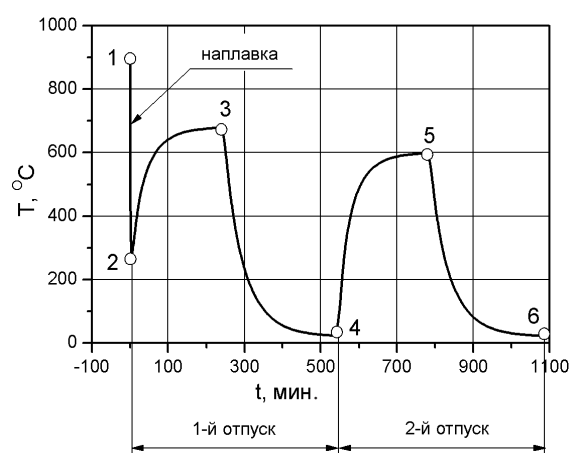
Полученные результаты расчета температурного поля использованы для вычисления температурных напряжений, возникающих вследствие образования пластических деформаций под воздействием высоких температур во время наплавки. Для этого ранее созданная сеточная модель преобразована путем замены типа конечного элемента и наложения необходимых граничных условий. В данном случае такими граничными условиями являлись условия закрепления исследуемого объекта, фиксирующие его положение в пространстве.

Для каждого узла модели получены данные, отражающие характер изменения остаточных напряжений во время наплавки и после термообработки. Закономерность изменения максимального эквивалентного напряжения в различные моменты времени, соответствующие различным температурным режимам, приведена на рисунке 10, а, согласно которому остывание после наплавки приводит к образованию остаточных напряжений величиной 158 МПа (пунктирная линия на графике). Первый отпуск, проведенный после наплавки, дает снижение напряжений до 75 МПа. Второй отпуск на величину остаточных напряжений практически не влияет.

Характер распределения напряжений в момент остывания до температуры 20 °С после второго отпуска корпуса задвижки представлен на рисунке 10, б.

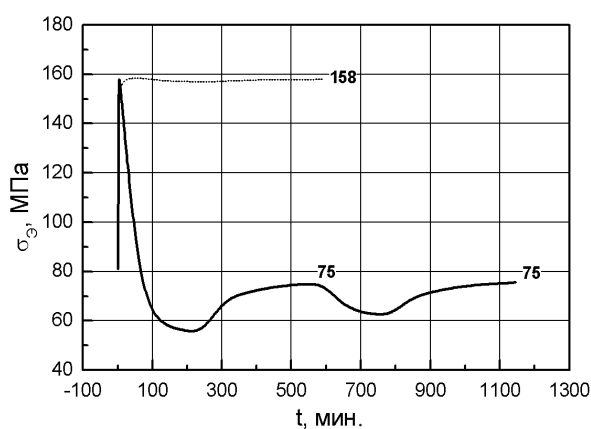


а)

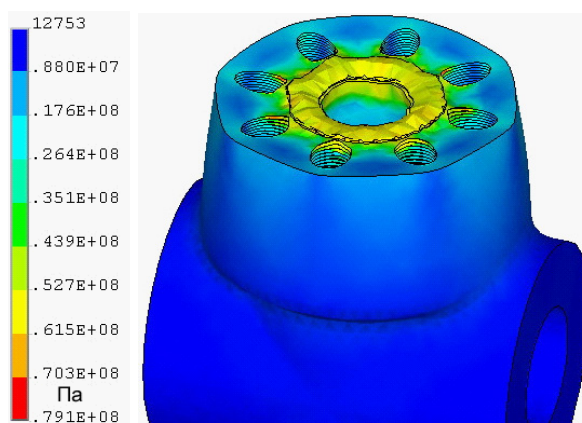


б)

Рисунок 9. Диаграмма Прандтля для температуры 20 °С (а) и изменение остаточных напряжений в модели задвижки при термообработке (б)



а)



б)

Рисунок 10. Изменение максимальных остаточных напряжений при термообработке (а) и распределение остаточных напряжений после термообработки в корпусе задвижки (б)

Таким образом, даже при условии мгновенного внесения тепла, эквивалентного теплу, необходимому для получения всего сечения наплавки при ремонте, остаточные напряжения в металле корпусных элементов не превысят 15% от минимального нормативного предела текучести стали корпуса.

Выводы:

– в металле задвижки максимальные напряжения наблюдаются в месте пересечения каналов в области посадочных мест под седла (до 344 МПа при рабочем давлении на внутреннюю поверхность задвижки 70 МПа), в металле моноблока – в области острой кромки пересечения центрального и бокового каналов под углом 45° (504 МПа).

– напряжения в металле корпуса моноблока в области пересечения каналов (кроме пересечения центрального и бокового каналов под углом 45°) в среднем на 32% меньше, чем напряжения в аналогичных областях корпуса индивидуальной задвижки, и составляют до 310 МПа;

– увеличение диаметра внутренних полостей корпуса моноблока, имитирующее коррозионные повреждения моноблока максимальной глубиной до 5 мм, приводит к увеличению напряжений не более, чем на 13,1%, а увеличение диаметра внутренних полостей корпусов задвижки, имитирующее коррозионные по-

вреждения задвижки максимальной глубиной до 4,5 мм, приводит к увеличению напряжений не более, чем на 18,0%;

– остаточные напряжения после проведения ремонта наплавкой и термообработки корпусов фонтанной арматуры приводят к повышению суммарных напряжений в металле корпуса при рабочем давлении до величины напряжений, возникающих в случае коррозионных поражений глубиной до 5 мм. Таким образом, нецелесообразно проведение ремонта наплавкой внутренних поверхностей корпуса моноблока с нетрещиноподобными коррозионными повреждениями глубиной до 2,5 мм, расположенными вне посадочных поверхностей под уплотнительные элементы фонтанной арматуры. Для этих поврежденных участков корпуса моноблока достаточна зачистка до металлического блеска;

– повышенные напряжения металла в области пересечения каналов и наличие сероводородсодержащей среды могут привести к зарождению и развитию трещиноподобных дефектов, которые будут располагаться в труднодоступных местах для неразрушающего контроля и с высокой вероятностью могут быть не обнаруженными, поэтому оценка поврежденности металла и проведение ремонта в данных областях является весьма затруднительными и нецелесообразными.

18.10.2012

Список литературы:

1. Коренькин, А. Ф. База диагностических данных по фонтанной арматуре, эксплуатируемой на АГКМ / А. Ф. Коренькин, Б. А. Ерехинский, В. А. Полозов // VIII Международная научно-техническая конференция «Диагностика оборудования и трубопроводов, подверженных воздействию сероводородсодержащих сред». – Оренбург, 2010. – С. 107–112.
2. Технологические остаточные напряжения / А. В. Подзей [и др.]. – М.: «Машиностроение», 1973. – 216 с.
3. Сызранцева, К. В. Компьютерное моделирование процесса гидравлических испытаний корпуса превентора / К. В. Сызранцева, Ю. И. Князев, Е. В. Сеньков // Вестник тюменского государственного университета. – 2009. – № 6. – С. 27–34.
4. Сызранцев, В. Н. Использование метода конечных элементов для расчета напряженно-деформированного состояния корпусных деталей клиновых задвижек / В. Н. Сызранцев, К. В. Сызранцева, А. В. Белобородов // Известия ВУЗов. Нефть и газ. – 2007. – № 4. – С. 38–43.
5. Сызранцев, В. Н. Использование метода конечных элементов для анализа конструкции трубопроводной арматуры / В. Н. Сызранцев, К. В. Сызранцева, А. В. Белобородов // Нефть и газ: проблемы недропользования, добычи и транспортировки: Материалы научно-технической конференции, посвященной 90-летию со дня рождения В. И. Муравленко. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2002. – С. 130.
6. ANSYS Element Reference. ANSYS Release 9.0 Documentation. ANSYS Inc., 2004.
7. Белобородов, А. В. Оценка надежности трубопроводной арматуры / А. В. Белобородов // ANSYS Solutions. Русская редакция. – 2006. – № 2. – С. 4–9.

Сведения об авторах:

Настека В.В., заместитель генерального директора по капитальному строительству и ремонту ООО «Газпром добыча Астрахань»

Коренькин А.Ф., главный механик ООО «Газпром добыча Астрахань», кандидат технических наук

Низамов Н.Ф., главный инженер Газопромыслового управления ООО «Газпром добыча Астрахань»

E-mail: adm@astrakhan-dobycha.gazprom.ru

Кушнаренко В.М., заведующий кафедрой деталей машин и прикладной механики Оренбургского государственного университета, доктор технических наук, профессор 460018, пр-т Победы, 13, ауд. 4307, тел. (3532) 372561, e-mail: vmkushnarenko@mail.ru

Чирков Е.Ю., инженер АНО «Технопарк ОГУ» Оренбургского государственного университета
460018, пр-т Победы, 13, ауд. 4309а, e-mail: chirkov_jenya@mail.ru

Каменев С.В., доцент кафедры технологии машиностроения, металлообрабатывающих станков
и комплексов, кандидат технических наук, доцент
460018, пр-т Победы, 13, e-mail: kamenev_sergey@mail.ru

UDC 624.042

Nasteka V.V., Korenyakin A.F., Nizamov N.F., Chirkov E. Yu., Kushnarenko V.M., Kamenev S.V.
Orenburg state university, e-mail: adm@astrakhan-dobycha.gazprom.ru; vmkushnarenko@mail.ru

THE METAL'S INTENSE-DEFORMED CONDITION OF THE GAS FITTING'S CASES BEFORE AND AFTER FACING

In article calculation's results of the intense-deformed condition of the gas fitting's cases, which were in operation on hydrogen sulphide sour before and after regenerative facing, have received by a method of final elements in CAE-system «ANSYS».

Key words: the gushing armature, the intense-deformed condition, a method of final elements, facing.

Bibliography

1. Korenyakin, A. F. Base of diagnostic data on the gushing armature maintained on AGKM / A. F. Korenyakin, B. A. Erekhinskiy, V. A. Polozov // VIII International scientific and technical conference «Diagnostics of the equipment and the pipelines subject to influence hydrogen sulphide sour environments». – Orenburg, 2010. – P. 107–112.
2. Technological residual pressure / A. V. Podzey [et al.]. – Moscow : «Mechanical engineering», 1973. – 216 p.
3. Syzrantseva, K. V. Computer modelling of process of hydraulic tests of the preventor's case / K. V. Syzrantseva, Yu. I. Knyazev, E. V. Senkov // Bulletin of the Tyumen state university. – 2009. – № 6. – P. 27–34.
4. Syzrantsev, V. N. Use of a method of final elements for calculation of the is intense-deformed condition of case details gate latches / V. N. Syzrantsev, K. V. Syzrantseva, A. V. Beloborodov // News of HIGH SCHOOLS. Oil and gas. – 2007. – № 4. – P. 38–43.
5. Syzrantsev, V. N. Use of a method of final elements for the analysis of a design of pipeline armature / V. N. Syzrantsev, K. V. Syzrantseva, A. V. Beloborodov // Oil and gas : problems entrails using, extraction and transportation : Materials of the scientific and technical conference devoted to the 90 anniversary from the date of a birth of V. I. Muravlenko. – Tyumen : TyumNGTU, 2002. – P. 130.
6. ANSYS Element Reference. ANSYS Release 9.0 Documentation. ANSYS Inc., 2004.
7. Beloborodov, A. V. Estimation of reliability of pipeline armature / A. V. Beloborodov // ANSYS Solutions. Russian edition. – 2006. – № 2. – P. 4–9.