

УДК 621.772

**АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ УКРЕПЛЕННОГО
НАКЛАДНЫМ КОЛЬЦОМ ШТУЦЕРНОГО УЗЛА С УЧЕТОМ
ДЕФЕКТОВ СБОРКИ**

**DEFLECTED MODE'S ANALYZE OF VESSEL'S CONNECTING PIPE
STRENGTHENED WITH RESTORATIVE RING**

**Аписов И.В., Четверткова О.В., Каретников Д.В.,
Ибрагимов И.Г., Закиров Т.Э.**

**ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный нефтяной технический
университет», г. Уфа, Российская Федерация**

**I.V. Apisov, O.V. Chetvertkova, D.V. Karetnikov,
I.G. Ibragimov, T.J. Zakirov**

**FSBEI NPE “Ufa State Petroleum Technological University”,
Ufa, the Russian Federation
e-mail: tna_ugntu@mail.ru**

Аннотация. На основании данных, полученных при измерении фактического зазора между корпусом и укрепляющим кольцом в штуцерных узлах, действующих сосудов и аппаратов, показано не соответствие реальных геометрических характеристик узлов требованиям нормативно-технической документации, в первую очередь ГОСТ Р 52630-2006 «Сосуды и аппараты стальные сварные. Общие технические условия». Для обоснования актуальности повышения качества изготовления данных узлов, с целью обеспечения заданного ресурса аппаратов, проведено моделирование напряженно-деформированного состояния штуцерного узла с укрепляющим кольцом в зависимости от величины зазора между корпусом и укрепляющим элементом. Математическое моделирование проводилось методом конечных

элементов в программном комплексе ANSYS. В статье представлены и проанализированы полученные графики распределения напряжений вдоль образующей обечайки в зависимости от расстояния до штуцера, зависимость максимальных эквивалентных напряжений в штуцерном узле от величины зазора между корпусом и укрепляющим кольцом и поля распределения эквивалентных напряжений по поверхности штуцерного узла. Анализ полученных зависимостей показал, что для данного узла характерна неравномерность распределения полей эквивалентных напряжений по площади узла, при этом максимальные напряжения в штуцерном узле возникают на внутренней поверхности в месте сопряжения обечайки и штуцера вне зависимости от наличия укрепляющего элемента и зазора между ним и корпусом аппарата. На основе анализа полученных зависимостей показано несовершенство применяемых, на сегодняшний день, методик расчёта штуцерных узлов в исполнении с укрепляющим кольцом без учета величины зазора и других отклонений формы узла от модели, применяемой в расчёте.

Abstract. Data, that were received during measurement of gap between vessel's shell and restorative ring of vessel's connecting pipe is represented. Misfit between real connecting pipe's geometrical characteristics and objectives of quality standards, for instance GOST R 52630. Simulation of deflected mode is done to validate the currency of increasing connecting pipe's workmanship. The influence of gap's dimension between vessel's shell and restorative ring on deflected mode was analyzed. The simulation was done with using of finite-element method in program ANSYS. Next data and results of simulation are shown and analyzed in the article: curve of stresses along the vessel's generating line as a function of distance to vessel's connecting pipe, curve of maximum stresses in vessel's connecting pipe as a function of gap's dimension between vessel's shell and restorative ring and stresses field on vessel's connecting pipe surface. Analysis of curves showed irregularity of stresses field on vessel's connecting pipe surface and that the maximum level of stresses is on the inner

surface of connecting pipe in the area of vessel and pipe joint. This fact is not influenced by the presence of restorative ring. Imperfection of vessel's shell connecting pipe design procedure is shown. The main reason of design procedure's imperfection by author's opinion is non-considering of gap between vessel's shell and restorative ring of vessel's connecting pipe.

Ключевые слова: расчёт укреплений отверстий, укрепляющее кольцо, корпус аппарата, напряжение в штуцерном элементе.

Key words: opening's strengthening design procedure, restorative ring, vessel's body, stresses in vessel's connecting pipe.

В составе технологических установок нефтехимических и нефтеперерабатывающих заводов широко используются сварные сосуды и аппараты, работающие под действием широкого спектра нагрузок, как статических, так и динамических: внутреннее и внешнее давление, вибрации от расположенного рядом оборудования, напряжения от перепада температур и т.д. С учётом класса опасности данных объектов их эксплуатация должна вестись безаварийно. Одним из факторов, влияющих на безаварийность и безопасное функционирование как технологических установок в целом, так их отдельных элементов, является обеспечение соответствия реальных показателей аппаратов требованиям нормативно-технической документации, на основании которых велось проектирование элементов технологических установок.

Опыт эксплуатации и диагностики сварного емкостного оборудования показывает, что существуют определенные нерешенные проблемы обеспечения качества изготовления и мониторинга в процессе эксплуатации данного типа оборудования, особенно актуальны данные вопросы для труднодоступных узлов. Ярким примером является штуцерный узел аппарата в исполнении с укрепляющим кольцом.

Анализ аварий аппаратов с узлом данного типа показал, что в 30...40% случаев разрушение происходило именно по штуцерным узлам. Причиной этого является сложное объемно-напряженное деформированное состояние данного узла в силу его конструктивных особенностей, обусловленное не только разностью в способности к деформации деталей аппаратов и сварных швов, но и наличием различных дефектов в узле, возникших еще в процессе изготовления. Это объясняет актуальность повышения качества изготовления данных узлов с целью обеспечения показателей прочности и надёжности всей конструкции в целом.

Проектирование штуцерных узлов, на этапе которого закладываются основные требования к размерам и геометрическим характеристикам конструкции, регламентируется специальными стандартами, наиболее широко из которых используются: ASME Boiler and Pressure Vessel Code (США), British Standard BS 5500 (Англия), ГОСТ 24755-89 (СТ СЭВ 1639-88) (Россия). Однако в данных стандартах методики расчёта не учитывают не только особенности напряженного деформированного состояния штуцерных узлов, но и их геометрические характеристики с точки зрения качества изготовления: отклонения и деформации от заложенных проектных схем и размеров.

В п. 6.5.7. ГОСТ Р 52630-2006 «Сосуды и аппараты стальные сварные. Общие технические условия» в котором установлены основные технические требования (к конструкции, материалам, изготовлению, методам испытаний, приемке и поставке, реконструкции, ремонту, монтажу сосудов и аппаратов) указано, что укрепляющие кольца должны прилегать к поверхности укрепляемого элемента. Зазор допускается не более 3 мм и контролируется щупом по наружному диаметру укрепляющего кольца [1]. Обеспечение данных требований в условиях реального производства в силу конструктивных особенностей достаточно затруднительно, поэтому в технологическом процессе изготовления сосудов и аппаратов контроль данных параметров не ведется [2].

Проведенные нами замеры геометрических характеристик штуцерных узлов действующих аппаратов показали наличие отклонений в данных узлах.

Проведенные замеры зазоров на действующих аппаратах показывают, что большинство узлов имеют отклонения по величине зазора, превышающие в 2...3 раза регламентированные значения.

Это объясняется тем, что в процессе изготовления узла приварка кольца производится только по условию возможности выполнения сварочной операции, даже в случае если контроль ведется по наружному диаметру накладного кольца, это не позволяет гарантировать допустимую величину зазора по всей площади «укрепления».

На фото (рисунок 1) представлен разрез вышедшего из строя штуцерного узла по причине потери герметичности. Из фото видно, что величина зазора между корпусом и укрепляющим кольцом достигает 5 мм, а как указывалось выше, допустимое значение зазора по ГОСТ Р 52630-2006 – 3 мм.



Рисунок 1. Зазор в штуцерном узле, укрепленном накладным кольцом

На рисунке 2 приведены фото замера штуцерных узлов с действующих аппаратов. Фактическая толщина укрепляющего кольца для штуцерного узла, представленного на рисунке 2, составляла 26 мм (25,67 мм по результатам ультразвуковой толщинометрии). Таким образом, фактический зазор между укрепляющим кольцом и корпусом аппарата достигает 7...10 мм.



а)



б)

Рисунок 2. Фото, укрепленного накладным кольцом, штуцерного узла:
а) общий вид узла; б) замер зазора

Замер зазоров производился на 58 штуцерных узлах с укрепляющими кольцами (всего замеру подверглось 30 аппаратов емкостного типа). Замеры производились либо с внешней стороны при помощи линейки или рулетки или через сигнальное отверстие с помощью штангенциркуля ШЦ-1. Результаты замеров представлены диаграммой на рисунке 3.

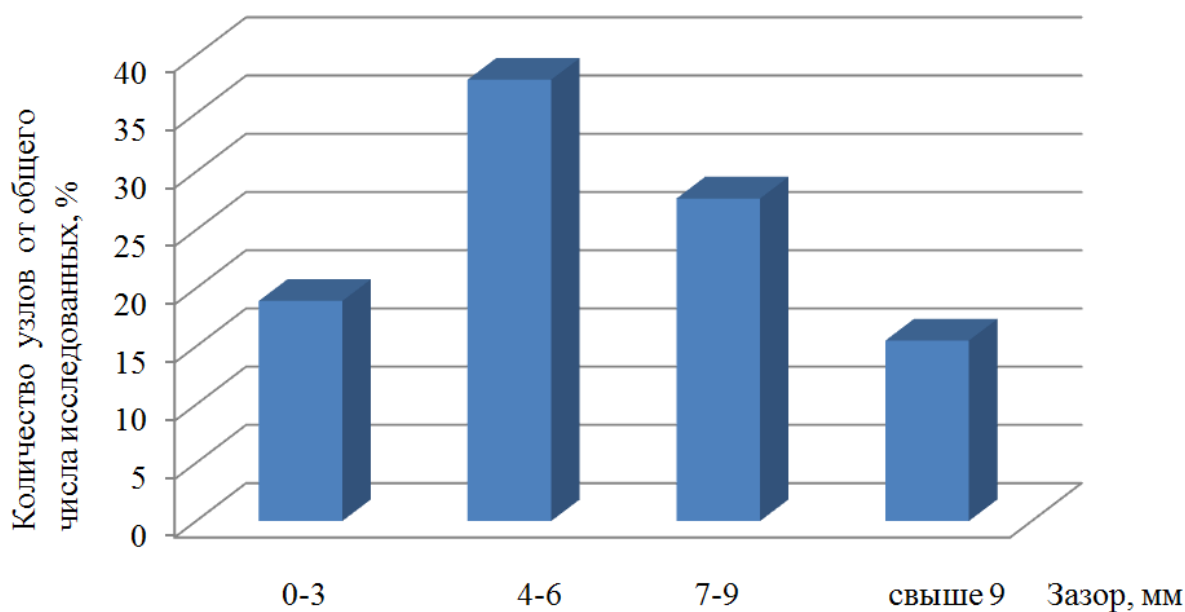


Рисунок 3. Диаграмма распределения фактической величины зазора в исследованных аппаратах (погрешность измерений не превышала 1 мм)

Также необходимо учитывать, что в условиях реального производства снижение величины зазора, в частности, по наружному диаметру кольца для возможности осуществления сварки, производится ударным инструментом, что не только негативно влияет на напряженно-деформированное состояние узла или его отдельной части, но и недопустимо при изготовлении аппаратов для эксплуатации в условиях низких температур ($-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ и ниже).

С учетом того, что вышеназванный ГОСТ распространяется на стальные сварные сосуды и аппараты работающие под давлением не более 16 МПа (160 кгс/см^2), вакуумом с остаточным давлением не ниже 665 Па (5 мм рт. ст.) или без давления (под налив) и при температуре стенки не ниже минус $70\text{ }^{\circ}\text{C}$, под его действие попадает большинство сварного емкостного оборудования нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводов. Анализ статистики заводов изготовителей оборудования показал, что по ГОСТ Р 52630-2006 «Сосуды и аппараты стальные сварные. Общие технические условия» ежегодно выпускается более 80% сварного емкостного оборудования.

Методики расчёта, применяемые на сегодняшний день, не учитывают величину зазора между корпусом и укрепляющим кольцом, в результате чего расчётная модель не соответствует фактической.

Это объясняет актуальность проведения анализа напряженно-деформированного состояния штуцерных узлов с реальными геометрическими характеристиками (величиной зазора, отклонениями формы укрепляющего кольца и т.д.) с целью оценить их влияние на уровень максимальных напряжений в конструкции.

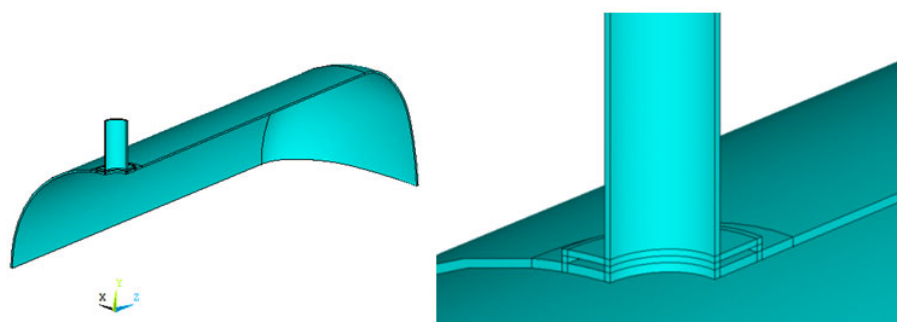
Для оценки напряженно-деформированного состояния нами был применён численный метод решения задач сплошных сред – метод конечных элементов, реализованный в программе ANSYS.

На рисунке 4 показана расчётная модель штуцерного узла со следующими геометрическими характеристиками:

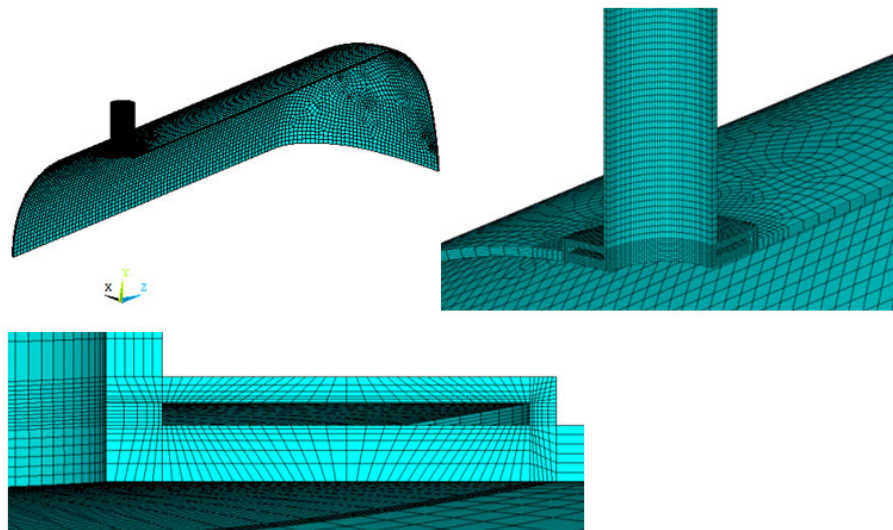
- диаметр обечайки 1 м, толщина 7 мм, длина 2,4 м;
- диаметр штуцера 100 мм, толщина 5 мм, вылет 200 мм;
- ширина укрепляющего кольца 72 мм, толщина 5 мм;
- зазор между обечайкой и укрепляющим кольцом 3 мм.

Для расчёта в качестве исходных данных задавались следующие свойства материала: для упругой области работы металла - модуль упругости $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па, коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$; для пластической - предел текучести 210 МПа, тангенциальный модуль 480 МПа.

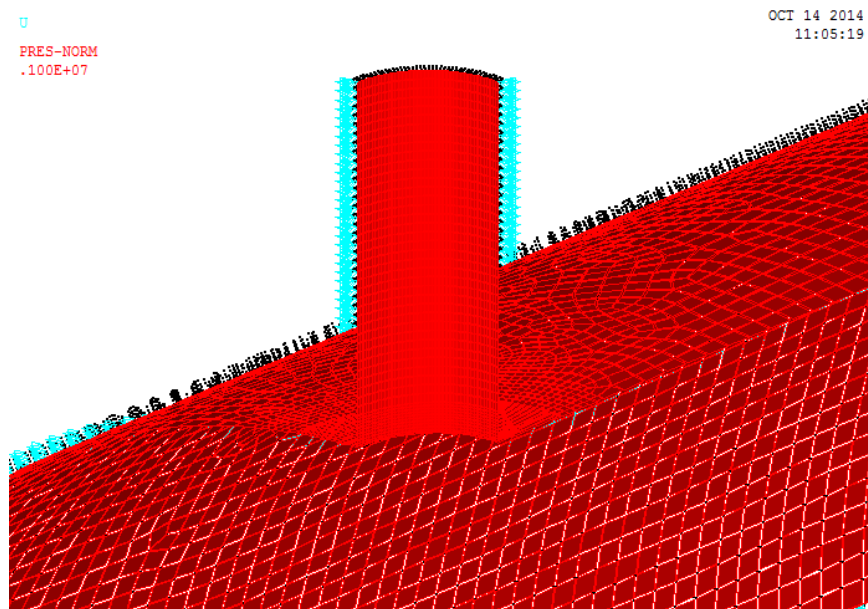
Полученные результаты расчётов показали, что максимальные напряжения в штуцерном узле возникают на внутренней поверхности в месте сопряжения обечайки и штуцера вне зависимости от наличия укрепляющего элемента и зазора между ним и корпусом аппарата.



a)



б)



в)

Рисунок 4. Расчетная модель штуцерного узла:
 а) – сетка расчётной модели с геометрическими характеристиками, представленными выше, б) – сетка конечных элементов, в) – приложение нагрузки в виде внутреннего давления на сетку конечных элементов заданной величины

На рисунке 5 показано распределение полей эквивалентных напряжений по поверхности штуцерного узла. При этом полученные данные не противоречат данным, представленным в известных работах по данному направлению [3-5].

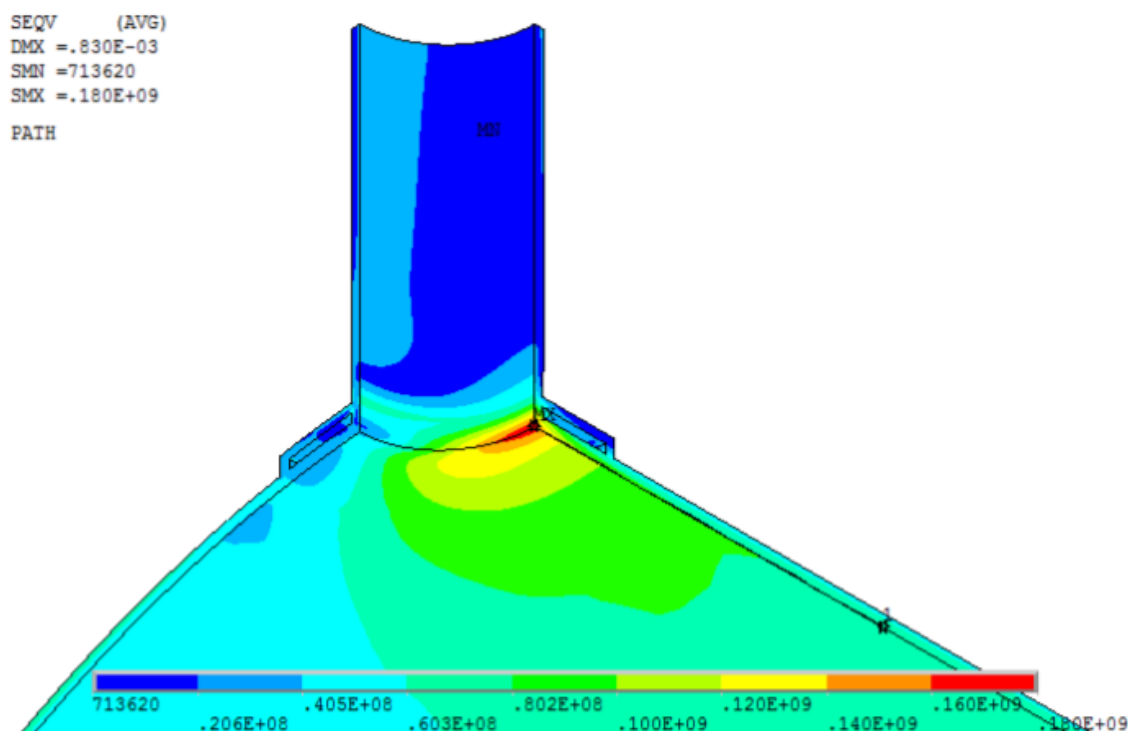


Рисунок 5. Поле распределения эквивалентных напряжений, Па

Из рисунка 5 видно, что для данного узла характерна неравномерность распределения полей эквивалентных напряжений по площади узла, при этом необходимо учитывать, что в реальной конструкции помимо напряжений от эксплуатационных нагрузок, будут присутствовать остаточные напряжения от различных технологических операций: гибки, вальцовки и сварки, последние, вследствие общеизвестных особенностей металла сварных швов, оказывают значительное влияние на ресурс аппарата в целом.

На рисунке 6 представлен график распределения осевых и эквивалентных напряжений на внутренней поверхности корпуса в меридиональном направлении.

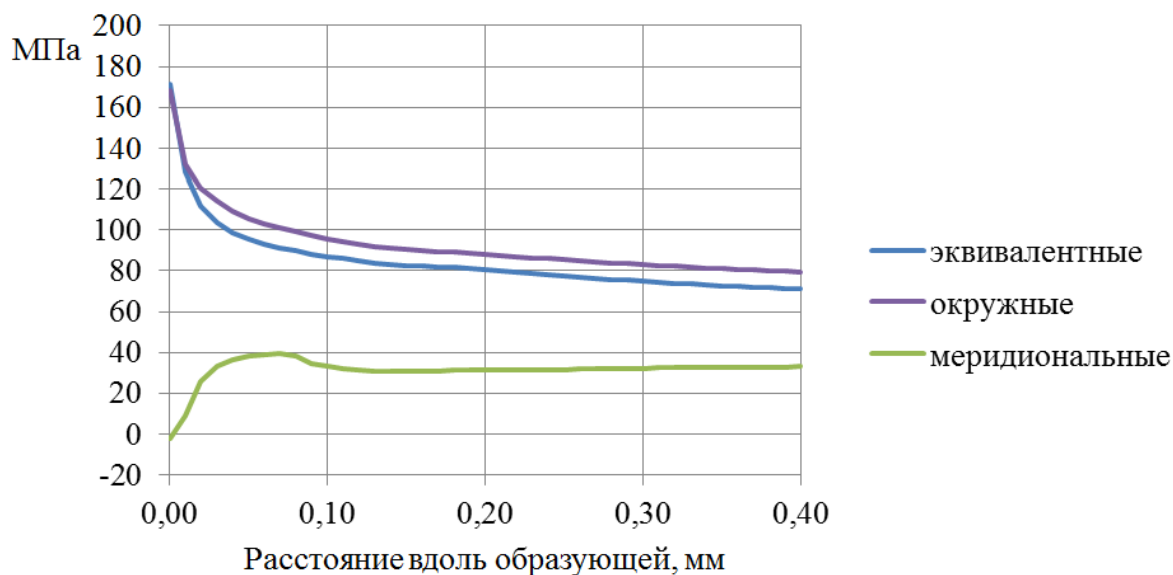


Рисунок 6. График распределения напряжений вдоль образующей обечайки в зависимости от расстояния до штуцера

Анализ влияния величины зазора между укрепляющим кольцом и корпусом на напряженно-деформированное состояние в штуцерном узле проводился на расчётных моделях с величиной зазора от 0 до 20 мм. На рисунке 7 представлена зависимость уровня максимальных эквивалентных напряжений в штуцерном узле от величины зазора.

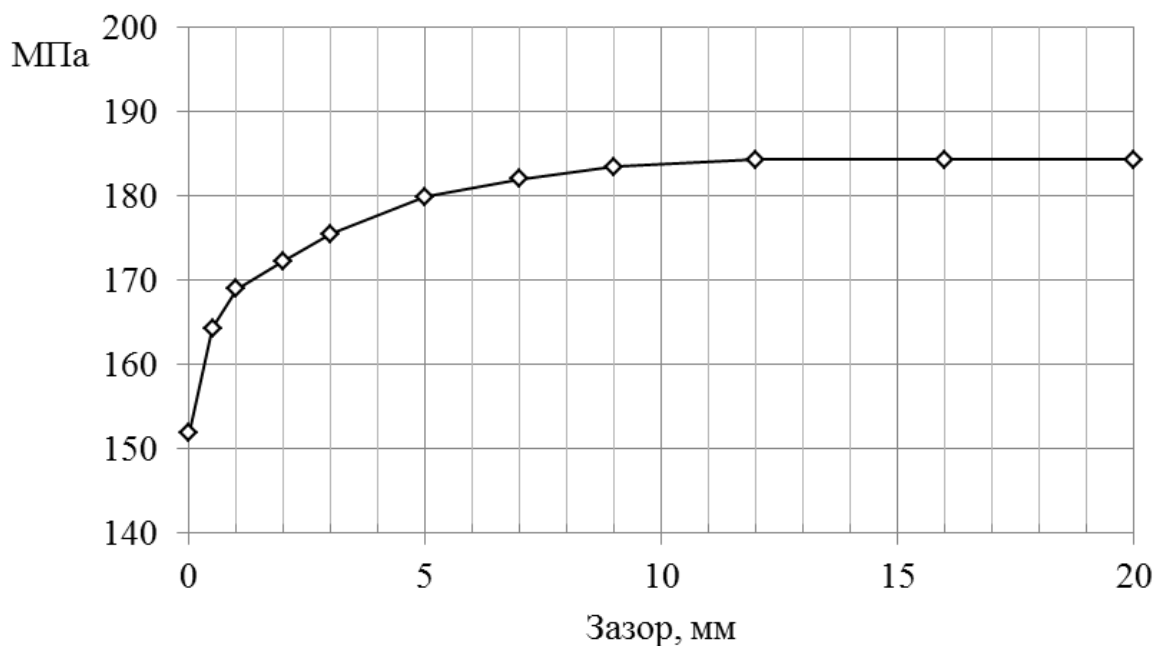


Рисунок 7. График зависимости максимальных эквивалентных напряжений в штуцерном узле в зависимости от величины зазора

Из представленных выше данных можно сделать вывод о том, что вне зависимости от условий нагружения при увеличении зазора происходит увеличение уровня напряжений в месте сопряжения штуцера и корпуса аппарата. При этом в случае наличия зазора происходит существенное увеличение уровня напряжений. Так, при увеличении величины зазора в узле от 0 до 1 мм происходит увеличение уровня напряжений на 14 МПа, что в процентном соотношении равно 9,3%. При фактическом зазоре 9 мм (данная величина зазора также была выявлена в результате обследования штуцерных узлов), максимальный уровень напряжений увеличивается на 31,3 МПа, что в процентном соотношении составляет 20,7 %.

Выводы

Таким образом, проведенное моделирование показало, что штуцерные узлы при воздействии внешних нагрузок находятся в сложном напряжённо-деформированном состоянии. При этом на уровень максимальных напряжений в узле влияют показатели качества изготовления – величина зазора между укрепляющим кольцом и корпусом аппарата, а так же неточности формы кольца.

1. Существующие методики расчёта штуцерных узлов не учитывают реальные геометрические особенности узлов – наличие зазора и отклонений формы кольца.

2. Максимальные напряжения в штуцерном узле возникают на внутренней поверхности в месте сопряжения обечайки и штуцера вне зависимости от наличия укрепляющего элемента и зазора между ним и корпусом аппарата.

3. Величина зазора между корпусом аппарата и укрепляющим кольцом оказывает существенное влияние на уровень максимальных напряжений в узле.

4. Существующие методики расчёта штуцерных узлов в исполнении с укрепляющими кольцами требуют доработки с целью учета реальных геометрических характеристик штуцерного узла.

Список используемых источников

1 ГОСТ Р 52630-2006 Сосуды и аппараты стальные сварные. Общие технические условия. М.: Стандартиформ, 2006. 68 с.

2 Типовой технологический процесс на изготовление и установку колец укрепляющих по нормали У23.05-У23.08. ОАО «Уралтехнострой-Туймазыхиммаш». Туймазы, 2013. 65 с.

3 Пимштейн П.Г., Мордина Г.М., Барабанова Л.П. Напряженное состояние штуцерных узлов в цилиндрической стенке сосудов давления // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2003. № 4. С. 3-5.

4 Скопинский В.Н., Берков Н.А., Вождова Н.В. Упругопластический анализ напряжений в пересекающихся цилиндрических оболочках, укрепленных накладным кольцом // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2010. № 4. С. 14.

5 Сабитов М.Х., Поникаров С.И. Анализ напряженно – деформированного состояния штуцерных узлов в расчете на малоцикловую прочность сосудов давления // Вестник Казанского технологического университета. 2011. №20. С. 208-212.

References

1 GOST R 52630-2006 Sosudy i apparaty stal'nye svarnye. Obshhie tehicheskie uslovija. M.: Standartinform, 2006. 68 s. [in Russian].

2 Tipovoj tehnologicheskij process na izgotovlenie i ustanovku kolec ukrepljajushhih po normali U23.05-U23.08. OAO “Uraltehnostroj-Tujmazyhimmash”. Tujmazy, 2013. 65 s. [in Russian].

3 Pimshtejn P.G., Mordina G.M., Barabanova L.P. Naprjzhennoe sostojanie shtucernyh uzlov v cilindricheskoj stenke sudov davlenija // Himicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie. 2003. № 4. S. 3-5. [in Russian].

4 Skopinskij V.N., Berkov N.A., Vozhova N.V. Uprugoplasticheskiy analiz naprjazhenij v peresekajushhihsja cilindricheskikh obolochkah, ukreplennyh nakladnym kol'com // Himicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie. 2010. № 4. S. 14. [in Russian].

5 Sabitov M.H., Ponikarov S.I. Analiz naprjazhenno – deformirovannogo sostojaniya shtucernyh uzlov v raschete na malociklovuju prochnost' sudov davlenija // Vestnik Kazanskogo tehnologicheskogo universiteta. 2011. №20. S. 208-212. [in Russian].

Сведения об авторах

About the authors

Аписов И.В., аспирант кафедры «Технология нефтяного аппаратостроения», ФГБОУ ВПО УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

I.V. Apisov, Post-graduate Student of the Chair “Petroleum Apparatus Building Technology”, FSBEI NPE USPTU, Ufa, the Russian Federation

e-mail: apisov.igor@yandex.ru

Четверткова О.В., преподаватель кафедры «Технология нефтяного аппаратостроения», ФГБОУ ВПО УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

O.V. Chetvertkova, Lecturer of the Chair “Petroleum Apparatus Building Technology” FSBEI NPE USPTU, Ufa, the Russian Federation

e-mail: ovc@land.ru

Каретников Д.В., канд. техн. наук, преподаватель кафедры «Технология нефтяного аппаратостроения», ФГБОУ ВПО УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

D.V. Karetnikov, Candidate of Engineering Sciences, Lecturer of the Chair “Petroleum Apparatus Building Technology” FSBEI NPE USPTU, Ufa, the Russian Federation

e-mail: karetnikov2811@gmail.com

Ибрагимов И.Г., д-р техн. наук, профессор кафедры «Технология нефтяного аппаратостроения», ФГБОУ ВПО УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

I.G. Ibragimov, Doctor of Engineering Sciences, Professor of the Chair “Petroleum Vessel Manufacturing”, FSBEI HPE USPTU, Ufa, the Russian Federation

Закиров Т.Э., студент гр. МС-10-01 ФГБОУ ВПО УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

T.J. Zakirov, Student, of MC-10-01 Group, FSBEI HPE USPTU, Ufa, the Russian Federation