

УДК 621.887.663::622.324.5

DOI: [10.26102/2310-6018/2024.44.1.022](https://doi.org/10.26102/2310-6018/2024.44.1.022)

## Конечно-элементное моделирование металлического уплотнения подвески насосно-компрессорной трубы

Е.К. Тимофеев<sup>✉</sup>, А.Е. Годенко, Е.Ю. Липатов

*Волгоградский государственный технический университет, Волгоград,  
Российская Федерация*

**Резюме.** Процесс подводной добычи нефти и газа сопровождается высокими значениями скважинного давления, которое может достигать тысячи атмосфер, при этом срок службы данного оборудования, закладываемый техническим заданием, может достигать 20 и более лет. Чтобы гарантировать безопасность процесса подводной добычи на всем периоде эксплуатации оборудования, в рамках проектирования важно уделять особое внимание характеристикам герметичности и прочности металлических уплотнений. В связи с этим данная статья направлена на выявление степени влияния такого геометрического параметра, как глубина выточки на характеристики герметичности и прочности металлических уплотнений. В работе проведено моделирование методом конечных элементов с использованием расчетного комплекса Ansys, напряженно-деформированного состояния металлического уплотнения подвески насосно-компрессорной трубы штатного конструктивного исполнения при монтаже и при воздействии скважинного и испытательного давлений. Конечно-элементное моделирование осуществлялось с использованием упруго-пластических моделей деформаций материала. Для анализа работоспособности конструкции металлического уплотнения приведены критерии оценки прочности и герметичности. В ходе моделирования были определены параметры, характеризующие герметичность и прочность конструкции. С целью исследования степени влияния глубины выточки металлического уплотнения на характеристики герметичности и прочности было выполнено моделирование с увеличением данного параметра до 80 %. Представлены результаты расчетов параметров герметичности и прочности с различной глубиной выточки. Материалы статьи представляют практическую ценность для инженеров-конструкторов и ученых, занимающихся проблемами обеспечения герметичного подводного соединения с использованием металлических уплотнений.

**Ключевые слова:** система подводной добычи, металлическое уплотнение, напряженно-деформированное состояние, подвеска насосно-компрессорной трубы, подводная фонтанная арматура, контактное давление.

**Для цитирования:** Тимофеев Е.К., Годенко А.Е., Липатов Е.Ю. Конечно-элементное моделирование металлического уплотнения подвески насосно-компрессорной трубы. *Моделирование, оптимизация и информационные технологии.* 2024;12(1). URL: <https://moitvvt.ru/ru/journal/pdf?id=1525> DOI: 10.26102/2310-6018/2024.44.1.022

## Finite element modeling of a metal tubing hanger seal

Е.К. Timofeev<sup>✉</sup>, А.Е. Godenko, Е.Yu. Lipatov

*Volgograd State Technical University, Volgograd, the Russian Federation*

**Abstract.** The process of underwater oil and gas production is accompanied by high values of well pressure, which can reach thousands of atmospheres, while the service life of this equipment, laid down in the technical specifications, can reach 20 years or more. To ensure the safety of the subsea production process throughout the life of the equipment, it is important to pay special attention to the tightness and strength characteristics of metal seals as part of the design. In this regard, this article is aimed at identifying the degree of influence of such a geometric parameter as the depth of the recess on the

characteristics of the tightness and strength of metal seals. The finite element method was modelled, using the Ansys calculation complex, of the stress-strain state of the metal seal of a tubing hanger of a standard design during installation and under the influence of well and test pressure. Finite element modeling was carried out using elastoplastic models of material deformations. To analyze the performance of a metal seal design, criteria for assessing strength and tightness are given. During the modeling, parameters characterizing the tightness and strength of the structure were determined. In order to study the degree of influence of the recess depth of the metal seal on the characteristics of tightness and strength, modeling was performed with an increase in this parameter to 80 %. The results of calculations of tightness and strength parameters with different recess depths are presented. The materials of the article are of practical value for design engineers and scientists dealing with the problems of ensuring a hermetic underwater connection using metal seals.

**Key words:** subsea production system, metal seal, stress-strain state, tubing hanger, subsea Christmas tree, contact pressure.

**For citation:** Timofeev E.K., Godenko A.E., Lipatov E.Yu. Finite element modeling of a metal tubing hanger seal. *Modeling, Optimization and Information Technology*. 2024;12(1). URL: <https://moitvivr.ru/ru/journal/pdf?id=1525> DOI: 10.26102/2310-6018/2024.44.1.022

## Введение

В качестве одного из основных элементов системы подводной добычи (СПД) является подвеска насосно-компрессорной трубы (НКТ) и обеспечивает эксплуатацию месторождения на протяжении всей его жизни. Подвеска НКТ используется для обеспечения возможности герметичного соединения НКТ с добычной линией подводной фонтанной арматуры (ПФА), удержания веса насосно-компрессорных труб и внутрискважинного оборудования, обеспечения вертикального доступа в скважину [1]. За основу при проектировании такого типа оборудования обычно используются принятые в международной отраслевой практике требования, указанные в международных стандартах, в частности, требования ISO 10423<sup>1</sup>, ISO 13628<sup>2</sup>, а также требования ГОСТ Р ИСО 13628-4-2016<sup>3</sup>. Исходя из анализа данных требований можно сделать вывод, что проектирование СПД углеводородов, включая подвеску НКТ, подразумевает философию двойного барьера для каждого критического соединения, поскольку главным критерием эффективности для подводного оборудования во всем мире признана безопасность выполнения работ в течение всего срока службы скважины. Это означает, что в уплотнительных соединениях, работающих на удержание рабочего давления добычного флюида, обязательно должно быть два независимых барьера уплотнения. Общий вид подвески НКТ показан на Рисунке 1.

1. ISO 10423-2009 Petroleum and Natural Gas Industries. Drilling and Production Equipment – Wellhead and Christmas Tree Equipment- Fourth Edition; Includes Access to Additional Content.

2. ISO 13628-1-2005 Petroleum and natural gas industries – Design and operation of subsea production systems – Part 1: General requirements and recommendations – Second Edition.

3. ГОСТ Р ИСО 13628-4-2016 Нефтяная и газовая промышленность. Проектирование и эксплуатация подводных эксплуатационных систем. Часть 4. Подводное устьевое оборудование и фонтанная арматура.

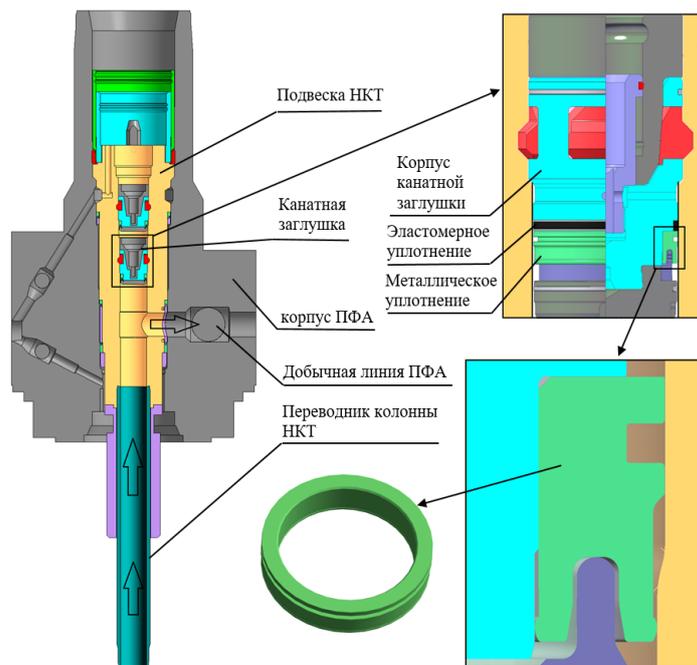


Рисунок 1 – Общий вид подвески НКТ  
Figure 1 – General view of a tubing hanger

Входящие в состав конструкции канатные заглушки выполняют функцию барьера между добычным флюидом и вертикальным выходом подвески НКТ. Они устанавливаются и блокируются в нижнем профиле добычного канала подвески НКТ. Спуск и установка, а также извлечение канатных заглушек для проведения внутрискважинных или ремонтных работ осуществляют с помощью специального канатного инструмента. Герметизация кольцевого пространства между канатной заглушкой и корпусом подвески НКТ обеспечивается как металлическим, так и эластомерным уплотнением, здесь следует отметить, что металлическое уплотнение выполняет функцию первичного барьера. Данный тип уплотнения имеет самоуплотняющуюся конструкцию, герметизация кольцевого пространства осуществляется давлением среды, находящейся в этом пространстве. Чем выше давление, тем сильнее внутренний и наружный усики металлического уплотнения прижимаются к уплотняемым поверхностям корпуса подвески НКТ и корпусом канатной заглушки, тем самым увеличивая герметичность соединения. На начальном этапе сборки конструкции установка металлического уплотнения на корпус канатной заглушки осуществляется с радиальным натягом. Активация металлического уплотнения осуществляется автоматически при установке канатной заглушки в соответствующий профиль подвески НКТ с натягом по уплотняемому диаметру данного уплотнения.

Характеристики герметичности и прочности металлических уплотнений играют важную роль в предотвращении утечки добываемого флюида и проникновения внешних примесей, что всегда было в центре внимания исследования учеными подводных технологий [2-4].

Авторы статьи [5] провели конечно-элементное моделирование наружного металлического уплотнения подвески НКТ, которое устанавливается между корпусом подвески НКТ и корпусом ПФА. В ходе численно-экспериментального исследования авторам удалось подобрать значение монтажного диаметрального натяга в диапазоне от 0,1 до 0,375 мм, при котором металлическое уплотнение обеспечивает герметичность.

Однако разработанная авторами конечно-элементная модель металлического уплотнения имеет ряд допущений, которые не отражают в полной мере напряженно-деформированного состояния во время монтажного нагружения.

Группа ученых из Великобритании и Китая [6], проведя исследования металлического кольцевого уплотнения для соединения подводного трубопровода, пришла к утверждению, что для достижения надежного герметичного соединения контактное давление на уплотняемых поверхностях должно достигнуть критического значения и привели методику расчета для определения численного значения критического давления.

Главный инженер Упулс Фернандо [7] из компании GE Oil&Gas провел анализ эффективности работы металлического уплотнения, герметизирующего соединения подвижного гибкого подводного трубопровода с фитингом безфланцевого типа. Анализ включал в себя моделирование конструкции уплотнения методом конечных элементов (МКЭ) с использованием программного обеспечения ABAQUS с целью прогнозирования поведения деформации и контактного давления, а также измерения давления в уплотняемой зоне ультразвуковым методом [8, 9]. Моделирование показало, что самое высокое значение контактного давления наблюдается после предварительного зажатия уплотнения, ширина контакта при этом составляет 4,5 мм, далее после нагнетания давления в трубопроводе до 200 МПа контактное давление падает в 2 раза, но при этом ширина контакта увеличивается до 5,5 мм. Ученые из Китая [10] дополнили исследование данного уплотнения, учитывая тепловое воздействие уплотняемой среды. Анализируя результаты, авторы исследования пришли к выводам, что тепловое воздействие вызывает дополнительную деформацию в уплотнительном узле, что приводит к увеличению ширины контакта и контактного давления и как следствие улучшает герметизирующую способность.

В текущем материале приведены особенности моделирования напряженно-деформированного состояния металлического уплотнения канатной заглушки подвески НКТ с использованием модели упруго-пластической деформации материала при монтаже и воздействии скважинного и испытательного давлений. Для анализа работоспособности конструкции приведены критерии оценки прочности и анализа характеристик герметичности металлического кольца.

Представлены результаты расчета напряженно-деформированного состояния (НДС) для штатного варианта геометрического исполнения, а также с увеличенной до 80 % глубиной выточки металлического уплотнения.

Общая цель работы заключается в численно-экспериментальном исследовании степени влияния на характеристики герметичности и прочности металлического уплотнения такого геометрического параметра, как глубина выточки.

### **Материалы и методы**

В качестве численного метода для исследования НДС использовался МКЭ, который позволяет исследовать влияние геометрических параметров металлического уплотнения на ширину контактной площадки и величину контактного давления с учетом пластических деформаций и нелинейного контактного взаимодействия. Моделирование НДС металлического уплотнения выполнялось в расчетном комплексе ANSYS® Mechanical, Release 18.1. Общий вид геометрической модели показан на Рисунке 2.

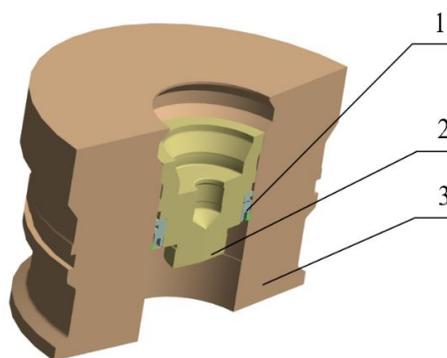


Рисунок 2 – Общий вид геометрической модели подвески НКТ:

1 – металлическое уплотнение; 2 – корпус канатной заглушки; 3 – корпус подвески НКТ.

Figure 2 – General view of the geometric model of the tubing hanger:

1 – metal seal; 2 – body of a plug; 3 – body of a tubing hanger

Для оценки прочности и анализа герметичности в соответствии с системой стандартов ISO 13628<sup>1</sup> были использованы следующие критерии:

– критерий локального разрушения, эквивалентная пластическая деформация по Мизесу в любой точке тела не должна превышать следующего значения

$$\varepsilon_{\text{req}} \leq \min \left[ 0,1; 0,5 \cdot \left( 1 - \frac{\sigma_{\text{т}}}{\sigma_{\text{в}}} \right) \right], \quad (1)$$

где  $\varepsilon_{\text{req}}$  – эквивалентная пластическая деформация [мм/мм];  $\sigma_{\text{т}}$  – расчетный предел текучести материала при проектной температуре [МПа];  $\sigma_{\text{в}}$  – расчетный предел прочности на растяжение материала при проектной температуре [МПа];

– критерий герметичности, согласно которому величина контактного давления при монтаже в металлических уплотнениях не должна быть меньше двукратного давления внешней уплотняемой среды.

В расчетах приняты материалы, механические свойства которых приведены в Таблице 1.

Таблица 1 – Механические свойства материалов

Table 1 – Mechanical properties of materials

Деталь	Материал	Модуль упругости, МПа	Коэф. Пуассона	Предел текучести, МПа	Предел прочности, МПа	Допустимые пластические деформации, %
Корпус канатной заглушки	Inconel 718	210000	0,3	827	1034	10
Корпус подвески НКТ	ASTM A182 F6NM	210000	0,3	586	655	5,2
Металлическое уплотнение	Alloy 625	205000	0,3	415	815	10

1. ISO 13628-7:2005(R) Нефтяная и газовая промышленность. Проектирование и эксплуатация систем подводной добычи. Часть 7. Системы райзера для заканчивания/ремонта скважин/

С целью сокращения времени, необходимого на численный счет, модель выполнена в осесимметричной постановке задачи. Решение конечно-элементной модели осуществлялось в пять этапов. На первом этапе за счет смещения корпуса канатной заглушки в осевом направлении вниз моделировался радиальный натяг  $\Delta=0,02$  мм на внутреннем усике металлического уплотнения. На втором этапе совместного смещения металлического уплотнения и канатной заглушки имитировался натяг  $\Delta=0,02$  мм на наружном усике. Первый и второй этап имитировал процесс монтажа металлического уплотнения согласно Рисунку 3.

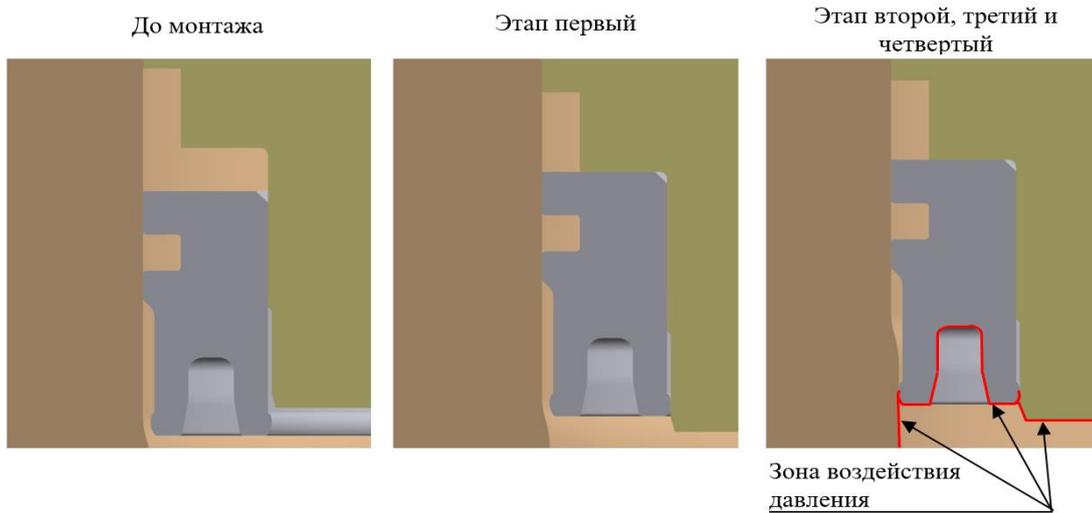


Рисунок 3 – Моделирование процесса монтажа металлического уплотнения  
Figure 3 – Simulation of the metal seal installation process

На третьем и четвертом этапах к зонам деталей, показанных на Рисунке 3, было приложено давление, и таким образом моделировалось воздействие скважинного 69 МПа и испытательного 103,5 МПа давлений на рассматриваемый узел конструкции. На пятом этапе моделировалась разгрузка от действующего давления. На всех этапах выполнялся расчет задачи статики с учетом геометрической и физической нелинейности, а также с учетом нелинейного контактного взаимодействия. При расчете использовалась модель упруго-пластической деформации материала, предложенная учеными М. Прагером и Д. Осейджем. Данная модель рекомендована для использования при анализе прочности сосудов, работающих под давлением в области упруго-пластических деформаций, американским обществом инженеров-механиков ASME Boiler and Pressure Vessel Code [11] и представляет собой кривые напряжения-деформации материала, построенные с использованием зависимости

$$\varepsilon_i = \frac{\sigma_i}{E} +$$

$$+ 0,5 \left( \frac{\sigma_i (\ln(1 + \varepsilon_{ys}))^{m_1}}{\sigma_T (1 + \varepsilon_{ys})} \right)^{\frac{1}{m_1}} \left( 1 - \tanh \left[ \frac{2 \left[ \sigma_i - (\sigma_T + \left( 1,5 \left( \frac{\sigma_T}{\sigma_B} \right)^{1,5} - 0,5 \left( \frac{\sigma_T}{\sigma_B} \right)^{2,5} - \left( \frac{\sigma_T}{\sigma_B} \right)^{3,5} \right) (\sigma_B - \sigma_T) \right]}{\left( 1,5 \left( \frac{\sigma_T}{\sigma_B} \right)^{1,5} - 0,5 \left( \frac{\sigma_T}{\sigma_B} \right)^{2,5} - \left( \frac{\sigma_T}{\sigma_B} \right)^{3,5} \right) (\sigma_B - \sigma_T)} \right] \right) \right) +$$

$$+ 0,5 \left( \frac{\sigma_i (m_2)^{m_2}}{\sigma_B \exp(m_2)} \right)^{\frac{1}{m_2}} \left( 1 + \tanh \left[ \frac{2 \left[ \sigma_i - \left( \sigma_T + \left( 1,5 \left( \frac{\sigma_T}{\sigma_B} \right)^{1,5} - 0,5 \left( \frac{\sigma_T}{\sigma_B} \right)^{2,5} - \left( \frac{\sigma_T}{\sigma_B} \right)^{3,5} \right) (\sigma_B - \sigma_T) \right]}{\left( 1,5 \left( \frac{\sigma_T}{\sigma_B} \right)^{1,5} - 0,5 \left( \frac{\sigma_T}{\sigma_B} \right)^{2,5} - \left( \frac{\sigma_T}{\sigma_B} \right)^{3,5} \right) (\sigma_B - \sigma_T)} \right] \right) \right), (2)$$

где,  $\sigma_i$  – напряжения текущей точки на диаграмме [МПа];  $E$  – модуль упругости [МПа];  $m_1, m_2, \varepsilon_{ys}$  – коэффициенты, зависящие от типа макроструктуры материала.

Конечной точкой построения диаграммы является напряжение

$$\sigma_{UTS,t} = \sigma_B \exp(m_2). (3)$$

Кривые деформирования упруго-пластических материалов деталей построены по зависимости, приведенной выше, показаны на Рисунке 4.

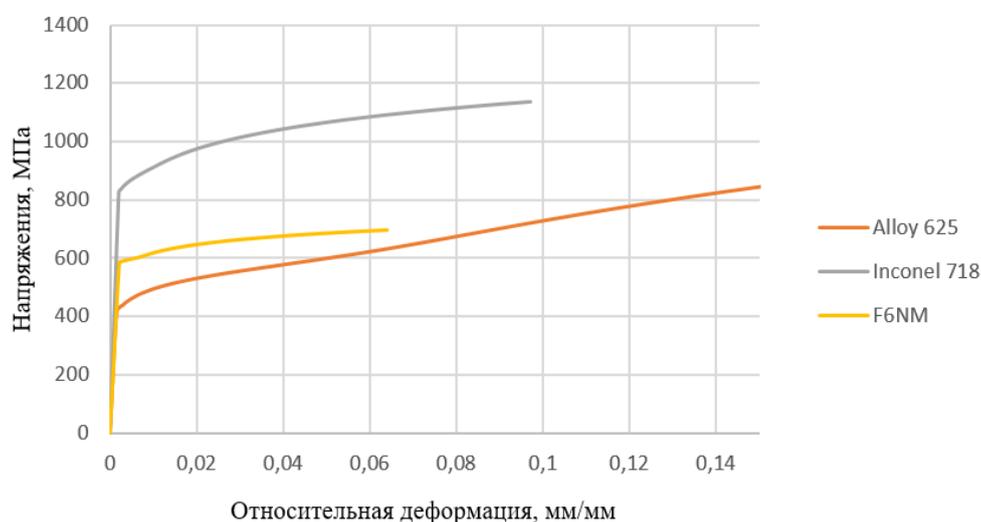


Рисунок 4 – Кривые деформирования материалов  
Figure 4 – Stress-stain curves of materials

Приведенные кривые позволили описать упруго-пластические модели поведения материалов деталей конструкции в процессе силового воздействия. Данные кривые учитывались при расчете в качестве исходных данных, описывающих свойства материалов.

Для обеспечения необходимой точности численного счета в зоне контакта согласно Рисунку 5 использовалось локальное сгущение конечно-элементной сетки, размер стороны кубической ячейки конечно-элементной сетки уменьшался до 0,02 мм.

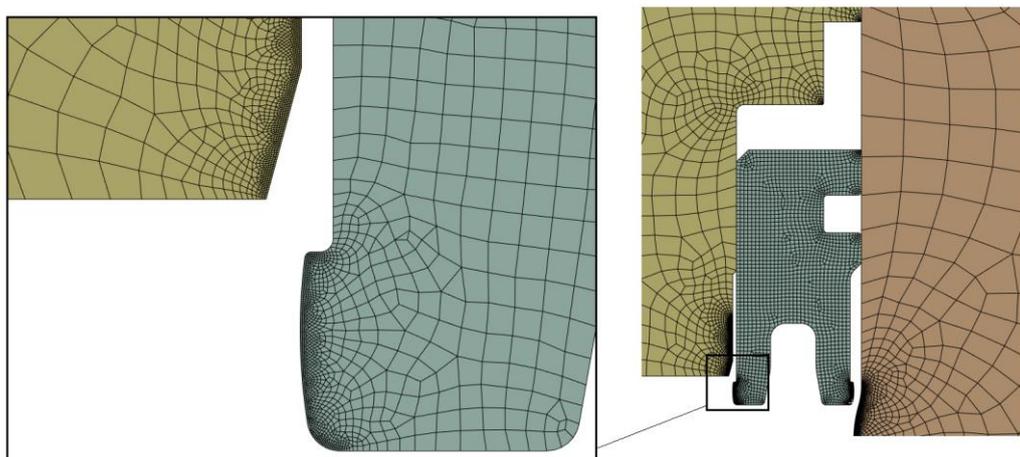


Рисунок 5 – Зоны сгущения конечно-элементной сетки  
Figure 5 – Finite element mesh condensation zones

В процессе моделирования фиксировалось радиальное усилие, действующее на усик, распределение эквивалентных напряжений по высоте усика и в зоне контакта усиков. Помимо этого отслеживалась величина контактного давления, а также ширина контактной площадки. Также помимо анализа НДС металлического уплотнения штатного исполнения было проведено численно-экспериментальное исследование влияния геометрии контактной зоны уплотнительного кольца на параметры, характеризующие уплотняющие свойства – контактное давление и ширину контактной площадки. Следует отметить, что под штатным исполнением подразумевалось металлическое уплотнение с геометрическими параметрами, которые были заложенными на стадии проектирования опытного образца подвески НКТ. С точки зрения герметичности и прочности также представляет практический интерес влияние глубины выточки  $l$  металлического уплотнения на контактное давление и ширину контактной площадки согласно Рисунку 6.

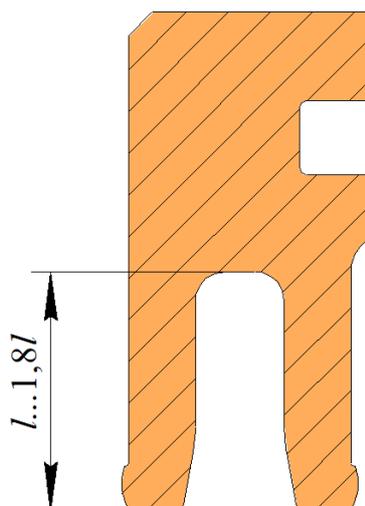


Рисунок 6 – Варьируемый геометрический параметр L  
Figure 6 – Variable geometric parameter L

Штатная глубина выточки  $L$  изменялась до значения  $1,8L$ . Всего рассмотрено пять вариантов глубины выточки с увеличением  $L$  на 15 %, 25 %, 37 %, 50 %, и 80 %.

## Результаты и их обсуждение

Визуализация распределения эквивалентных напряжений в металлическом уплотнении показана на Рисунке 7.

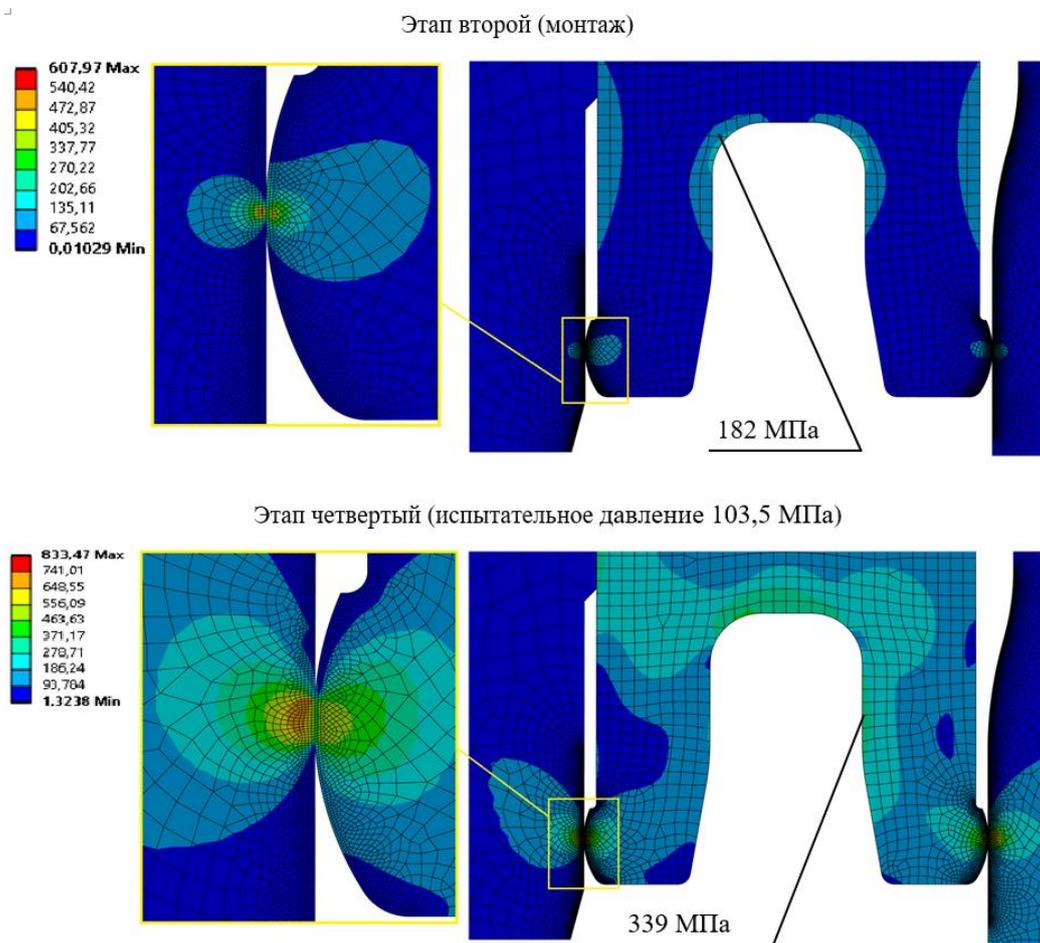


Рисунок 7 – Распределение эквивалентных напряжений в металлическом уплотнении, МПа  
Figure 7 – Distribution of equivalent stresses in a metal seal, MPa

Как видно из результатов численного счета, при монтаже металлического уплотнения эквивалентное напряжение у основания усика составляет 182 МПа, при этом предел текучести материала кольца составляет 415 МПа. Прочность усика в процессе монтажа будет обеспечена. При воздействии испытательного давления 103,5 МПа значения эквивалентных напряжений на средней части усика становятся выше, чем у основания, и не превышают при этом 339 МПа.

Как можно заметить, в зоне контакта усика с корпусом подвески НКТ при воздействии испытательного давления 103,5 МПа наблюдаются высокие напряжения, равные 784 МПа. Данные напряжения носят исключительно локальный характер и не приведут к разрушению конструкции, однако с точки зрения контактной прочности и герметичности на этапе монтажа металлического уплотнения представляют практический интерес. Распределение контактного давления в зоне касания усика металлического уплотнения с корпусом трубодержателя показано на Рисунке 8.



Рисунок 8 – Контактное давление при монтаже металлического уплотнения  
Figure 8 – Contact pressure when installing a metal seal

Как видно из результата численного счета, точка максимума контактного давления смещена от центра контактной поверхности, что обусловлено проявлением деформаций сдвига, вызванного воздействием сил трения при движении уплотнения в вертикальном направлении при монтаже. Радиальное перемещение уплотнительного кольца в процессе монтажа показано на Рисунке 9.

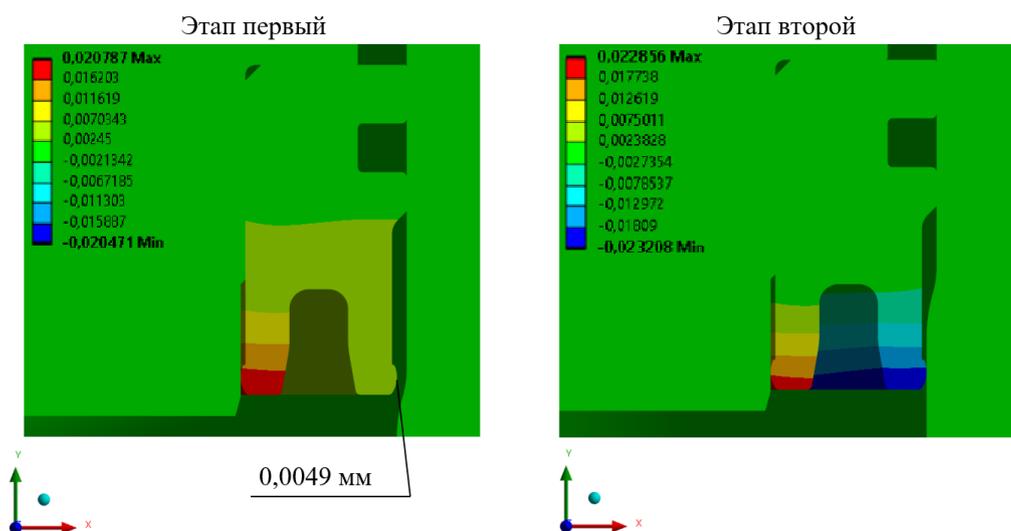


Рисунок 9 – Перемещение вдоль оси  $ox$ , мм  
Figure 9 – Movement along the  $x$  axis, mm

Исходя из результатов моделирования процесса монтажа металлического уплотнения важно отметить, что на первом этапе при монтаже на корпус канатной заглушки возникающая деформация во внутреннем усике не останавливается у подножья усика, а распространяется на основное тело уплотнения, при этом наружный усик, находясь в свободном состоянии, деформируется вместе с основным телом и имеет радиальные перемещения 0,0049 мм. Таким образом, радиальный натяг в наружном усике увеличивается за счет предварительной деформации металлического уплотнения, обусловленной посадкой на корпус канатной заглушки.

Изменения максимального контактного давления, а также ширины контактной площадки в зависимости от этапа расчета металлического уплотнения для всех вариантов исполнения глубины выточки показаны на Рисунке 10.

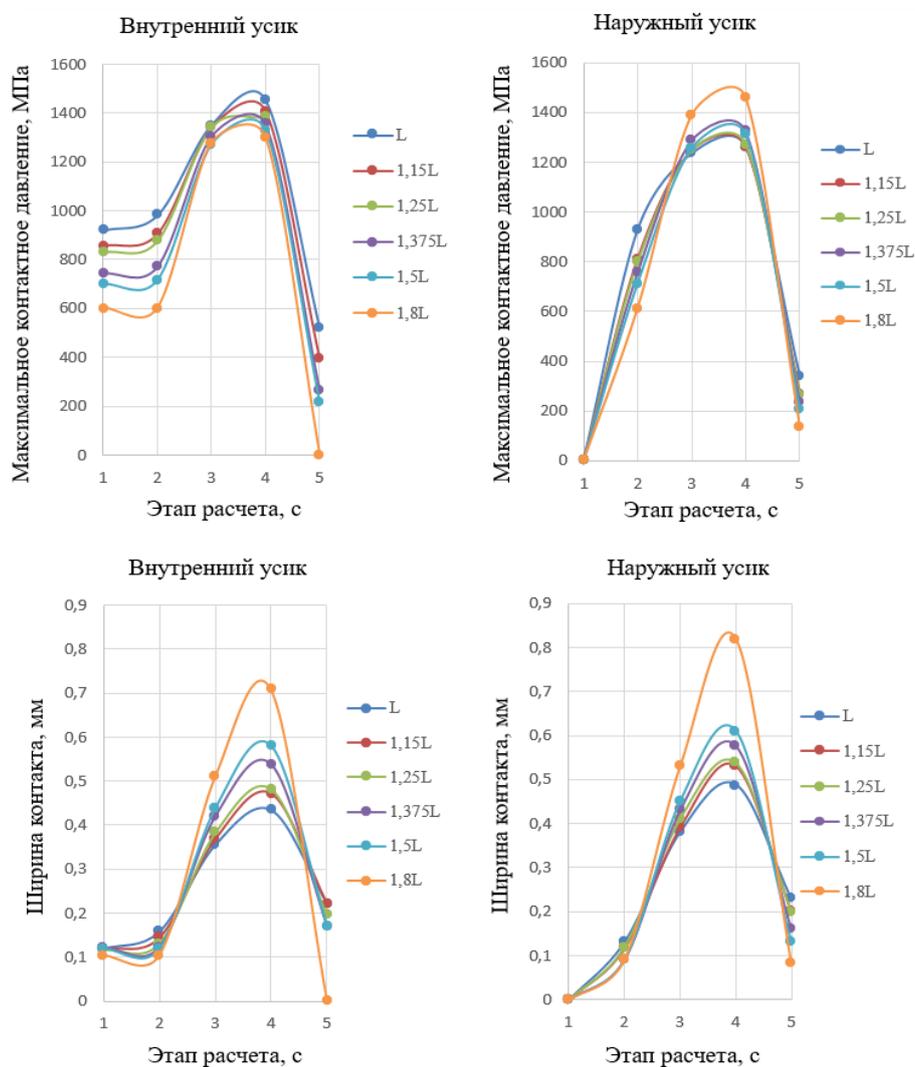


Рисунок 10 – Зависимость характеристик герметичности металлического уплотнения от этапа работы

Figure 10 – Dependence of the tightness characteristics of a metal seal on the stage of operation

Как можно заметить из результатов моделирования, наименьшие значения максимального контактного давления по завершению монтажа металлического уплотнения наблюдаются при глубине выточки, увеличенной на 80 %, что объясняется большей упругостью усика по сравнению со штатным исполнением. Однако после разгрузки металлического уплотнения от испытательного давления максимально контактное давление на внутреннем усике падает до нуля, и контакт теряется. Последующая попытка набора давления приведет к потере герметичности. Максимальное значение ширины контактной площадки под воздействием испытательного давления (пятый этап расчета металлического уплотнения) также наблюдается при увеличенной глубине выточки на 80 % и составляет 0,82 мм на наружном усике и 0,7 мм на внутреннем. При дальнейшей разгрузке металлического уплотнения от испытательного давления ширина контакта на наружном усике

становится минимальной из всех рассмотренных вариантов и составляет 0,08 мм, а на внутреннем усике и вовсе обращается в ноль.

Следует отметить, что увеличение глубины выточки металлического уплотнения способствует снижению максимального контактного давления по завершению монтажа и при воздействии испытательного давления, что обусловлено увеличением ширины контактной площадки и, как следствие, увеличением общей площади кольцевого контактного пятна. Также характерной особенностью металлического уплотнения с увеличенной глубиной выточки является меньшая степень влияния деформации усика при монтаже на деформацию основного тела металлического уплотнения. В отличие от металлического уплотнения со штатной глубиной выточки, радиальный натяг металлического уплотнения с увеличенной глубиной выточки на 37 %, 50 % и 80 % в наружном усике практически не увеличивается за счет предварительной деформации металлического уплотнения, обусловленной посадкой на корпус канатной заглушки, о чем свидетельствует отсутствие разниц в значениях максимального контактного давления в зоне уплотнения на этапе работы 1 и 2. За счет большей податливости наружного и внутреннего усиков из-за увеличенной глубины выточки монтаж металлического уплотнения происходит более мягко и плавно, что уменьшает вероятность появления задиров и впоследствии потери герметичности.

Для оценки прочности проводился анализ полей распределения эквивалентных пластических деформаций по металлическому уплотнению для всех вариантов геометрического исполнения. Эквивалентная пластическая деформация в металлическом уплотнении при воздействии испытательного давления 103,5 МПа показана на Рисунке 11.

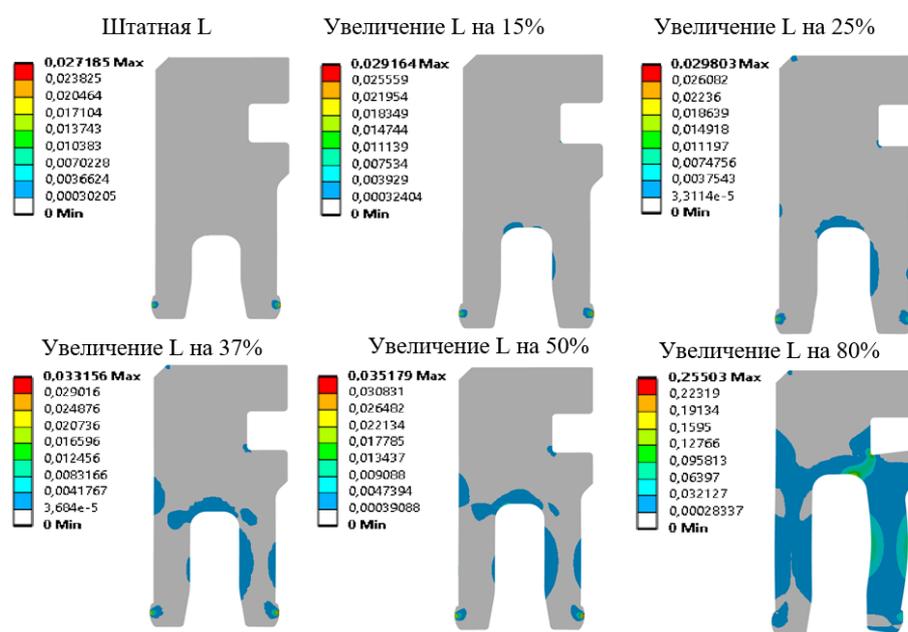


Рисунок 11 – Распределение эквивалентной пластической деформации в конструкции уплотнения, мм/мм

Figure 11 – Distribution of equivalent plastic deformation in the seal structure, mm/mm

Из анализа следует, что в металлическом уплотнении со штатной глубиной выточки наружный и внутренний усики работают в зоне упругой деформации. С ростом глубины выточки пластическая деформация проявляется только на наружном усике для вариантов с увеличенной глубиной выточки на 15 % и на 25 %. Пластическая

деформация затрагивает внутренний усик при увеличении глубины выточки на 37 % и выше, а увеличение на 80 % и вовсе приводит к распространению пластической деформации по всей толщине наружного и внутреннего усиков. При данной глубине выточки высока вероятность потери целостности конструкции. Во всех рассмотренных вариантах увеличения глубины выточки, кроме увеличения на 80 %, эквивалентная пластическая деформация не превышает 4 %, что является допустимым.

### Заключение

1. Рассмотрен подход к конечно-элементному моделированию НДС металлического уплотнения с учетом модели упруго-пластических деформаций материала.

2. Результаты конечно-элементного моделирования металлического уплотнения штатного геометрического исполнения показали:

– по окончании монтажа металлического уплотнения тело наружного и внутреннего усиков, за исключением контактных зон, испытывает только упругие деформации. Эквивалентные напряжения у основания внутреннего усика составляют 182 МПа, при этом предел текучести материала кольца составляет 415 МПа. При воздействии испытательного давления 103,5 МПа эквивалентные напряжения на средней части усика становятся выше, чем у основания усика и составляют 339 МПа;

– максимальные эквивалентные напряжения наблюдаются в зоне контакта внутреннего усика уплотнения с корпусом канатной заглушки и составляют 784 МПа при воздействии испытательного давления. Такой характер концентрации напряжений весьма типичен для контактных зон с конструктивными радиусами скругления и не способен привести к нарушению целостности конструкции;

– точка максимума контактного давления смещена от центра контактной поверхности внутреннего усика, что является следствием действия силы трения, которая вызывает деформации сдвига при монтаже металлического уплотнения. Однако значение максимального контактного давления составляет 982 МПа, превышая давление внешней среды в 9 раз, что свидетельствует о выполнении критерия герметичности;

– радиальный натяг 0,02 мм в наружном усике увеличивается на 25 % за счет предварительной деформации металлического уплотнения, обусловленной посадкой на корпус канатной заглушки, и составляет 0,0249. Данный факт способствует увеличению вероятности образования надиров на наружном усике и как следствие проявления микроутечек в процессе воздействия давления.

3. Результаты конечно-элементного моделирования металлического уплотнения штатного геометрического исполнения показали:

– монтаж наружного усика металлического уплотнения с увеличенной глубиной выточки на 37 %, 50 % и 80 % проходит более плавно, натяг не увеличивается за счет предварительной деформации, обусловленной посадкой на корпус канатной заглушки внутреннего усика.

– при воздействии испытательного давления 103,5 МПа, а затем разгрузки металлического уплотнения с увеличенной глубиной выточки на 80 % на внутреннем усике теряется контакт. Увеличение глубины выточки на 80 % приводит к распространению пластической деформации по всей толщине наружного и внутреннего усиков и, как следствие, к разрушению целостности конструкции и потери герметичности.

4. В целом применение подхода к моделированию металлического уплотнения канатной заглушки подвески НКТ в осесимметричной постановке с учетом модели упруго-пластических деформаций материала оправдано, когда необходимо на

начальных этапах проектирования в кратчайшие сроки оценить прочность и герметизирующую способность выбранного геометрического исполнения конструкции. Однако предлагаемый подход имеет недостатки, в частности, в модели не учитывается циклическое накапливание пластических деформаций, также не учитываются тепловые нагрузки и снижения механических свойств материала, вызванные нагревом в процессе добычи флюида. Чтобы нивелировать этот недостаток, авторами рассматривается вопрос о доработке модели, позволяющей учитывать тепловое и циклическое воздействия.

### СПИСОК ИСТОЧНИКОВ / REFERENCES

1. Bai Y., Bai Q. *Subsea Engineering Handbook*. GPP: Elsevier; 2010.
2. Y. Li, Zhao H., Wang D., Xu Y. Metal sealing mechanism and experimental study of the subsea wellhead connector. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2020;42(26):16–17.
3. Wang L.Q., Wei Z.L., Yao S.M. Performance and optimization of a subsea pipeline mechanical connector. *Chin J Mech Eng*. 2015;31(01):142–155.
4. Zhao H.L., Chen R., Luo X.L. Metal sealing performance of subsea X-tree wellhead connector sealer. *Chin J Mech Eng*. 2015;28(3):649–656.
5. Wanga Y., Luo W., Liu S., Feng H., Lia J., Wanga J. A model for reliability assessment of sealing performance of the C-shaped metal sealing ring at the outlet of the subsea tubing hanger. *China Ocean Engineering*, 2022;(243):659–670.
6. Zongliang W., Liquan W., Yu G., Shaoming Y., Shaokai L. Static metal sealing mechanism of a subsea pipeline mechanical connector. *Advances in Mechanical Engineering*. 2016;8(7). DOI: 10.1177/1687814016654821.
7. Fernando U.S. Analysis of end fitting barrier seal performance in high pressure unbonded flexible pipes. *Proceedings of the ASME 2014 33rd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering OMAE2014*. 8–13 June, 2014, San Francisco, California, USA.
8. Drinkwater B.W., Dwyer-Joyce R.S., Cawley P. A study of the interaction between ultrasound and partially contacting solid-solid interface. *Proc. of the Royal Society Series A*. 1996;452:2613–2628
9. Lewis R., Marshall M.B., Dwyer-Joyce R.S. Measurement of interface pressure in interference fits. *Journal of Mechanical Engineering Science, Proc. of the IMECHE*. 2005;219(2):127–139.
10. Tang L, He W, Zhu X, Zhou Y. Sealing Performance Analysis of an End Fitting for Marine Unbonded Flexible Pipes Based on Hydraulic-Thermal Finite Element Modeling. *Energies*. 2019;12(11):2198.
11. 2015 ASME Boiler and pressure vessel code. Section VIII, Division 2, Annex 3-D.

### ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

**Тимофеев Евгений Константинович**, **Evgeniy K. Timofeev**, Postgraduate Student, аспирант, Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Российская Федерация. Volgograd State Technical University, Volgograd, the Russian Federation.  
*e-mail*: [Felix2006.89@mail.ru](mailto:Felix2006.89@mail.ru)

**Годенко Алексей Ефимович**, кандидат технических наук, доцент, Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Российская Федерация. **Aleksey E. Godenko**, Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor, Volgograd State Technical University, Volgograd, the Russian Federation.  
*e-mail*: [Inter@vstu.ru](mailto:Inter@vstu.ru)

**Липатов Евгений Юрьевич**, кандидат технических наук, доцент, Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Российская Федерация.

*e-mail:* [elpat@vstu.ru](mailto:elpat@vstu.ru)

ORCID: [0000-0003-4183-133X](https://orcid.org/0000-0003-4183-133X)

**Evgeniy Y. Lipatov**, Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor, Volgograd State Technical University, Volgograd, the Russian Federation.

*Статья поступила в редакцию 27.02.2024; одобрена после рецензирования 14.03.2024; принята к публикации 20.03.2024.*

*The article was submitted 27.02.2024; approved after reviewing 14.03.2024; accepted for publication 20.03.2024.*