

УДК 621.887.663::622.324.5
DOI: [10.26102/2310-6018/2024.45.2.036](https://doi.org/10.26102/2310-6018/2024.45.2.036)

Компьютерное моделирование работы корпуса трубодержателя подвески насосно-компрессорной трубы

Е.К. Тимофеев✉

*Волгоградский государственный технический университет, Волгоград,
Российская Федерация*

Резюме. Подвеска насосно-компрессорной трубы является конструктивным элементом, входящим в состав системы подводной добычи. Корпус трубодержателя является основой конструкции подвески насосно-компрессорной трубы и воспринимает скважинное давление и силу тяжести колонны свинченных труб, чья прочность и работоспособность играет решающую роль в обеспечении безопасности процесса добычи. Нарушение структурной целостности конструкции корпуса трубодержателя может вызвать необратимые катастрофические последствия. Недостаточно проработанные инженерные решения по конструктивному исполнению проточной части корпуса трубодержателя могут привести к увеличению местного гидравлического сопротивления, что способствует увеличению энергозатрат по перекачке газлифтовым способом добываемого флюида и, как следствие, снижению коэффициента полезного действия всей линии трубопровода добычи. В этой связи данная статья направлена на выявление степени влияния геометрических параметров проточной части корпуса трубодержателя на прочностные и гидравлические характеристики конструкции. В работе представлены результаты компьютерного моделирования корпуса трубодержателя в эксплуатационных условиях работы методом конечных элементов, а также методом конечных объемов с использованием расчетного комплекса Ansys. При конечно-элементном моделировании напряженно-деформированного состояния корпуса трубодержателя задача рассматривалась в рамках упругой постановки. Методом конечных объемов моделировалось однофазное течение газа при перепаде давления $\Delta p = 1$ МПа между входом и выходом проточного канала с учетом модели турбулентности $k-\epsilon$. По результатам моделирования были определены прочностные и гидравлические параметры конструкции. Представлены результаты расчетов эквивалентных напряжений, а также коэффициента гидравлического сопротивления для различных типов исполнения проточной части корпуса трубодержателя. Материалы статьи представляют практическую ценность для инженеров, занимающихся проектированием элементов системы подводной добычи.

Ключевые слова: система подводной добычи, корпус трубодержателя, напряженно-деформированное состояние, подвеска насосно-компрессорной трубы, подводная фонтанная арматура, коэффициент гидравлического сопротивления.

Для цитирования: Тимофеев Е.К. Компьютерное моделирование работы корпуса трубодержателя подвески насосно-компрессорной трубы. *Моделирование, оптимизация и информационные технологии*. 2024;12(2). URL: <https://moitvvt.ru/ru/journal/pdf?id=1577> DOI: 10.26102/2310-6018/2024.45.2.036

Computer simulation of the operation of a pipe hanger body of a tubing hanger

Е.К. Timofeev✉

Volgograd State Technical University, Volgograd, the Russian Federation

Abstract. The tubing hanger is a structural element included in the subsea production system. The pipe hanger body is the basis of the tubing hanger structure and absorbs the downhole pressure and gravity

of the screwed pipe string, whose strength and performance play a decisive role in ensuring the safety of the production process. Compromise of the structural integrity of the pipe hanger body structure can cause irreversible catastrophic consequences. Insufficiently developed engineering solutions for the design of the flow part of the pipe holder housing can lead to an increase in local hydraulic resistance, which contributes to an increase in energy costs for pumping the produced fluid using the gas lift method and, as a consequence, a decrease in the efficiency of the entire production pipeline line. In this regard, this article is aimed at identifying the degree of influence of the geometric parameters of the flow part of the pipe hanger body on the strength and hydraulic characteristics of the structure. The paper presents the results of computer modeling of the pipe hanger body under operating conditions using the finite element method, as well as the finite volume method using the Ansys calculation package. In finite element modeling of the stress-strain state of the pipe holder body, the problem was considered within the framework of an elastic formulation. Using the finite volume method, a single-phase gas flow was simulated with a pressure difference $\Delta p = 1$ MPa between the inlet and outlet of the flow channel, taking into account the $k-\epsilon$ turbulence model. Based on the modeling results, the strength and hydraulic parameters of the structure were determined. The results of calculations of equivalent stresses, as well as the coefficient of hydraulic resistance for various types of design of the flow part of the pipe holder body are presented. The materials of the article are of practical value for engineers involved in the design of elements of an underwater production system.

Key words: subsea production system, pipe hanger body, stress-strain state, tubing hanger, underwater fountain fittings, hydraulic resistance coefficient.

For citation: Timofeev E.K. Computer simulation of the operation of a pipe hanger body of a tubing hanger. *Modeling, Optimization and Information Technology*. 2024;12(2). URL: <https://moitvivr.ru/ru/journal/pdf?id=1577> DOI: 10.26102/2310-6018/2024.45.2.036 (In Russ.).

Введение

Технологии, используемые при изготовлении оборудования для подводного освоения морских месторождений, чрезвычайно сложные, что объясняет ограниченный круг производителей, который разделен между четырьмя транснациональными компаниями: TechnioFMC, OneSubsea, Aker Solutions и GE Oil & Gas.

Система подводной добычи (СПД) представляет собой совокупность оборудования [1], установленного на морском месторождении углеводородов, предназначенного для добычи, подготовки и транспорта продукции от подводной скважины до точки соединения с промышленным трубопроводом, платформы или береговой площадки. В последние десятилетия все большее влияние при проектировании СПД занимают методы цифрового моделирования и оптимального проектирования [2, 3]. При разработке отдельных элементов СПД инженеры-конструкторы должны иметь представление о работе системы в целом, для этих целей группа исследователей из Кореи [4, 5] разработала методику моделирования СПД, которая позволила отобразить общий процесс функционирования подводного месторождения и включает имитационные, геометрические модели компонентов и модели течения добываемого флюида и технологических жидкостей.

Подвеска насосно-компрессорной трубы (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 [6]. Корпус трубодержателя является основной несущей деталью конструкции (НКТ), входящей в состав СПД. Данный конструктивный элемент служит для подвешивания и удержания при помощи конического заплечика колонны из свинчивания труб, максимальная длина которых может достигать 3 тысячи метров, а вес – 300 т. Конструкция корпуса трубодержателя представляет собой толстостенный цилиндрический сосуд переменного

сечения и подвержен как растягивающей нагрузке, вызванной весом колонны свинченных труб, так и воздействию внутрискважинного деления. Общий вид корпуса трубодержателя в составе конструкции подвески НКТ и корпуса подводной фонтанной арматуры показан на Рисунке 1.

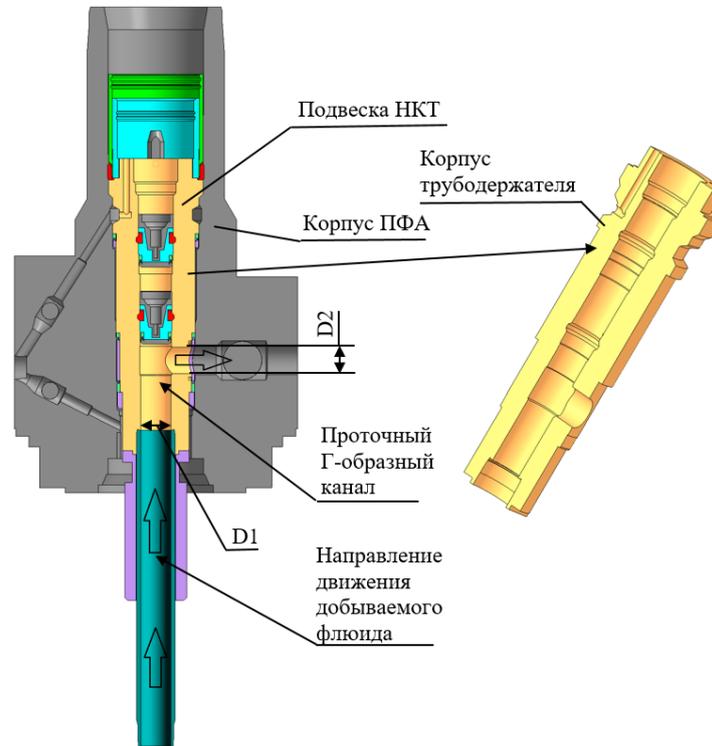


Рисунок 1 – Общий вид корпуса трубодержателя в составе конструкции подвески НКТ
Figure 1 – General view of the pipe holder body as part of the tubing suspension structure

Внутри корпуса имеется проточный Г-образный канал, предназначенный для перенаправления добываемого флюида из скважины в корпус ПФА. Как правило, для увеличения стойкости к воздействию пластового флюида поверхности добычного канала, а также поверхности под установку уплотнений типа металл-металл наплавляют коррозионностойким сплавом. Важно подчеркнуть, что давление добываемого флюида в добычном канале очень велико и может достигать порядка тысячи атмосфер, а также из-за неравномерности распределения температуры возникает существенный перепад температуры между внутренней и наружной поверхностью корпуса трубодержателя. Все это в конечном счете вызывает трудности, связанные с обеспечением прочности и надежности конструкции подвески НКТ.

Группа исследователей из научно-исследовательского института и центра морских исследований Пекина [7] разработали методику расчета прочности корпуса трубодержателя, в основу которой лег аналитический метод расчета толстостенных сосудов, работающих под высоким давлением, а также метод расчета стационарного теплообмена в цилиндрических телах. Данная методика может быть применима в инженерной практике, однако она не учитывает дополнительные силовые факторы, которые возникают из-за наличия бокового отверстия.

Ученые из Омана [8] провели анализ разрушения корпуса трубодержателя подвески НКТ, изготовленного из сплава Alloy 718, и пришли к выводам, что причиной выхода из строя подвески НКТ может являться нарушение технологии изготовления

корпусных деталей, а именно неправильная термическая обработка, в результате которой материал становится чувствительным к водородному охрупчиванию.

Авторы [9] провели численное моделирование НДС корпуса подвески НКТ, а также анализ надежности и установили, что в эксплуатационных условиях наихудшим вариантом нагружения корпуса подвески НКТ, подверженного действию скважинного давления, является максимально возможный перепад температур между наружной и внутренней стенками при минимально возможном весе колонны подвешенных труб.

В текущем материале приведен подход к моделированию корпуса трубодержателя, заключающийся в совместном рассмотрении задачи прочности и задачи течения газа.

Представлены результаты расчетов эквивалентных напряжений в наиболее нагруженных сечениях, а также коэффициента гидравлического сопротивления для различных типов исполнения проточной части корпуса трубодержателя.

Общая цель работы заключается в исследовании степени влияния конструкции проточного Г-образного канала на прочностные и гидравлические характеристики корпуса трубодержателя.

Материалы и методы

С использованием метода конечных элементов произведено исследование влияния геометрии проточной части на НДС корпуса трубодержателя. Варьируемым геометрическим параметром выступал диаметр D_2 проточного Г-образного канала на выходе из корпуса трубодержателя, согласно Рисунку 1. Рассматривались три варианта изменения диаметра D_2 относительно диаметра D_1 на входе в проточный Г-образный канал: $D_2 = D_1$, $D_2 = 0,85D_1$ и $D_2 = 0,7D_1$. Анализ НДС проводился в программном пакете ANSYS® Mechanical, Release 18.1 для расчетного случая, который соответствует штатной работе подвески НКТ на скважине. Задача рассматривалась в рамках упругой постановки, в качестве внешних нагрузок к корпусу трубодержателя было приложено: давление $p_i = 69$ МПа в проточном Г-образном канале, осевое растягивающее усилие $N=300$ тс от веса колонны свинченных труб, тепловые нагрузки. В качестве граничного условия было использовано закрепление вдоль оси Oy на поверхности конического заплечика. В качестве тепловых нагрузок использовались температурные поля, вычисленные предварительно путем решения задачи стационарной теплопроводности, которая проводилась в программном пакете ANSYS® Mechanical, Release 18.1, при этом граничные условия задавались как температура на внутренней поверхности корпуса трубодержателя $t_b=121$ °С и наружной $t_n=2$ °С. Общий вид расчетной схемы представлен на Рисунке 2.

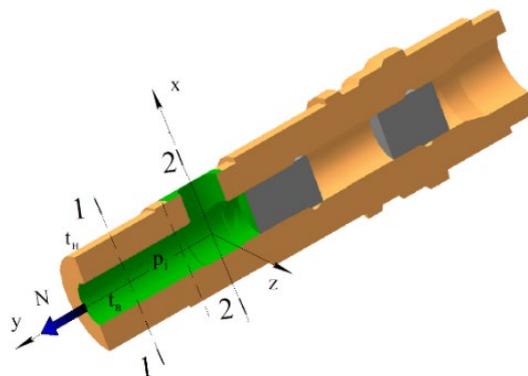


Рисунок 2 – Расчетная схема корпуса трубодержателя
 Figure 2 – Design diagram of the pipe hanger body

Также для оценки степени влияния геометрии проточного Г-образного канала на коэффициент гидравлического сопротивления было проведено моделирование методом конечных объемов, в рамках которого были разработаны модели для гидравлического расчета в программном пакете ANSYS® Fluent, Release 18.1. Общий вид модели с граничными условиями показан на Рисунке 3.

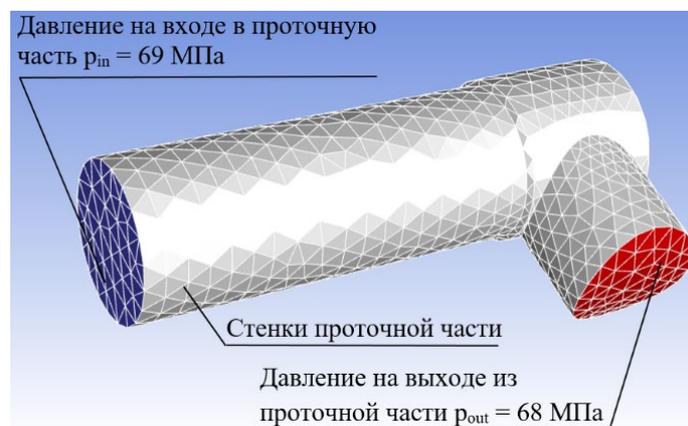


Рисунок 3 – Модель проточной части корпуса трубодержателя
Figure 3 – Model of the flow part of the pipe hanger body

В качестве протекающего флюида через проточный Г-образный канал использовался газ под названием метан (CH_4) со значением плотности $\rho = 375$ кг/м³ и динамической вязкости $\nu = 0,000035$ Па·с. Моделировалось однофазное течение жидкости при перепаде давления $\Delta p = 1$ МПа между входом и выходом проточного Г-образного канала с учетом модели турбулентности $k-\epsilon$.

Результаты и обсуждение

Количественная оценка эквивалентных напряжений проводилась в расчетных сечениях 1–1 и 2–2. Распределения эквивалентных напряжений по толщине стенки корпуса трубодержателя показаны на Рисунке 4.

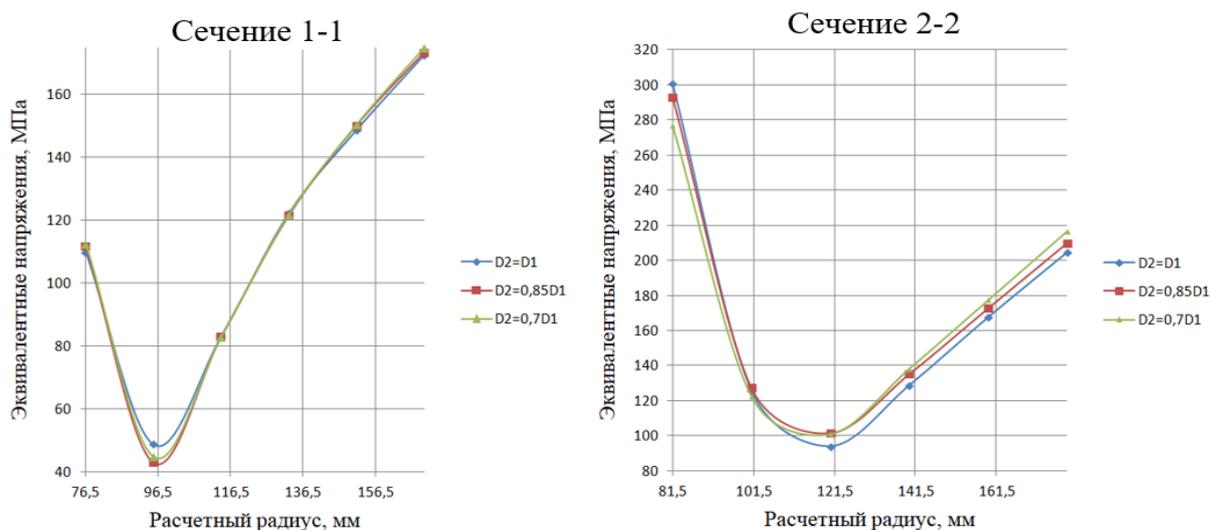


Рисунок 4 – Распределения эквивалентных напряжений по толщине стенки
Figure 4 – Distribution of equivalent stresses along the wall thickness

В сечении 1–1 при увеличении диаметра отверстия на выходе из проточного Г-образного канала наблюдается рост эквивалентных напряжений в стенке, при этом рост незначительный и не превышает 3 %. Увеличение размера бокового отверстия трубодержателя до размера отверстия на входе в проточном Г-образном канале не оказывает существенного влияния на распределения эквивалентных напряжений в зоне сечения 1–1. Наибольший рост эквивалентных напряжений при увеличении диаметра D2 наблюдается в сечении 2–2. Здесь для варианта геометрического исполнения, при котором $D2=D1$, максимальные эквивалентные напряжения расположены на внутренней поверхности трубодержателя и составляют 306 МПа, что на 8 % больше, чем для варианта исполнения $D2=0,7D1$. Следует отметить, что изменение геометрии прочного Г-образного канала в меньшую или большую сторону отразится на коэффициенте гидравлического сопротивления в процессе добычи флюида. Увеличение местного гидравлического сопротивления в проточной части корпуса трубодержателя способствует увеличению энергозатрат по перекачке газлифтовым способом добываемого флюида и, как следствие, снижению коэффициента полезного действия всей линии трубопровода добычи.

В качестве результата моделирования течения газа через проточный Г-образный канал были получены поля распределения скорости, которые приведены на Рисунке 5.

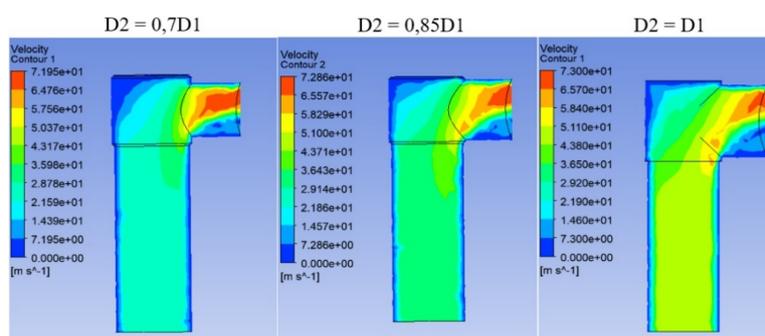


Рисунок 5 – Поля распределения скорости в проточном Г-образном канале
Figure 5 – Velocity distribution fields in an L-shaped flow channel

Как видно из результатов численного моделирования течения газа через проточный Г-образный канал, при повороте потока на 90 градусов образуются застойные зоны, в которых газ находится в состоянии медленного циркуляционного движения и не участвует в главном движении потока. Вместе с тем можно заметить, что застойные зоны образуются как в верхней части канала, так и в нижней части бокового отвода корпуса трубодержателя. Следует отметить, что с ростом диаметра D2 на выходе из проточного Г-образного канала область застойной зоны увеличивается, при этом зона с максимальным значением скорости потока уменьшается. Помимо значений скоростей потока также фиксировалось значение расхода на выходе из проточного Г-образного канала. Значения вычисленного массового G и объемного Q расходов представлены в Таблице 1.

Таблица 1 – Результаты расчета расхода
Table 1 – Results of flow calculations

Геометрическое соотношение D2/D1	Массовый расход G, кг/с	Объемный расход Q, м ³ /с
0,7	188	0,5
0,8	242	0,64
1	310	0,82

Как известно из [9, 10], гидравлическое сопротивление при больших скоростях пропорционально квадрату скорости. Для вычисления коэффициента гидравлического сопротивления при рассматриваемом перепаде давления Δp использовались результаты вычислений объемного расхода Q

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho Q^2 / 2 \cdot S^2}, \quad (1)$$

где S – эффективная площадь сечения на выходе из проточного Г-образного канала, m^2 .

Зависимость отношения диаметров $D2/D1$ проточной части корпуса трубодержателя НКТ от коэффициента гидравлического сопротивления показана на Рисунке 6.

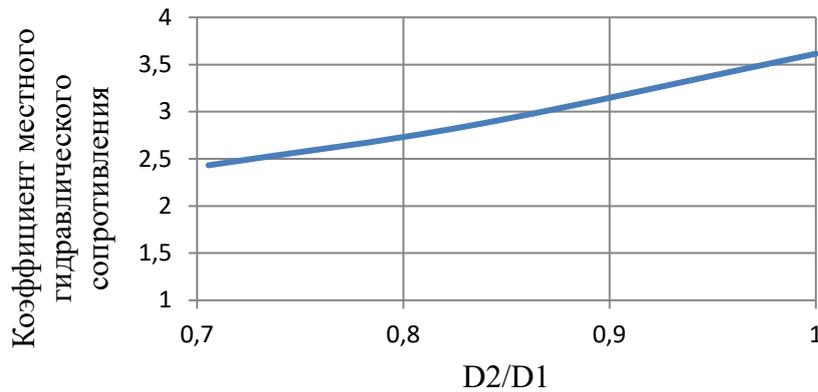


Рисунок 6 – Влияние геометрии проточной части на местные потери
 Figure 6 – Influence of flow path geometry on local losses

Как видно из характера роста кривой, увеличение диаметра $D2$ на выходе из проточного Г-образного канала в 1,4 раза приводит к увеличению местных гидравлических потерь в 1,5 раза. Этот факт положительно сказывается на значении объемного расхода, который увеличивается в 1,6 раза, но эффективности работы линии трубопровода добычи за счет увеличения местных потерь снижаются. Учитывая результаты анализа НДС корпуса трубодержателя, оптимальным геометрическим соотношением с точки зрения несущей способности конструкции и эффективности работы линии трубопровода добычи является $D2 = 0,85D1$. Такое соотношение приводит к увеличению объемного расхода на 1,3 раза по сравнению с геометрическим соотношением $D2=D1$, при этом местные сопротивления увеличиваются на 1,2 раза, а конструкция корпуса трубодержателя удовлетворяет условиям прочности, если использовать высокопрочную марку стали с уменьшенным пределом текучести до 560 МПа.

Заключение

1. Рассмотрено моделирование НДС корпуса трубодержателя подвески НКТ в упругой постановке задачи, а также течение добываемой жидкости через проточную часть конструкции с учетом модели турбулентности «k-ε».

2. Результаты конечно-элементного моделирования НДС корпуса трубодержателя подвески НКТ показали следующее:

– влияние изменения диаметра $D2$ на выходе из проточной части на распределение эквивалентных напряжений в сечении 1–1 минимально, диапазон

изменения максимальных эквивалентных напряжений не превышает 3 % относительно варианта при $D_2=D_1$;

– в сечении 2–2 максимальное значение эквивалентных напряжений наблюдается на внутренней поверхности корпуса трубодержателя для варианта исполнения $D_2=D_1$ и составляет 306 МПа;

– при использовании марки материала с пределом текучести не менее 560 МПа для всех трех рассмотренных вариантов исполнения проточного Г-образного канала прочность корпуса трубодержателя будет обеспечена.

3. Результаты моделирования однофазного течения газа методом конечных объемов через проточный Г-образный канал показали следующее:

– при повороте потока на 90 градусов образуется застойные зоны, газ, попадая в эту зону, не участвует в главном движении потока, с увеличением параметра D_2 размер застойной зоны увеличивается;

– наибольшее значение массового расхода газа наблюдается у варианта исполнения при $D_2=D_1$ и составляет 310 кг/с;

– увеличение диаметра D_2 на выходе из проточного Г-образного канала в 1,4 раза приводит к увеличению местных гидравлических потерь в 1,5 раза, эффективность работы линии трубопровода добычи за счет увеличения местных потерь снижается.

4. В целом применение подхода к моделированию, заключающегося в совместном рассмотрении задачи прочности и задачи течения газа с использованием модели турбулентности «к-ε», оправдан, когда необходимо в рамках проектных работ на стадии разработки эскизного проекта выполнить проработку конструкции добычного канала, однако данный подход имеет недостаток. В эксплуатационных условиях течение добываемого флюида может быть многофазным, также в потоке могут присутствовать твердые частицы. Чтобы нивелировать этот недостаток, авторами рассматривается вопрос об учете в модели многофазного течения жидкости с учетом эрозийного воздействия.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ / REFERENCES

1. Delescen K., Nicholson M., Olijnik L., Ortiz W., Maia A., Lacourt R., Nunes H. BC-10 Subsea Production System Integrated Approach. In: *OTC Brasil, 27-29 October 2015, Rio de Janeiro, Brazil*. 2015. <https://doi.org/10.4043/26131-MS>
2. Yue Y., Liu Z., Zuo X. Integral Layout Optimization of Subsea Production Control System Considering Three-Dimensional Space Constraint. *Processes*. 2021;9(11). <https://doi.org/10.3390/pr9111947>
3. Wu J., Zhen X., Liu G., Huang Y. Uncertain Multidisciplinary Design Optimization on Next Generation Subsea Production System by Using Surrogate Model and Interval Method. *China Ocean Engineering*. 2021;35:609–621. <https://doi.org/10.1007/s13344-021-0055-7>
4. Woo J.H., Nam J.H., Ko K.H. Development of a simulation method for the subsea production system. *Journal of Computational Design and Engineering*. 2014;1(3):173–186. <https://doi.org/10.7315/JCDE.2014.017>
5. Park J.Y., Jo H.J., Lee S.J. Study on Simulation of Subsea Production System. *Journal of Ocean Engineering and Technology*. 2013;27(3):1–7. <https://doi.org/10.5574/KSOE.2013.27.3.001>
6. Bai Y., Bai Q. *Subsea Engineering Handbook*. Gulf Professional Publishing; 2010. 919 p.

7. Luo X., Gu Y., Liu C., Qin R., Zhao H., Duan M. Strength design method for tubing hanger of subsea christmas tree against big temperature difference. *China Ocean Engineering*. 2014;28:659–670. <https://doi.org/10.1007/s13344-014-0052-1>
8. Saithala J.R., Kharusi A., Suryanarayana M., Behlani N., Nabhani T. Implications of Failure of Alloy 718 (UNS N07718) tubing hanger in sour well. *Engineering Failure Analysis*. 2021;120. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.105060>
9. Kim H., Yang Y., Kim S. Structural Reliability Analysis of Subsea Tree Tubing Hanger. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*. 2014;51(3):212–219. <https://doi.org/10.3744/SNAK.2014.51.3.212>
10. Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. *Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам*. Минск: Вышэйшая школа; 1976. 416 с.
Vil'ner Ya.M., Kovalev Ya.T., Nekrasov B.B. *Spravochnoe posobie po gidravlike, gidromashinam i gidroprivodam*. Minsk: Vysheishaya shkola; 1976. 416 p. (In Russ.).
11. Идельчик И.Е. *Справочник по гидравлическим сопротивлениям*. Москва: Машиностроение; 1992. 672 с.
Idel'chik I.E. *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam*. Moscow: Mashinostroenie; 1992. 672 p. (In Russ.).

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

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

Статья поступила в редакцию 16.05.2024; одобрена после рецензирования 29.05.2024; принята к публикации 03.06.2024.

The article was submitted 16.05.2024; approved after reviewing 29.05.2024; accepted for publication 03.06.2024.