

DOI: 10.15593/2224-9877/2017.4.08

УДК 621.8

О.А. Халтурин, В.А. ИвановПермский национальный исследовательский
политехнический университет, Пермь, Россия

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ОПТИМАЛЬНОГО МОМЕНТА ЗАТЯЖКИ ЗАМКОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Рассмотрены вопросы, связанные с эффектом оптимального момента затяжки в замковых резьбовых соединениях буровых труб при нагружении буровой колонны изгибающим моментом. В ходе анализа было установлено отсутствие точного определения причины указанного эффекта и низкая точность методик его определения, а также несоответствие применяемых до этого времени методик исследования задаче.

Исследование проводилось при помощи математического моделирования методом конечных элементов в среде ANSYS. При этом известная методика была дополнена использованием трехмерной модели. Конечно-элементная модель замкового резьбового соединения учитывает упругопластические свойства материала трубы в билинейной модели материала. Момент затяжки имитировался деформациями, вызванными температурным расширением металла. Дополнительно к осевому удлинению муфты было добавлено радиальное расширение ниппеля, что в совокупности имитирует подъем по конической винтовой линии. Для определения фактического момента затяжки в соединении использована отдельная методика, основывающаяся на контактных давлениях в сопряжении ниппеля с муфтой.

В ходе моделирования были подтверждены выводы предыдущих исследователей и получены новые результаты. Так, при испытаниях плоской модели с заменой изгибающего момента циклом растяжения-сжатия также был получен эффект уменьшения амплитуды цикла в опасном сечении при увеличении момента затяжки. Однако испытания трехмерной модели показали, что в случае нагружения изгибающим моментом действует другой эффект. При наличии резьбовой смазки приложение изгибающего момента приводит к скольжению боковых поверхностей резьбы и упорных торцов двух деталей с их поворотом относительно друг друга. Различный момент затяжки обуславливает различное положение условного центра вращения сечений, что, в свою очередь, приводит к различному распределению напряжений.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, конечно-элементное моделирование, коническая замковая резьба, буровая колонна, оптимальный момент затяжки, изгибающий момент, долговечность, циклическая прочность, ANSYS, контроль качества резьбового соединения.

O.A. Khalturin, V.A. Ivanov

Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

TO DEFINITIONS THE OPTIMAL TORQUE OF TOOL JOINTS

In the article the questions connected with the effect of the optimum tightening torque in the locking threaded joints of drill pipes are considered when the drill string is loaded with a bending moment. In the course of the analysis, it was determined that there was no precise definition of the cause of this effect and the low accuracy of the methods for determining it, as well as the inconsistency of the research methods used up to this time.

The research was carried out using finite element mathematical modeling in the ANSYS environment. The well-known technique was supplemented by the use of a three-dimensional model. The finite element model of the locking threaded connection takes into account the elastoplastic properties of the pipe material in the bilinear material model. The torque was simulated by deformations caused by the temperature expansion of the metal. In addition, to the axial extension of the coupling, a radial extension of the nipple was added, which together simulates a rise along the conical helical line. To determine the actual tightening torque in the joint, a separate procedure is used, based on the contact pressures in the coupling of the pin with the coupling.

During the simulation, the conclusions of previous researchers were confirmed, and new results were obtained. Thus, when testing a flat model with the bending moment replaced by a tension-compression cycle, the effect of decreasing the amplitude of the cycle in the dangerous section was also obtained with increasing torque. However, the tests of the three-dimensional model showed that in the case of bending moment loading, another effect acts. In the presence of threaded lubrication, the application of the bending moment leads to the sliding of the lateral surfaces of the thread and the stop faces of the two parts, with their rotation relative to each other. A different tightening torque causes different positions of the conditional center of rotation of the sections, which in turn leads to a different stress distribution.

Keywords: stress-strain state, finite element modeling, tool joints, drill string, optimal make-up torque, bending moment, durability, fatigue, ANSYS, quality control of the threaded joint.

Введение

В практике эксплуатации замковых соединений буровых труб известно явление оптимального момента затяжки (рис. 1). Это явление заключается в снижении сопротивления соединения переменным изгибающим нагрузкам при превышении моментом затяжки некоторого значения [1].

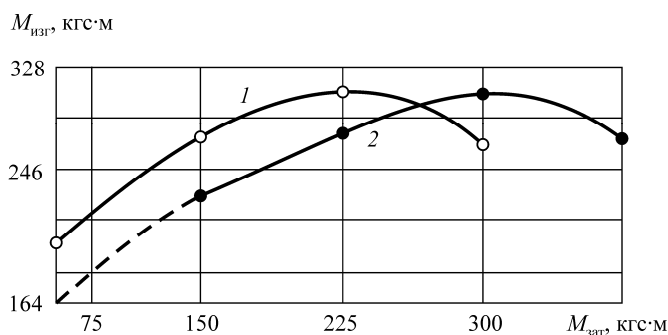


Рис. 1. Зависимость предельного изгибающего момента от момента затяжки резьбового соединения 3-62 диаметром 75 мм для сталей марки 45 (1) и марки 40ХНМА (2) [1]

В рекомендациях по расчету резьбовых соединений буровых колонн отсутствуют методики определения оптимального момента затяжки. Рекомендуемый момент затяжки рассчитывается по предельно допустимым напряжениям в опасных сечениях деталей [2–4]. Опти-

мальный момент затяжки определяется в достаточно широких пределах, а более точное его значение рекомендуется устанавливать экспериментально.

В советские годы был накоплен большой экспериментальный материал, позволяющий рекомендовать примерное значение момента исходя из соотношения напряжений. Однако сложность определения фактических внутренних напряжений в свинченном соединении не позволила раскрыть механизм явления оптимального момента затяжки.

С появлением средств компьютерного моделирования стали применяться методики конечно-элементного моделирования напряженно-деформированного состояния в резьбовых соединениях [5].

Из-за сложности геометрии резьбового соединения и ограниченности вычислительных ресурсов ранее исследователи прибегали к использованию плоских осесимметричных моделей. К таким моделям нельзя прикладывать изгибные нагрузки – только нагрузки растяжения-сжатия. Обратный переход к результатам, возникающим при приложении изгибных нагрузок, осуществлялся на основе общих предположений теории сопротивления материалов с помощью уточняющих коэффициентов [6, 7].

Рост сопротивления усталости при увеличении момента затяжки объяснялся исследователями повышением монолитности соединения и, как следствие, уменьшением амплитуды нагрузок в опасном сечении. Последующее снижение сопротивления усталости при дальнейшем увеличении момента затяжки – ростом среднего значения растягивающих напряжений.

Проведенные нами исследования показали неполноту данного взгляда на причины эффекта оптимального момента затяжки.

Постановка задачи

На рис. 2 показан фрагмент конечно-элементной модели замкового резьбового соединения (ЗРС) 3-122 ГОСТ Р 50864–96 в трубе с наружным диаметром 159 и внутренним – 71 мм. Шаг сетки в зоне контакта был задан 0,333 мм, а общее количество конечных элементов в модели около 40 000.

Геометрическая модель была построена в SolidWorks, а конечно-элементное моделирование проводилось в системе ANSYS.

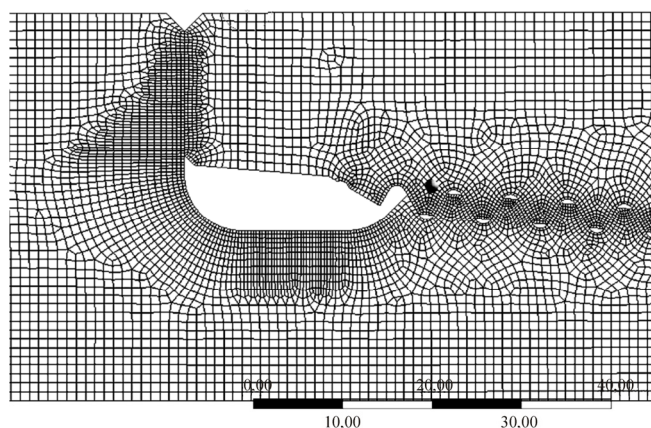


Рис. 2. Фрагмент конечно-элементной сетки в зоне наибольших напряжений в двухмерной модели ЗРС для испытания на растяжение

Для учета возможности возникновения в местах концентрации напряжений, превышающих предел текучести, в соответствии с механическими свойствами стали 40ХНМА, предоставленными ОАО «ПКНМ» [8] была задана билинейная модель материала с кинематическим упрочнением.

Механические свойства стали 40ХНМА

Модуль Юнга E , МПа	Коэффициент Пуассона ν	Предел текучести σ_T , МПа	Предел прочности σ_B , МПа
$2 \cdot 10^5$	0,3	758	956

Имитация свинчивания осуществлялась управлением температурой со специально подобранными коэффициентами анизотропного термического расширения [9–11]. Нагрев элемента в торце муфты приводил к осевым перемещениям, а нагрев ниппеля – к радиальным, что в совокупности имитировало подъем муфты по конической винтовой линии (рис. 3).

Имитация приложения момента затяжки путем задания пропорциональных моменту температурных деформаций также является неточным приближением ввиду наличия неравномерности деформаций деталей вдоль соединения. Для устранения этого недостатка моделирования фактический момент затяжки рассчитывался дополнительно на

основе контактных давлений в свинченном соединении. Интегрирование давлений в точках контакта позволило рассчитать усилие затяжки, которое через коэффициент трения, типичный для применяемых резьбовых смазок, было переведено в момент затяжки [4].

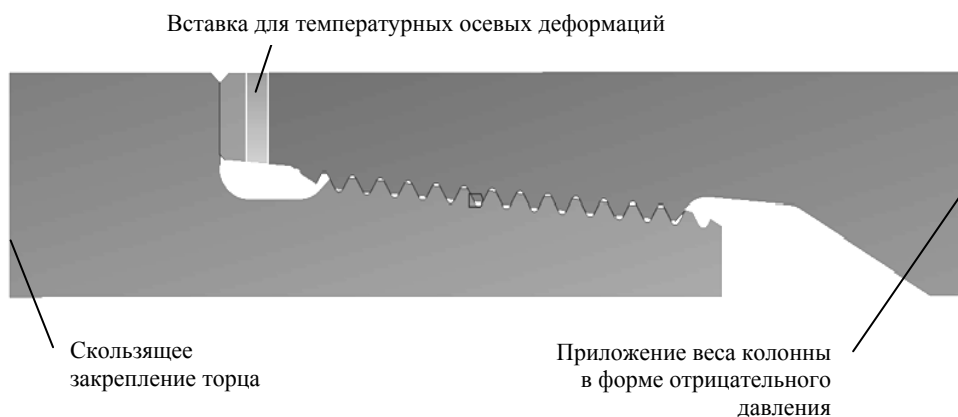


Рис. 3. Модель ЗРС для испытания на растяжение

Для расчета усталости соединение подвергалось нагрузке и разгрузке осевыми силами, эквивалентными весу колонны в 35 т.

В объеме тел деталей соединения характер напряженно-деформированного состояния соответствует несимметричному циклу нагружения, поэтому после нагрузки и последующей разгрузки рассчитывались амплитуды dS и средние значения S_m напряжений цикла.

Результаты исследования плоской модели

Как видно из графика на рис. 4, при испытаниях на осевое растяжение действительно отмечается увеличение среднего напряжения цикла и уменьшение амплитуды напряжений от увеличения момента затяжки. В месте перелома графиков предполагается оптимальное значение момента затяжки.

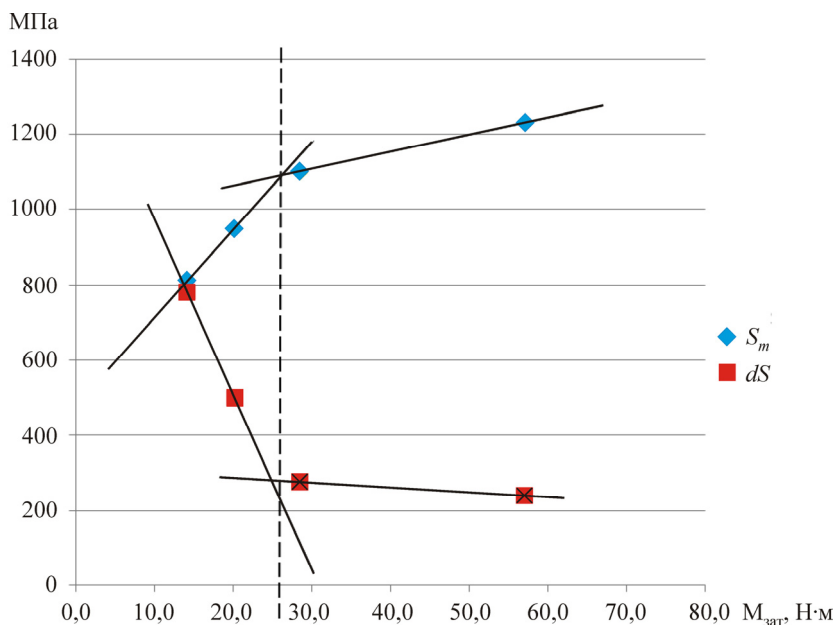


Рис. 4. Напряжения в критических точках для разных моментов затяжки $M_{зат}$: dS – амплитуды напряжений цикла, S_m – средние значения напряжений.

Исследование объемной модели

На следующем этапе поворотом плоского сечения была получена трехмерная модель половины соединения, которая при различных моментах затяжки подвергалась приложению изгибающего момента к муфтовой части 1 с одновременным закреплением торца ниппельной части, полученного при отсечении трубы 2 (рис. 5). Ввиду направления изгибающего момента в дальнейшем будем левую часть соединения называть внешней стороной изгиба, а правую – внутренней.

Плотность сетки конечных элементов в сечении была уменьшена, а само сечение повторено по окружности 16 раз. В результате количество конечных элементов в модели составило 49 200 шт.

На рис. 6 показано НДС при приложении изгибающего момента к недовинченному соединению. Изгибающий момент по внешней стороне изгиба передается через муфту на витки в опасном сечении в виде дополнительного нагружения, а с внутренней стороны изгиба ниппель разгружается. Кроме деформации имеется поворот сечения муфты относительно сечения ниппеля с центром, расположенным в районе упорных торцев на разгружаемой стороне.

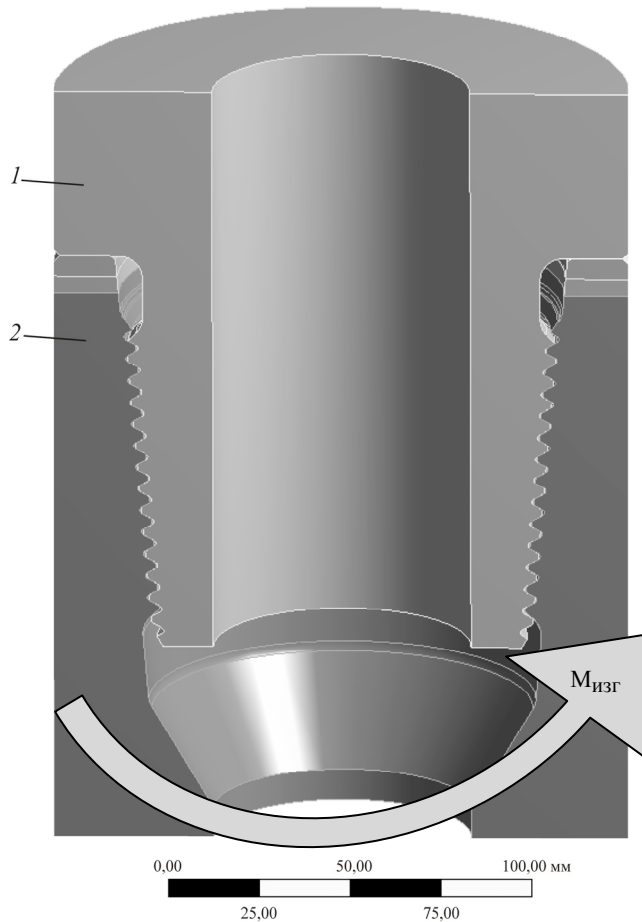


Рис. 5. Схема нагружения резьбового соединения изгибающим моментом:
1 – ниппельная часть; 2 – муфтовая часть

На рис. 7 показано НДС при приложении изгибающего момента к перевинченному соединению. В этом случае мы видим рост напряжений с внутренней стороны изгиба с образованием максимальных растягивающих напряжений в опасном сечении. Несмотря на большую плотность соединения и возросшие силы трения, сопряжение деталей по боковым поверхностям резьбы также приводит к относительным поворотам сечений и в этом случае. Центр вращения находится ближе к середине соединения на линии оси изгиба. Такой относительный поворот сечений приводит к частичному расклиниванию витков резьбы в опасном сечении со стороны растягивающих нагрузок и большему внедрению резьб деталей друг в друга со стороны сжимающих нагрузок.

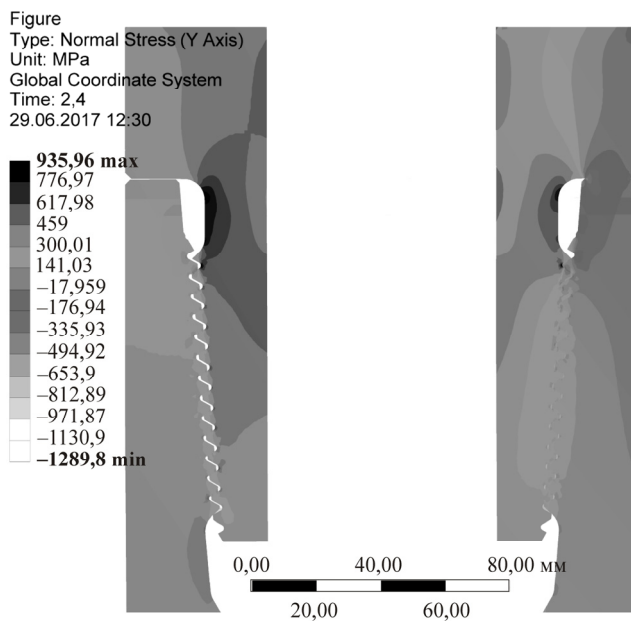


Рис. 6. Напряжения в ЗРС с недостаточным моментом затяжки

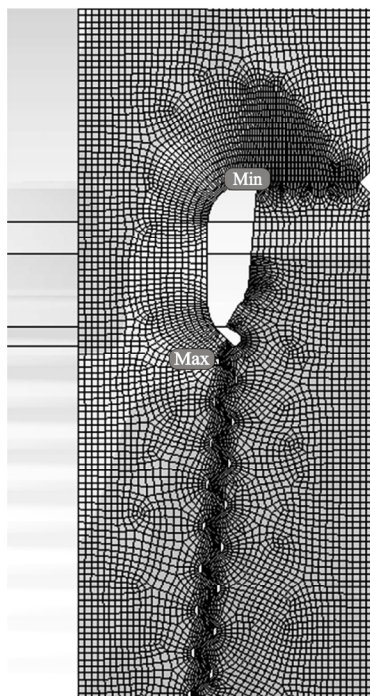


Рис. 7. Напряжения в ЗРС с моментом затяжки, превышающим оптимальное значение

Заключение

В результате проведенного моделирования было установлено, что оптимальный момент затяжки ЗРС в случае эксплуатации с изгибающими моментами будет таким, при котором результирующие векторы относительного перемещения профилей резьбы будут направлены вдоль образующих боковых поверхностей резьбы с обеих сторон детали. При этом натяжение, вызванное изгибающим моментом со стороны растягивающих нагрузок, будет компенсироваться снижением напряжений от момента затяжки ввиду расклинивания опасного сечения. Со стороны сжимающих нагрузок уменьшение напряжений должно компенсироваться дополнительным внедрением резьб деталей друг в друга. Тем самым амплитуда цикла минимизируется как для плоского знакопеременного изгиба, так и для случая изгиба с кручением, возникающим при роторном наклонном бурении.

Вывод универсального аналитического решения задачи поиска оптимального момента затяжки затрудняется наличием изгибной деформации как самих тел деталей, так и витков резьбы, переменного зазора в соединении в связи с несимметричными допусками на конусность. Однако при наличии достаточной вычислительной мощности имеется возможность подбора оптимального момента путем решения обратной задачи с помощью численных экспериментов по данной методике.

При достаточной точности описания геометрии резьбового соединения и упругопластических свойств материала представленный подход показывает большую точность и экономичность по сравнению с натурными экспериментами.

Практическое применение повышения точности определения моментов затяжки конкретных резьбовых соединений и изучения возникающих эффектов возможно в совокупности с ростом применения ключей с автоматизированным считыванием показателей [12], позволяющих контролировать качество соединения по взаимоотношениям усилия и угла поворота¹ [13].

Список литературы

1. Щербюк Н.Д., Якубовский Н.В. Резьбовые соединения труб нефтяного сортамента и забойных двигателей. – М.: Недра, 1974. – 253 с.

¹ РЭ ПС 02-003–2011. Руководство по эксплуатации обсадных труб с резьбовым соединением ТМК UP PF / ООО «ТМК – Премиум Сервис». М., 06.04.2015. 36 с.

2. Лачинян Л.А. Работа бурильной колонны. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1992. – 212 с.
3. Сароян А.Е. Основы расчета бурильных колонн. – М.: Гостоптехиздат, 1961. – 163 с.
4. Иванов В.А., Халтурин О.А. Теоретическое исследование влияния фактических размеров резьбы на зависимость момента затяжки от угла поворота [Электронный ресурс] // Современные проблемы науки и образования. – 2015. – № 2(58). – 8 с. – URL: <http://www.science-education.ru/122-20401> (дата обращения: 15.06.2017).
5. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.
6. Барышников А.И. Повышение прочности и долговечности замковых резьбовых соединений бурильной колонны: дис. ... д-ра техн. наук. – М., 1998. – 382 с.
7. Кахадзе М.Ж. Циклическая прочность замковых резьбовых соединений утяжеленных бурильных труб большого диаметра: дис. ... канд. техн. наук. – М., 2007. – 130 с.
8. Переводники [Электронный ресурс] // ПКНМ – Пермь, 2014–2017. – URL: http://pknm.ru/produkciya/uesn-i-komponenty/perevodniki.html?searched=40%D1%85%D0%B3%D0%BC%D0%B0&advsearch=oneword&highlight=ajaxSearch_highlight+ajaxSearch_highlight1 (дата обращения: 15.06.2017).
9. Чигарев А.В., Кравчук А.С., Смалюк А.Ф. ANSYS для инженеров: справ. пособие. – М.: Машиностроение, 2004. – 363 с.
10. Каплун А.Б., Морозов Е.М., Олферьева М.А. ANSYS в руках инженера: практ. рук-во: учеб. пособие. – М.: Либроком, 2015. – 272 с.
11. Huei-Huang Lee. Finite element simulations with ANSYS workbench 12. – Mission KS: Schroff Development Corporation, 2010. – 297 p.
12. Скважинное оборудование // Weatherford. – URL: http://www.weatherford.ru/ru/service/well_construction/trs/equipment#h2-5 (дата обращения: 05.03.2017).
13. Способ сборки герметичного резьбового соединения: пат. 2362082 Рос. Федерация / Ибрагимов Н.Г., Афлетонов Р.А., Ганиев Р.Р., Макеев А.М., Низамутдинов Р.Ф. – Опубл. 20.07.2009, Бюл. № 20.

References

1. Shcherbiuk N.D., Iakubovskii N.V. Rez'bovye soedineniia trub nef'tianogo sorta-menta i zaboinykh dvigatelei [Threaded connections of pipes of an oil range and bottom-hole engines]. Moscow: Nedra, 1974, 253 p.
2. Lachinian L.A. Rabota buril'noi kolonny [Work of a boring column]. 2nd ed. Moscow, Nedra, 1992, 212 p.
3. Saroian A.E. Osnovy rascheta buril'nykh kolonn [Bases of calculation of boring columns]. Moscow, Gostoptekhizdat, 1961, 163 p.
4. Ivanov V.A., Khalturin O.A. Teoreticheskoe issledovanie vliianiia fakticheskikh razmerov rez'by na zavisimost' momenta zatiashki ot ugla povorota [Theoretical research of influence of the actual sizes of a carving on dependence of the moment of an inhaling on an angle of rotation]. *Sovremennye problemy nauki i obrazovaniia*, 2015, no. 2(58), 8 p., available at: <http://www.science-education.ru/122-20401> (accessed 15 June 2017).

5. Birger I.A., Iosilevich G.B. Rez'bovye i flantsevye soedineniia [Threaded and flange connections]. Moscow, Mashinostroenie, 1990, 368 p.

6. Baryshnikov A.I. Povyshenie prochnosti i dolgovechnosti zamkovykh rez'bovykh soedinenii buril'noi kolonny [Increase in durability and durability of castle threaded connections of a boring column]. Doctor's degree dissertation. Moscow, 1998, 382 p.

7. Kakhadze M.Zh. Tsiklicheskaia prochnost' zamkovykh rez'bovykh soedinenii utiazhelennykh buril'nykh trub bol'shogo diametra [Cyclic durability of castle threaded connections of the weighted boring pipes of big diameter]. Ph. D. thesis. Moscow, 2007, 130 p.

8. Perevodniki [Rewater-transport workers]. PKNM. Perm', 2014–2017, available at: http://pknm.ru/produkcija/uecn-i-komponenty/perevodniki.html?searched=40%D1%85%D0%B3%D0%BC%D0%B0&advsearch=oneword&highlight=ajaxSearch_highlight+ajaxSearch_highlight1 (accessed 15 June 2017).

9. Chigarev A.V., Kravchuk A.S., Smaliuk A.F. ANSYS dlia inzhenerov: spravochnoe posobie [ANSYS for engineers]. Moscow: Mashinostroenie, 2004, 363 p.

10. Kaplun A.B., Morozov E.M., Olf'er'eva M.A. ANSYS v rukakh inzhenera: prakticheskoe rukovodstvo: uchebnoe posobie [ANSYS in the engineer's hands]. Moscow, Librokom, 2015, 272 p.

11. Huei-Huang Lee. Finite element simulations with ANSYS workbench 12. Mission KS: Schroff Development Corporation, 2010. – 297 r.

12. Skvazhinnoe oborudovanie [Borehole equipment]. *Weatherford*, available at: http://www.weatherford.ru/ru/service/well_construction/trs/equipment#h2-5 (accessed 05 March 2017).

13. Ibragimov N.G., Afletonov R.A., Ganiev R.R., Makeev A.M., Nizamutdinov R.F. Sposob sborki germetichnogo rez'bovogo soedineniia [Way of assembly of the tight threaded connection]. Patent Rossiiskaia Federatsiia no. 2362082 (2009).

Получено 06.07.2017

Об авторах

Халтурин Олег Александрович (Пермь, Россия) – старший преподаватель кафедры сварочного производства, метрологии и технологии материалов Пермского национального исследовательского политехнического университета; e-mail: oleg-x@pstu.ru.

Иванов Владимир Александрович (Пермь, Россия) – доктор технических наук, профессор кафедры сварочного производства, метрологии и технологии материалов Пермского национального исследовательского политехнического университета; e-mail: ivanov@pstu.ru.

About the authors

Oleg A. Khalturin (Perm, Russian Federation) – Senior Lecturer, Department of Welding Production, Metrology and Technology of Materials, Perm National Research Polytechnic University; e-mail: oleg-x@pstu.ru.

Vladimir A. Ivanov (Perm, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Welding Production, Metrology and Technology of Materials, Perm National Research Polytechnic University; e-mail: ivanov@pstu.ru.