

УДК 621.646

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПЛОТНОСТИ СТЫКА ЭЛЕМЕНТОВ КОРПУСА МУФТЫ ДЛЯ РЕМОНТА ПОДВОДНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

М.П. Полянин

ООО «Промбезопасность»

Рассмотрен вопрос обеспечения плотности стыка полумуфт корпуса подводной стальной несущей муфты, предназначенной для ремонта подводного участка магистрального трубопровода. Предложен вариант упрощения конструкции муфты и снижения нагруженности шпилек корпуса при сохранении герметичности за счет снижения требований к плотности стыка с учетом напряженно-деформированного состояния конструкции в реальных условиях эксплуатации.

Ключевые слова: магистральный трубопровод, газопровод, нефтепровод, подводный переход, ремонт, несущая муфта, корпус, раскрытие стыка.

Сегодня на территории Российской Федерации эксплуатируется более 3000 подводных переходов. Практика эксплуатации показывает, что на них происходит наибольшее количество аварий. В то же время ремонт таких участков сопряжен с большими трудовыми и материальными затратами. Поэтому актуальными являются вопросы уменьшения трудоемкости, совершенствования техники и технологии производства ремонтных работ [1].

Объектом исследования является подводная стальная несущая муфта (далее – муфта), позволяющая устранить локальные дефекты подводных переходов магистральных трубопроводов диаметром 1020 мм (рис. 1) [2]. В работе исследуются вопросы обеспечения плотности стыка двух полумуфт корпуса муфты, соединенных шпильками.

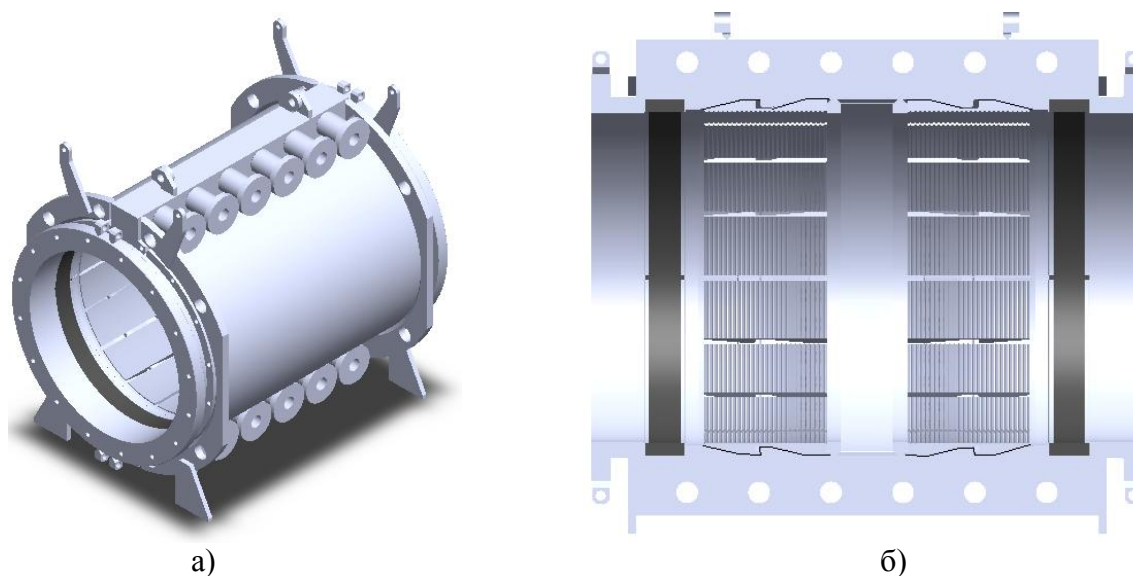


Рис. 1. Общий вид муфты: а – изометрия; б – продольные разрез

Следует уточнить расчетные нагрузки, приведенные в [2]. Если в трубе нет сквозного отверстия, то внутреннее давление рабочей среды (газа или жидкости при испытании) воздействует на внутреннюю поверхность ремонтируемой трубы, что вызывает ее деформацию. Расширившаяся труба давит через клиновое зажим на корпус. При этом на сам корпус уже не действует внутреннее давление рабочей среды.

При наличии в трубе сквозного дефекта внутреннее давление в трубе распространяется на полость корпуса муфты. При этом давление между корпусом и трубой становится равным давлению внутри трубы. Труба разгружается и происходит снятие давления клинового зажима на корпус. Поэтому добавление при расчете корпуса и его шпилек к давлению рабочей среды напряжений от воздействия клинового зажима приводит к двойному учету воздей-

ствия рабочей среды. Так как оно прикладывается к корпусу и напрямую, и как вклад в напряжения от воздействия клинового зажима.

Согласно конечноэлементным расчетам клиновые зажимы давят на корпус муфты с давлением 7,3 МПа. Это давление равно величине напряжений, действующих вдоль радиуса муфты, перпендикулярно нагружаемой поверхности корпуса [2].

Дальнейшие расчеты для оценки условий раскрытия стыка элементов корпуса муфты выполнены для трех случаев.

- I случай подразумевает действие на корпус только давления клиновых зажимов при сохранении трубой целостности.
- II подразумевает действие давления рабочей среды непосредственно на корпус при образовании сквозного дефекта трубы.
- III случай вводится по требованию заказчика и учитывает как давление среды, так и давление клиновых зажимов (это перегруз).

Рекомендуемая заказчиком исследования методика аналитического расчета фланцевого соединения горизонтального разъема приведена в [3]. Расчетные схемы приведены на рис. 2.

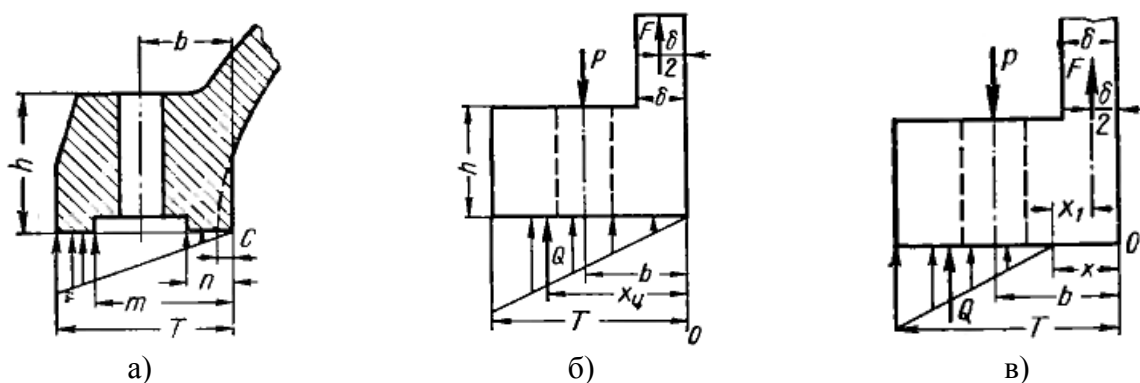


Рис. 2. К расчету фланцевого соединения [3]:
а – схема фланца; б – схема для расчета затяжки;
в – схема для учета частичного раскрытия

Действующая на шпильку нагрузка (P_0) определяется следующим образом [3]:

$$P_0 = P + \chi F,$$

где P – усилие затяжки; χ – коэффициент основной нагрузки ($\chi = 0,05 \dots 0,15$).

Действующее на шпильку усилие F , вызванное разностью давлений внутри и снаружи корпуса, составляет:

$$F = 0,5 \Delta p D_B t,$$

где Δp – разница давлений внутри и снаружи корпуса; D_B – диаметр расточки муфты под установку уплотнений.

Усилие затяжки определяется по следующей формуле

$$P = \eta F,$$

где η – коэффициент затяжки фланцевого соединения.

Коэффициент η определяется из условия нераскрытия стыка (рис. 1, б) следующим образом [3]:

$$\eta \approx \frac{4T\varphi - 3\delta - 6c}{4T\varphi - 6b},$$

где поправочный коэффициент $\varphi = \frac{1 + \alpha^3 - \beta^3}{1 + \alpha^2 - \beta^2}$, $\alpha = \frac{n}{T}$, $\beta = \frac{m}{T}$.

Напряжения в шпильке вычисляются по формуле [3]

$$\sigma = \frac{4P_0}{\pi d_{вн}^2},$$

где $d_{вн}$ – внутренний диаметр шпильки.

Коэффициент запаса прочности шпилек можно определить как

$$n = \sigma_{0,2} / \sigma,$$

где $\sigma_{0,2}$ – предел текучести материала шпильки.

Муфта работает в водной среде, температура которой лежит в пределах +4...+20 °С, т.е. при достаточно постоянной нормальной температуре. Резкие перепады температуры (50...60 °С [3]) в различных элементах конструкции отсутствуют. В этих условиях не проявляется ползучесть и релаксация напряжений и дополнительные расчеты этих явлений не требуются.

Исследуемая конструкция фланцевого соединения муфты имеет следующие параметры: $D_B = 1,132$ м; $t = 0,224$ м; принимаем $\chi = 0,05$; $T = 0,184$ м; $b = 0,104$ м; $c = 0$ м; $\delta = 0,044$ м; $n = 0,062822$ м; $m = 0,141118$ м; $d_{вн} = 0,072237$ м (номинальный диаметр $d_0 = 3$ дюйма); для стали 38ХМБА $\sigma_{0,2} = 859$ МПа.

Методика [3] соответствует II расчетному случаю. Выполним для него расчет фланцевого соединения.

Усилие на шпильку при испытательном давлении согласно [4; 5]

$$F = 0,5 \cdot 9,375 \cdot 10^6 \cdot 1,132 \cdot 0,224 = 1,189 \cdot 10^6 \text{ (Н)}.$$

Коэффициенты, определяющие усилие затяжки

$$\alpha = \frac{0,062822}{0,184} = 0,341; \beta = \frac{0,141118}{0,184} = 0,776; \varphi = 1,114;$$

$$\eta \approx \frac{4 \cdot 0,184 \cdot 1,114 - 3 \cdot 0,044 - 6 \cdot 0}{4 \cdot 0,184 \cdot 1,114 - 6 \cdot 0,104} = 3,51.$$

Усилие затяжки

$$P = 3,51 \cdot 1,189 \cdot 10^6 = 4,172 \cdot 10^6 \text{ Н}.$$

Действующая на шпильку нагрузка

$$P_0 = 4,172 \cdot 10^6 + 0,05 \cdot 1,189 \cdot 10^6 = 4,231 \cdot 10^6.$$

Тогда напряжения $\sigma = \frac{4 \cdot 4,231 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 0,072237^2} = 1032$ МПа.

Итак, $\sigma = 1032 \geq 859$ МПа и коэффициент запаса прочности шпилек $n = 0,83$. Таким образом, с учетом усилия затяжки по условию плотности стыка, прочность шпилек не обеспечена. При этом увеличение количества шпилек невозможно по условиям компоновки муфты.

Методика [3] предполагает снижение усилия затяжки с помощью допущения частичного раскрытия стыка (рис. 2, в). При этом фланцевое соединение сохраняет герметичность по внешнему диаметра фланца, а частичное раскрытие соединения у внутреннего диаметра компенсируется прокладкой. Техническое задание на проектирование не требует абсолютной плотности стыка. Для выбранной конструкции фланцевого соединения по формулам [3] коэффициент

$$\eta \approx \frac{4T\varphi - 3\delta - 6c + 2x}{4T\varphi - 6b - 2x},$$

где x – длина зоны раскрытия стыка.

Значение коэффициента η и напряжения в шпильке при различной длине зоны раскрытия приведены в табл. 1. Жирным шрифтом выделены допустимые значения напряжений.

Длина зоны раскрытия стыка не говорит о величине этого раскрытия, которая зависит от соотношений жесткости основных элементов конструкции. Для определения абсолютной

величины раскрытия стыка и оценки его герметичности при воздействии испытательного давления был выполнен дополнительный конечноэлементный расчет фланцевого соединения исследуемой муфты. Конечноэлементный расчет основан на методиках [1; 6; 7].

Таблица 1

Напряжения в шпильке при частичном раскрытии стыка

Длина зоны раскрытия (x), м	η	Напряжения, МПа		
		I расчетный случай (только давление клинового зажима)	II расчетный случай (только давление среды)	III расчетный случай (перегруз, оба давления)
0,00	3,512	804	1032	1836
0,01	3,278	752	965	1717
0,02	3,085	708	909	1617
0,03	2,922	672	862	1533
0,04	2,783	640	822	1461
0,05	2,662	613	787	1399

Первоначально расчет выполнен для II расчетного случая при наибольшей длине зоны раскрытия 0,05 м (30% от длины фланца T), когда напряжения в шпильке с учетом затяжки по табл. 1 составят 787 МПа. Результаты расчета показаны на рис. 3.

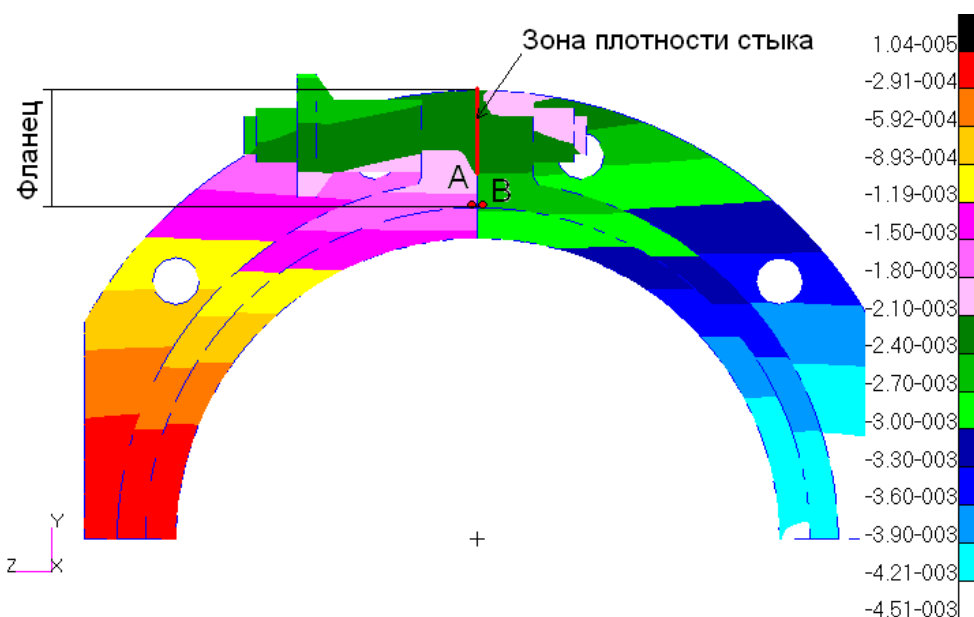


Рис. 3. Результаты расчета раскрытия стыка (перемещения по оси z, м)

Согласно результатам расчета для данного расчетного случая перемещение точки А в направлении раскрытия стыка (вдоль оси z) составит – 1,8 мм, точки В – 2,7 мм. Таким образом, максимальное раскрытие составит 0,9 мм.

Дополнительно был выполнен расчет раскрытия муфты для I расчетного случая, хотя он не соответствует условиям испытания муфты. Для этого использована модель из раздела 3 отчета. Результаты расчета показаны на рис. 4.

Согласно результатам расчета для данного расчетного случая перемещение одной стороны разъема в направлении раскрытия стыка (вдоль оси z) составит 0,2 мм, второй стороны – 0,36 мм. Максимальное раскрытие составит 0,16 мм.

Техническое задание на проектирование муфты предполагает наличие трещины глубиной до 100% стенки трубы. Несмотря на то, что трещина не является прямым сквозным отверстием, рассчитаем вариант, когда труба имеет сквозное повреждение на всю длину муф-

ты. Для этого введем прямой разрез в трубу, разрывающий ее целостность, нагрузим внутреннюю поверхность корпуса и трубы испытательным давлением. Результаты расчета показаны на рис. 5.

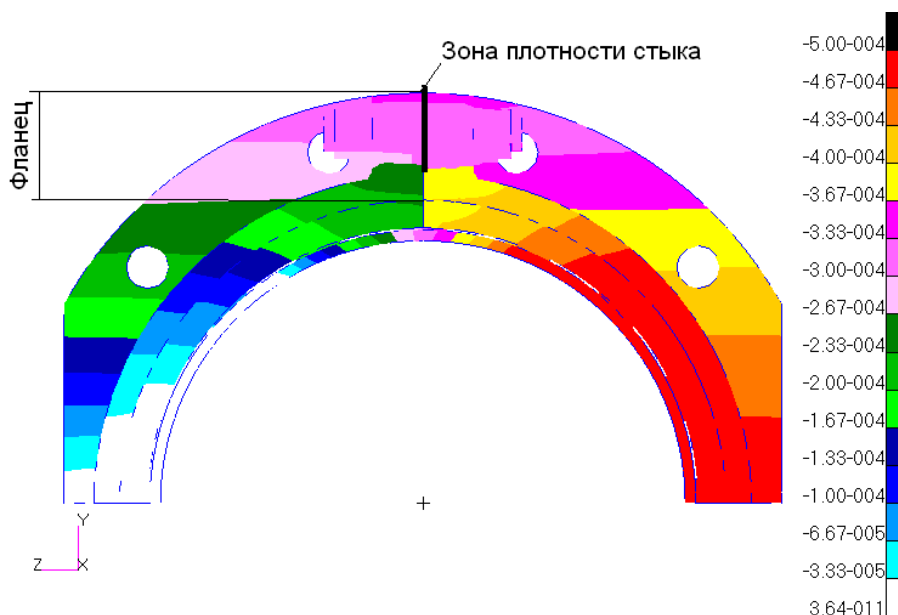


Рис. 4. Результаты расчета раскрытия стыка (перемещения по оси z , м)

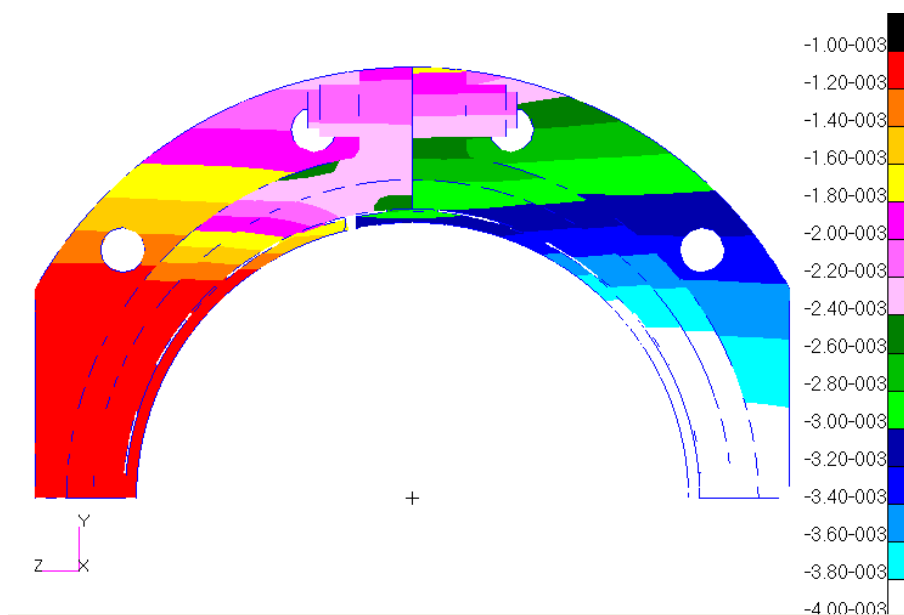


Рис. 5. Результаты расчета раскрытия стыка (перемещения по оси z , м)

Согласно результатам расчета для данного расчетного случая перемещение одной стороны разъема в направлении раскрытия стыка (вдоль оси z) составит 2,4 мм, второй стороны – 3,0 мм. Таким образом, максимальное раскрытие составит 0,6 мм.

Методика [3] не предполагает расчет резьбы на срез (считается, что использование стандартных шпилек гарантирует выполнение условия прочности на срез при выполнении основного условия прочности). Однако в условиях эксплуатации муфты срез резьбы шпилек вполне возможен. Поэтому выполнен расчет прочности шпилек на срез.

Аналитически значения напряжений среза в резьбе шпильки можно вычислить следующим образом:

$$\tau_{cp} = \frac{P_0}{\pi d_1 h K_1 K_m},$$

где h – рабочая высота резьбы; $K_1 = 0,65$ – коэффициент полноты для дюймовой резьбы; $K_m = 0,75$ – коэффициент, учитывающий изменение деформации витков по высоте гайки.

Из этого выражения можно найти требуемую рабочую высоту гайки (табл. 2):

$$h = \frac{P_0}{[\tau_{cp}] \pi d_1 K_1 K_m}.$$

Допускаемые напряжения среза $[\tau_{cp}] = 0,6[\sigma]$. Для шпилек и гаек из стали 40Х $[\tau_{cp}] = 450$ МПа.

Таблица 2

Напряжения среза резьбы, МПа

Длина зоны раскрытия (x), м	η	Требуемая рабочая высота гайки, мм
0,00	3,512	72
0,01	3,278	67
0,02	3,085	63
0,03	2,922	60
0,04	2,783	57
0,05	2,662	55

На основании выполненных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Для исследуемой муфты максимальное раскрытие стыка по внутреннему диаметру фланца при максимальной нагрузке составит 0,9 мм при длине зоны раскрытия 0,01 м (около 10% от длины фланца).

2. Герметичность муфты может быть обеспечена при частичном раскрытии стыка полумуфт корпуса. При этом фланцевое соединение сохраняет герметичность по внешнему диаметра фланца, а частичное раскрытие соединения у внутреннего диаметра компенсируется прокладкой.

3. Перед испытанием муфты рекомендуется провести испытание шпильки и окончательно оценить ее прочность.

Список литературы.

1. Лагерев, А.В. Прочностной анализ коннектора для подводных переходов магистральных газопроводов / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, В.В. Говоров // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2011. – №3. – С. 31-37.

2. Полянин, М.П. Исследование напряженно-деформированного состояния муфты для ремонта подводных участков магистральных газопроводов / М.П. Полянин // Сборник международной научно-практической конференции «Наука и современность». – Уфа: Аэтерна, 2015. – Ч. 1. – С. 44-48.

3. Жирицкий, Г.С. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин / Г.С. Жирицкий, В.А. Стрункин. – М.: Машиностроение, 1968. – 520 с.

4. СНиП 2.05.06-85. Магистральные трубопроводы.

5. СНиП 2.01.07-85. Нагрузки и воздействия.

6. Лагерев, И.А. Расчеты грузоподъемных машин методом конечных элементов / И.А. Лагерев. – Брянск: Издательство БГТУ, 2013. – 116 с. – ISBN 978-5-89838-650-4.

7. Лагерев, И.А. Моделирование напряженно-деформированного состояния краноманипулятора машины для сварки трубопроводов / И.А. Лагерев // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2011. – №4. – С. 29-36.

Сведения об авторе

Полянин Михаил Петрович – инженер ООО «Промбезопасность» (г. Брянск), mppolyanin@yandex.ru.

**THE JOINT DISCLOSURE OF THE ELEMENTS OF THE CLUTCH CASE
FOR REPAIR OF UNDERWATER PIPELINES**

M.P. Polyanin

Limited Society «Prombezopasnost»

The question of providing the density interface between the coupling halves of the hull underwater-gauge steel coupling designed for repair of the underwater section of pipeline. Stress-strain condition of coupling was calculated by finite elements method. Offered the option of simplifying the design of the coupling and reduce the load of the studs of the housing por save the tightness by reducing the requirements to the density of the junction taking into account the stress-strain condition design in real conditions. Results of calculations allowe partial disclosure of the coupling halves joint. Studs loads decrease due to this disclosure.

Keywords: *pipeline, gas-pipeline, oil-pipeline, underwater, repair, carrier coupling, case, disclosure of the joint.*

References

1. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Govorov V.V. Trunk gas pipeline underwater connector strength analysis, *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2011, No.3, pp. 31-37.
2. Polyanin M.P. Investigation of the stress-strain state of the coupling for the repair of underwater sections of trunk pipelines [Issledovanie napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya mufty dlya remonta podvodnykh uchastkov magistralnykh gasoprovodov]. *Sbornik mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii "Nauka i sovremennost"* (Proceedings of the International scientific-practical conference "Science and modernity". Ufa, Aeterna, 2015, Part No.1, pp. 44-48.
3. Zhiritskiy G.S., Strunkin V.A. *Konstruktsiya i raschet na prochnost detaley parobnykh i gazovykh turbin* [Design and strength calculation parts of steam and gas turbines]. Moscow. Mashinostroenie. 1968. 520 p.
4. SNiP 2.05.06-85. *Magistralnye truboprovody* [Trunk pipelines]. Магистральные трубопроводы.
5. SP 20.13330.2011. *Nagruzki i vozdeystviya* [Loads and effects]. Moscow, OAO "NITs "Stroitelstvo", 2011. 85 p.
6. Lagerev I.A. *Raschety gruzopodyemnykh mashin metodom konechnykh elementov* [Load-lifting machines calculations by finite element method]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Tekhnicheskii Universitet, 2013. 116 p.
7. Lagerev I.A. Modeling of stress-strain state of crane-manipulator machine for welding of pipelines, *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*, 2011, No.4, pp. 29-36.

Author' information

Mikhail P. Polyanin - graduate engineer at Limited Society «Prombezopasnost» (Bryansk), mppolyanin@yandex.ru.