

<https://doi.org/10.21869/2223-1560-2019-23-3-44-53>

Применение метода конечных элементов при расчете сварного корпуса гидроамортизатора

А. А. Котельников¹ ✉, Я. Э. Родионов¹

¹ ФГБОУ ВО «Юго-Западный государственный университет», ул. 50 лет Октября, 94, г. Курск, 305040, Российская Федерация

✉ e-mail: kotelnikov@yandex.ru

Резюме

Цель исследования. В статье рассматривается применение различных методов расчёта напряжённо-деформированного состояния сварного корпуса гидроамортизатора. Целью исследования является установление оптимальных методов расчёта напряжённо-деформированного состояния сварных конструкций, работающих под давлением, обеспечивающих возможность рационального проектирования изделий при минимальном расходе материала с заданным коэффициентом запаса прочности.

Методы. В настоящее время нет достоверных методов расчёта, отражающих действительную работу сварных конструкций под избыточным давлением.

Расчёт на прочность сварных конструкций методом сопротивления материалов, особенно для конструкций, работающих под избыточным давлением, предусматривает ряд допущений: 1 гипотеза плоских сечений; 2 гипотеза одноосных собственных напряжений; 3 гипотеза линейных источников нагрева и предельного теплового состояния; 4 ограничения в отношении свойств металлов; 5 условная зависимость предела текучести от температуры.

Для анализа напряжений и деформаций в сварных швах в последнее время стало возможным использовать средства вычислительной техники, например программу Solid Works (приложение Solid Works Simulation), программу UGS NX (приложение NX Nastran), программу КОМПАС-3D (приложение APM FEM).

Результаты. Расчёт методом сопротивления материалов по ГОСТу 14249-89 отличается от результатов расчёта методами конечных элементов. При увеличении давления внутри корпуса гидроамортизатора наблюдается увеличение разности напряжений в расчётах методами конечных элементов и методом сопротивления материалов. При внутреннем давлении более 11 МПа разница достигает почти 50%. Этот факт необходимо учитывать при проектировании подобных конструкций.

Заключение. Совместное использование различных методов расчёта напряжённо - деформированного состояния сварного корпуса позволяет рационально спроектировать изделие при минимальном расходе материала с заданным коэффициентом запаса прочности [1].

Ключевые слова: метод конечных элементов; допускаемые напряжения; сварные конструкции.

Конфликт интересов: Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

© Котельников А. А., Родионов Я. Э., 2019

Для цитирования: Котельников А. А., Родионов Я. Э. Применение метода конечных элементов при расчете сварного корпуса гидроамортизатора // Известия Юго-Западного государственного университета. 2019; 23(3): 44-53. <https://doi.org/10.21869/2223-1560-2019-23-3-44-53>.

Статья поступила в редакцию 20.03.2019

Статья подписана в печать 29.04.2019

<https://doi.org/10.21869/2223-1560-2019-23-3-44-53>

Application of a Finite Element Method in Welded Shell Calculation of Hydraulic Shock-Absorber

Anatoliy A. Kotelnikov ✉¹, Yaroslav E. Rodionov¹

¹ Southwest State University, 94, 50 Let Oktyabrya str., Kursk, 305040, Russian Federation

✉ e-mail: kotelnikov@yandex.ru

Abstract

Purpose of research. The article describes application of various calculation methods of intense deformed condition of welded shell of hydraulic shock-absorber.

The purpose of the study is to find optimum calculation methods of the intense deformed state of welded structures working under pressure, providing a possibility of structure rational design at minimum material expenses with the given durability safety factor.

Methods. There are no reliable calculation methods reflecting operations of welded structures under excessive pressure. Calculation on durability of welded structures by resistance method has a number of assumptions especially for the constructions operating under excessive pressure. The assumptions are 1. hypothesis of flat sections; 2. hypothesis of monoaxial tension; 3. hypothesis of linear heating sources and limit thermal state; 4. restrictions on metal properties; 5. conditional dependence of fluidity limit on temperature.

It is possible to use SolidWorks (SolidWorksSimulation application) for stress and deformation analysis in weld joints, the UGSNX program (NXNastran application), the KOMPAS-3D program (APMFEM application).

Results. Calculations by material resistance method in accordance with State Standard 14249-89 differ from calculation results in finite element methods. There is tension increase difference in calculations by finite element methods and by resistance materials method at pressure increase in the shell of hydraulic shock-absorber.

The difference is nearly 50% with an internal pressure more than 11 MPas. This fact has to be considered at design of similar structures.

Conclusion. The use of various calculation methods of intense - deformation state of welded shell allows to design a product at minimum material expenses with the set durability safety factor [1].

Keywords: finite element methods; allowed tension; welded structures.

Conflict of interest. The Author declare the absence of obvious and potential conflicts of interest related to the publication of this article.

For citation: Kotelnikov A. A., Rodionov Ya. E. Application of a Finite Element Method in Welded Shell Calculation of Hydraulic Shock-Absorber. *Izvestiya Yugo-Zapadnogo gosudarstvennogo universiteta = Proceedings of the Southwest State University*. 2019, 23(3): 44-53 (In Russ.). <https://doi.org/10.21869/2223-1560-2019-23-3-44-53>.

Received 20.03.2019

Accepted 29.04.2019

Введение

Основное требование к сварной конструкции заключается в том, что значения напряжений от реального нагружения должны быть меньше допускаемых напряжений.

Расчёт на прочность сварных конструкций методом сопротивления материалов, особенно для конструкций, работающих под избыточным давлением, предусматривает ряд допущений: 1 – гипотеза плоских сечений; 2 – гипотеза одноосных собственных напряжений; 3 – гипотеза линейных источников нагрева и предельного теплового состояния; 4 – ограничения в отношении свойств металлов; 5 – условная зависимость предела текучести от температуры.

Материалы и методы решения задачи

1. Расчет на прочность методом сопротивления материалов сварного корпуса гидроамортизатора по ГОСТ 14249-89 [2]

Допускаемое напряжение $[\sigma]$ при расчете по предельным нагрузкам сосудов и аппаратов, работающих при статических однократных нагрузках, определяют:

$$[\sigma] = \min \left(\frac{\sigma_T}{n_T}; \frac{\sigma_B}{n_B} \right), \quad (1)$$

где $\sigma_T = 230$ МПа – предел текучести стали ВСт3;

$\sigma_B = 460$ МПа – предел выносливости стали ВСт3;

$n_T = 1,5$ – коэффициент запаса;

$n_B = 3,0$ – коэффициент запаса.

Таким образом, допускаемое напряжение $[\sigma] = 154$ МПа.

Согласно ГОСТ 14249-89 отдельно рассчитываем толщину стенки цилиндра гидроамортизатора. Примем, что толщина стенки цилиндра гарантирована и равна 3 мм. Тогда предельное давление рассчитывается по формуле

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_p s k}{D+s}, \quad (2)$$

$$[p] = \frac{2 \cdot 154 \cdot 0,9 \cdot 3 \cdot 0,9}{64+3} = 11,17 \text{ МПа},$$

где $\varphi_p = 0,9$ – коэффициент формы сварного шва;

$D = 64$ мм – внутренний диаметр цилиндра;

$s = 3$ мм – толщина стенки цилиндра;

$k = 0,9$ – коэффициент, учитывающий наличие отверстия в цилиндре.

$[\sigma] = 154$ МПа – допускаемое напряжение.

Отсюда, допускаемое давление $[p] = 11,17$ МПа.

Напряжения, возникающие в цилиндре при нагружении, вычисляются по формуле

$$\sigma = \frac{p \left(\frac{D}{s} + 1 \right)}{2\varphi_p k}, \quad (3)$$

$$\sigma = \frac{1,519875 \cdot \left(\frac{64}{3} + 1 \right)}{2 \cdot 0,9 \cdot 0,9} = 20,95 \text{ МПа},$$

$$\sigma = \frac{2,0265 \cdot \left(\frac{64}{3} + 1 \right)}{2 \cdot 0,9 \cdot 0,9} = 27,94 \text{ МПа},$$

$$\sigma = \frac{8,106 \cdot \left(\frac{64}{3} + 1 \right)}{2 \cdot 0,9 \cdot 0,9} = 111,75 \text{ МПа},$$

$$\sigma = \frac{8.612625 \cdot \left(\frac{64}{3} + 1\right)}{2 \cdot 0,9 \cdot 0,9} = 118,73 \text{ МПа,}$$

$$\sigma = \frac{9.11925 \cdot \left(\frac{64}{3} + 1\right)}{2 \cdot 0,9 \cdot 0,9} = 125,72 \text{ МПа,}$$

$$\sigma = \frac{10.1325 \cdot \left(\frac{64}{3} + 1\right)}{2 \cdot 0,9 \cdot 0,9} = 139,69 \text{ МПа,}$$

$$\sigma = \frac{11.14575 \cdot \left(\frac{64}{3} + 1\right)}{2 \cdot 0,9 \cdot 0,9} = 153,66 \text{ МПа,}$$

где p – давление, прикладываемое к цилиндру.

Результаты зависимости напряжений в цилиндре от внутреннего давления представлены в таблице 1.

Таблица 1

Зависимость напряжений в цилиндре от внутреннего давления

Table 1

The dependence of the stresses in the cylinder from internal pressure

Давление, МПа	1.519875	2.0265	8.106	8.612625	9.11925	10.1325	11.14575
Напряжение, МПа	20,95	27,94	111,75	118,73	125,72	139,69	153,66

2. Анализ напряженно-деформированного состояния корпуса гидроамортизатора решателями: NX Nastran, SolidWorks Simulation и APM FEM [3,4]

Для того, чтобы анализ был достоверным, были созданы трехмерные модели гидроамортизатора [5, 6, 7] со сварными швами, специальным вращателем для закрепления гидроамортизатора в каждой из программ. Во всех трех случаях была применена тетраэдральная сетка с размером конечного элемента равным 5 мм и фиксированное крепление гидроамортизатора за проушину.

Расчет в APM FEM [4, 5, 6] показал, что максимальные напряжения возникают в стенке цилиндра гидроамортизатора со стороны отверстия (рис. 2).

Значение максимальных напряжений в центральной зоне представлено в

таблице 2. В краевых сечениях гидроамортизатора напряжения значительно ниже (например, при давлении 1.519875 МПа не превышают 4,545 МПа).

Расчет в SolidWorks Simulation [8-11] также показал, что максимальное напряжение в корпусе гидроамортизатора испытывают стенки цилиндра, однако значения напряжений значительно превышают те, которые были получены в APM FEM.

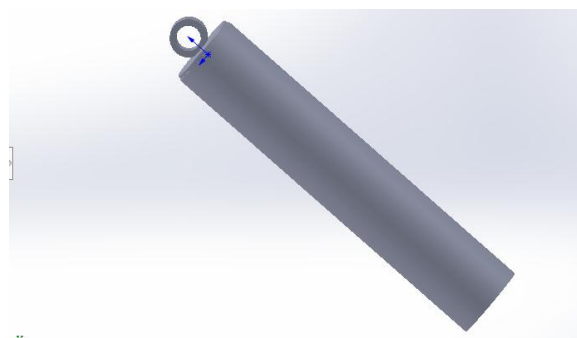


Рис. 1. Трехмерная модель гидроамортизатора

Fig. 1. Three-dimensional model of hydraulic shock absorber

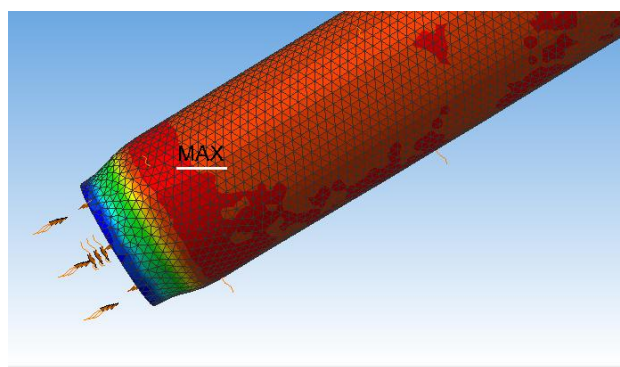


Рис. 2. Максимальное напряжение при расчёте в APM FEM

Fig. 2. Maximum voltage when calculated in APM FEM

Таблица 2

Зависимость напряжения в центральной зоне корпуса от внутреннего давления при расчёте в APM FEM

Table 2

Dependence of the voltage in the Central zone of the housing on the internal pressure in the calculation of APM FEM

Давление, Мпа	1.519875	2.0265	8.106	8.612625	9.11925	10.1325	11.14575
Напряжение в цилиндре, Мпа	36,35	48,46	193,9	206	218,1	242,4	266,6

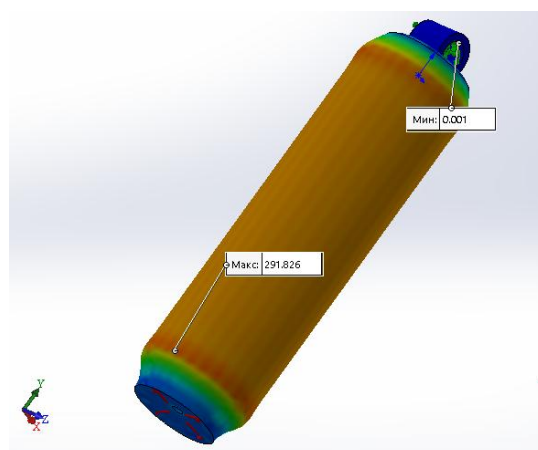


Рис. 3. Распределение напряжений при расчёте в программе SolidWorks Simulation

Fig. 3. Stress distribution in SolidWorks Simulation

Таблица 3

Зависимость напряжения в корпусе гидроамортизатора от внутреннего давления при расчёте в программе SolidWorks Simulation

Table 3

Dependence of the voltage in the body of the hydraulic shock absorber on the internal pressure in the calculation program SolidWorks Simulation

Давление, МПа	1.519875	2.0265	8.106	8.612625	9.11925	10.1325	11.14575
Напряжение в цилиндре, МПа	39,785	53,046	212,237	225,502	238,767	265,297	291,826

Распределение напряжений при расчете в NX Nastran совпадает с распределением напряжений, которое было получено в SolidWorks Simulation. Зависимость значений напряжения от давления в гидроамортизаторе представлена в таблице 4.

Расчет в NX Nastran [4,7-10] также показал, что максимальное напряжение в гидроамортизаторе испытывают стенки цилиндра, однако значения напря-

жений превышают те, которые были получены в APM FEM.

3. Сравнительный анализ результатов расчета по ГОСТ 14249-89 и методом конечных элементов

На рис. 5 представлены зависимости напряжений от прикладываемого к корпусу гидроамортизатора внутреннего давления, полученные при расчете по ГОСТ 14249-89 и методом конечных элементов в различных программах.

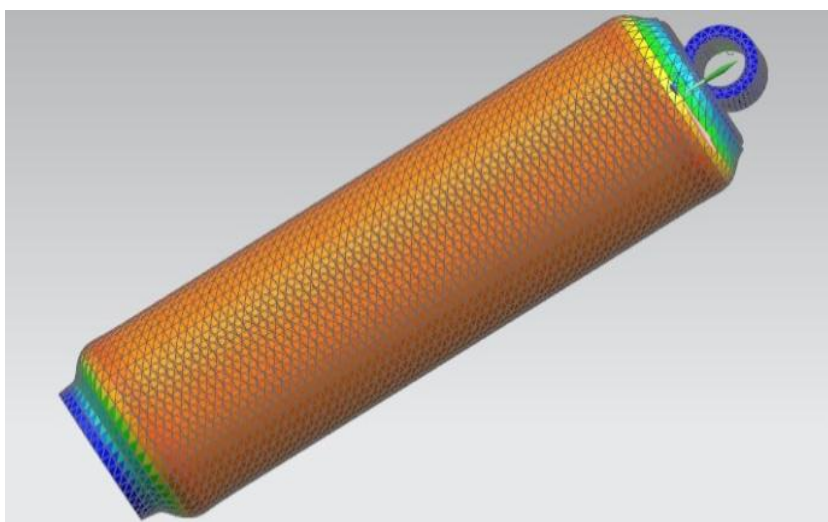


Рис. 4. Распределение напряжений при расчете в NX Nastran

Fig. 4. Stress distribution in the calculation of NX Nastran

Таблица 4

Зависимость значений напряжения от внутреннего давления
в корпусе гидроамортизатора при расчете в NX Nastran

Table 4

Dependence of the voltage values on the internal pressure in the body
of the hydraulic shock absorber when calculated in NX Nastran

Давление, МПа	1.519875	2.0265	8.106	8.612625	9.11925	10.1325	11.14575
Напряжение в цилиндре, МПа	37,79	50,39	201,56	214,16	226,76	251,95	271,5

Таблица 5

Сводная таблица зависимости напряжений от прикладываемого
к корпусу гидроамортизатора внутреннего давления

Table 5

Summary table of the stress dependence on the internal pressure applied
to the body of the hydraulic shock absorber

Давление, МПа	1.519875	2.0265	8.106	8.612625	9.11925	10.1325	11.14575
Напряжение в цилиндре в КОМПАС-3D АРМ FEM, МПа	36,35	48,46	193,9	206	218,1	242,4	266,6
Напряжение в цилиндре в SolidWorks Sim- ulation, МПа	39.785	53,046	212,237	225,502	238,767	265,297	291,826
Напряжение в цилиндре в NX Nastran, МПа	37,79	50,39	201,56	214,16	226,76	251,95	277,15
Напряжение в цилиндре по ГОСТу 14249- 89, МПа	20,95	27,94	111,75	118,73	125,72	139,69	153,66

Результаты и их обсуждение

Результаты расчёта методом сопро-
тивления материалов по ГОСТу 14249-89

отличаются от результатов расчёта ме-
тодами конечных элементов.

При увеличении давления внутри корпуса гидроамортизатора наблюдается увеличение разности напряжений в расчётах методами конечных элементов и методом сопротивления материалов.

При внутреннем давлении более 11 МПа разница достигает почти 50%. Этот факт необходимо учитывать при проектировании подобных конструкций.

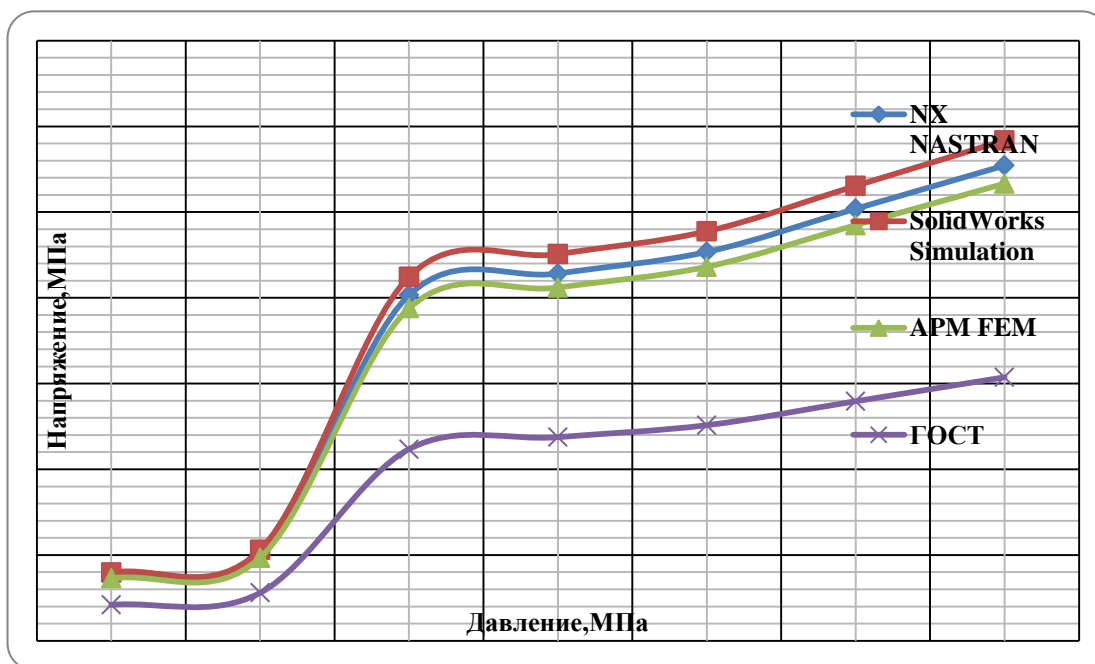


Рис. 5. Зависимости напряжений от прикладываемого к корпусу гидроамортизатора внутреннего давления

Fig. 5. According to the stress applied to the body of the hydraulic shock absorber's internal pressure

Выводы

Совместное использование различных методов расчёта напряжённо-деформированного состояния сварного

корпуса позволяет рационально спроектировать изделие при минимальном расходе материала с заданным коэффициентом запаса прочности.

Список литературы

1. Котельников А. А., Абышев К. И., Алпеева Е. В. Применение метода конечных элементов в расчетах сварных конструкций. Курск, 2014. 128 с.
2. ГОСТ 14249-89. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчёта на прочность. М., 1989.
3. Алпеева Т. В., Емельянов В. М., Котельников А. А. Роботизированная сварка многосортаментных трубчатых элементов. Курск, 2011. 128 с.
4. Родионова И. Н., Алпеева Е. В., Котельников А. А. Применение функционально-стоимостного анализа для определения эффективности программ для расчёта сварных кон-

струкций методом конечных элементов // Известия Юго-Западного государственного университета. Серия: Экономика. Социология. Менеджмент. 2013. №4. С. 111-113.

5. Евсигнеева Н. А., Котельников А. А. Применение метода конечных элементов при расчёте сварной конструкции // Сварочное производство. 2018. №3. С. 45-48.

6. Абышев К. И., Котельников А. А. Применение метода конечных элементов при расчёте сварной конструкции // Сварочное производство. 2016. №2. С. 3-6.

7. Замрий А.А. Проектирование и расчет методом конечных элементов трёхмерных конструкций в среде АРМ Structure 3D. М.: Изд-во АПМ, 2006. 288 с.

8. Системы автоматизированного проектирования в сварке. Методические указания к выполнению практических работ/сост. М. А. Иванов. Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2010. 145 с.

9. Бокарев Д. И. Основы систем автоматизированного проектирования в сварке. Воронеж, 2006. 264 с.

10. Котельников А. А., Иванов Н.И. Системы автоматизированного проектирования в сварке. Курск, 2019. 234 с.

11. Программное обеспечение машинной графики / А. А. Котельников, А. Ю. Головенков, А. С. Натаров, В. Ю. Рюмшин. Курск, 2019. 232 с.

Reference

1. Kotelnikov A. A., Abyshev K. I., Alpeeva E. V. *Primenenie metoda konechnykh elementov v raschetakh svarnykh konstruksii* [Application of the finite element method in the calculation of welded structures]. Kursk, 2014. 128 p. (In Russ.).

2. GOST 14249-89. Vessels and apparatus. Norms and methods of strength calculation. Moscow, 1989. (In Russ.).

3. Alpeyeva T. V., Emelianov V. M., Kotelnikov A. A. *Robotizirovannaya svarka mnogosortamentnykh trubchatykh elementov* [Robotic welding mnogoportsionnyh tubular elements]. Kursk, 2011 128 p. (In Russ.).

4. Rodionova I. N., Alpeeva E. V., Kotelnikov A. A. *Primenenie funktsional'-no-stoimostnogo analiza dlya opredeleniya effektivnosti programm dlya rascheta svarnykh konstruksii metodom konechnykh elementov* [Application of functional-cost analysis to determine the effectiveness of programs for the calculation of welded structures by the finite element method]. *Izvestiya Yugo-Zapadnogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Ekonomika. Sotsiologiya. Menedzhment = Proceedings of the Southwest State University. Series: Economy. Sociology. Management*, 2013, no. 4, pp. 111-113 (In Russ.).

5. Evstigneeva N. A., Kotelnikov A. A. *Primenenie metoda konechnykh elementov pri raschete svarnoi konstruksii* [Application of the finite element method in the calculation of

the welded structure]. *Svarochnoe proizvodstvo = Welding production*, 2018, no. 3, pp. 45-48 (In Russ.).

6. Ayshev K. I., Kotelnikov A. A. Primenenie metoda konechnykh elementov pri raschete svarnoi konstruktsii [Application of the finite element method in the calculation of welded structure]. *Svarochnoe proizvodstvo = Welding production*, 2016, no. 2, pp. 3-6 (In Russ.).

7. Zamriy A. A. Proektirovanie i raschet metodom konechnykh elementov trekhmernykh konstruktsii v srede APM Structure 3D [Finite element Design and calculation of three-dimensional structures in APM Structure 3D]. Moscow, 2006, 288 p. (In Russ.).

8. Computer-aided design in welding. Guidelines for the implementation of practical work. Chelyabinsk, Publishing center SUSU, 2010. 145 p.

9. Bokarev D. I. Sistemy avtomatizirovannogo proektirovaniya v svarke. Metodicheskie ukazaniya k vypolneniyu prakticheskikh rabot [Fundamentals of computer-aided design in welding: studies.manual]. Voronezh, 2006. 264 p. (In Russ.).

10. Kotelnikov A. A., Ivanov M.A. Sistemy avtomatizirovannogo proektirovaniya v svarke [Computer-aided design in welding: study guide]. Kursk, 2019, 234 p. (In Russ.).

11. Kotelnikov A. A., Golovenkov A. Yu., Natarov A. S., Ryumshin V. Y. Programmnoe obespechenie mashinnoi grafiki [Software for computer graphics: a tutorial]. Kursk, 2019. 232 p. (In Russ.).

Информация об авторах / Information about the Authors

Анатолий Александрович Котельников,
кандидат технических наук, доцент,
ФГБОУ ВО «Юго-Западный государственный
университет», г. Курск, Российская Федерация,
e-mail: kotelnikov@ yandex.ru

Anatoly A. Kotelnikov, Candidate of Engineering
Sciences, Associate Professor, Southwest State
University, Kursk, Russian Federation
e-mail: kotelnikov1939@yandex.ru

Ярослав Эдуардович Родионов, студент,
ФГБОУ ВО «Юго-Западный государственный
университет», г. Курск, Российская Федерация,
e-mail: yerodionov96@gmail.com

Yaroslav E. Rodionov, Student, Southwest State
University, Kursk, Russian Federation
e-mail: yerodionov96@gmail.com