DOI: 10.15593/2224-9982/2019.56.07 УДК 534.13

# В.Я. Модорский, И.Е. Черепанов, С.Л. Калюлин, А.О. Микрюков, А.В. Бабушкина, Д.С. Максимов, Д.Н. Хроликова

Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь, Россия

## ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА В 2FSI-ПОСТАНОВКЕ

Рассмотрены существующие подходы к моделированию междисциплинарных задач в однонаправленной постановке, применяемых для прогнозирования возникновения колебаний в конструкциях, взаимодействующих с газовым потоком. Статья посвящена численному моделированию взаимовлияния газа и конструкции в более полной и точной двунаправленной постановке, отличающейся большей требовательностью к вычислительным ресурсам. В качестве инструмента численного моделирования в работе использована система инженерного анализа ANSYS. Расчеты выполнены в нестационарной постановке с использованием 2FSI-подхода, при котором решается задача междисциплинарного взаимодействия: выполняется обмен на каждом расчетном шаге полем давлений и полем перемещений между газодинамическим расчетом и расчетом механики деформируемого твердого тела. Приводятся результаты численного моделирования ступени центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата, состоящей из рабочего колеса, вала, разгрузочного устройства, лабиринтного уплотнения, входного и выходного устройств. Задача решалась на высокопроизводительном вычислительном комплексе ПНИПУ. Выбранный подход позволил провести наиболее точную оценку процессов взаимодействия газа и конструкции в ступени компрессора. В расчетной области выделено несколько характерных точек для каждого из элементов конструкции. Выполненный спектральный анализ сигналов, записанных в контрольных точках, позволил получить частотный диапазон колебаний отдельных элементов газоперекачивающего агрегата. На спектрах обнаружены области перекрытия частот для контрольных точек, относящихся к рабочему колесу и разгрузочному устройству, что позволило предположить возникновение резонансных явлений на нерасчетных режимах вращения. Максимальная амплитуда колебаний для лабиринтного уплотнения находится в высокочастотной области, поэтому данный элемент компрессора вносит меньший вклад в возникновение вибраций.

Ключевые слова: центробежный компрессор, ГПА, вибрации, численное моделирование, 2FSI-подход, спектральный анализ.

### V.Ya. Modorskii, I.E. Cherepanov, S.L. Kalyulin, A.O. Mikryukov, A.V. Babushkina, D.S. Maksimov, D.N. Hrolikova

Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

## NUMERICAL MODELING OF THE GAS TRANSMITTAL UNIT CENTRIFUGAL COMPRESSOR STAGE IN 2FSI STATEMENT

This article discusses approaches to modeling interdisciplinary tasks in a unidirectional statement, used to predict the occurrence of oscillations in constructions interacting with gas flow. The article is devoted to the numerical simulation of the mutual influence of gas flow and construction in a more complete and accurate bidirectional transfer, which is more demanding of computing resources. The ANSYS engineering analysis system was used for numerical simulation. The calculations were performed in a non-stationary statement using the 2FSI - the problem of interdisciplinary interaction is solved: the pressure field and the displacement field are transferred between CFD analysis and mechanics of deformable solid bodies analysis at each calculation step. The results of numerical modeling of a gas transmittal unit centrifugal compressor stage consisting of an impeller, a shaft, a discharging unit, a labyrinth seal, an input and output units are presented. The modeling was performed on a high-performance computing complex PNRPU. The selected approach allowed carrying out the most accurate assessment of interaction processes of between the gas fluid and the construction in the compressor stage. The performed spectral analysis of the signals recorded at the control points allowed to obtain the frequency range of individual elements oscillations. The spectra revealed frequency overlap regions, which made it possible to assume the onset of resonance phenomena in off-design rotation modes.

Keywords: centrifugal compressor, GTU, vibrations, numerical modeling, 2FSI statement, spectral analysis.

Современные тенденции развития техники направлены на повышение мощности агрегатов и скоростей вращения их отдельных элементов с сохранением массово-геометрических характеристик, что ведет к снижению жесткости конструкции. Возможно возникновение вибрации, что приводит к снижению надежности работы ГПА. Исходя из этого проблема вибраций на сегодняшний день становится все более актуальной для всей отрасли турбомашиностроения, в частности для газоперекачивающих агрегатов (ГПА), аварийный останов которых приводит к колоссальным убыткам.

Дисбалансы роторов, возникающие из-за неточности механической обработки и погрешностей сборки, снижаются до допустимых значений применением как расчетных методик [1], так и экспериментальных подходов, включающих совершенствование методик выполнения балансировки [2] и последующую вибродиагностику [3].

Несмотря на минимизацию остаточных дисбалансов, возникают ситуации аварийного останова ГПА по уровню вибраций. В таких случаях ключевым фактором, определяющим вибросостояние конструкции, становится влияние газодинамической составляющей. Наиболее близкой аналогией для данного явления может являться флаттер лопаток.

В настоящее время прогнозирование возможного возникновения флаттера лопаток базируется на вероятностно-статистическом подходе, который представляет собой обобщение экспериментальных данных методами математической статистики и построение областей устойчивости в зависимости от различных факторов [4]. Данный подход ограничен необходимостью проведения множественных испытаний для различных геометрий и газодинамических параметров обтекания.

Другой подход основывается на численном моделировании и получении форм и частот собственных колебаний отдельных элементов конструкции [5–8]. По полученным значениям строится частотная диаграмма Кэмпбелла, отражающая изменение собственной частоты колебаний от скорости вращения ротора. По диаграмме оценивается взаимное расположение кривых и делается вывод о возникновении колебаний.

Описанные выше подходы в явном виде не учитывают влияние газодинамического потока на конструкцию. Данное допущение справедливо в случае, когда конструкция обладает значительной жесткостью и возмущения, вызываемые в потоке колебаниями конструкции, не оказывают существенного обратного влияния.

Современная суперкомпьютерная техника позволяет проводить совместно численное моделирование нестационарных процессов в газе и конструкции одновременно. Однако одновременный расчет газодинамики и напряженно-деформированного состояния (НДС) конструкции в настоящее время представляет собой сложную вычислительную задачу. Для ее упрощения разработано 2 подхода, отличающихся последовательностью выполнения расчетов газовой динамики и НДС.

При одном из подходов определяются частоты собственных колебаний конструкции. Полученные значения используются для задания перемещений стенок конструкции по гармоническому закону для расчета газовой динамики. По результатам расчета находится работа газодинамических сил, совершаемая силами давления газа на периоде собственных колебаний. Положительное значение работы соответствует неустойчивому режиму эксплуатации.

При другом подходе первоначально производится нестационарный газодинамический расчет без учета движения стенок конструкции. Полученные поля значений давления газа передаются в виде сил на контактные поверхности конструкции для выполнения расчета НДС. Результаты позволяют определить характер изменения перемещений во времени.

Более точным и полным подходом, позволяющим учесть эффекты взаимодействия, является одновременный расчет газовой динамики и НДС. Данный подход в англоязычной литературе получил название 2 Fluid-Structure Interaction (2FSI-расчет). Этот подход реализуется в данной работе применительно к численному моделированию ступени центробежного компрессора, включающей рабочее колесо, вал, разгрузочное устройство и лабиринтное уплотнение на покрывном диске РК (рис. 1).



Рис. 1. Сечение расчетной модели ступени центробежного компрессора

Для выполнения моделирования использовалась следующая физическая модель:

1. Процессы в газодинамической и твердотельной областях рассматриваются в нестационарной постановке.

2. Рассматривается течение однофазного идеального газа.

3. Учитываются эффекты вязкости.

4. Стенки газодинамической области гладкие, непроницаемые, адиабатические, деформируемые.

5. Рассматривается упругая область малых деформации конструкции.

В соответствии с принятой физической моделью решаемая система уравнений состоит из 2 групп уравнений: уравнений газовой динамики – уравнения Навье – Стокса и уравнений линейной теории упругости. Все уравнения записаны в нестационарной постановке. В качестве модели турбулентности выбрана модель SST [9].

Каждой из подобластей (газодинамической и твердотельной) задавалось вращение. В качестве граничных условий для газодинамической области определено полное давление на входе, расход на выходе. Стенки непроницаемые, адиабатические, без проскальзывания. Для твердотельной модели установлено ограничение радиального перемещения на цапфах и осевое перемещение на торце вала (рис. 2).



Рис. 2. Граничные условия: а – газодинамическая область; б – твердотельная область



Рис. 3. Границы взаимодействия областей

Двухстороннее взаимодействие между элементами ступени определено по 16 поверхностям (рис. 3). Указание пар элементов, типа взаимодействия и цветового обозначения приведено в таблице. Передача данных выполняется в несколько этапов:

1. Предварительная обработка данных: пересчет значений, полученных для элементов, на соответствующие узлы и поверхности взаимодействия.

2. Определение соответствия между контактными поверхностями [10, 11].

3. Интерполяция значений: проецирование значений с исходной поверхности на принимающую поверхность.

4. Постобработка интерполированных данных: улучшение сходимости и отсечка недопустимых значений переменных, возникших в результате интерполяции.

Уточнение передаваемых данных происходит на каждом временном шаге до снижения среднего квадратического значения невязок до установленного значения.

№ п/п	Элемент 1	Элемент 2	Тип интерфейса	Цветовое обозначение
1	Проточная часть рабочего колеса	Проточная часть входного уст- ройства рабочего колеса	Fluid-Fluid	
2	Проточная часть рабочего колеса	Проточная часть выходного уст- ройства рабочего колеса	Fluid-Fluid	
3	Проточная часть рабочего колеса	Проточная часть лабиринтного уплотнения	Fluid-Fluid	
4	Проточная часть рабочего колеса	Проточная часть разгрузочного уплотнения	Fluid-Fluid	
5	Проточная часть рабочего колеса	Лопатки рабочего колеса	Fluid-Solid	
6	Проточная часть рабочего колеса	Основной диск рабочего колеса	Fluid-Solid	
7	Проточная часть рабочего колеса	Вал компрессора ГПА	Fluid-Solid	
8	Проточная часть рабочего колеса	Покрывной диск рабочего колеса	Fluid-Solid	
9	Проточная часть лабиринтного уплотнения	Лабиринтное уплотнение	Fluid-Solid	
10	Проточная часть лабиринтного уплотнения	Покрывной диск рабочего колеса	Fluid-Solid	
11	Проточная часть разгрузочного устройства	Разгрузочное устройство	Fluid-Solid	
12	Проточная часть разгрузочного устройства	Основной диск рабочего колеса	Fluid-Solid	
13	Проточная часть разгрузочного устройства	Вал компрессора ГПА	Fluid-Solid	- <u></u> -
14	Основной диск рабочего колеса	Вал компрессора ГПА	Solid-Solid	
15	Основной диск рабочего колеса	Разгрузочное устройство	Solid-Solid	
16	Разгрузочное устройство	Вал компрессора ГПА	Solid-Solid	

#### Цветовое обозначение границ взаимодействия

Нестационарный расчет выполнялся для интервала времени от 0 до 0,02 с с шагом 50 мкс, что соответствует 400 временным шагам. Данные значения в результате проведения спектрального анализа позволяют получать АЧХ и ФЧХ в диапазоне от 0 до 10 кГц с шагом 50 Гц [12].

Вычисления проводились с использованием высокопроизводительного вычислительного комплекса (ВВК) ПНИПУ (пиковая производительность 24 TFLOPS) с системой сбора и хранения данных [13,14].

Оценка динамического состояния конструкции выполнялась в нескольких точках. В газодинамическом объеме выбрано 7 точек: вблизи лопатки рабочего колеса, в областях входного и выходного устройств рабочего колеса, вблизи РУ как в области высокого, так и в области низкого давления, в лабиринтном уплотнении РУ, в середине контактной поверхности с ЛУ (рис. 4, a). В твердотельной модели определено 6 контрольных точек: на лопатке рабочего колеса, вблизи лабиринтного уплотнения РУ, в центре торцевого сечения РУ, в середине контактной поверхности ЛУ с газодинамическим объемом ЛУ, в середине контактной поверхности покрывного диска РК с газодинамическим объемом ЛУ и на оси вала (рис. 4,  $\delta$ ).



Рис. 4. Расположение контрольных точек: а – газодинамическая область; б – твердотельная область

В результате были получены следующие зависимости от времени для каждой из 13 точек:

- статического давления (из газодинамики);
- газодинамической силы по 3 осям (из газодинамики);
- перемещения конструкции по 3 осям (из твердотельного анализа).

На следующем этапе был проведен спектральный анализ [15] вышеперечисленных динамически изменяющихся параметров. Некоторые из полученных спектрограмм представлены на рис. 5.

Результаты показывают наличие пика на лопаточной частоте в контрольной точке в области выходного устройства (см. рис. 5, *a*), что соответствует частоте колебаний лопатки (см. рис. 5, *б*). На спектрограмме для перемещений в точке на оси вала (см. рис. 5, *в*) представлена низкочастотная составляющая, которая так же присутствует на спектрограмме пульсаций давления в выходном устройстве. Для лабиринтного уплотнения колебания (см. рис. 5, *г*) происходят в высокочастотной области, поэтому лабиринтное уплотнение оказывает меньшее влияние на инициацию колебаний. Для разгрузочного устройства (см. рис. 5, *д*) также присутствуют пики в низкочастотной области.



Рис. 5. Спектрограммы зависимостей в контрольных точках: *а* – область выходного устройства; *б* – точка на лопатке РК; *в* – точка на оси вращения вала; *г* – лабиринтное уплотнение; *д* – разгрузочное устройство

Проведенный расчет комплексной модели ступени компрессора ГПА в 2FSI-постановке показывает наличие близких по частоте пиков пульсаций давления и перемещений на спектрограммах отдельных элементов. На определенных режимах работы ГПА можно предположить сближение частот колебаний отдельных элементов, что приведет к увеличению амплитуд перемещений и аварийному останову. Данный вопрос требует дальнейших исследований.

#### Библиографический список

1. Минимизация внешнего дисбалансирующего воздействия на динамику гибкого ротора / С.М. Белобородов [и др.] // Научно-технический вестник Поволжья. – 2017. – № 5. – С. 47–49.

2. Белобородов С.М., Цельмер М.Л. Методика уравновешивания ротора при балансировке // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. – 2017. – № 48. – С. 60–68.

3. Белобородов С.М., Цимберов Д.М., Цельмер М.Л. Экспериментальная проверка динамического состояния валопровода // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Машиностроение, материаловедение. – 2017. – Т. 19, № 4. – С. 139–153.

4. Локштанов Е.А., Михайлов В.М., Хориков А.А. Статистическое прогнозирование флаттера лопаток турбомашин // Аэроупругость лопаток турбомашин. – Киев: Наукова думка, 1980. – С. 73–81.

5. Говоров А.А., Мартиросов М.И. Автоколебательные процессы лопаток компрессора авиационного двигателя // Тр. МАИ. – 2012. – № 59. – С. 10.

6. Galerkin Y., Rekstin A., Soldatova K. Aerodynamic designing of supersonic centrifugal compressor stages // WASET Inter. J. of Mech., Aerospace, Industrial, Mech. and Manuf. Eng. – 2015. – Vol. 9, no. 1. – P. 123–127.

7. Galerkin Y., Solovieva O. Flow behavior and performances of centrifugal compressor stage vaneless diffusers // WASET Inter. J. of Mech., Aerospace, Industrial, Mech. and Manuf. Eng. – 2015. – Vol. 9, no. 1. – P. 128–133.

8. Galerkin Y.B., Popova E.Y., Soldatova K.V. Calculation analysis of an axial compressor supersonic stage impeller // WASET Inter. J. of Mech., Aerospace, Industrial, Mech. and Manuf. Eng. – 2015. – Vol. 9, no. 1. – P. 118–122.

9. Menter F.R. Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective // Inter. J. of Computational Fluid Dynamics. – 2009. – Vol. 23, no. 4. – P. 305–316.

10. Jansen K., Shakib F., Hughes T.J.R. Fast projection algorithm for unstructured meshes // Computational Nonlinear Mech. in Aerospace Eng. – 1992. – Vol. 146, no. 5. – P. 175–204.

11. Galpin P.F., Broberg R.B., Hutchinson B.R. Three-dimensional Navier Stokes predictions of steady state rotor/stator interaction with pitch change // Proc. of 3rd Annual Conf. of the CFD Soc. of Canada, Banff, AB. – Canada, 1995. – Vol. 3. – P. 305–319.

12. Bendat J.S., Piersol A.G. Random data: analysis and measurement procedures. – Wiley, 2010. – 640 p.

13. Решение инженерных задач на высокопроизводительном вычислительном комплексе ПНИПУ: монография / В.Я. Модорский [и др.]. – 2-е изд., стер. – Пермь: Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2014. – 313 с.

14. Шевелев Н.А., Модорский В.Я. Решение инженерных задач на высокопроизводительном вычислительном комплексе ПНИПУ // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. – 2014. – № 4(39). – С. 6–16.

15. Lyons R.G. Understanding digital signal processing, 3/E. - India: Pearson Education, 2004. - 858 p.

#### References

1. Ed. By S.M. Beloborodov and other. Minimizatsiya vneshnego disbalansiruyushchego vozdeystviya na dinamiku gibkogo rotora [Minimizing external unbalancing effects on the dynamics of the flexible rotor]. Scientific and Technical Volga region Bulletin, 2017, №5, 47-49 p.

2. Beloborodov S.M., Tselmer M.L. Metodika uravnoveshivaniya rotora pri balansirovke [The technique of balancing the rotor]. PNRPU Aerospace Engineering Bulletin, 2017, no. 48, pp. 60-68.

3. Beloborodov S.M., Tsimberov D.M., Tselmer M.L. Eksperimentalnaya proverka dinamicheskogo sostoyaniya valoprovoda [Experimental verification of the dynamic condition of the shafting]. PNRPU Mechanics Bulletin, 2017, Vol. 19, no. 4, pp. 139-153.

4. Lokshtanov E.A., Mikhaylov V.M., Khorikov A.A. Statisticheskoye prognozirovaniye flattera lopatok turbomashin [Statistical forecasting of the flutter of turbomachine blades]. *Aerouprugost lopatok turbomashin*, Kiyev: Naukova dumka, 1980, pp. 73-81.

5. Govorov A.A., Martirosov M.I. Avtokolebatelnyye protsessy lopatok kompressora aviatsionnogo dvigatelya [Self-oscillation processes of the blades of the compressor of an aircraft engine]. Trudy MAI, 2012, no. 59, 10 p.

6. Galerkin Y., Rekstin A., Soldatova K. Aerodynamic designing of supersonic centrifugal compressor stages. WASET International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering, 2015, Vol. 9, no. 1, pp. 123-127.

7. Galerkin Y., Solovieva O. Flow behavior and performances of centrifugal compressor stage vaneless diffusers. WASET International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering, 2015, vol. 9, no. 1, pp. 128-133.

8. Galerkin Y.B., Popova E.Y., Soldatova K.V. Calculation analysis of an axial compressor supersonic stage impeller. WASET International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering, 2015, vol. 9, no. 1, pp. 118-122.

9. Menter F.R. Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective. International journal of computational fluid dynamics, 2009, vol. 23, no. 4, pp. 305-316.

10. Jansen K., Shakib F., Hughes T.J.R. Fast projection algorithm for unstructured meshes // Computational nonlinear mechanics in aerospace engineering, 1992, vol. 146, no. 5, pp. 175-204.

11. Galpin P.F., Broberg R.B., Hutchinson B.R. Three-dimensional Navier Stokes predictions of steady state rotor/stator interaction with pitch change. Proceedings of 3rd Annual Conference of the CFD Society of Canada, Banff, AB, Canada, 1995, vol. 3, pp. 305-319.

12. Bendat J.S., Piersol A.G. Random data: analysis and measurement procedures, Wiley, 2010, 4th ed., 640 p.

13. Modorskiy V.Ya. and other. Resheniye inzhenernykh zadach na vysokoproizvoditelnom vychislitelnom komplekse Permskogo natsionalnogo issledovatelskogo politekhnicheskogo universiteta : monografiya [The solution of engineering problems on a high-performance computing complex of the Perm National Research Polytechnic University: monograph]. 2nd ed., Perm: Perm National Research Polytechnic University, 2014, 313 p.

14. Shevelev N.A., Modorskiy V.Ya. Resheniye inzhenernykh zadach na vysokoproizvoditelnom vychislitelnom komplekse PNIPU [Solving engineering problems on a high-performance computing complex PNRPU]. PNRPU Aerospace Engineering Bulletin, 2014, no. 4(39), pp. 6-16.

15. Lyons R.G. Understanding digital signal processing, 3/E, Pearson Education India, 2004, 858 p.

#### Об авторах

Модорский Владимир Яковлевич (Пермь, Россия) – доктор технических наук, профессор кафедры «Механика композиционных материалов и конструкций», директор Центра высокопроизводительных вычислительных систем ФГБОУ ВО ПНИПУ (614900, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail: modorsky@pstu.ru).

Черепанов Иван Евгеньевич (Пермь, Россия) – инженер Центра высокопроизводительных вычислительных систем ФГБОУ ВО ПНИПУ (614900, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail: cherepanovie@sbiw.ru).

Калюлин Станислав Львович (Пермь, Россия) – инженер Центра высокопроизводительных вычислительных систем ФГБОУ ВО ПНИПУ (614900, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail: kslperm91@gmail.com).

Микрюков Антон Олегович (Пермь, Россия) – инженер Центра высокопроизводительных вычислительных систем ФГБОУ ВО ПНИПУ (614900, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail: anto-mikryuko@yandex.ru).

Бабушкина Анна Викторовна (Пермь, Россия) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Механика композиционных материалов и конструкций» ФГБОУ ВО ПНИПУ (614900, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail: annvikoz@mail.ru).

Максимов Данила Сергеевич (Пермь, Россия) – инженер Центра высокопроизводительных вычислительных систем ФГБОУ ВО ПНИПУ (614900, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail: dsm-996@mail.ru).

Хроликова Дарья Николаевна (Пермь, Россия) – инженер Центра высокопроизводительных вычислительных систем ФГБОУ ВО ПНИПУ (614900, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail: darya.hrolikova@yandex.ru).

#### About the authors

**Vladimir Ya. Modorskiy** (Perm, Russian Federation) – Doctor of Technical Science, Professor of Mechanics of Composite Materials and Constructions Department, Director of the Center of High-Performance Computing Systems, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail:modorsky@pstu.ru).

**Ivan E. Cherepanov** (Perm, Russian Federation) – Engineer, Center of High-Performance Computing Systems, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail:cherepanovie@sbiw.ru).

**Stanislav L. Kalyulin** (Perm, Russian Federation) – Engineer, Center of High-Performance Computing Systems, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: kslperm91@gmail.com).

Anton O. Mikryukov (Perm, Russian Federation) – Engineer, Center of High-Performance Computing Systems, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: anto-mikryuko@yandex.ru).

**Anna V. Babushkina** (Perm, Russian Federation) – CSc is Technical Science, Associate Professor of Mechanics of Composite Materials and Constructions Department, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: annvikoz@mail.ru).

**Danila S. Maksimov** (Perm, Russian Federation) – Engineer, Center of High-Performance Computing Systems, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: dsm-996@mail.ru).

**Darya N. Hrolikova** (Perm, Russian Federation) – Engineer, Center of High-Performance Computing Systems, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: darya.hrolikova@yandex.ru).

Получено 11.03.2019