

УДК 621.7.833.15

DOI 10.18698/0536-1044-2016-5-52-58

Анализ конических передач с использованием пакета ANSYS

С.И. Каратушин, Ю.А. Плешанова, Н.А. Бильдюк, П.Н. Бокучава

Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, 190005,
Санкт-Петербург, Российская Федерация, 1-я Красноармейская ул., д. 1

Analysis of Bevel Gears Using ANSYS Software Package

S.I. Karatushin, Y.A. Pleshanova, N.A. Bilydyuk, P.N. Bokuchava

Baltic State Technical University VOENMEKH named after D.F. Ustinov, 190005, Saint-Petersburg,
Russian Federation, 1st Krasnoarmeyskaya St., Bldg. 1

@ e-mail: karatsi@bk.ru, Jylia_1980@mail.ru, haxsender@ya.ru

i Аналитические расчеты конических передач сложнее, чем цилиндрических. Для расчета усилий в зацеплении коническую передачу заменяют эквивалентной цилиндрической. Сложная геометрия зацепления, применение большого количества поправочных коэффициентов, а также зависимость от монтажа колес приводят к большому разбросу результатов. Использование в качестве критерия правильности зацепления пятна контакта повысило качество расчетов. Следующим шагом в направлении повышения точностных характеристик зацепления явилось создание компьютерных моделей конических передач и совершенствование на их основе принципов расчета. Представляет интерес применение программного комплекса ANSYS для расчета действующих напряжений в контактах колес. В связи с этим рассмотрено напряженно-деформированное состояние (НДС) зацепления для трех типов колес: с прямыми, тангенциальными и круговыми зубьями. Для каждой пары колес шестерня рассматривалась в цементованном варианте, а колесо — без цементации. Цементация вносит остаточные напряжения, оказывающие существенное влияние на НДС и принцип силового расчета. Рассчитаны главные и касательные напряжения в контактах и дана оценка статуса контактов. По результатам расчета НДС предложен метод проверочного расчета контактной и изгибной прочности конических передач.

Ключевые слова: конические передачи, напряженно-деформированное состояние, цементация, остаточные напряжения, статус контакта, ANSYS.

i Analytical calculations of bevel gears are more complex than those of cylindrical ones. To calculate the forces in an engaged gear, a bevel gear is replaced by an equivalent cylindrical one. The complex geometry of the engagement, multiple correction factors, and dependence on the actual gear installation lead to significantly varying results. The use of the bearing pattern as a measure of the engagement correctness improved the quality of the calculations. The next step in improving the accuracy characteristics of the engagement was the use of computer models of bevel gears, based on which the principles of calculations were developed further. The application of ANSYS software package is of interest for calculating effective stresses in gear contact areas. This paper deals with the stress-strain state (SSS) of engaged gears of three types: with spur, tangential and circular teeth. For each gearwheel pair, the gear is considered as a carburized one, while the wheel is considered without cementation. Cementation introduces residual stresses that have a significant impact on the stress-strain state and the power calculation principle. The principal and shear stresses in

contacts are calculated, and an evaluation of the contact status is given. Based on the results of the stress-strain state calculations, a method is proposed for checking the accuracy of calculations of the bearing and bending strength of bevel gears.

Keywords: bevel gears, stress-strain state, cementation, residual stresses, contact status, ANSYS.

Расчет напряженно-деформированного состояния (НДС) конических передач аналитическими методами связан с допущениями, которые приводят к большим погрешностям результатов [1]. Особенно это касается конических передач с круговыми зубьями, имеющих сложную геометрию зацепления и требовательных к точности монтажа. Использование численных методов с применением конечных элементов, а также компьютерных моделей значительно упростило задачу. Разработаны программы, согласованные с производством конических пар. Необходимый профиль зубьев шестерни и колеса строят в соответствии с требуемой конфигурацией контакта [2]. В ряде случаев создают модели конических передач на основе компьютерных графических программ [3].

Представляет интерес использование программного комплекса ANSYS для прочностного расчета. Следует отметить, что ранее использовавшиеся компьютерные программы не учитывали упрочнение зубьев при цементации и многопарность зацепления в конических передачах с круговыми и тангенциальными зубьями. Применение программы ANSYS для выбранной геометрии зацепления позволяет достаточно точно оценить все главные напряжения на различных стадиях. Программа дает возможность получить хорошую картину действующих контактов при многопарном зацеплении, площадь и статус контактов независимо от сложности геометрии зацепления.

Цель работы — анализ НДС в зацеплениях различных конических зубчатых колес, упрочненных цементацией, с применением программного комплекса ANSYS.

Для анализа НДС зацепления конической пары рассмотрены три ее варианта: с прямыми, тангенциальными и круговыми зубьями (рис. 1). Конические пары имели первую форму зуба, близкие по значению модули (внешний окружной $\sim 5,5$) и внешние диаметры, ширину зубчатого венца в пределах 47,5...52,8 мм. Для всех рассматриваемых конических пар ведущей является шестерня с цементованными на глубину 0,5 мм зубьями. Ведомое колесо — нецементованное. При таких условиях оценивали и роль остаточных напряжений (ОН) в контактной и изгибной прочности. Исходя из предварительного расчета, крутящий момент составил 600 Н·м.

Наличие цементованного слоя приводит к образованию остаточных напряжений (ОН), оказывающих существенное влияние на НДС зацепления. В соответствии с разработанной ранее методикой значение ОН рассматриваемых видов конических передач составило 300 МПа [4]. Следствием наличия ОН в зубьях колес является образование под цементованным слоем зоны растягивающих напряжений, которые складываются с напряжениями от внешней нагрузки.

В таблице приведены значения основных напряжений в зубчатых зацеплениях.

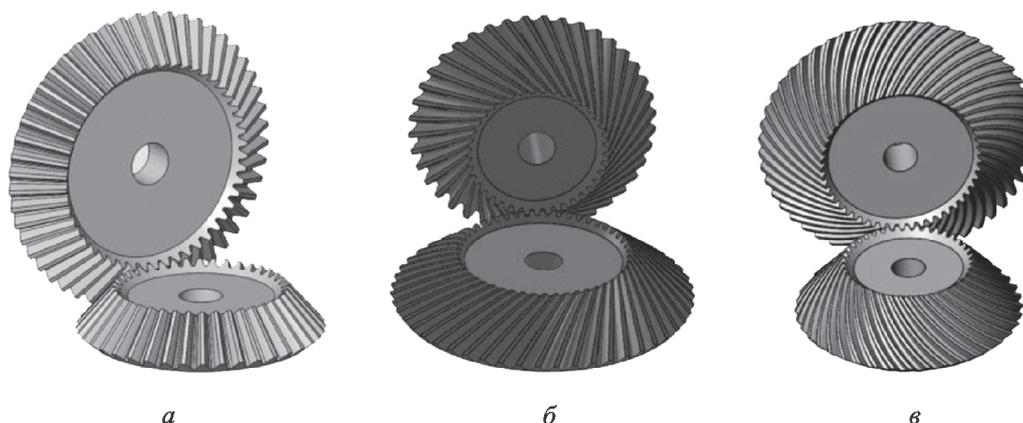


Рис. 1. Конические пары с прямыми (а), тангенциальными (б) и круговыми (в) зубьями

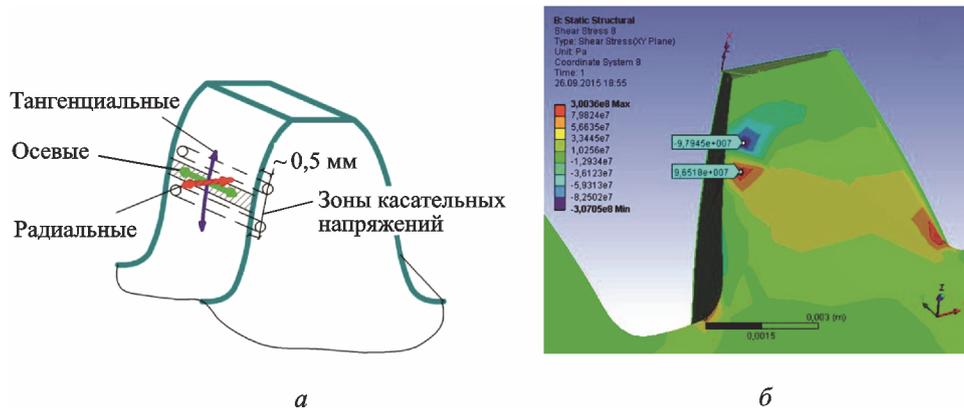


Рис. 2. Модель зуба (а) и распределение касательных напряжений (б)

Значения напряжений в зубчатых зацеплениях

Напряжения в зацеплении и параметры контакта	Тип конической передачи		
	прямозубая	тангенциальная	круговая
Наибольшие растягивающие напряжения, МПа	300/280	235/240	245/255
Нормальные тангенциальные напряжения, МПа	-800/-950	-250...-370/-700...-800	-220...-750/-800...-900
Нормальные радиальные напряжения, МПа	-1000/-900	-250...-400/-650...-800	-700...-180/-700...-800
Наибольшие нормальные осевые напряжения, МПа	-650/-900	-470/-1000	-500/-1000
Наибольшие касательные напряжения, МПа	190	170	150
Давление в контакте, МПа	480...890 (по линии контакта)	600...730 (максимум по зубьям)	280...710 (максимум по зубьям)
Размеры площадки контакта, мм:			
ширина	0,3...1,0	0,75	0,7
длина	по ширине венца	10...18	5...13
Статус контакта, мм:			
скольжение	0,7...1,0	1,0	1,0
сближение	4...6	5	5

Примечание. В числителе приведены значения для нецементованного колеса, в знаменателе — для цементованной конической шестерни.

Принятую в ANSYS терминологию действующих напряжений поясняет рис. 2. Наибольшие растягивающие напряжения (MPS — Maximum Principal Stress) — напряжения, лимитирующие изгибающее усилие от крутящего момента. MPS служат для расчета изгибной выносливости и соответственно для оценки коэффициента асимметрии цикла. Касательные напряжения (SS — Shear Stress) лимитируют контактную прочность. Зона этих напряжений локализуется

под поверхностью. Ранее эти напряжения были рассчитаны Герцем, расчетные формулы подробно изложены в монографии К. Джонсона. В работе [5] получены экспериментальные данные, подтверждающие действие этих напряжений как очага разрушения поверхности — питтинга [6, 7]. Касательные напряжения связаны с нормальными (в ANSYS — тангенциальными) и косвенно учитываются [8] в общепринятых аналитических расчетах. В других работах [9]

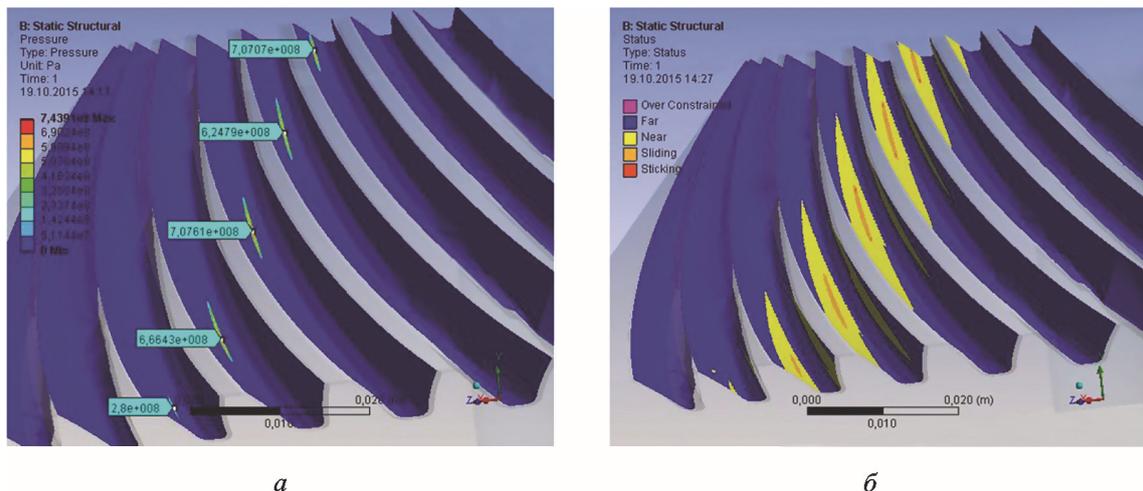


Рис. 3. Распределение давления (а) и статус контакта (б) в цементованной шестерне с круговым зубом

влияние касательных напряжений ставится под сомнение.

Разрушение от касательных напряжений носит вероятностный характер. Это подтверждается тем, что повышение качества стали значительно увеличивает ресурс работы подшипников качения, для которых основной вид износа — питтинг. Касательные напряжения достигают максимума в зоне полюса зацепления [10]. Действие SS усиливается «бегущей волной» тангенциальных напряжений. Изменение знака напряжений, уровень прочности поверхности в области полюса зацепления, встречающиеся дефекты — неметаллические включения, особенно корундовые, или структурная неоднородность — приводят к образованию трещин, которые в соответствии с напряженным состоянием выходят на поверхность, и происходит питтинг. Напряженное состояние в зоне контакта зубьев рассматриваемых конических пар соответствует сдвигу по параметру Надаи — Лоде* $\chi = -0,28...0,44$. Коэффициент асимметрии цикла изменения напряжений SS $R = -1$. Информация по касательным напряжениям служит основой для расчета контактной выносливости $\sigma_{-1}^{сдв} = \tau_{-1}^{кр} \approx 0,6\sigma_{-1}^{изг}$. В марочниках по сталям и сплавам представлена информация о значениях $\sigma_{-1}^{изг}$. В подавляющем большинстве случаев максимум касательных напряжений

находится в цементованном слое [10], и значение $\sigma_{-1}^{изг}$ необходимо выбрать для стали, по составу соответствующей цементованному слою. Наибольшее значение касательных напряжений характерно для прямозубой передачи, а наименьшее — для передачи с круговым зубом. Это связано с тем, что в передачах с круговым и тангенциальным зубом в основном реализуется многопарное зацепление (рис. 3). Подтверждением служит картина распределения давлений в контакте. В таблице указаны значения давления для всех контактирующих зубьев. Расположение пятен и площадь контакта не противоречат данным, полученным при более ранних исследованиях [2, 3].

Опция Pressure в используемой программе позволяет анализировать пятна контакта зубчатых колес: расположение, площадь контакта и распределение давления. Для всех трех типов колес ширина площадки контакта находится в пределах 0,3...1,0 мм. В прямозубой конической передаче давление и ширина площадки контакта уменьшаются к центру (рис. 4).

В колесах с тангенциальным и круговым зубом короткие контактные линии расположены по краям, а длинные — в середине зубчатого венца. Наибольшее давление в контакте реализуется в прямозубой передаче, а наименьшее — в колесе с круговым зубом. Во всех трех переда-

* Параметр Надаи — Лоде $\chi_i = 2(\sigma_2 - \sigma_3)/(\sigma_1 - \sigma_3) - 1$; $-1 \leq \chi \leq -0,5$ для растяжения; $-0,5 \leq \chi \leq 0,5$ для сдвига; $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ — главные напряжения NS_x, NS_y, NS_z . Например, для конической пары с тангенциальным цементованным зубом $\sigma_1 = -710$ МПа; $\sigma_2 = -812$ МПа; $\sigma_3 = -1000$ МПа. Главные напряжения зависят от геометрии контакта и учитываются программой. Напряжения NS_x, NS_y, NS_z в соответствии с выбранной системой координат по отношению к рабочей поверхности зуба могут быть нормальными, тангенциальными (касательными) и радиальными. Напряженное состояние определяет долговечность конструкции.

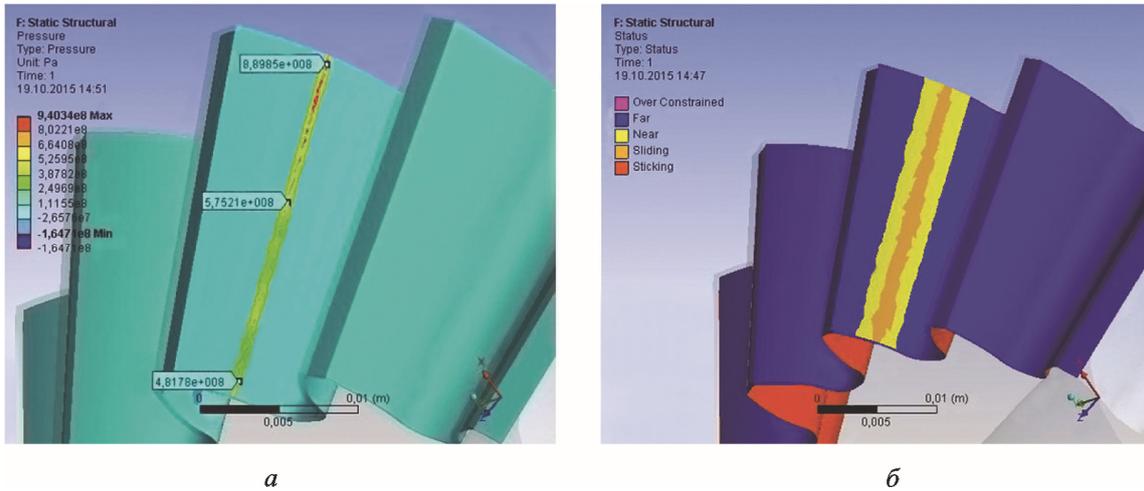


Рис. 4. Распределение давления (а) и статус контакта (б) в цементованной шестерне с прямым зубом



Рис. 5. Наибольшие растягивающие напряжения:

а — цементованное колесо и шестерня с круговым зубом; б — цементованная шестерня с тангенциальным зубом

чах пятно контакта одинаково (оранжевый цвет), сближение (Near, желтый цвет) происходит по всей длине рабочей поверхности зубьев. Информация о геометрии контакта может быть полезна при расчетах зацепления. Так, при перегрузке программа ANSYS в статусе контакта фиксирует «врезание зубьев» (давление, при котором возможна пластическая деформация поверхности).

Анализ нормальных напряжений (тангенциальных, радиальных и осевых) для цементованных и нецементованных конических колес показал, что в цементованных колесах их значения больше. Такое положение связано с влиянием ОН, которые складываются с напряжениями от внешней нагрузки. Все эти напряжения — сжимающие и принципиально влияют на долговечность зубчатых колес не оказывают. Зоны сжимающих напряжений

уравновешиваются растягивающими. Очаги разрушения возникают главным образом от изменения знака напряжений в зоне контакта.

Изгибную выносливость и глубину цементации зубьев конических передач, как и других зубчатых передач [10], лучше всего оценивать по MPS (рис. 5).

MPS в нецементованных колесах образуются на поверхности выкружки (концентратора напряжений) зубьев, а в цементованных — под цементованным слоем. Сведения об этих напряжениях для исследуемых пар приведены в таблице. Цементация не оказывает существенного влияния на эти напряжения, но с увеличением толщины слоя их значения MPS также растут. В цементованном варианте на поверхности выкружки образуются сжимающие ОН, а в нецементованном — растягиваю-

щие. Такое распределение напряжений подтверждает вклад цементации в изгибную прочность.

Выводы

1. Модель зубчатого зацепления, построенная в графической программе, значительно облегчает анализ НДС конической пары, особенно для сложных конфигураций.

2. Моделирование зубчатых конических пар позволяет оценить геометрию зацепления, остаточные напряжения и напряжения от внешних нагрузок, необходимые для прочностного расчета.

3. Использование компьютерных программ типа ANSYS дает дополнительную информацию к расчетам НДС зубчатых зацеплений.

Литература

- [1] Шевелева Г.И., Волков А.Э., Медведев В.Н. Сравнение методов расчета контактных давлений в конических передачах с круговыми зубьями. *Вестник машиностроения*, 2003, № 6, с. 9–12.
- [2] Шевелева Г.И. *Теория формообразования и контакта движущихся тел*. Москва, Станкин, 1999. 494 с.
- [3] Штриплинг Л.О., Хромых А.С. Объемное проектирование процессов изготовления и контроля конических передач с круговыми зубьями. *Проблемы механики современных машин: Мат. II Междунар. конф.* Улан-Удэ, 2003, Т. 3, с. 97–100.
- [4] Каратушин С.И., Спиридонов Д.В., Плешанова Ю.А. Остаточные напряжения в цилиндрических изделиях. *Металловедение и термическая обработка*, 2013, № 6, с. 53–55.
- [5] Карabasов Ю.С. *Сталь на рубеже столетий*. Москва, МИСиС, 2001. 664 с.
- [6] Шур Е.А. *Повреждения рельсов*. Москва, Интекст, 2012. 192 с.
- [7] Морозов Е.М., Зернин М.В. *Контактные задачи механики разрушения*. 2-е изд. Москва, Книжный дом «Либроком», 2010. 544 с.
- [8] Воробьев Ю.В., Ковергин А.Д. Проектирование зубчатых передач на долговечность с учетом трения. *Вестник ТГТУ*, 2004, Т. 10, № 16, с. 205–211.
- [9] Фролов К.В. *Современная трибология: итоги и перспективы*. Москва, Изд-во ЛКИ, 2008. 480 с.
- [10] Каратушин С.И., Плешанова Ю.А., Бильдюк Н.А., Бокучава П.Н. Проверочный силовой расчет зубьев планетарной ступени редуктора с использованием пакета ANSYS. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2015, № 12, с. 48–55.

References

- [1] Sheveleva G.I., Volkov A.E., Medvedev V.N. Sravnenie metodov rascheta kontaktnykh davlenii v konicheskikh peredachakh s krugovymi zub'iami [Comparison of the contact pressure calculation methods in bevel gearings with circular arc teeth]. *Vestnik mashinostroeniia* [Russian Engineering Research]. 2003, no. 6, pp. 9–12.
- [2] Sheveleva G.I. *Teoriia formoobrazovaniia i kontakta dvizhushchikhsia tel* [The theory of shaping and contact of moving bodies]. Moscow, Stankin publ., 1999. 494 p.
- [3] Shtripling L.O., Khromykh A.S. Ob"emnoe proektirovanie protsessov izgotovleniia i kontroliia konicheskikh peredach s krugovymi zub'iami [Volumetric design of manufacturing processes and control of conical gears with circular teeth]. *Problemy mekhaniki sovremennykh mashin: Mat. vtoroi Mezhdunar. konf.* [Problems of mechanics of modern machines: proceedings of the second International conference]. Ulan-Ude, 2003, vol. 3, pp. 97–100.
- [4] Karatushin S.I., Spiridonov D.V., Pleshanova Iu.A. Ostatochnye napriazheniia v tsilindricheskikh izdeliakh [Residual stresses in cylindrical articles]. *Metallovedenie i termicheskaia obrabotka* [Metal Science and Heat Treatment]. 2013, no. 6, pp. 53–55.
- [5] Karabasov Iu.S. *Stal' na rubezhe stoletii* [Steel at the turn of the century]. Moscow, MISiS publ., 2001. 664 p.
- [6] Shur E.A. *Povrezhdeniia rel'sov* [Damage of rails]. Moscow, Intekst publ., 2012. 192 p.

- [7] Morozov E.M., Zernin M.V. *Kontaktnye zadachi mekhaniki razrusheniia* [Contact problems of fracture mechanics]. Moscow, Knizhnyi dom Librokom, 2010. 544 p.
- [8] Vorob'ev Iu.V., Kovergin A.D. Proektirovanie zubchatykh peredach na dolgovechnost' s uchetom treniia [Designing of Gear Transmission on Durability with Regard for Friction]. *Vestnik TGTU* [Transactions of the Tambov State Technical University]. 2004, vol. 10, no. 16, pp. 205–211.
- [9] *Sovremennaiia tribologiya: itogi i perspektivy* [Modern tribology: results and prospects]. Ed. Frolov K.V., Moscow, LKI publ., 2008. 480 p.
- [10] Karatushin S.I., Pleshanova Iu.A., Bil'diuk N.A., Bokuchava P.N. Proverochnyi silovoi raschet zub'ev planetarnoi stupeni reduktora s ispol'zovaniem paketa ANSYS [Control Power Calculation for Teeth of the Planetary Stage of a Gear Drive Using ANSYS Software Package]. *Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building]. 2015, № 12, pp. 48–55.

Статья поступила в редакцию 11.03.2016

Информация об авторах

КАРАТУШИН Станислав Иванович (Санкт-Петербург) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Механика деформируемого твердого тела». Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (190005, Санкт-Петербург, Российская Федерация, 1-я Красноармейская ул., д. 1, e-mail: karatsi@bk.ru).

ПЛЕШАНОВА Юлия Андреевна (Санкт-Петербург) — аспирант кафедры «Механика деформируемого твердого тела». Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (190005, Санкт-Петербург, Российская Федерация, 1-я Красноармейская ул., д. 1, e-mail: Jylia_1980@mail.ru).

БИЛЬДЮК Николай Алексеевич (Санкт-Петербург) — старший преподаватель кафедры «Механика деформируемого твердого тела». Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (190005, Санкт-Петербург, Российская Федерация, 1-я Красноармейская ул., д. 1).

БОКУЧАВА Петр Нугзариевич (Санкт-Петербург) — аспирант кафедры «Космические аппараты и двигатели». Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (190005, Санкт-Петербург, Российская Федерация, 1-я Красноармейская ул., д. 1, e-mail: haxsender@ya.ru).

Information about the authors

KARATUSHIN Stanislav Ivanovich (Saint-Petersburg) — Candidate of Science, Associate Professor, Department of Fracture Mechanics. Baltic State Technical University VOENMEKH named after D.F. Ustinov (190005, Saint-Petersburg, Russian Federation, 1st Krasnoarmeyskaya St., Bldg. 1, e-mail: karatsi@bk.ru).

PLESHANOVA Yuliya Andreevna (Saint-Petersburg) — Postgraduate, Department of Fracture Mechanics. Baltic State Technical University VOENMEKH named after D.F. Ustinov (190005, Saint-Petersburg, Russian Federation, 1st Krasnoarmeyskaya St., Bldg. 1, e-mail: Jylia_1980@mail.ru).

BILDYUK Nikolai Alekseevich (Saint-Petersburg) — Senior Lecturer, Department of Fracture Mechanics. Baltic State Technical University VOENMEKH named after D.F. Ustinov (190005, Saint-Petersburg, Russian Federation, 1st Krasnoarmeyskaya St., Bldg. 1).

BOKUCHAVA Petr Nugzarievich (Saint-Petersburg) — Postgraduate, Department of Aerospace Vehicles and Engines. Baltic State Technical University VOENMEKH named after D.F. Ustinov (190005, Saint-Petersburg, Russian Federation, 1st Krasnoarmeyskaya St., Bldg. 1, e-mail: haxsender@ya.ru).