

Проектирование тросовой системы раскрытия многозвенной конструкции солнечной батареи в условиях неопределенности

© А.Ю. Бушуев

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

Рассмотрены математические методы проектирования тросовой системы раскрытия многозвенной конструкции. На основе анализа предложенной математической модели рассчитаны дополнительные углы поворота звеньев, вызванные упругостью тросов системы синхронизации. Определены предварительные натяжения тросов системы синхронизации и параметры конструкции для обеспечения гарантированного сохранения работоспособности системы раскрытия при изменении моментов сопротивлений в заданном диапазоне. Для решения задачи использован метод внешней аппроксимации. Установлено, что при максимальных дополнительных углах поворота звеньев, при которых еще можно обеспечить последовательность фиксации звеньев (от последнего звена к первому) с помощью предварительного натяжения тросов при действии неопределенного фактора в заданном диапазоне, не требуется изменять ранее найденные оптимальные радиусы роликов.

Ключевые слова: математическая модель, тросовая система раскрытия, многозвенная конструкция, солнечная батарея, неопределенность, деформации, оптимизация

Введение. Математическому моделированию систем раскрытия солнечных батарей и других многозвенных конструкций посвящено значительное число работ, в частности [1–12]. В меньшей степени уделяется внимание вопросам построения надежных и гибких систем раскрытия.

Следуя определению, приведенному в работе [13], под гибкой системой раскрытия многозвенной конструкции солнечной батареи понимается такая конструкция, для которой на этапе функционирования выполняются все ограничения при условии, что неопределенные параметры могут принимать любые значения из области неопределенности.

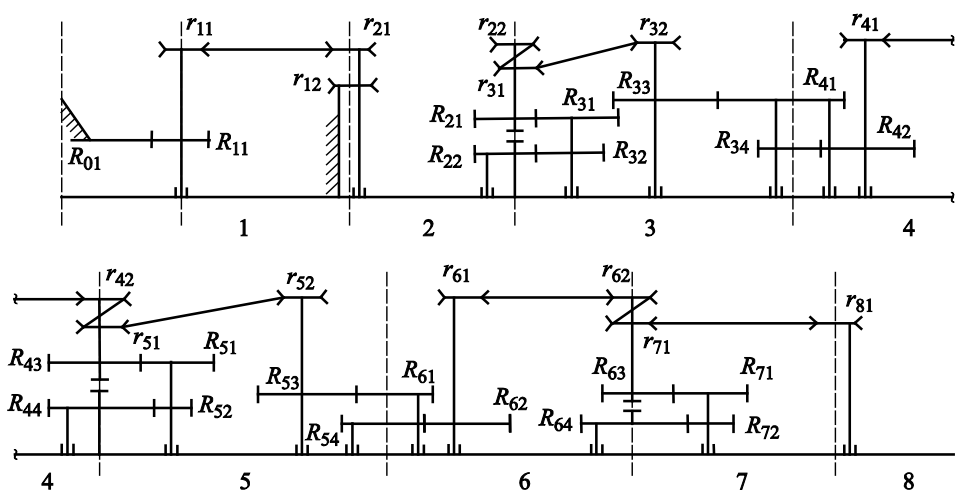
Основу математической модели, предложенной в работах [11, 12] и используемой в данном исследовании, составляет кинематика и динамика раскрытия сложной механической системы крыла панелей солнечной батареи.

Отличительной особенностью рассмотренного метода является итерационный способ учета деформации тросовой системы синхронизации. В данной работе применяется подход к проектированию гибкой системы раскрытия, учитывающий неопределенный фактор: моменты сопротивления жгутов, для которых задан диапазон их изменения.

При изучении движения панелей рассматривается движение центра масс каждой панели в глобальной системе координат.

Анализ математической модели. Анализ динамики процесса раскрытия, представленной в работе [11], показал, что раскрытие происходит медленно и инерционные силы малы. Следовательно, для моделирования процесса раскрытия можно использовать стационарные уравнения. Для построенной математической модели в работе [12] определены оптимальные радиусы роликов, которые обеспечивают заданную последовательность фиксации звеньев с учетом дополнительных углов поворота, вызванных деформациями тросов.

Для создания гибкой системы раскрытия, сохраняющей надежное раскрытие при различных возмущениях, используются кинематические соотношения, представленные в работе [12]. Из анализа кинематической схемы системы раскрытия (рисунок) определяются относительные углы β_{ij} поворота звеньев в зависимости от угла поворота первого звена.



Кинематическая схема тросовой системы синхронизации:

r — радиус роликов; R — радиус начальной окружности шестерни редуктора

Для расчета передаточных отношений используются основная теорема зацепления (теорема Виллиса), описанная в работе [14], и исходные параметры конструкции:

$$r_{11} = r_{21} = 34 \text{ мм};$$

$$r_{12} = r_{22} = r_{31} = r_{32} = r_{41} = r_{42} = r_{51} = r_{52} = r_{61} = r_{62} = 29 \text{ мм};$$

$$r_{71} = r_{81} = 35,4 \text{ мм};$$

$$2R_{kl} = mz_{kl};$$

$$\begin{aligned}
 z_{01} &= 39; \quad z_{11} = 23; \\
 z_{21} &= z_{32} = z_{43} = z_{52} = z_{63} = z_{72} = 15; \\
 z_{22} &= z_{31} = z_{44} = z_{51} = z_{64} = z_{71} = 35; \\
 z_{33} &= z_{53} = 18; \\
 z_{41} &= z_{61} = 22; \\
 z_{34} &= z_{42} = z_{54} = z_{62} = 20,
 \end{aligned}$$

где z — число зубьев шестерни; m — модуль шестерни.

Вывод связей между усилиями, натяжениями и ошибками в повороте звеньев. Закон Гука для рассматриваемой системы представлен в следующем виде:

$$\Delta\gamma = \frac{l_1 l_2}{(l_1 + l_2) r ES} (T_{1н} - T_{2н} - T_1 + T_2), \quad (1)$$

где l_1 и l_2 — эквивалентные длины тянущего и обратного тросов, полученные с учетом жесткости соединяющих трубок и стержней; r — радиус соответствующих роликов; ES — жесткость троса; $T_{1н}$ и T_1 — предварительное натяжение и действующее усилие в тянущем тросе; $T_{2н}$ и T_2 — предварительное натяжение и действующее усилие в обратном тросе.

Коэффициент упругости рассчитан по формуле

$$k_{\text{упр}} = \frac{l_1 l_2}{(l_1 + l_2) r ES}.$$

Для тросов разрабатываемой конструкции с первого по седьмое звено включительно коэффициент упругости $k_{\text{упр}} \cdot 10^3$ составит соответственно 0,242, 0,241, 0,288, 0,622, 0,395, 0,483, 0,610 град/Н.

Изменения передаточных отношений вызваны натяжениями тросов. В работе [12] получены соотношения между углами поворота роликов $\Delta\gamma_{ij}$, вызванными упругими деформациями тросов, и относительными дополнительными углами поворота звеньев $\Delta\beta_{ij}$:

$$\begin{aligned}
 \Delta\gamma_{21} &= |\Delta\beta_{21}|; \\
 \Delta\gamma_{22} &= A|\Delta\beta_{32}| - |\Delta\beta_{21}|; \\
 \Delta\gamma_{32} &= \frac{1}{C}|\Delta\beta_{43}| - \frac{A}{B}|\Delta\beta_{32}|; \\
 \Delta\gamma_{42} &= A|\Delta\beta_{54}| - |\Delta\beta_{43}|;
 \end{aligned} \quad (2)$$

$$\Delta\gamma_{52} = \frac{1}{C}|\Delta\beta_{65}| - \frac{A}{B}|\Delta\beta_{54}|;$$

$$\Delta\gamma_{62} = A|\Delta\beta_{76}| - |\Delta\beta_{65}|;$$

$$\Delta\gamma_{81} = |\Delta\beta_{87}| - 0,82\frac{A}{B}|\Delta\beta_{76}|,$$

где коэффициенты A , B , C определяются следующими соотношениями для заданной конструкции:

$$A = \frac{z_{22}}{z_{21}} \frac{z_{31}}{z_{32}} - 1 = \frac{z_{44}}{z_{43}} \frac{z_{51}}{z_{52}} - 1 = \frac{z_{64}}{z_{63}} \frac{z_{71}}{z_{72}} - 1 = 4,4444;$$

$$B = 1 - \frac{z_{21}}{z_{22}} \frac{z_{32}}{z_{31}} = 1 - \frac{z_{43}}{z_{44}} \frac{z_{52}}{z_{51}} = 1 - \frac{z_{63}}{z_{64}} \frac{z_{72}}{z_{71}} = 0,8163;$$

$$C = \frac{z_{33}}{z_{41}} \frac{z_{34}}{z_{42}} = \frac{z_{53}}{z_{61}} \frac{z_{54}}{z_{62}} = \frac{z_{33}}{z_{41}} = \frac{z_{53}}{z_{61}} = 0,8182.$$

Учет неопределенности для задачи динамики. Моделирование динамики системы раскрытия приводит к неопределенности относительно ее параметров. В силу того что контроль моментов сопротивления невозможен, рабочие усилия могут изменяться в некоторых пределах. Необходимо определить предварительные натяжения тросов системы синхронизации, чтобы обеспечить гарантированное сохранение работоспособности системы раскрытия.

Проведем серию итерационных расчетов по математической модели, представленной в статьях [11, 12], для получения средних значений усилий в тросах системы синхронизации и отклонений действующих усилий от среднего значения. На каждом этапе расчета значения моментов сопротивлений выбирались случайным образом в диапазоне $0 \dots 150 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и определялись максимальные за время раскрытия действующие усилия в тросах. В табл. 1 приведены результаты выполненных численных экспериментов: средние значения за серию расчетов максимальных действующих усилий тросов \bar{F} и их отклонений от средних значений ΔF в зависимости от номера звена.

Таблица 1

Итерационный расчет для нахождения диапазона усилий, действующих в тросах системы синхронизации

Номер звена	1	2	3	4	5	6	7
\bar{F} , Н	2217,5	1633,5	1663,5	2270,0	3134,2	903,1	628,5
ΔF , Н	112,3	106,9	96,1	44,9	0,5	31,3	40,0

Отклонения ΔF от средних значений можно использовать как разброс неопределенных параметров для решения задачи построения работоспособной системы.

Поскольку в процессе раскрытия всегда сохраняются натяжения обратного троса (отсутствует его провисание), неизменность длины тросовой системы математически выражается инвариантом:

$$l_1 T_{1н} + l_2 T_{2н} = l_1 T_1 + l_2 T_2 = \text{const.}$$

Тогда условие, позволяющее получить минимальную оценку для суммарного натяжения в прямых и обратных тросах, имеет вид

$$l_1 T_{1н} + l_2 T_{2н} = l_1 T_1^{\max} \quad (T_2^{\min} = 0).$$

Для случая $l_1 \approx l_2$:

$$(T_{1н} + T_{2н})_{\min} = T_1^{\max}. \quad (3)$$

При выполнении условия (3) обеспечивается необходимая жесткость конструкции. Фактическое значение действующих усилий не должно существенно превышать T_1^{\max} , чтобы не увеличивать потери мощности привода на преодоление сил сопротивления жгутов и трения в шарнирах.

Перераспределение усилий в прямом и обратном тросах при предварительном натяжении необходимо для устранения возможных люфтов в конструкции.

Выразим $T_{2н}$ из формулы (3) и подставим в (1):

$$\Delta\gamma = k_{\text{упр}}(T_{1н} - T_{2н} - T_1 + T_2) = k_{\text{упр}}(2T_{1н} - 2T_1^{\max}).$$

Перепишем соотношения (2) с учетом измененных коэффициентов (коэффициенты при дополнительных углах поворота роликов изменяются, так как они зависят от оптимизированных радиусов роликов, полученных в работе [12]):

$$|\Delta\beta_{21}| = \Delta\gamma_{21};$$

$$|\Delta\beta_{32}| = 0,2375\Delta\gamma_{21} + 0,225\Delta\gamma_{22};$$

$$|\Delta\beta_{43}| = 1,0987\Delta\gamma_{21} + 1,0408\Delta\gamma_{22} + 0,8182\Delta\gamma_{32};$$

$$|\Delta\beta_{54}| = 0,2432\Delta\gamma_{21} + 0,2304\Delta\gamma_{22} + 0,1811\Delta\gamma_{32} + 0,225\Delta\gamma_{42};$$

$$|\Delta\beta_{65}| = 1,1361\Delta\gamma_{21} + 1,0763\Delta\gamma_{22} + 0,846\Delta\gamma_{32} + 1,0512\Delta\gamma_{42} + 0,8182\Delta\gamma_{52};$$

$$|\Delta\beta_{76}| = 0,262\Delta\gamma_{21} + 0,2482\Delta\gamma_{22} + 0,1951\Delta\gamma_{32} + 0,2424\Delta\gamma_{42} + \\ + 0,1887\Delta\gamma_{52} + 0,225\Delta\gamma_{62};$$

$$|\Delta\beta_{87}| = 1,2196\Delta\gamma_{21} + 1,1554\Delta\gamma_{22} + 0,9082\Delta\gamma_{32} + 1,1284\Delta\gamma_{42} + \\ + 0,8784\Delta\gamma_{52} + 1,0474\Delta\gamma_{62} + \Delta\gamma_{81}.$$

Запишем критерий оптимизации для решения задачи методом внешней аппроксимации:

$$F = \sum_{i=2}^8 |\Delta\beta_{ij}| \rightarrow \max, \quad j = i - 1.$$

Критерий предназначен для нахождения максимальных дополнительных углов поворота звеньев, которые может выдержать система, сохранив при этом последовательную фиксацию звеньев. Кроме того, поскольку дополнительные повороты роликов зависят от действующих усилий и предварительных натяжений, критерий можно переписать в следующем виде:

$$F = \min_{T_{1н}} \max_{T_1} \sum_{i=2}^8 |\Delta\beta_{ij} \{T_1, T_{1н}\}|, \quad j = i - 1. \quad (4)$$

Таким образом, требуется найти наибольшие ошибки в повороте звеньев, при которых действующие усилия, задаваемые диапазоном, будут учтены с помощью предварительного натяжения тросов.

Изменим обозначения: $T_{1н} \equiv T_{н}$ и $T_1 \equiv T$ (не связано с усилием в раскрывающем тросе основной системы раскрытия).

Область неопределенности для усилий представим в виде

$$Q = \left\{ T^{(i)}: \bar{T}^{(i)} (1 - \chi \Delta T^{(i)}) \leq T^{(i)} \leq \bar{T}^{(i)} (1 + \chi \Delta T^{(i)}), i = 1, \dots, 7 \right\}, \quad (5)$$

где χ — параметр, определяющий размер области неопределенности ($\chi \in [1, 3]$).

Добавим ограничения для предварительных натяжений тросов системы синхронизации:

$$H = \{0 \leq T_{н}^{(i)} \leq 2400 \text{ Н}, i = 1, \dots, 7\}. \quad (6)$$

Помимо этих ограничений следует учесть ограничения на моменты сопротивления:

$$0 \leq M_{ci} \leq 150 \text{ Н} \cdot \text{м}, i = 1, \dots, 7. \quad (7)$$

Таким образом, в построенной модели учитывается максимальный разброс возникающих моментов сопротивления, при котором

сохраняется заданная последовательность фиксации звеньев от последнего звена к первому.

Для решения поставленной задачи (5)–(7) используется алгоритм метода внешней аппроксимации, представленный в работе [15] и разработанный в статье [16]. В качестве неопределенного фактора выступают моменты сопротивлений, от которых зависят действующие усилия в тросах системы синхронизации, а в качестве конструктивных параметров — предварительные натяжения указанных тросов. Для реализации основных шагов алгоритма используется безградиентный модифицированный метод Хука — Дживса, описанный в работе [17].

Результаты оптимизации. На основании построенной модели получены следующие результаты решения задачи (5)–(7). Ниже представлены максимальные значения дополнительных углов поворота звеньев, град, при которых сохраняется последовательная фиксация звеньев: $\Delta\beta_{21} = 2,52371$; $\Delta\beta_{32} = 2,56675$; $\Delta\beta_{43} = 2,58347$; $\Delta\beta_{54} = 2,04901$; $\Delta\beta_{65} = 2,80336$; $\Delta\beta_{76} = 2,58742$; $\Delta\beta_{87} = 2,97582$.

Отметим, что при найденных максимальных дополнительных углах поворота звеньев не изменяются рассчитанные ранее оптимальные радиусы роликов.

В табл. 2 приведены предварительные натяжения для различных областей неопределенности χ .

Таблица 2

Значения предварительных натяжений в тросах для различных диапазонов действующих усилий, определяемых параметром χ

χ	$T_n, Н, \text{ для звена}$						
	1	2	3	4	5	6	7
1,0	2217,3	1691,9	1731,8	2292,6	3186,9	890,3	625,9
1,5	2217,3	1693,2	1733,0	2292,9	3186,9	890,9	626,2
2,0	2221,6	1694,1	1734,5	2293,9	3186,9	891,3	626,6
2,5	2220,2	1694,9	1735,3	2292,9	3186,9	891,1	626,8
3,0	2220,9	1696,9	1736,5	2294,2	3186,9	89,61	627,1

Как видно по результатам расчетов, приведенным в табл. 2, при увеличении диапазона усилий в тросах необходимые предварительные натяжения изменяются незначительно.

Таким образом, учет неопределенных факторов позволил построить систему раскрытия многозвенной конструкции солнечной батареи, гарантирующую сохранение работоспособности для широкого диапазона изменения неопределенного фактора.

Заключение. С использованием метода внешней аппроксимации для учета неопределенного фактора (моментов сопротивления) получены предварительные натяжения в тросах, гарантирующие сохранение работоспособности системы раскрытия. Установлено, что в случае максимальных дополнительных углов поворота звеньев, при которых еще можно обеспечить заданную последовательность фиксации с помощью предварительного натяжения тросов при действии неопределенного фактора в заданном диапазоне, не требуется изменять ранее найденные оптимальные радиусы роликов.

Автор благодарит выпускника Аэрокосмического факультета МГТУ им. Н.Э. Баумана Б.А. Фарафонова за помощь в выполнении численных расчетов.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Бакунин Д.В., Борзых С.В., Ососов Н.С., Щиблев Ю.Н. Математическое моделирование процесса раскрытия солнечных батарей. *Математическое моделирование*, 2004, т. 16, № 6, с. 86–92.
- [2] Кузнецова А.О. Исследование динамики движения раскрывающихся механических систем с упругими связями. *Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета им. акад. М.Ф. Решетнева*, 2005, № 3, с. 135–138.
- [3] Ильясова И.Р. Динамика процесса раскрытия многозвенных солнечных батарей. *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. акад. С.П. Королева*, 2012, № 4 (35), с. 88–93.
- [4] Крылов А.В. Моделирование раскрытия солнечных батарей различных конфигураций. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2011, № 1, с. 106–111.
- [5] Юдинцев В.В. Моделирование процессов раскрытия многоэлементных конструкций космических аппаратов. *Полет*, 2012, № 5, с. 28–33.
- [6] Паничкин В.И. Математическое моделирование динамики деформирования многостворчатой солнечной батареи в процессе раскрытия. *Известия АН СССР. МТТ*, 1992, № 4, с. 183–190.
- [7] Юдинцев В.В. *Динамика систем твердых тел*. Самара, Изд-во СГАУ, 2008, 115 с.
- [8] Featherstone R. *Rigid Body Dynamics Algorithms*. Springer Science + Business Media, LLC, 2008, 272 p.
- [9] Aslanov V., Kruglov G., Yudin V. Newton–Euler equations of multibody systems with changing structures for space applications. *Acta Astronautica*, 2011, vol. 68, no. 11–12. DOI:10.1016/j.actaastro.2010.11.013
- [10] Mengali G., Salvetti A., Specht B. *Multibody Analysis of Solar Array Deployment using Flexible Bodies*. Università di Pisa, Facoltà di Ingegneria Corso di Laurea in Ingegneria Aerospaziale, 2007.
- [11] Бушуев А.Ю., Фарафонов Б.А. Математическое моделирование процесса раскрытия солнечной батареи большой площади. *Математическое моделирование и численные методы*, 2014, № 2 (2), с. 101–114.
- [12] Бушуев А.Ю., Фарафонов Б.А. Оптимизация параметров тросовой системы раскрытия многозвенной конструкции солнечной батареи. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2015, вып. 7 (43). DOI: 10/18698/2308-6033-2015-7-1431

- [13] Островский Г.М., Волин Ю.М. *Технические системы в условиях неопределенности*. Москва, БИНОМ. Лаборатория знаний, 2012, 320 с.
- [14] Ефанов А.М., Ковалевский В.П. *Теория механизмов и машин*. Оренбург, Изд-во Оренбургского государственного университета, 2004, 267 с.
- [15] Островский Г.М., Зиятдинов Н.Н., Лаптева Т.В. *Оптимизация технических систем*. Москва, КНОРУС, 2012, 432 с.
- [16] Maine P.Q., Polak E., Traham R. An Outer Approximation Algorithm for Computer-Aided Design Problem. *J. Optim. Theory Appl.*, 1979, vol. 28, pp. 331–351.
- [17] Kelley C.T. *Iterative methods for optimization*. North Carolina State University, 1999, 180 p.

Статья поступила в редакцию 16.11.2016

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Бушуев А.Ю. Проектирование тросовой системы раскрытия многозвенной конструкции солнечной батареи в условиях неопределенности. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2017, вып. 1.

<http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2017-01-1583>

Бушуев Александр Юрьевич родился в 1951 г., окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1974 г. и МГУ им. М.В. Ломоносова в 1985 г. Канд. техн. наук, доцент кафедры «Вычислительная математика и математическая физика» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 20 публикаций. Специалист в области прикладной математики и механики. e-mail: a.ju.bushuev@yandex.ru

Rope system designing for multi-link solar batteries disclosure under uncertainty

© A. Yu. Bushuev

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russia

Currently, not enough attention is paid to the flexible solar batteries disclosure systems. This paper deals with mathematical methods for designing a rope disclosure system. Under flexible system for disclosing the multi-link solar battery structure we mean such a construction that adopts all the restrictions at the performance stage, provided that the uncertain parameters may take any value from the uncertainty region. Uncertainty is the moment of resistance between the multi-link design links defined by friction in the joints and the harness resistance. The purpose of the system construction is to provide a consistent units fixation from the last link to the first. Basing on the proposed mathematical model we calculated additional angles rotation of the units, caused by the elastic ropes synchronization system. Due to impossibility of controlling the resistance moments the operating forces in the cables can be varied within certain limits. The research task is to determine the pretension cables synchronization system for ensuring the disclosure system performance conservation. To solve the problem, we use a method of approximating the outside.

Keywords: *mathematical model, rope disclosure system, multi-link design, solar battery, uncertainty, strain, optimization*

REFERENCES

- [1] Bakunin D.V., Borzykh S.V., Ososov N.S., Schiblev Yu.N. *Matematicheskoe modelirovanie — Mathematical Models and Computer Simulations*, 2004, vol. 16, no. 6, pp. 86–92.
- [2] Kuznetsova A.O. *Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta im. akademika M.F. Reshetneva — Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta imeni akademika M. F. Reshetneva (Vestnik SibGAU)*, 2005, no. 3, pp. 135–138.
- [3] Ilyasova I.G. *Vestnik Samarskogo Gosudarstvennogo Aehrokosmicheskogo Universiteta im. akademika S.P. Koroleva — Journal “Vestnik of the Samara State Aerospace University”*, 2012, no. 4 (35), pp. 88–93.
- [4] Krylov A.V. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie — Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*, 2011, no. 1, pp. 106–111.
- [5] Yudintsev V.V. *Obshcherossiyskiy nauchno-tekhnicheskiiy zhurnal Polet — Russian scientific and technical journal Polet (Flight)*, 2012, no. 5, pp. 28–33.
- [6] Panichkin V.I. *Izvestiya AN SSSR. MTT — Mechanics of Solids. A Journal of the Russian Academy of Sciences*, 1992, no. 4, pp. 183–190.
- [7] Yudintsev V.V. *Dinamika sistem tverdykh tel [Dynamics of systems of solids]*. Samara University Publ., 2008, 115 p.
- [8] Featherstone R. *Rigid Body Dynamics Algorithms*. Springer Science, Business Media, LLC Publ., 2008, 272 p.
- [9] Aslanov V., Kruglov G., Yudintsev V. Newton–Euler equations of multibody systems with changing structures for space applications. *Acta Astronautica Journal*, Elsevier Publ., 2011. DOI: 10.1016/j.actaastro.2010.11.013
- [10] Mengali G., Salvetti A., Specht B. *Multibody Analysis of Solar Array Deployment using Flexible Bodies*. Universita di Pisa, Facoltà di Ingegneria Corso di Laurea in Ingegneria Aerospaziale Publ., 2007.

- [11] Bushuev A.Yu., Farafonov B.A. *Matematicheskoe modelirovanie i chislennyye metody* — *Mathematical Modeling and Computational Methods*, 2014, no. 2 (2), pp. 101–114.
- [12] Bushuev A.Yu., Farafonov B.A. *Inzhenerny zhurnal: nauka i innovatsii* — *Engineering Journal: Science and Innovation*, 2015, no. 7 (43). DOI: 10.18698/2308-6033-2015-7-1431
- [13] Ostrovsky G.M., Volin Yu.M. *Tekhnicheskie sistemy v usloviyakh neopredelennosti* [Technical systems in conditions of uncertainty]. Moscow, BINOM, Laboratoriya znaniy Publ., 2012, 320 p.
- [14] Efanov A.M., Kovalevsky V.P. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Orenburg State University Publ., 2004, 267 p.
- [15] Ostrovsky G.M., Ziyatdinov N.N., Lapteva T.V. *Optimizatsiya tekhnicheskikh sistem* [Optimization of technical systems]. Moscow, KNORUS Publ., 2012, 432 p.
- [16] Maine P.Q., Polak E., Traham R. An Outer Approximation Algorithm for Computer-Aided Design Problem. *Journal of Optimization Theory and Applications*, 1979, vol. 28, pp. 331–351.
- [17] Kelley C.T. *Iterative methods for optimization*. North Carolina State University Publ., 1999, 180 p.

Bushuev A.Yu., Cand. Sci. (Phys.-Math), Assoc. Professor of the Department of Computational Mathematics and Mathematical Physics, Bauman Moscow State Technical University. Research interests are in the field of applied mathematics.
e-mail: a.ju.bushuev@yandex.ru