

МАШИНОВЕДЕНИЕ, СИСТЕМЫ ПРИВОДОВ И ДЕТАЛИ МАШИН

УДК 621.02

DOI:10.34759/vst-2020-2-196-206

АНАЛИЗ РАСЧЕТОВ ЧЕТЫРЕХЗВЕННОГО СФЕРИЧЕСКОГО МЕХАНИЗМА ДЛЯ ПРОСТРАНСТВЕННОГО ТРЕНАЖЕРА

Фаизов М.Р.*, **Хабибуллин Ф.Ф.****

*Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева — КАИ,
КНИТУ-КАИ, ул. К. Маркса, 10, Казань, 420111, Россия*

** e-mail: faizovmarat92@gmail.com*

*** e-mail: fanil_arsk@mail.ru*

Статья поступила в редакцию 01.02.2020

Представлена математическая модель кинематики сферического механизма. На основе полученной модели произведены расчеты момента инерции, углов, применяющихся при создании математической модели, и определен момент мгновенного вращения механизма в программе Maple. Также проведен расчет движения с моментом инерции самого механизма с заданной массой. Результаты математического моделирования сравниваются с результатами анализа 3D-модели в программе SolidWorks. Построены графики, описывающие движение шатуна (капсулы тренажера), и проведен сравнительный анализ данных, полученных в программах Maple 17 и SolidWorks.

Ключевые слова: четырехзвенный сферический механизм, сферический кривошипно-коромысловый механизм, момент мгновенного вращения, момент инерции шатуна.

Введение

На основе базового четырехзвенного сферического механизма с одной вращательной парой разработан тренажер со сложным пространственным движением капсулы [1], предназначенный для экспериментальных исследований и отработки экстренных ситуаций в полете [2]. Шарнирные узлы (вращательные пары) сферического механизма выполнены с подшипниками качения, которые нередко становятся объектом изучения в последнее время [3, 4]. С научной и экономической

точки зрения было бы полезно провести все последующие эксперименты по беспилотникам на тренажере нового поколения [5, 6]. Благодаря тому, что в тренажере в роли рабочего органа используется сферический механизм, все возможные трения будут сведены к минимуму [7—10].

В основу тренажера положен сферический кривошипно-коромысловый механизм с одной степенью свободы и одним ведущим звеном. Пространственный тренажер получен из сферического

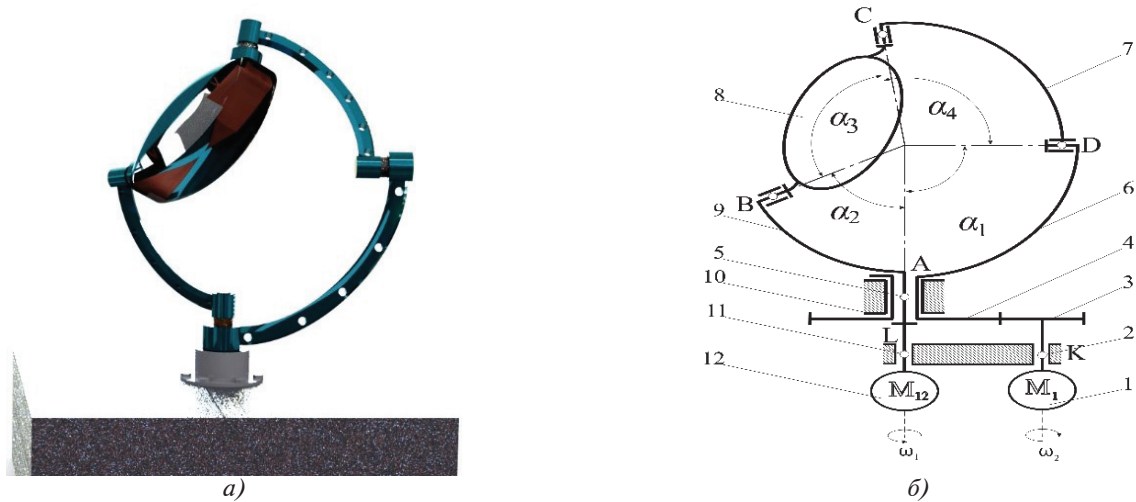


Рис. 1. Пространственный сферический тренажер: а — 3D-модель тренажера; б — структурная схема тренажера

механизма путем закрепления одного шарнира в качестве стойки (рис. 1).

Похожим способом разрабатывается альтернативный тренажер на базе механизма Беннета [11—14]. Однако сферический механизм уникален, так как имеет центральную точку пересечения всех осей, благодаря чему можно подобрать любые комбинации геометрии звеньев и структуры механизма и даже создать новые пространственные механизмы особой структуры [15—18]. Одной из целей изучения сферических механизмов является созданием новых мехатронных устройств для авиации и космонавтики [19, 20].

Кинематический анализ кривошипно-коромыслового механизма

На рис. 2 представлены структурная схема четырехзвенного механизма и его 3D-модель, где

1 — стойка, 2 — ведущий кривошип, 3 — ведомый шатун, 4 — ведомый кривошип. Сферический кривошипно-коромысловый механизм ABCD аналогичен сферическому кривошипно-шатунному механизму и является механизмом с одной степенью свободы [1]. 3D-модель механизма спроектирована с учетом геометрии центральных углов звеньев, определенных для сферического тренажера. В данном случае противоположно лежащие звенья имеют одинаковые углы скрещивания шарниров $\alpha_1 = \alpha_3 = 90^\circ$, $\alpha_2 = \alpha_4 = 75^\circ$.

Расчет кинематики механизма начинаем вводом параметров. Более подробная структурная схема математической модели с заданными параметрами изображена на рис. 3.

Для расчета перемещения механизма закон движения входного звена задан в виде:

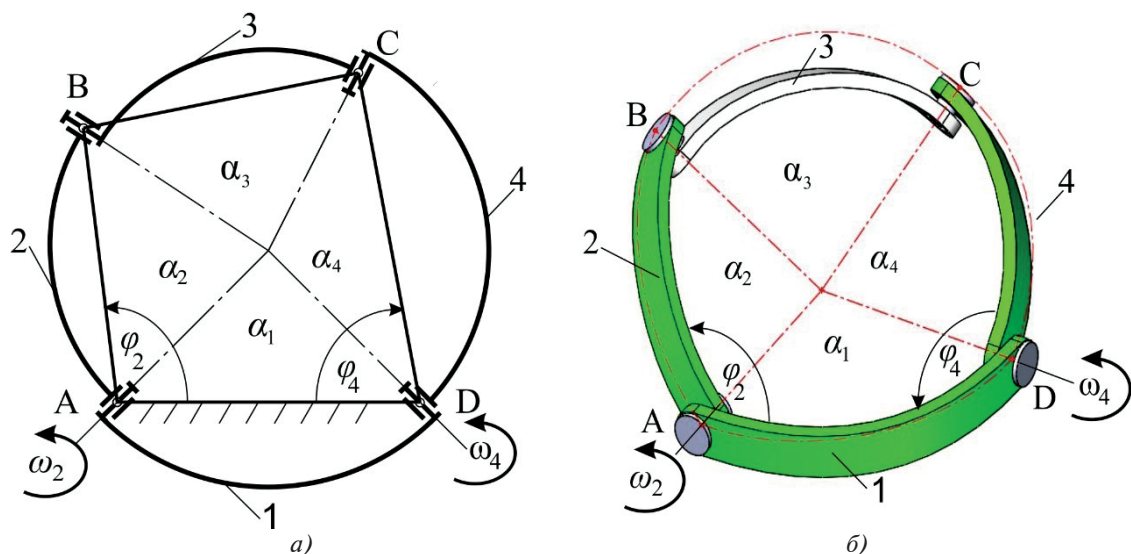


Рис. 2. Сферического механизма: структурная схема (а) и 3D-модель (б)

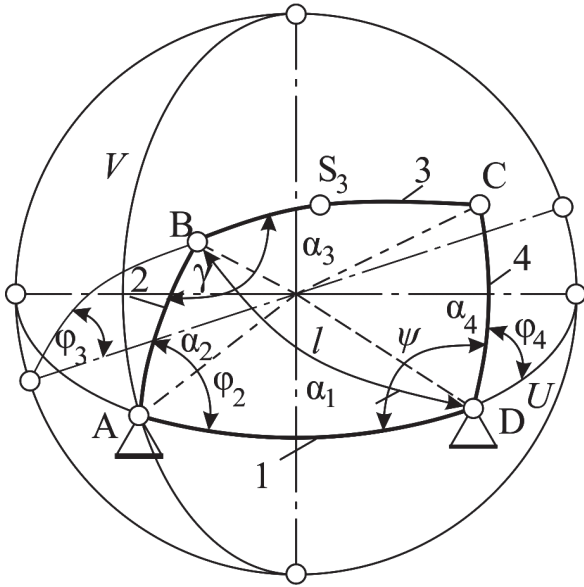


Рис. 3. Структурная схема сферического механизма

$$\varphi_2 = \varphi_2(t). \tag{1}$$

Угол l между ведущим кривошипом 2 и стойкой 1:

$$l = \arccos(\cos \alpha_1 \cos \alpha_2 + \sin \alpha_1 \sin \alpha_2 \cos \varphi_2). \tag{2}$$

Угол γ между звеньями 2 и 3 (ведущего кривошипа и ведомого кривошипа) сферического механизма:

$$\begin{aligned} \gamma = \gamma_1 + \gamma_2 = & \arccos\left(\frac{\cos \alpha_1 \cos \alpha_2 \cos l}{\sin \alpha_2 \sin l}\right) + \\ & + \arccos\left(\frac{\cos \alpha_4 - \cos \alpha_3 \cos l}{\sin \alpha_3 \sin l}\right). \end{aligned} \tag{3}$$

Перемещение ведомого шатуна 3:

$$\varphi_3 = \arccos(-\cos \gamma \cos \varphi_2 + \sin \varphi_2 \sin \gamma \cos \alpha_2). \tag{4}$$

Угол ψ между звеньями 4 и 1 (ведомого кривошипа и стойки) сферического механизма:

$$\begin{aligned} \psi = \psi_1 + \psi_2 = & \arccos\left(\frac{\cos \alpha_2 - \cos \alpha_1 \cos l}{\sin \alpha_1 \sin l}\right) + \\ & + \arccos\left(\frac{\cos \alpha_3 - \cos \alpha_4 \cos l}{\sin \alpha_4 \sin l}\right). \end{aligned} \tag{5}$$

Перемещение ведомого кривошипа 4:

$$\varphi_4 = 180^\circ - \psi. \tag{6}$$

Перемещение центральной точки S_3 звена 3 в пространстве определяется формулами:

$$\begin{aligned} U_{S_3} = & \left(\arctg\left(\tan \frac{\alpha_3}{2}\right) \cos \varphi_3 \right) + \\ & + \arctan(\tan \alpha_2 \cos \alpha_2 \cos \varphi_2) - \arctan(\cos \varphi_3); \end{aligned} \tag{7}$$

$$V_{S_3} = \arcsin\left(\sin\left(\frac{\alpha_3}{2}\right) \sin \varphi_3\right); \tag{8}$$

$$L_{S_3} = \arccos(\cos U_{S_3} \cos V_{S_3}). \tag{9}$$

Линейная скорость центральной точки S_3 звена 3 находится дифференцированием по времени формул (7) и (8).

Модуль скорости центральной точки S_3 :

$$V_{S_3} = \sqrt{\dot{U}_{S_3}^2 + \dot{V}_{S_3}^2}. \tag{10}$$

Линейное ускорение центральной точки S_3 звена 3 вычисляется повторным дифференцированием по времени выражений. Модуль ускорения

$$a_{S_3} = \sqrt{\ddot{U}_{S_3}^2 + \ddot{V}_{S_3}^2}. \tag{11}$$

Перемещение шарнира C в пространстве рассчитывается по формулам:

$$U_C = \alpha_1 + \arctan(\tan \alpha_4 \cos \varphi_4); \tag{12}$$

$$V_C = \arcsin(\sin \alpha_4 \sin \varphi_4); \tag{13}$$

$$L_C = \arccos(\cos U_C \cos V_C). \tag{14}$$

Линейная скорость точки C определяется дифференцированием по времени формул (12) и (13).

Модуль скорости точки C :

$$V_C = \sqrt{\dot{U}_C^2 + \dot{V}_C^2}. \tag{15}$$

Линейное ускорение точки *C* вычисляется повторным дифференцированием выражений по времени (12) и (13).

Модуль углового ускорения точки *C* рассчитывается по формуле:

$$a_C = \sqrt{\ddot{U}_C^2 + \ddot{V}_C^2} . \tag{16}$$

Для удобства сравнения математической и 3D-модели частота вращения звена ведущего кривошипа 2 (об/мин) выражена через его угловую скорость (рад/с).

Для нахождения угловых скоростей и ускорений ведомого шатуна 3 и ведомого кривошипа 4 дифференцируем равенства (4) и (6) по времени с учетом заданного значения ω_2 :

$$\omega_3 = u_{32} \omega_2 ; \tag{17}$$

$$\omega_4 = u_{42} \omega_2 . \tag{18}$$

Угловое ускорение звеньев 3 и 4 находим дифференцированием формул по времени:

$$\epsilon_3 = \omega_2^2 u'_{32} + \epsilon_2 u_{32} ; \tag{19}$$

$$\epsilon_4 = \omega_2^2 u'_{42} + \epsilon_2 u_{42} , \tag{20}$$

где u'_{32}, u'_{42} — аналоги угловых ускорений; ϵ_2 — угловое ускорение ведущего звена 2.

Анализ полученных формул

Для анализа был выбран один полный оборот (360°) ведущего кривошипа 2, или промежуток времени, равный 6,3 с. Анализ формулы (4) по-

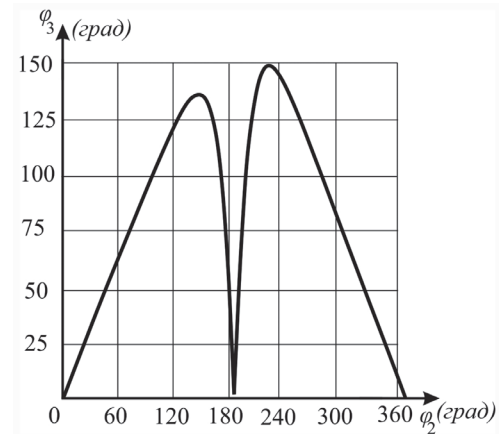


Рис. 4. Угловое перемещение звена 3

казывает, что при $\alpha_3 = 90^\circ$ на вращение ведомого шатуна 3 (угол ϕ_3), где будет установлена капсула, влияет угол поворота кривошипа α_2 . За полный оборот ведущего кривошипа 2 максимальный пик перемещения шатуна достигается дважды. На рис. 4 показаны график перемещения звена 3 от ведущего звена 2 и отношение угла ϕ_3 к углу ϕ_2 . При повороте ведущего звена 2 на 360° ведомый шатун может поворачиваться максимально на 145°.

На рис. 5 приведены графики угловой скорости (а) и углового ускорения (б) ведомого звена 3 при заданной угловой скорости ω_2 звена 2 за промежуток времени 6,3 с. Угловая скорость ω_3 рассчитана по формуле (17). На рисунке хорошо видно, что максимальное значение угловой скорости ведомого шатуна достигается на третьей секунде вращения и получается отрицательной.

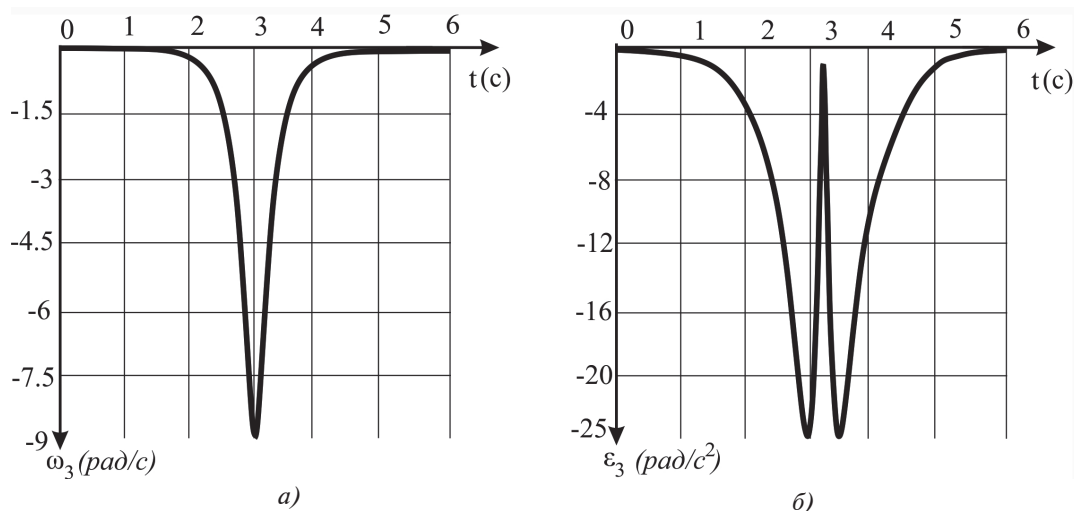


Рис. 5. Угловая скорость и ускорение звена 3

Рис 5,б демонстрирует два максимальных значения углового ускорения, найденные по формуле (19), которые зависят от ведущего кривошипа 2. Максимальный спад углового ускорения ведомого шатуна наблюдается в середине времени, в данном положении механизм полностью раскрывается, и становится очевидно, что ведомый шатун (капсула) не получает ускорения от ведущего кривошипа.

Анализ формулы (6) показан на рис. 6, изображающем график углового перемещения ведомого кривошипа 4 от ведущего кривошипа 2. Пунктирной линией показана математическая модель, полученная в программе Maple, а сплошной линией — результат, полученный в программе SolidWorks. При повороте ведущего кривошипа 2 на 360° ведомый кривошип может поворачиваться максимально на 180°.

На рис. 7 представлены графики угловой скорости (а) и углового ускорения (б) ведомого звена 4

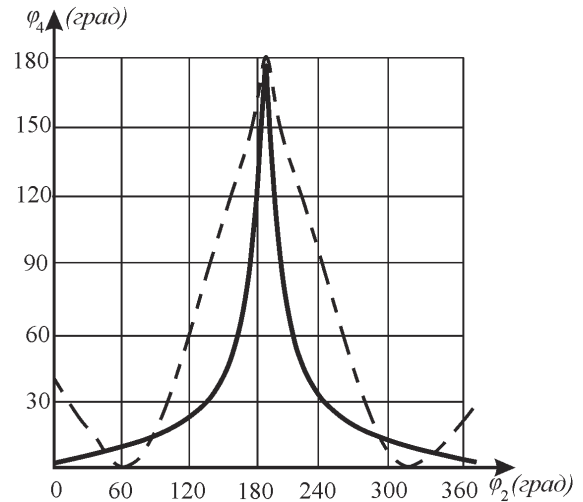


Рис. 6. Угловое перемещение ведомого звена 4

На рис. 9, показывающем анализ формул (10) и (11), представлены графики линейной скорости и ускорения центральной точки S₃ шатуна 3.

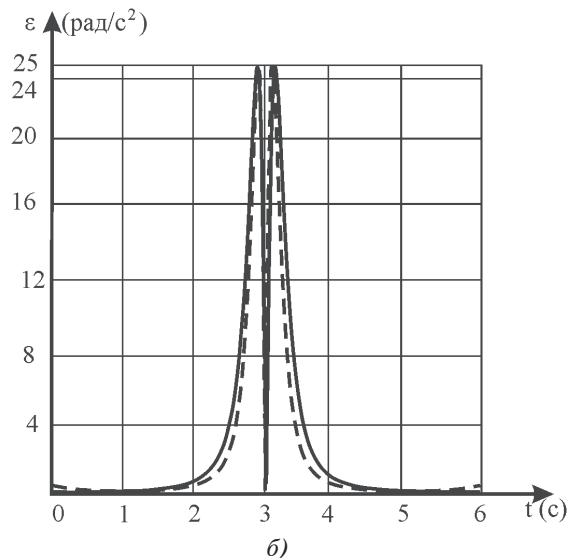
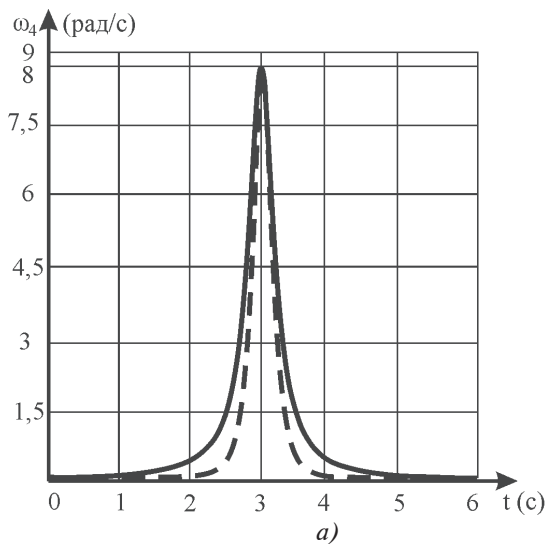


Рис. 7. Угловая скорость (а) и угловое ускорение (б) ведомого звена 4

на 4. Пунктирной линией выделена математическая модель, полученная в программе Maple, а сплошной линией показан результат в программе SolidWorks. На рис. 7,а приведен анализ формулы (18) (расчет угловой скорости ведомого кривошипа 4). Максимальное значение угловой скорости достигается в середине времени. На рис. 7,б приведен анализ формулы (20) (расчет углового ускорения ведомого кривошипа 4). В данном случае имеется два максимальных значения угловой скорости звена 4.

На рис. 8 показан анализ формулы (9) центральной точки S₃ шатуна 3. Приведен анализ перемещения шатуна 3 по времени.

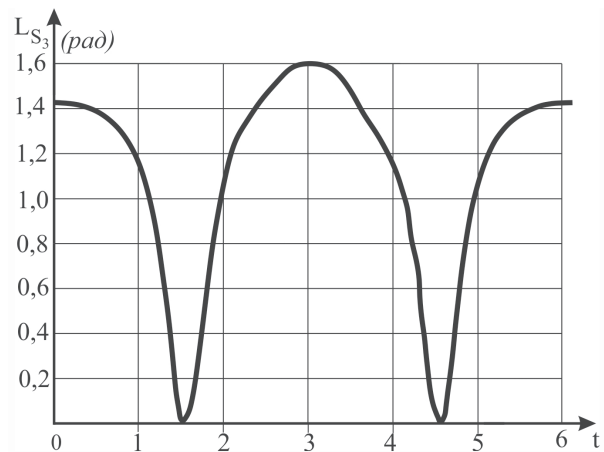


Рис. 8. Линейное перемещение центральной точки звена 3

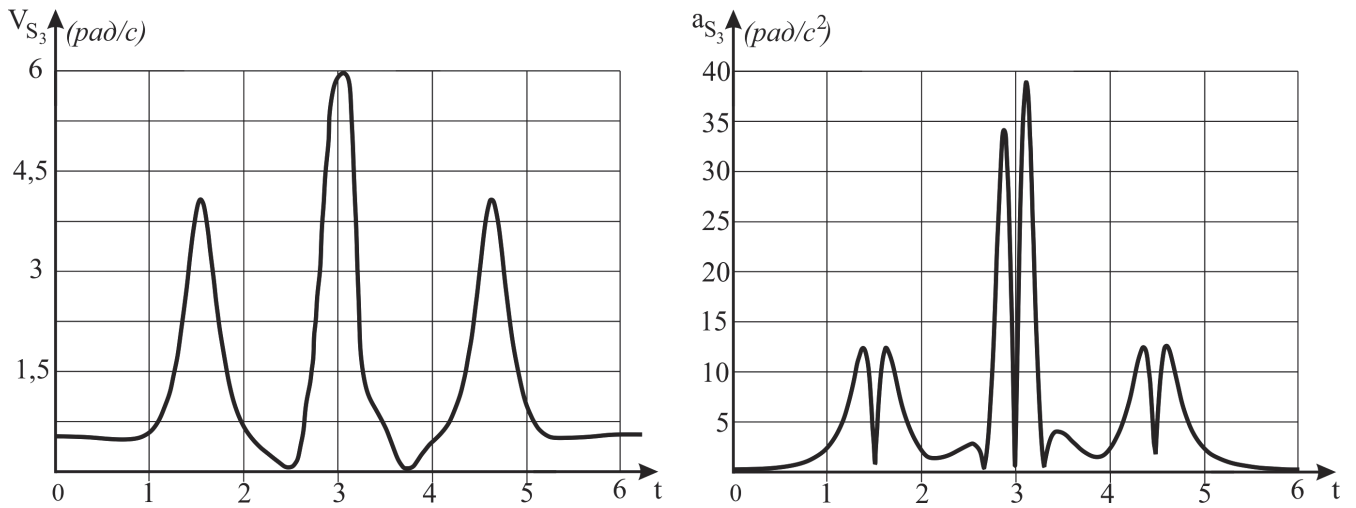


Рис. 9. Линейная скорость (а) и линейное ускорение (б) центральной точки звена 3

На рис. 10 изображается линейное перемещение шарнира С (анализ формулы (14)). Как видно на рисунке, максимальный угол поворота шарнира С равен 180°, как и при угловом перемещении ведомого кривошипа 4.

На рис. 11 показана линейная скорость (а) и ускорение (б) точки С. Данные графики получены методом анализа формул (15) и (16), показывающих линейную скорость и ускорение точки С при заданном значении ω_2 за определенный промежуток времени 6,3 с в один оборот механизма. По анализу формул можно сделать вывод, что показатель ускорения точки С от скорости возрастает в три раза.

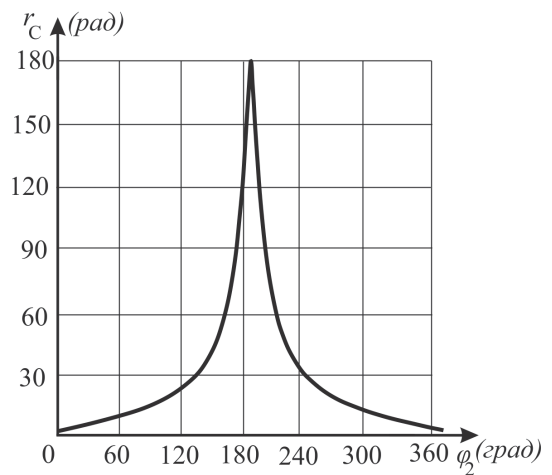


Рис. 10. Линейное перемещения шарнира С

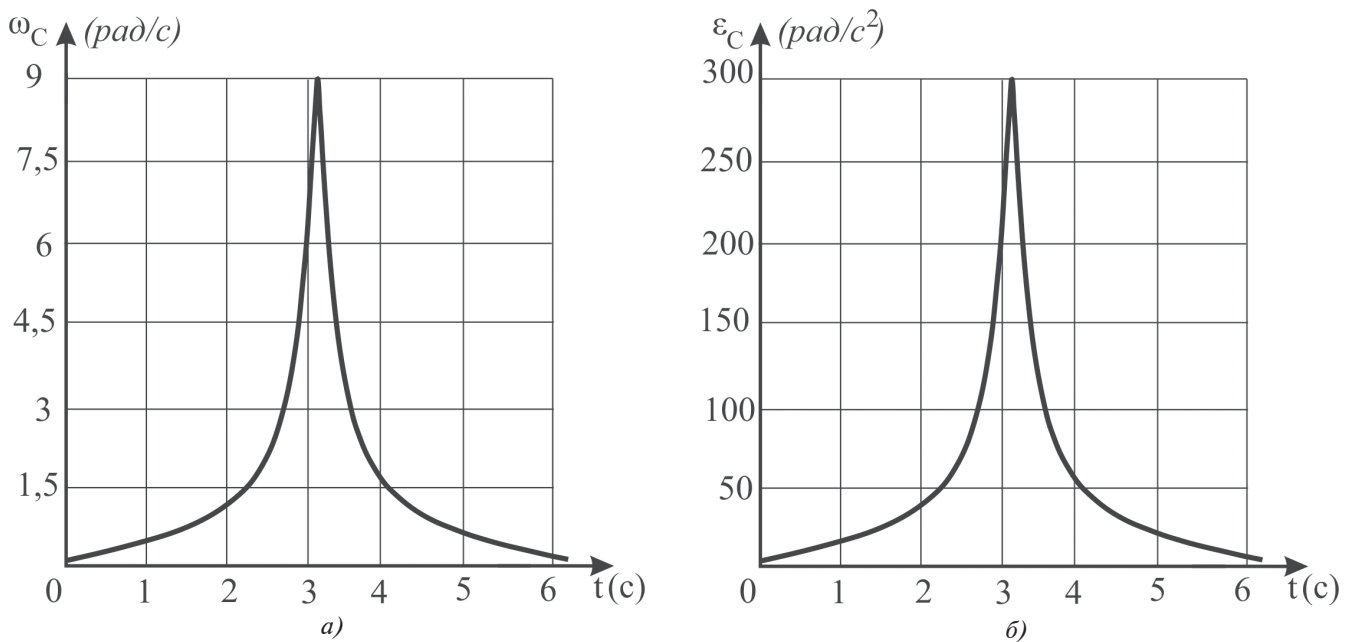


Рис. 11. Линейная скорость (а) и ускорение (б) шарнира С

Момент инерции шатуна механизма

Определим инерцию звена BC (шатуна) четырехзвенного механизма:

$$I_{XY} = I_{XZ} = 0 \text{ и } I_{YZ} = 0. \quad (21)$$

Если $I_{XZ} = I_{YZ} = 0$, то Z – главная ось инерции тела, т.е. главная (центральная) ось инерции проходит через центр масс тела. Таким образом, используя свойства главных осей инерции, можно сферический шатун, имеющий однородную форму и большую толщину, рассмотреть относительно главной центральной оси, которая будет проходить через точку S_3 .

Центробежный момент инерции определяется по формуле:

$$I_{\Delta} = I_X \cos^2 \alpha + I_Y \cos^2 \beta + I_Z \cos^2 \gamma_0, \quad (22)$$

где $\cos \alpha, \cos \beta, \cos \gamma_0$ – направляющие косинусы точки P , расположенной на шатуне 3.

Моменты инерции и ведущего кривошипа 2, и ведомого кривошипа 4 определяются выражениями:

$$I_2^K = m_2^k \left[\frac{p^2}{2} \left(1 - \frac{\sin 2a_2}{a_2} \right) + \frac{1}{3} \frac{\sin a_2}{a_2} \right]; \quad (23)$$

$$I_{S_4}^K = m_4^k \left[\frac{p^2}{2} \left(1 - \frac{\sin 2a_4}{a_4} \right) + \frac{1}{3} \frac{\sin a_4}{a_4} \right]. \quad (24)$$

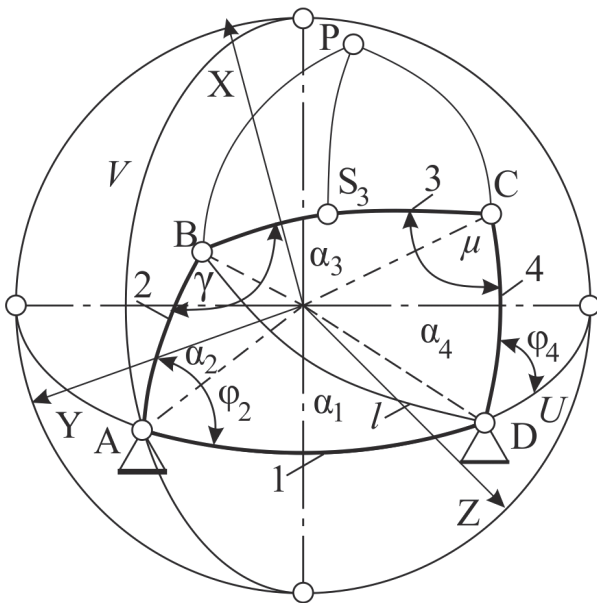


Рис. 12. Схема к определению момента инерции шатуна

Центральный угол α характеризует длину BS_3 :

$$PB = \arctan \left(\frac{-\sin \gamma \cos \mu + \cos \gamma \cos a_3}{\sin a_3} \right); \quad (25)$$

$$PC = \arcsin \left(\frac{\sin PB \sin \gamma}{\sin \mu} \right). \quad (26)$$

Угол перемещения шатуна BC относительно ведомого кривошипа CD в шарнире C находится по формуле:

$$\mu = \frac{\arccos(\cos l - \cos a_3 \cos a_4)}{(\sin a_3 \sin a_4)}. \quad (27)$$

Угол поворота шатуна BC относительно оси X :

$$\cos \alpha = \arccos \left(\cos \frac{\alpha_3}{2} \cos PC - \sin \frac{\alpha_3}{2} \sin PC \right) \cos \mu. \quad (28)$$

Угол поворота шатуна BC относительно оси Y :

$$\cos \beta = -\arccos \left(1 - \left(\cos \frac{a_3}{2} \cos PC - \sin \frac{a_3}{2} \sin PC \cos \mu \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \cos PS_3C. \quad (29)$$

Угол поворота шатуна BC относительно оси Z :

$$\cos \gamma_0 = -\sqrt{1 - \left(\cos \frac{a_3}{2} \cos PC - \sin \frac{a_3}{2} \sin PC \cos \mu \right)^2}. \quad (30)$$

Угол поворота точки S_3 :

$$\cos PS_3C = \frac{\left(\cos PC - \cos \frac{a_3}{2} \cos \alpha \right)}{\sin \frac{a_3}{2} \sin \alpha}. \quad (31)$$

Определение момента инерции ведомого шатуна 3, совершающего сложное движение, определяется относительно по формуле:

$$I_{P_3} = \frac{m_3 p^2}{2} \left(1 - \frac{2 \sin a_3}{a_3} \right) \times$$

$$\begin{aligned} & \times \left(\cos \frac{a_3}{2} \cos PC - \sin \frac{a_3}{2} \sin PC \cos \mu \right)^2 + \left(1 + \frac{\sin a_3}{a_3} \right) \times \\ & \times \left(\frac{\cos^2 a_3}{2} \cos PC - \frac{1}{2} \sin a_3 \sin PC \cos \mu - \cos PC \right)^2 + \\ & + 1 - \left(\cos \frac{a_3}{2} \cos PC - \sin \frac{a_3}{2} \sin PC \cos \mu \right)^2, \quad (32) \end{aligned}$$

где $(m^3 p^2)/2$ — значение массы и радиуса звена, которые мы можем задать, исходя из определенной задачи механизма.

На рис. 13 представлены два графика момента инерции шатуна 3. Штрихпунктирной линией

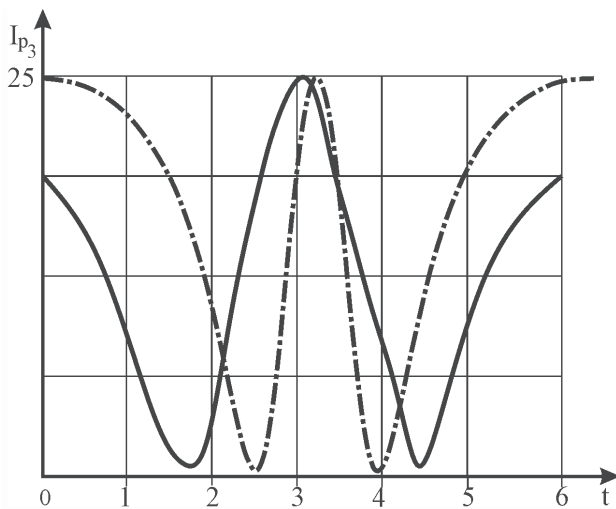


Рис. 13. Момент инерции звена 3

показана кривая момента инерции шатуна 3, заданная расчетами в программе Maple (анализ формулы (32)). Сплошной линией изображен момент инерции шатуна 3 или капсулы 3D-модели с заданными параметрами механизма в программе SolidWorks при угловой скорости ведущего кривошипа 2.

Выводы

Рассмотрен сферический механизм с одной степенью свободы. Распечатана 3D-модель механизма с заданными параметрами тренажера, по которой был изготовлен лабораторный макет (рис. 14).

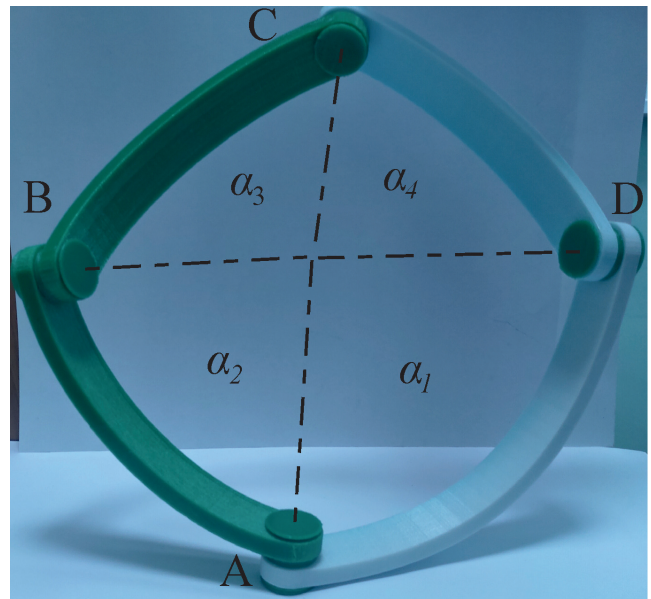


Рис. 14. Лабораторная модель механизма

Выполнен сравнительный анализ математической модели в программах SolidWorks и Maple. Методы приравнены через параметр угловой скорости ведущего звена 2. Проведен расчет кинематики сферического механизма, в результате получены значения угловых перемещений, скоростей и ускорений от ведущего кривошипа 2 к шатуну 3 и ведомому кривошипу 4. По полученным данным построены графики. Для повышения точности результатов были подобраны два оптимальных угла звеньев механизма. При построении графиков прослеживается смещение движения заданных точек сферического кривошипно-коромыслового механизма. Графики показывают, что за время вращения ведущего звена ведомое звено совершает половину вращения в пространстве. Оба метода анализа демонстрируют одинаковые результаты. Определена кинематика характерных точек механизма, а именно S₃ и C. На основе кинематического анализа был найден момент инерции шатуна 3, на котором расположена капсула тренажера. Оба метода показали схожие результаты: при работе механизма в заданный промежуток времени будут отмечаться три максимальные критические точки нагрузки.

В статье представлены некоторые результаты исследования, проводимого при финансировании Фонда содействиям инновациям на основе гранта У.М.Н.И.К.

Библиографический список

1. Мудров А.П., Фаизов М.Р. Исследование движения сферического тренажера // Вестник Московского авиационного института. 2019. Т. 26. № 1. С. 182-191.
2. Пронин М.А., Рябкина Р.В., Смыслов В.И. Экспериментальное исследование вынужденных колебаний самолета при отрыве лопатки двигателя // Вестник Московского авиационного института. 2019. Т. 26. № 2. С. 51-60.
3. Крылов А.А., Москаев В.А. Методика проведения рентгеноскопического контроля и анализа технического состояния элементов конструкции воздушного судна с сотовым наполнителем // Вестник Московского авиационного института. 2019. Т. 26. № 2. С. 139-146.
4. Семенова А.С., Зубко А.И. Исследование технического состояния межроторного подшипника на вибродиагностическом стенде СП-180М после прохождения ресурсных испытаний // Вестник Московского авиационного института. 2019. Т. 26. № 2. С. 126-138.
5. Маленков А.А. Выбор проектных решений при проектировании системы беспилотных летательных аппаратов в условиях многоцелевой неопределенности // Вестник Московского авиационного института. 2018. Т. 25. № 2. С. 7-15.
6. Петухов В.Г., Чжоу Ж. Расчет возмущенной импульсной траектории перелета между околоземной и окололунной орбитами методом продолжения по параметру // Вестник Московского авиационного института. 2019. Т. 26. № 2. С. 155-165.
7. Легаев В.П., Генералов Л.К., Галковский О.А. Аналитический обзор существующих гипотез о природе трения // Вестник Московского авиационного института. 2019. Т. 26. № 1. С. 174-181.
8. Николаева Е.А., Старинова О.Л. Использование тяжелого космического аппарата с двигателями малой тяги для отклонения астероида от опасной траектории // Вестник Московского авиационного института. 2019. Т. 26. № 2. С. 166-174.
9. Артамонов Б.Л., Шайдаков В.И. Алгоритм выполнения конвертопланом переходных режимов полета // Вестник Московского авиационного института. 2019. Т. 26. № 1. С. 27-40.
10. Гапоненко О.В., Гаврин Д.С., Свиридова Е.С. Анализ структуры стратегических планов развития ракетно-космической промышленности методом классификации НИОКР космических функциональных и промышленных технологий // Вестник Московского авиационного института. 2019. Т. 26. № 1. С. 64-81.
11. Яруллин М.Г., Хабибуллин Ф.Ф. Кинематика ведомого кривошипа параллелограмма Беннетта // Вестник Казанского государственного технического университета им. А.Н. Туполева. 2017. Т. 73. № 3. С. 105-111.
12. Яруллин М.Г., Хабибуллин Ф.Ф. Конструктивные особенности ненулевых звеньев механизма Беннетта // Вестник Казанского государственного технического университета им. А.Н. Туполева. 2018. Т. 74. № 1. С. 113-118.
13. Яруллин М.Г., Фаизов М.Р. Синтез сферических четырехзвенников с вращательными парами в программе SolidWorks // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы 6-й Международной научно-практической конференции. — СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. № 6. С. 250-261.
14. Zarkandi S. Isotropy analysis of spherical mechanisms using an instantaneous-pole based method // Engineering Science and Technology, an International Journal. 2017. Vol. 20. No. 1, pp. 240-246. DOI: 10.1016/j.jestch.2016.08
15. Kong X. Geometric construction and kinematic analysis of a 6R single-loop overconstrained spatial mechanism that has three pairs of revolute joints with intersecting joint axes // Mechanism and Machine Theory. 2016. Vol. 102, pp. 196-202. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2016.04.002
16. Chen G., Yu W., Wang H., Jiepeng W. Design and kinematic analysis of a spherical parallel manipulator using concurrent planar parallelogram linkages // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. 2019. Vol. 233. No. 7. DOI: 10.1177/0954406218786978
17. Vardi I., Rubbert L., Bitterli R., Ferrier N., Kahrobaiyan M., Nussbaumer B., Henein S. Theory and design of spherical oscillator mechanisms // Precision Engineering. 2018. Vol. 51, pp. 499-513. DOI: 10.1016/j.precisioneng.2017.10.005
18. Khoshnood H., Hanzaki A.R., Talebi H.A. Kinematics, Singularity Study and Optimization of an Innovative Spherical Parallel Manipulator with Large Workspace // Journal of Intelligent and Robotic Systems. 2018. Vol. 92, pp. 309-321. DOI: 10.1007/s10846-017-0752-x
19. Mazare M., Taghizadeh M., Najafi M.R. Kinematic analysis and design of a 3-DOF translational parallel robot // International journal of Automation and Computing. 2017. Vol. 14. No. 4, pp. 432-441.
20. Petrescu F.I.T. Structural Analysis of Spatial Mechanisms // American Journal of Engineering and Applied Sciences. 2018. Vol. 11. No. 2, pp. 852-869. DOI: 10.3844/ajeassp.2018.852.869

COMPUTATIONS ANALYSIS OF A FOUR-LINK SPHERICAL MECHANISM FOR A SPATIAL SIMULATOR

Faizov M.R.* , Khabibullin F.F.**

Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev – KAI,
KNRTU-KAI, 10, K. Marx str., Kazan, Tatarstan, 420111, Russia

* e-mail: faizovmarat92@gmail.com

** e-mail: fanil_arsk@mail.ru

Abstract

This work presents a spherical mechanism with four links, interconnected by rotational kinematic pairs. Based on the spherical mechanism by the type of a crank-and-rocker mechanism, a simulator, shown on the figures of the article, is being developed. While the mechanism kinematics analysis we create the structural scheme with notations of its sides and links. For the convenience, and simplified and advantageous computation it was determined that the opposite situated links would have equal angles of crossing. Two techniques are employed while spherical mechanism computing. The first technique consists in developing a mechanism mathematical model. Additional angles and hinges points of a mechanism, which will be employed in subsequent computations, are accounted for while the mathematical model developing. Since we use two techniques of comparison, we equate both techniques through the same speed and rotation time. Having performed kinematic computation, we specify the complete revolution of rotation of the mechanism. During equations analysis we make to the conclusion that with complete revolution of the leading link the driven links manage performing one-half revolution. While graphs plotting of angular speeds and accelerations maximum and minimum points can be observed. Likewise, the angular acceleration increases three-fold from the angular acceleration. For the complete pattern of computations, we perform analysis of moment of inertia of the mechanism connecting rod, which will be the capsule of the simulator. The centrifugal moment of inertia through the point, located at the center of the connecting rod lengthwise the direction cosines, was obtained for the mathematical model. The moment of inertia of leading and driven links is determined by the simpler technique. For precise computations, the displacement angle of the connecting rod relative to the driven crank in hinges are obtained. The angle of rotation of both connecting rod and its center point on each axis separately is being determined. For convenience, the values of mass and radius are set as constants. In the

future, we shall set these values from the definite task of the mechanism. Having plotted the graph of the connecting rod moment of inertia by the two techniques, we obtain several maximum points of loads.

Keywords: four-link spherical mechanism, spherical crank-and-rocker mechanism, moment of instant rotation, connecting rod moment of inertia.

References

1. Mudrov A.P., Faizov M.R. A spherical simulator motion study. *Aerospace MAI Journal*, 2019, vol. 26, no. 1, pp. 182-191.
2. Pronin M.A., Ryabykina R.V., Smyslov V.I. Experimental study of the aircraft forced vibrations while the engine blade break-away. *Aerospace MAI Journal*, 2019, vol. 26, no. 2, pp. 51-60.
3. Krylov A.A., Moskaev V.A. A technique for fluoroscopic control and analysis of technical condition of aircraft structural elements with honeycomb filler. *Aerospace MAI Journal*, 2019, vol. 26, no. 2, pp. 139-146.
4. Semenova A.S., Zubko A.I. Studying technical condition of the interrotor bearing with the SP180-M vibratory-diagnostic test bench after passing life tests. *Aerospace MAI Journal*, 2019, vol. 26, no 2, pp. 126-138.
5. Malenkov A.A. Design solutions selection while developing a system of unmanned flying vehicles in conditions of multi-target uncertainty. *Aerospace MAI Journal*, 2018, vol. 25, no. 2, pp. 7-15.
6. Petukhov V.G., Zhou R. Computing the perturbed impulse trajectory of transferring between the near-earth and near-lunar orbits by the continuation method. *Aerospace MAI Journal*, 2019, vol. 26, no. 2, pp. 155-165.
7. Legaev V.P., Generalov L.K., Galkovskii O.A. An analytical review of existing hypotheses about the physics of friction. *Aerospace MAI Journal*, 2019, vol. 26, no. 1, pp. 174-181.
8. Nikolaeva E.A., Starinova O.L. Application of a heavy spacecraft with low-thrust engines for asteroid deviation from a dangerous trajectory. *Aerospace MAI Journal*, 2019, vol. 26, no. 2, pp. 166-174.
9. Artamonov B.L., Shydakov V.I. Algorithm of transient flight modes performance by convertiplane. *Aerospace MAI Journal*, 2019, vol. 26, no. 1, pp. 27-40.

10. Gaponenko O.V., Gavrin D.S., Sviridova E.S. Structure analysis of the strategic plans of the space-rocket industry development by method of space functional and industrial technologies R&D classification. *Aerospace MAI Journal*, 2019, vol. 26, no 1, pp. 64-81.
11. Yarullin M.G., Khabibullin F.F. *Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. A.N. Tupoleva*, 2017, vol. 73, no. 3, pp. 105-111.
12. Yarullin M.G., Khabibullin F.F. *Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. A.N. Tupoleva*, 2018, vol. 74, no. 1, pp. 113-118.
13. Yarullin M.G., Faizov M.R. *Materialy VI Mezhdunarodnoi nauchno-prakticheskoi konferentsii "Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie"*, St. Petersburg, Politekhnikeskii universitet, 2017, no. 6, pp. 250-261.
14. Zarkandi S. Isotropy analysis of spherical mechanisms using an instantaneous-pole based method. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 2017, vol. 20, no. 1, pp. 240-246. DOI: 10.1016/j.jestch.2016.08
15. Kong X. Geometric construction and kinematic analysis of a 6R single-loop overconstrained spatial mechanism that has three pairs of revolute joints with intersecting joint axes. *Mechanism and Machine Theory*, 2016, vol. 102, pp. 196-202. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2016.04.002
16. Chen G., Yu W., Wang H., Jiepeng W. Design and kinematic analysis of a spherical parallel manipulator using concurrent planar parallelogram linkages. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2019, vol. 233, no. 7. DOI: 10.1177/0954406218786978
17. Vardi I., Rubbert L., Bitterli R., Ferrier N., Kahrobaiyan M., Nussbaumer B., Henein S. Theory and design of spherical oscillator mechanisms. *Precision Engineering*, 2018, vol. 51, pp. 499-513. DOI: 10.1016/j.precisioneng.2017.10.005
18. Khoshnood H., Hanzaki A.R., Talebi H.A. Kinematics, Singularity Study and Optimization of an Innovative Spherical Parallel Manipulator with Large Workspace. *Journal of Intelligent and Robotic Systems*, 2018, vol. 92, pp. 309-321. DOI: 10.1007/s10846-017-0752-x
19. Mazare M., Taghizadeh M., Najafi M.R. Kinematic analysis and design of a 3-DOF translational parallel robot. *International journal of Automation and Computing*, 2017, vol. 14, no. 4, pp. 432-441.
20. Petrescu F.I.T. Structural Analysis of Spatial Mechanisms. *American Journal of Engineering and Applied Sciences*, 2018, vol. 11, no. 2, pp. 852-869. DOI: 10.3844/ajeassp.2018.852.869