

КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛАНЕТАРНЫХ РОЛИКОВИНТОВЫХ МЕХАНИЗМОВ С ФРИКЦИОННЫМ ХАРАКТЕРОМ ЗАЦЕПЛЕНИЙ

Морозов В.В.

*Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Владимир
Владимир, Россия (600000, г. Владимир, ул. Горького, 87) tms@vlsu.ru*

В статье рассматриваются кинематические характеристики роликвинтовых механизмов (РВМ) с фрикционным характером зацеплений. Данный тип механизмов имеет широкие кинематические возможности, высокую редукцию, надежность и жесткость. Приведен состав РВМ и твердотельная модель механизма. Основными элементами РВМ являются детали с многозаходной и разнонаправленной резьбой – винт, ролик и гайка. Планетарное движение совершают резьбовые ролики-спутники, взаимодействующие с резьбовым винтом и гайкой. В работе приводится классификация РВМ в зависимости от соотношений углов подъема резьб этих элементов, получены аналитические формулы для нахождения угла трения в сопряжениях РВМ, размера и расположения области сцепления резьбовых звеньев, а также зависимости для расчета кинематической передаточной функции (КПФ). Наиболее известный тип РВМ, который выпускается под маркой Transroll, имеет ограниченные значения КПФ, которые составляют более трех шагов резьбы. Использование фрикционного характера зацепления в РВМ позволяет получать КПФ менее шага резьбы без использования дополнительных редукторов. В работе определен критерий достаточности сцепления для таких механизмов – это угол отклонения проекции силы трения от перпендикуляра к нормали резьбы. На основе данного критерия определены области существования фрикционных РВМ, а также известных передач Transroll и подшипника. Построены графики КПФ РВМ в зависимости от чисел заходов резьбы винта и гайки РВМ, а также соотношений диаметров винта и роликов.

Ключевые слова: планетарные роликвинтовые механизмы, кинематическая передаточная функция.

THE KINEMATIC CHARACTERISTICS PLANETARY ROLLER SCREW MECHANISM WITH FRICTION CHARACTER LINKS

Morozov V.V.

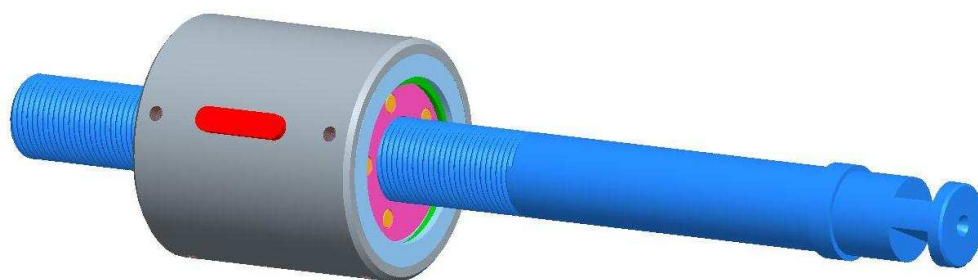
*Vladimir State University named after Alexander and Nikolay Stoletovs, Vladimir
Vladimir, Russia (600000, Vladimir, Gorky street, 87) tms@vlsu.ru*

The article deals with the kinematic characteristics planetary roller screw mechanism (RSM) with frictional nature of links. This type of mechanism has broad kinematic capabilities, high reduction, reliability and toughness. RSM gives the composition and solid-state model of the mechanism. The main elements of RSM are the details from different directions and multistart thread - the screw, roller and nut. Planetary motion is threaded rollers satellites, interacting with a threaded screw and nut. In this paper a classification of RSM based on the ratio of the angles of lifting threads of these elements, analytical formulas for finding the angle of friction in the RSM mates, size and location of the threaded coupling units, as well as the relationships for calculating the kinematic transfer function (KTF). The most familiar type of RSM, which is released under the name Transroll, has limited value KTF, which constitute more than three steps thread. Using the frictional nature of the engagement in RSM can receive KTF less thread pitch without additional gear. In this paper we defined the criterion of sufficiency for such coupling mechanisms - it is the projection angle of the friction force from the perpendicular to the normal thread. On the basis of the criteria defined region of existence of friction RSM, as well as the known transmission Transroll and bearing. Graphs of the KTF RSM depending on number of visits screw thread and nut RSM, as well as relations diameter screws and rollers.

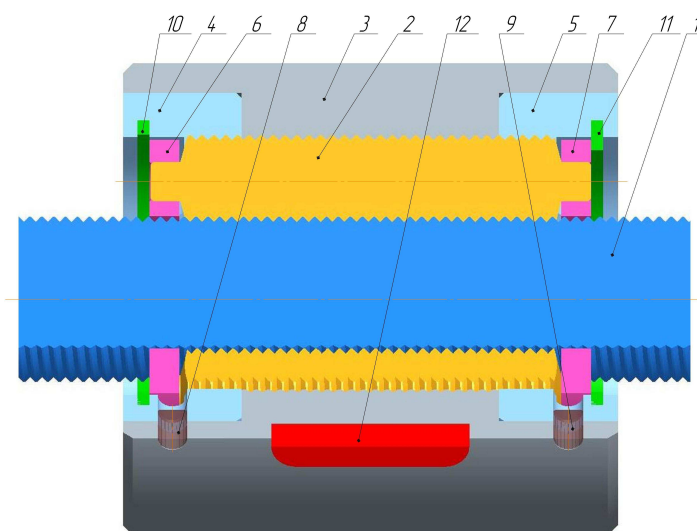
Key words: planetary roller screw mechanisms, kinematic transfer function.

Планетарные роликвинтовые механизмы (РВМ) преобразуют вращательное движение в поступательное и используются в приводах станков, авиационных систем, подъемно-транспортного оборудования, медицины в качестве эффективных исполнительных устройств. Одной из важнейших задач для РВМ с фрикционным характером зацепления является определение кинематических характеристик, которые обеспечивают требуемые

перемещения [1]. В данной статье предложен подход к определению кинематических характеристик РВМ с фрикционным характером зацепления (рис.1).



а) в собранном виде



б) разрез: 1 – винт, 2 – ролики, 3 – гайка, 4 - венец зубчатый, 5 – венец зубчатый, 6– сепаратор, 7 – сепаратор, 8 - штифт, 9 – штифт, 10 – стопорное кольцо, 11 – стопорное кольцо, 12 - шпонка

Рис. 1. РВМ с фрикционным характером зацепления (Компас 3D v9)

В общем случае РВМ состоит из резьбовых элементов: винта, роликов-сателлитов, гайки и нерезьбовых элементов: сепараторов, зубчатых венцов, стопорных колец. Для обеспечения синхронизации вращения на резьбовых роликах дополнительно нарезаны зубчатые канавки.

РВМ принято различать по следующим признакам [1]: какое из зацеплений роликов – с гайкой или винтом – является опорным, а какое – рабочим; какое из звеньев РВМ – винт или гайка – является входным (ведущим), а какое – выходным (ведомым); каково соотношение углов подъема и направлений нарезок винта, роликов и гайки, что определяет тип зацепления звеньев в торцовом сечении: доплюсное, заплуюсное или внутреннее. Эти типы зацеплений определяются соотношением углов подъема и направлений нарезок винта, роликов и гайки. Угол подъема определяется по известной формуле $\lambda_i = \arctg(P_x z_i / 2\pi r)$, где P_x – осевой шаг винтовой линии (мм); z_i – число заходов на i -м звене; r_i – средний (рабочий) радиус i -го звена. Индекс $i = 1$ обозначает, что параметр относится к винту; $i = 2$ – к ролику; $i = 3$ – к гайке. Возможные сочетания углов подъема, приводящие к различным группам РВМ, приведены в табл. 1.

Таблица 1. Варианты исполнения роликовинтовых механизмов

Группа	Соотношение углов подъ-	Направление нарезок	Соотношение углов подъ-	Направление нарезок
--------	-------------------------	---------------------	-------------------------	---------------------

	ема		ема	
	Опорная гайка ($\lambda_2 = \lambda_3$)		Опорный винт ($\lambda_1 = -\lambda_2$)	
1	$ \lambda_1 < \lambda_2 $	противоположное	$ \lambda_3 < \lambda_2 $	одинаковое
2	$ \lambda_1 > \lambda_2 $	противоположное	$ \lambda_3 > \lambda_2 $	одинаковое
3	любое	одинаковое	любое	противоположное

В большинстве вариантов (за исключением частных случаев подшипника и передачи типа Transroll) РВМ не является передачей зацеплением, поэтому возникает вопрос о существовании фрикционной связи в рабочем сопряжении, достаточной для передачи движения.

Достаточность сцепления определяется величиной угла δ отклонения проекции силы трения от перпендикуляра к нормали: чем ближе угол δ к 90° , тем сильнее связь между звеньями в тяговом режиме прямого хода.

Угол трения δ находится из квадратного уравнения [2]:

$$A\sqrt{\cos^2 \gamma + \text{tg}^2 \delta} = \text{tg} \kappa - \text{tg} \delta, \quad (1)$$

где $A = \frac{\text{tg} \gamma}{f} \cos \alpha_x$; γ – угол наклона нормали в точке контакта; κ – угол отклонения точки контакта от линии центров; α_x – половина угла профиля резьбы; f – коэффициент трения скольжения.

Умножая обе части уравнения (1) на $\text{ctg} \kappa \text{ctg} \delta$, получаем

$$A \text{ctg} \kappa \sqrt{1 + \cos^2 \gamma \text{ctg}^2 \delta} = \text{ctg} \delta - \text{ctg} \kappa.$$

Последнее уравнение приводится к квадратному уравнению

$$(1 - A^2 \cos^2 \gamma \text{ctg}^2 \kappa) \text{ctg}^2 \delta - 2 \text{ctg} \kappa \text{ctg} \delta + (1 - A^2) \text{ctg}^2 \kappa = 0,$$

решение которого имеет два корня

$$\text{ctg} \delta = \text{ctg} \kappa \frac{1 \pm A \sqrt{1 - (A^2 - 1) \cos^2 \gamma \text{ctg}^2 \kappa}}{1 - A^2 \cos^2 \gamma \text{ctg}^2 \kappa}.$$

Соответствующий корень следует выбирать из условия: «+» – при $\kappa < \pi/2$, «-» – при $\kappa > \pi/2$. Обе ветви можно записать общей формулой

$$\text{ctg} \delta = \frac{\text{ctg} \kappa + A |\text{ctg} \kappa| \sqrt{1 - (A^2 - 1) \cos^2 \gamma \text{ctg}^2 \kappa}}{1 - A^2 \cos^2 \gamma \text{ctg}^2 \kappa}. \quad (2)$$

Дискриминант уравнения (1) обращается в ноль при $\kappa = \pi/2$. Тогда $\delta = \pi/2$, что соответствует передаче зацеплением.

Корни (2) существуют при выполнении условия достаточности сцепления (положительности знаменателя):

$$\Delta_{\text{сц}} = 1 - A^2 \cos^2 \gamma \text{ctg}^2 \kappa > 0. \quad (3)$$

Условие (3) эквивалентно неравенству $0 < \delta < \pi$, которое определяет область существования фрикционных РВМ. Максимальное значение показателя сцепления $\Delta_{\text{сц}} = 1$ достигается для передачи зацеплением. Для остальных типов РВМ показатель строго меньше 1 на квадрат величины

$$\varepsilon_f = A \cos \gamma \text{ctg} \kappa, \quad (4)$$

которая является важной характеристикой фрикционной передачи и для краткости будет называться фрикционным параметром. Его использование для оценки «фрикционности» передачи более удобно, чем определенного в [1] фрикционного параметра A , т.к. он имеет

свойства показателя: $0 \leq \varepsilon_f < 1$ – для работоспособных передач, $\varepsilon_f = 0$ – для передачи зацеплением и $\varepsilon_f \geq 1$ – для передач, лежащих за пределами области сцепления.

На рис. 2, а показаны линии уровня угла δ как функции двух переменных $\delta = \delta(z, k)$ при значении $z_2 = +1$ и коэффициента трения $f = 0,15$.

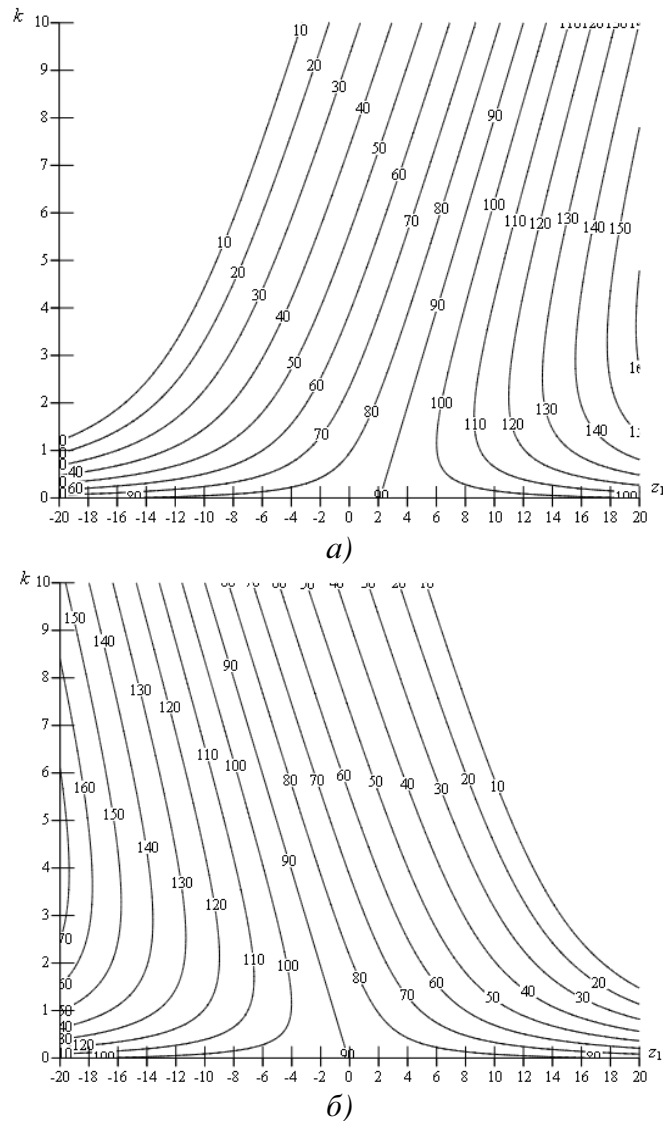


Рис. 2. Линии уровня угла трения δ при $z_2 = +1$: а – опорная гайка; б – опорный винт

Линии уровня $\delta = \text{const}$ представляют собой гиперболические кривые с асимптотами

$$k = 0 \text{ и } z = \begin{cases} (k+2)z_2, & \text{иде } \tilde{\text{m}}\tilde{\text{d}}\tilde{\text{i}}\tilde{\text{e}} \quad \tilde{\text{a}}\tilde{\text{e}}\tilde{\text{e}}\tilde{\text{a}}; \\ -kz_2, & \text{иде } \tilde{\text{m}}\tilde{\text{d}}\tilde{\text{i}}\tilde{\text{i}} \quad \tilde{\text{a}}\tilde{\text{e}}\tilde{\text{i}}\tilde{\text{a}}, \end{cases} \quad (5)$$

вдоль которых $\delta = \pi/2$.

На размеры и расположение области сцепления $0 < \delta < \pi$ существенно влияет значение коэффициента трения, при его уменьшении область теснее прижимается к асимптотам. Другим предельным случаем поведения угла трения является асимптотика при $f \rightarrow \infty$:

$$\lim_{f \rightarrow \infty} \delta = \lim_{A \rightarrow 0} \delta = \lim_{A \rightarrow 0} \text{arcctg} \left(\text{ctg} \kappa \frac{1 \pm A\sqrt{1 - (A^2 - 1)\cos^2 \gamma \text{ctg}^2 \kappa}}{1 - A^2 \cos^2 \gamma \text{ctg}^2 \kappa} \right) = \kappa. \quad (6)$$

т.е. угол трения при наличии идеальной фрикционной связи равен углу отклонения точки контакта от линии центров.

На рис. 2, б показаны линии уровня угла κ в зависимости от отношения k и числа заходов на рабочем звене z . Таким образом, анализ угла трения как основного фактора фрикционного сцепления в рабочем сопряжении РВМ показал наличие существенной связи между трением и кинематической способностью РВМ. Однако для получения количественной зависимости необходимо исследовать влияние трения на кинематическую передаточную функцию РВМ.

Наиболее информативным кинематическим параметром РВМ является кинематическая передаточная функция (КПФ), методики расчета которой были опубликованы [1], поэтому в табл. 2 приводится последовательность расчета КПФ РВМ без подробных пояснений. Формулы даны так, чтобы КПФ имела размерность [мм/об]. Приведены два варианта формул КПФ, через $P_X z$ и средний радиус, т.к. первый вариант имеет особенность 0/0 при $z = 0$ и следует пользоваться вторым вариантом. Из табл. 2 следует, что для однозначного определения КПФ в общем случае требуется задание условия, какое звено является рабочим, и 7 независимых параметров: числа заходов на рабочем звене z_1 (или z_3), числа заходов на ролике z_2 , отношения диаметра винта к диаметру ролика k , диаметра винта r_1 , осевого шага P_X , угла профиля резьбы α_X , коэффициента трения f , причем первые три параметра должны быть целочисленными.

Таблица 2. Методика расчета кинематической передаточной функции РВМ

Опорная гайка	Опорный винт
$S_1 = P_X z_1 \frac{\sin \delta \sin(\kappa + \alpha_{t1})}{\cos \alpha_{t1} \cos(\kappa - \delta)} =$ $= 2\pi r_{p1} \operatorname{tg} \gamma \frac{\sin \delta \sin(\kappa + \alpha_{t1})}{\cos(\kappa - \delta)}$	$S_3 = P_X z_3 \frac{\sin \delta \sin(\kappa - \alpha_{t3})}{\cos \alpha_{t3} \cos(\kappa - \delta)} =$ $= 2\pi r_{p3} \operatorname{tg} \gamma \frac{\sin \delta \sin(\kappa - \alpha_{t3})}{\cos(\kappa - \delta)}$

В таблице обозначено: α_{t1} – торцовый угол профиля, δ – угол трения; κ – угол отклонения точки контакта от линии центров; r_{p1} – средние (рабочие) радиусы звеньев γ – угол наклона нормали в точке контакта

На рис. 3 показаны линии уровня КПФ как функции двух переменных $S_X = S_X(z, k)$ по формулам табл.2 при значении коэффициента трения $f = 0,15$. При численном расчете приняты следующие значения остальных значимых параметров: осевой шаг $P_X = 1$ мм, половина угла профиля резьбы $\alpha_X = 45^\circ$. Следует обратить внимание, что характер линий уровня в случае опорной гайки отличается от линий уровня при опорном винте. Это связано с различием в поведении КПФ при $k \rightarrow 0$:

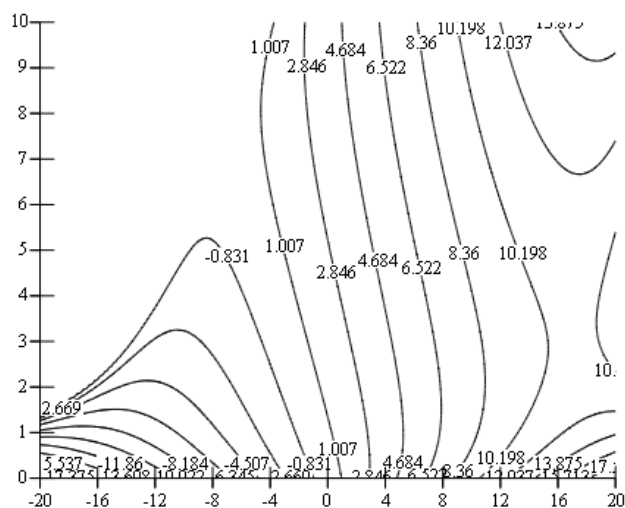
$$\lim_{k \rightarrow 0} S_1 = P_X z_1; \quad \lim_{k \rightarrow 0} S_3 = 0, \quad (7)$$

т.е. при $k = 0$ РВМ в случае опорной гайки вырождается в передачу зацеплением трансролл, а в случае опорного винта – в подшипник.

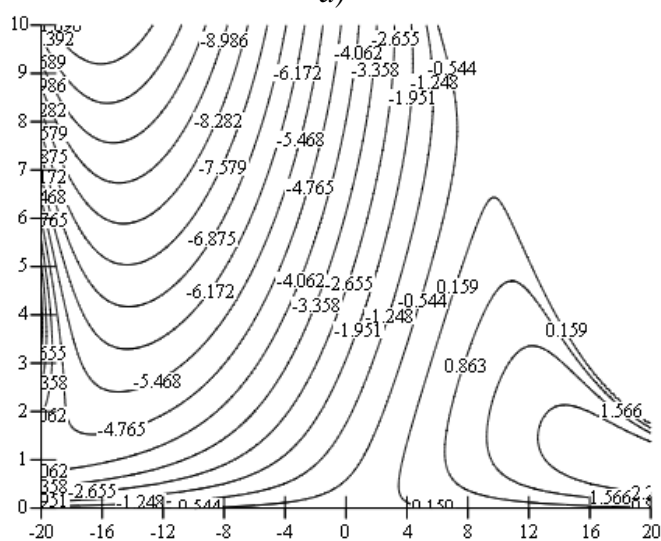
При наличии идеальной фрикционной связи КПФ определяется как предел при $f \rightarrow \infty$:

$$\lim_{f \rightarrow \infty} S_1 = \lim_{A \rightarrow 0} S_1 = P_X z_1 \frac{\sin \kappa \sin(\kappa + \alpha_{t1})}{\cos \alpha_{t1}} = 2\pi r_{p1} \operatorname{tg} \gamma \sin \kappa \sin(\kappa + \alpha_{t1}); \quad (8)$$

$$\lim_{f \rightarrow \infty} S_3 = \lim_{A \rightarrow 0} S_3 = P_X z_3 \frac{\sin \kappa \sin(\kappa - \alpha_{t3})}{\cos \alpha_{t3}} = 2\pi r_{p3} \operatorname{tg} \gamma \sin \kappa \sin(\kappa - \alpha_{t3}). \quad (9)$$



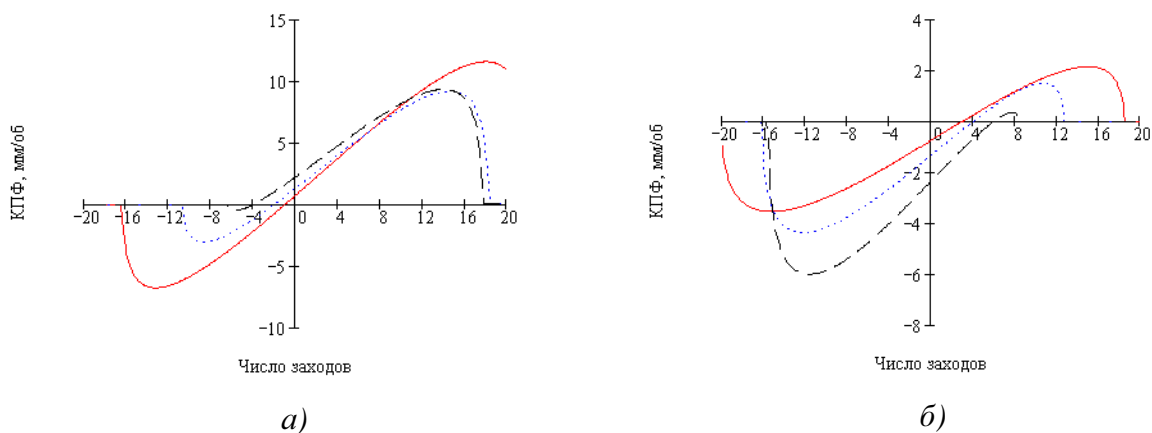
а)



б)

Рис. 2. Линии уровня КПФ при $z_2 = +1$ и $f = 0,15$: а – опорная гайка; б – опорный винт

В заключение численного исследования построим семейства графиков КПФ как функции от числа заходов z на рабочем звене при фиксированных значениях отношения k и при $f = 0,15$ (сечения поверхностей плоскостями $k = \text{const}$): на рис. 3 – для $z_2 = +1$.



а)

б)

Рис. 3. Зависимость КПФ от числа заходов при $z_2 = +1$ и $f = 0,15$: а – опорная гайка; б – опорный винт (— $k = 1$; - - - $k = 2$; - · - · $k = 4$)

В случае опорной гайки (рис. 3, *a*) участок $\{z_1 < 0; S_x > 0\}$ графика соответствует передачам 1-й группы; $\{z_1 < 0; S_x < 0\}$ – передачам 2-й группы; $\{z_1 > 0\}$ – передачам 3-й группы. Аналогично, в случае опорного винта (рис. 3, *b*) участок $\{z_3 > 0; S_x < 0\}$ соответствует передачам 1-й группы; $\{z_3 > 0; S_x > 0\}$ – передачам 2-й группы; $\{z_3 < 0\}$ – передачам 3-й группы.

Каждый график рис. 3 разбивается на линейный участок, когда КПФ прямо пропорционально зависит от числа заходов, и участки срыва, когда дальнейшее изменение z ведет к резкому падению S_x до нуля. Для выяснения причин такого поведения следует провести анализ зависимости S_x от геометрических и фрикционных параметров РВМ. Ниже будет показано, что участок линейности соответствует области стабильности РВМ, а участки срыва свидетельствуют о нарушении фрикционной стабильности.

Список литературы

1. Морозов В.В. Роликовинтовые механизмы. Кинематические характеристики: монография. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2005. – 78 с.
2. Морозов В.В., Панюхин В.И. Зубчато-винтовые передачи для преобразования вращательного движения в поступательное: монография. – Владимир, 2000. – 160 с.
3. Морозов В.В., Панюхин В.И., Панюхин В.В. Механические передачи: КПД и самоторможение: монография под ред. В.В. Морозова; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2002. – 164 с.
4. Козырев В.В. Конструкции, теория и методика проектирования и исследования планетарных передач винт-гайка с резьбовыми роликами и мехатронных модулей на их базе: монография / В.В.Козырев; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2011. – 238 с.
5. Морозов В.В., Костерин А.Б., Новикова Е.А. Плавность динамических звеньев электро-механических приводов. – Владимир: ВлГУ, 1999. – 158 с.

Рецензенты:

1. Гоц А.Н., д.т.н., профессор, профессор кафедры тепловых двигателей и энергетических установок ФГБОУ ВПО «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых».
2. Житников Б.Ю., д.т.н., профессор, профессор кафедры специальной техники и информационных технологий ФГОУ ВПО ВЮИ ФСИН России.