

АНАЛИЗ ПРЕДЕЛЬНЫХ ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ ЗВЕНЬЕВ ФРИКЦИОННЫХ ЭПИЦИКЛИЧЕСКИХ МЕХАНИЗМОВ С ЗСТК С ДИАМЕТРАМИ РАЗНОЙ ВЕЛИЧИНЫ ПРИ ВЕДУЩЕМ ВНУТРЕННЕМ КОЛЬЦЕ

**Меснянкин М.В.¹, Мерко М.А.¹, Колотов А.В.¹, Мерко И.С.¹, Митяев А.Е.¹,
Литвинов П.С.¹, Белякова С.А.¹, Бурова В.В.¹**

¹ФГАОУ ВПО «Сибирский федеральный университет», Красноярск, Россия (660041, Красноярск, пр. Свободный, 79), e-mail: m.merko@mail.ru

Проведен анализ состояния рассматриваемой проблемы. Приводится решение задачи по определению предельных частот вращения звеньев фрикционных эпициклических механизмов с замкнутой системой тел качения с диаметрами разной величины при ведущем внутреннем кольце для любого вида симметричной структурной схемы с учетом обоих направлений ввода поправки в расчет номинальных величин геометрических параметров. Составлена расчетная модель, формулы для расчета предельных частот вращения звеньев и скоростных параметров механизмов данного вида, а также установлены диапазон возможных значений предельных частот вращения и характер их изменения в зависимости от направления ввода поправки. Результаты позволяют формировать привода технологического оборудования на базе фрикционных эпициклических механизмов с замкнутой системой тел качения, обладающих требуемыми свойствами. Разработан программный комплекс «Эксцентрик» зарегистрированный в Реестре программ для ЭВМ Федеральной службы по интеллектуальной собственности России (РОСПАТЕНТ), позволяющий повысить эффективность как научных исследований, так конструкторских разработок.

Ключевые слова: замкнутая система тел качения, механизм с замкнутой системой тел качения, тела качения, сепаратор, дорожка качения, скорости скольжения, предельная частота вращения.

THE ANALYSIS OF THE LIMITING FREQUENCIES OF ROTATION OF THE LINKS FRICTIONAL EPICYCLIC MECHANISMS WITH A CLOSED SYSTEM OF ROLLING ELEMENTS WITH DIAMETERS OF DIFFERENT SIZES, LEADING ON THE INNER RING

**Mesnyankin M.V.¹, Merko M.A.¹, Kolotov A.V.¹, Merko I.S.¹, Mityaev A.Y.¹,
Litvinov P.S.¹, Belyakova S.A.¹, Burova V.V.¹**

¹Siberian Federal University, Krasnoyarsk, Russia (660041, Krasnoyarsk, Svobodny Prospect, 79), e-mail: m.merko@mail.ru

The analysis of the problem. Provides a solution to the problem is to determine the ultimate rotating speed links frictional epicyclic mechanisms with a closed system of rolling elements with diameters of different sizes, at leading inner ring for any kind of symmetrical structural diagram taking into account both directions of entering of amendments in the calculation of the nominal values of geometrical parameters. Compiled calculation model, the formula for calculating the limit frequency of rotation speed of the rings and speed parameters of mechanisms of this type, and also installed a range of possible values of the marginal frequencies of rotation speed and the nature of their changes depending on the direction input of the amendment. The results will allow to form the drive of technological equipment on the basis of a frictional epicyclic mechanisms with a closed system of rolling elements having the desired properties. The developed program complex «Eccentric» registered in the Register of the computer programs of the Federal Service for Intellectual Property of Russia (Rospatent) for increase efficiency as the research, engineering developments.

Key words: rolling body closed system, mechanism with rolling body closed system, rolling body, cage, raceway, sliding speed, limiting frequencies of rotation.

Процесс модернизации и развития промышленного потенциала РФ в условиях импортозамещения выводит на первый план потребность формирования приводов технологического оборудования на базе механизмов, обладающих достаточно простой структурой, образованной минимально возможным числом подвижных звеньев и

кинематических пар. Техническим объектам с перечисленными свойствами соответствуют эпициклические механизмы с замкнутой системой тел качения (ЗСТК). Механизмы данного вида обладают структурой образованной совокупностью двух колец с дорожками качения, замкнутой системой тел качения с диаметрами равной или разной величины и сепаратором (водило). Тела качения могут обладать гладкими рабочими поверхностями (фрикционные) [1, 2-11] или поверхностями с выступами (зубчатые). Наличие сепаратора в структуре механизмов с ЗСТК позволяет исключить контакт тел качения друг с другом, обеспечив между ними наличие зазора. Передача движения между звеньями осуществляется посредством непосредственного контакта тел качения с дорожками качения обоих колец.

Коллектив авторов проводит исследования геометрических, кинематических и силовых параметров приводов технологического оборудования разработанных на базе эпициклических механизмов с ЗСТК с диаметрами разной (эксцентриковые) [1, 4, 7, 8, 10, 11] или равной (соосные) [2, 3, 5, 6, 9, 11] величины. Использование замкнутой системы тел качения с диаметрами разной величины позволяет реализовать структуру механизмов при помощи нескольких структурных схем [1, 11], каждой из которых удовлетворяет одному из четырех возможных условий симметрии [9]. В ходе исследований установлено: структура механизмов данного вида содержат замкнутые системы тел качения, следовательно, задача определения номинальных величин геометрических параметров механизмов должна решаться при начальных условиях, что исходные параметры являются постоянными величинами больше нуля при наличии или отсутствии зазора между телами качения [1, 4, 6, 11]. Однако дальнейшие исследования показали, что для решения задачи по определению номинальных величин геометрических параметров при данных условиях необходим ввод поправки в расчет, считая один из исходных параметров величиной переменной. Вариация значениями радиуса тел качения и зазора не позволяет достичь требуемого результата. В этом случае получаем, что решение задачи имеет два возможных направления ввода поправки, либо по радиусу дорожки качения наружного кольца, либо по радиусу дорожки качения внутреннего кольца. Это обстоятельство необходимо учитывать также при определении свойств механизмов данного вида.

Механизмы с ЗСТК с гладкими рабочими поверхностями относятся к разновидностям фрикционных эпициклических механизмов, что указывает на наличие скольжения в зонах контакта их звеньев. В этом случае для обеспечения работоспособности механизмов данного вида необходимо знать предельные частоты вращения звеньев, содержащихся в их структурах. Превышение предельных частот вращения звеньев приводит к росту скоростей скольжения, а также потере энергии, что существенно сокращает расчетный ресурс работы фрикционных эпициклических механизмов. На предельные частоты вращения оказывают

влияние множество конструктивно-эксплуатационных параметров, таких как: габаритные размеры механизма, наличие или отсутствие зазора между телами качения замкнутой системы, конструкция и материал сепаратора, точность изготовления звеньев, величина и характер приложения внешней нагрузки, вид ведущего звена, а также тип смазки и способ охлаждения. Это означает, что для увеличения окружных скоростей движения необходимо обеспечить повышение предельных частот вращения звеньев, что возможно только в том случае, если фрикционные эпициклические механизмы с ЗСТК работают в условиях жидкостного трения.

Настоящее исследование проводится с целью разработки алгоритма определения предельных частот вращения звеньев фрикционных эпициклических механизмов с ЗСТК с диаметрами разной величины при ведущем внутреннем кольце для любого вида симметричной структурной схемы и обоих направлений ввода поправки в расчет номинальных величин геометрических параметров. Это дает возможность выполнить анализ влияния направления ввода поправки на величины предельных частот вращения звеньев механизмов данного вида. Полученные результаты позволят формировать привода технологического оборудования на базе фрикционных эпициклических механизмов с замкнутой системой тел качения обладающих требуемыми свойствами.

Методы исследования, применяемые в настоящей работе, основаны на принципах кинематического анализа фрикционных эпициклических механизмов при использовании положений геометрии и тригонометрии.

Рассмотрим решение поставленной задачи на примере расчета величины предельной частоты вращения для механизмов с ЗСТК с диаметрами разной величины для обоих направлений ввода поправки в расчет номинальных величин геометрических параметров. Для этого составим расчетную модель (рис. 1) и примем следующие исходные условия и обозначения: внутреннее кольцо является ведущим звеном, сепаратор выступает в качестве выходного звена, наружное кольцо остановлено; $ДК_В$, $ДК_Н$ – дорожки качения внутреннего и наружного колец; $R_В$, $R_Н$, $O_В$ и $O_Н$ – радиусы и геометрические центра дорожек качения внутреннего и наружного колец; e – эксцентриситет; C – сепаратор (водило); c – зазор между телами качения; r_0 , r_1 , r_i , 0 , 1 , i и $0_Н$, $1_Н$, $i_Н$, $0_В$, $1_В$, $i_В$ – радиусы, геометрические центра и точки контакта максимального, первого и i -ого тел качения с дорожками качения наружного и внутреннего колец; $X_В O_В Y_В$ – неподвижная система координат жестко связанная с центром вращения внутреннего кольца.

Анализ расчетной схемы показывает, что механизмы с ЗСТК с диаметрами разной величины разработаны на базе механизмов-прототипов содержащих в своей структуре замкнутую систему тел качения с диаметрами равной величины, представителями которых

могут являться подшипники качения. Для механических объектов данного вида потери на трение и износ изменяются в соответствии с линейно-возрастающими законами в зависимости от окружной скорости движения звеньев. В этом случае оценка предельных частот вращения звеньев механизмов рассматриваемого вида также может быть выполнена при помощи скоростного параметра $[d_m \cdot n]$. Значения скоростных параметров для основных типов подшипников воспринимаемых как механизмы качения в зависимости от вида смазочного материала регламентированы положениями ГОСТ 20918-75 .

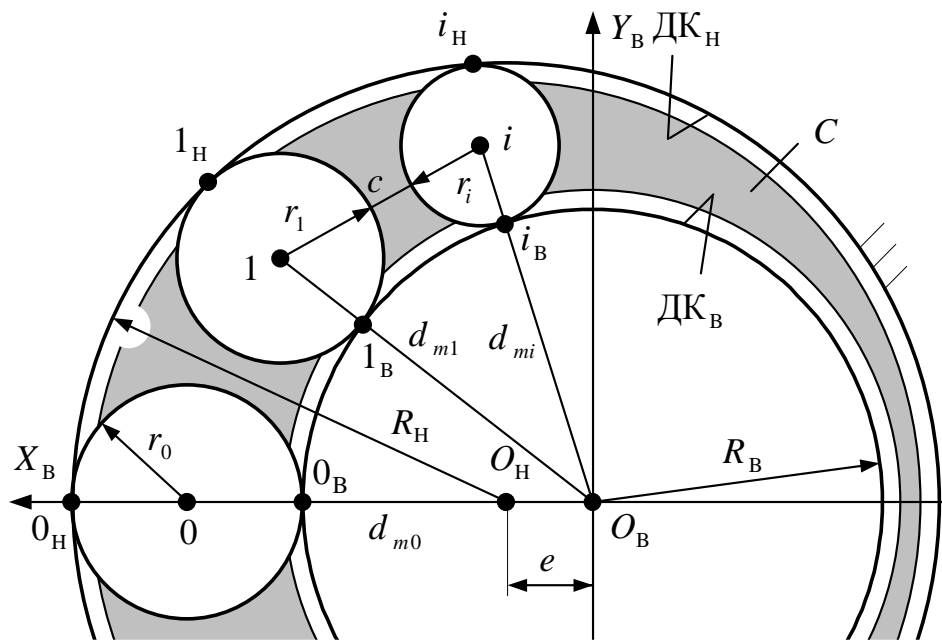


Рис. 1 Расчетная модель механизма с замкнутой системой тел качения с диаметрами разной величины при ведущем внутреннем кольце

В результате получаем, что для механизмов с ЗСТК в соответствии с работой [12] предельная частота вращения рассчитывается по формуле

$$n_{пр} = \frac{[d_m \cdot n] \cdot k_r \cdot k_c \cdot k_d}{d_m}, \quad (1)$$

где $[d_m \cdot n]$ – скоростной параметр механизма качения; k_r – коэффициент, учитывающий влияние габаритных размеров механизма качения на его предельную быстроходность; k_c – коэффициент, учитывающий влияние соотношения размеров «живого сечения» механизма качения на его быстроходность; k_d – коэффициент долговечности, учитывающий влияние воспринимаемой механизмом качения нагрузки на быстроходность, исходя из величины номинальной долговечности; d_m – геометрический параметр механизма качения, соответствующий расстоянию от оси вращения ведущего кольца до центра вращения тела качения.

Анализ формулы (1) показывает, что если основные типы подшипников качения рассматривать в качестве фрикционных эпициклических механизмов, то механизмы данного вида являются разновидностью соосных механизмов с ЗСТК с диаметрами равной величины. В этом случае геометрический параметр соответствует постоянной величине, т. е. $d_m = const$. Однако, в силу особенностей геометрии механизмов рассматриваемого вида, диаметры тел качения замкнутой системы имеют разные величины [1, 9, 11]. Это означает, что геометрический параметр является величиной переменной, т. е. $d_m = d_{mi} \neq const$, на значения которого оказывают влияние вид симметричной структурной схемы и ведущего звена. Следовательно, для механизмов с ЗСТК с диаметрами разной величины при ведущем внутреннем кольце скоростной параметр определяется по выражению

$$d_{mi} = R_B + r_i. \quad (2)$$

По полученным формулам (1) и (2) выполняем расчет предельных частот вращения звеньев механизмов с ЗСТК с диаметрами разной величины для всех видов симметричных структурных схем с учетом обоих направлений ввода поправки в расчет номинальных величин геометрических параметров. При вычислениях в качестве исходных данных принимаем: $R_H = 100$ мм, $R_B = 50$ мм, $e = 6$ мм, $c = 6$ мм, номинальная долговечность механизма $L_h = 20000$ часов, тип смазки жидкостный, следовательно скоростной параметр и коэффициенты формулы (1) имеют значения: $[d_m \cdot n] = 4 \cdot 10^5$ мм · мин⁻¹, $k_r = 0,98$; $k_c = 0,8$ и $k_d = 0,97$. С целью повышения эффективности процесса вычислений авторами разработано программное обеспечение в виде программного комплекса «Эксцентрик» зарегистрированного в Реестре программ для ЭВМ Федеральной службы по интеллектуальной собственности Российской Федерации (РОСПАТЕНТ № 2012614197). По результатам вычислений выполняем синтез диаграммы предельных частот вращения звеньев механизмов с ЗСТК с диаметрами разной величины при ведущем внутреннем кольце (рис. 2).

Анализ диаграммы (рис. 2) показывает, что направление ввода поправки в расчет номинальных величин геометрических параметров не оказывает влияния на тип кривых предельных частот вращения звеньев механизмов с замкнутой системой тел качения. Рост величин радиусов тел качения вызывает уменьшение предельных частот вращения звеньев для любого вида симметричной структурной схемы не зависимо от направления ввода поправки. Однако ввод поправки по радиусу дорожки качения наружного кольца приводит к росту предельных частот вращения звеньев для кривых 2 и 3, что соответствует наличию на горизонтальной оси симметрии только максимального (схема 2) или минимального (схема 3) тел качения. При этом же направлении ввода поправки кривые 1 и 4 принимают практически идентичные значения, что соответствует, как наличию на горизонтальной оси симметрии

механизмов с ЗСТК максимального и минимального тел качения (схема 1), так и их отсутствию (схема 4).

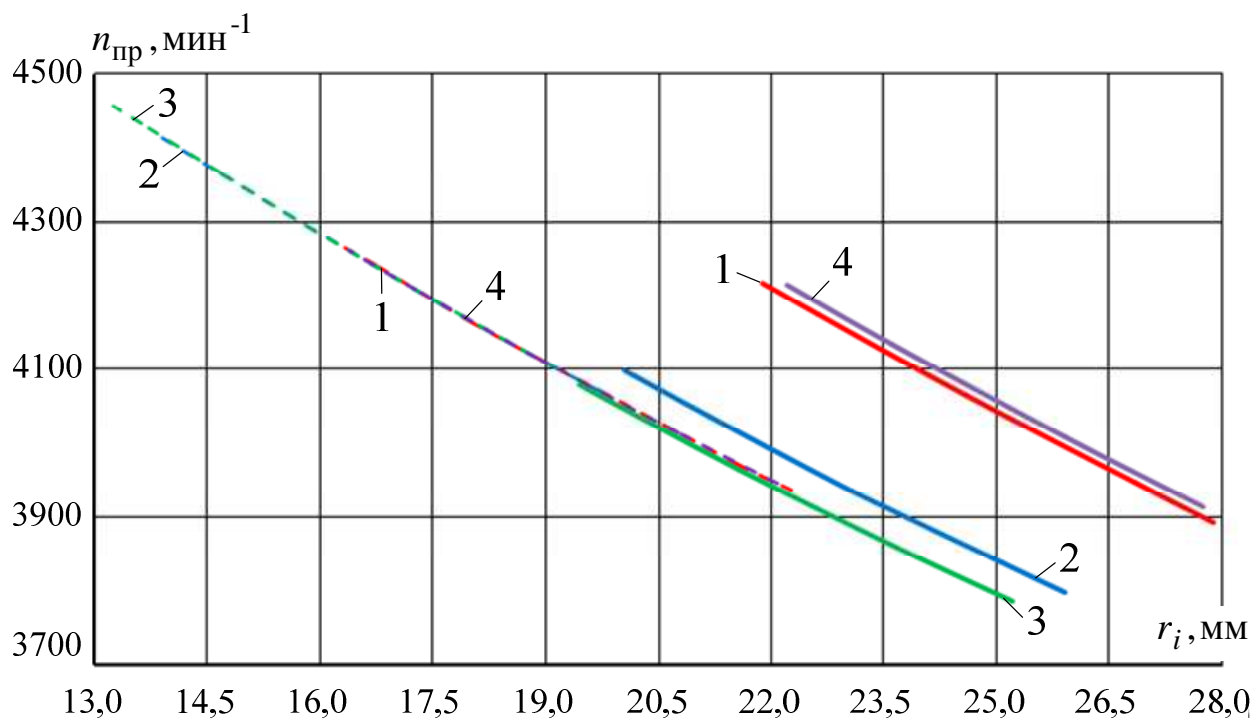


Рис. 2 Диаграмма предельных частот вращения звеньев механизмов с ЗСТК

с диаметрами разной величины при ведущем внутреннем кольце и вводе поправки в расчет по радиусу дорожки качения: ——— внутреннего и - - - - наружного колец

Ввод поправки в расчет номинальных величин геометрических параметров по радиусу дорожки качения внутреннего кольца приводит к изменению предельных частот вращения звеньев механизмов с замкнутой системой тел качения с диаметрами разной величины (рис. 2) в более узком диапазоне. Максимальные величины данных параметров при этих же условиях наблюдаются для кривых 1 (схема 1) и 4 (схема 4). В тоже время кривые 1 (схема 1) и 4 (схема 4) имеют схожие значения, что также имеет место и для кривых 2 (схема 2) и 3 (схема 3). Это объясняется наличием тел качения с радиусами большей величины по сравнению с направлением ввода поправки по радиусу дорожки качения наружного кольца, позволяющему получить максимально возможные предельные частоты вращения для принятых условий. Ввод поправки в расчет по радиусу дорожки качения наружного кольца позволяет получить максимально возможные предельные частоты вращения для кривых 2 (схема 2) и 3 (схема 3). Для этих же кривых 2 (схема 2) и 3 (схема 3) при вводе поправки в расчет по радиусу дорожки качения внутреннего кольца имеют место минимальные значения предельных частот вращения звеньев механизмов с ЗСТК с диаметрами разной величины.

Заключение. Получены формулы для расчета предельных частот вращения звеньев и скоростных параметров для любого вида симметричной структурной схемы механизма с замкнутой системой тел качения с диаметрами разной величины, а также установлены диапазон возможных значений предельных частот вращения и характер их изменения в зависимости от направления ввода поправки. Выявлено, что ввод поправки в расчет номинальных величин геометрических параметров механизмов с ЗСТК по радиусу дорожки качения наружного кольца позволяет получить максимально возможные предельные частоты вращения при ведущем внутреннем кольце для кривых 2 (схема 2) и 3 (схема 3). В результате исследований установлено, что выбор предельных частот вращения для механизмов рассматриваемого вида необходимо выполнять по телу качения с максимальным радиусом входящего в их структуру. Это позволяет формировать привода технологического оборудования на базе фрикционных эпициклических механизмов с замкнутой системой тел качения, обладающих требуемыми свойствами.

Список литературы

1. Мерко М.А. Кинематические и геометрические характеристики эксцентрикового механизма качения: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.02.02. – Красноярск, 2002. – 26 с.
2. Мерко М.А., Меснянкин М.В., Кайзер Ю.Ф., Колотов А.В., Митяев А.Е., Лысянников А.В., Кузнецов А.В. Передаточные отношения планетарных механизмов с ЗСТК с диаметрами равной величины при ведущем внутреннем кольце и вводе поправки по радиусу дорожки качения этого же звена // Современные проблемы науки и образования. – 2014. - № 1; URL: www.science-education.ru/115-12219.
3. Мерко М.А., Меснянкин М.В., Колотов А.В. Формирование областей существования механизма с ЗСТК с диаметрами равной величины с сепаратором (водило) при вводе поправки по дорожке качения внутреннего кольца // Актуальные проблемы гуманитарных и естественных наук. – 2013. - № 4. – С. 54-58.
4. Мерко М.А., Меснянкин М.В., Колотов А.В., Кайзер Ю.Ф., Лысянников А.В. Корректировка расчета геометрических параметров механизмов с ЗСТК по радиусу дорожки качения внутреннего кольца // Современные проблемы науки и образования. – 2013. - № 6. URL: www.science-education.ru/113-11778.
5. Мерко М.А., Меснянкин М.В., Митяев А.Е. Описание математической модели механизма-прототипа ЭМК с сепаратором (водило) при ведущем внутреннем кольце // Молодой ученый. – 2013. - № 3. – С. 71-75.

6. Меснянкин А. В., Мерко М. А., Колотов А. В., Митяев А. Е. Определение границ областей существования механизмов-прототипов ЭМК при вводе поправки в расчет по дорожке качения внутреннего кольца // Вестник КрасГАУ Красноярск. – 2012. - №12. – С. 138-141.
7. Меснянкин М.В., Мерко М.А., Колотов А.В., Митяев А.Е. Результаты решения задачи о положениях звеньев ЭМК при ведущем внутреннем кольце // Вестник Таджикского технического университета. – 2013. - № 1. – С. 35-41.
8. Меснянкин М.В., Мерко М.А., Колотов А.В., Митяев А.Е. Скорости скольжения точек контакта звеньев механизмов с ЗСТК с диаметрами разной величины при ведущем наружном кольце и вводе поправки по радиусу дорожки качения этого же звена // Современные проблемы науки и образования. – 2014. - № 2. URL: www.science-education.ru/116-12979.
9. Меснянкин М. В., Мерко М. А., Колотов А. В., Митяев А.Е. Условия симметрии механизмов с замкнутой системой тел качения // Вестник Таджикского технического университета. – 2013. - № 3. – С. 29-34.
10. Меснянкин М.В., Мерко М.А., Колотов А.В., Митяев А.Е., Белякова С.А. Определение границ областей существования механизма-прототипа ЭМК без сепаратора при вводе поправки по дорожке качения наружного кольца // Сборник научных трудов Sworld по материалам международной научно-практической конференции. – 2013. – Т.3. - № 1. – С. 33-38.
11. Меснянкин М.В., Мерко М.А., Митяев А.Е. Геометрические параметры исполнительных устройств приводов технологического оборудования на базе механизмов с замкнутой системой тел качения : монография. – Красноярск : Сиб. федер. у-н, 2013. – 114 с.
12. Спицын Н.А. Расчёт и выбор подшипников качения: Справочник. – М.: Машиностроение, 1974. – 56 с.

Рецензенты:

Ченцов С.В., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой СААУП, Институт космических и информационных технологий ФГАОУ ВПО «Сибирский федеральный университет», г. Красноярск.

Носков М.В., д.ф-м.н., профессор, профессор-наставник, руководитель НУЛ методики электронного обучения кафедры ПМиКБ, Институт космических и информационных технологий ФГАОУ ВПО «Сибирский федеральный университет», г. Красноярск.