

И. И. Артемов, Е. А. Чуфистов, О. Е. Чуфистов

СИЛОВОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПАЛЬЦЕВ ВЫХОДНОГО ВАЛА С САТЕЛЛИТАМИ В ПЛАНЕТАРНО- ЦЕВОЧНОЙ ПЕРЕДАЧЕ. ЧАСТЬ I. МЕТОДЫ

Аннотация.

Актуальность и цели. Планетарно-цевочные передачи находят все большее применение в различных областях машиностроения. Если все контактирующие поверхности передачи выполняются с высокими твердостями, то ее нагрузочная способность лимитируется прочностью подшипников сателлитов и механизма W . Для расчета механизма W необходимо знать силы, нагружающие его элементы. Существующая методика статического расчета не позволяет обоснованно учесть фактическую точность изготовления механизма W . Целью работы является повышение точности силового расчета механизма W на основе учета погрешностей изготовления его элементов.

Материалы и методы. Исследования базируются на основных положениях статики механических систем. В компьютерном моделировании использован пакет MathCad.

Результаты. Разработаны континуальная и дискретная модели силового взаимодействия элементов механизма W планетарной цевочной передачи. Выявлены закономерности силового взаимодействия сателлитов и пальцев выходного вала.

Выводы. Полученные выражения составляют математическую модель, которая может быть использована для изучения статики механизма W . Результаты силового взаимодействия в механизме W с учетом и без учета погрешностей изготовления могут существенно отличаться. Применять механизмы W с малым числом пальцев нецелесообразно.

Ключевые слова: планетарно-цевочные передачи, модели силового взаимодействия, зазоры, силы в контакте, силы на опоре сателлита.

I. I. Artemov, E. A. Chufistov, O. E. Chufistov

POWER INTERACTION OF OUTPUT SHAFT'S FINGERS WITH SATELLITES IN THE PLANETARY-CHAMBER TRANSMISSION. PART I. METHODS

Abstract.

Background. Planetary cycloid gearings are increasingly used in various fields of machine engineering. If all contact surfaces of gearing are made with high hardness, its load capacity is limited by strength of satellites bearings and W-mechanism. To calculate W-mechanism it is necessary to know forces that load its elements. Existing method of static calculation does not allow to take into account actual accuracy of manufacturing W-mechanism. Purpose of work is improving accuracy of force calculations of W-mechanism taking into account manufacturing errors of its elements.

Materials and methods. Researches are based on basic provisions of mechanical systems statics. MathCad package is used in computer modeling.

Results. Continuum and discrete models of force interaction of W-mechanism elements of Planetary cycloid gearing are developed. Regularities of force interaction of satellites and pins of output shaft are revealed.

Conclusion. Resulting expressions constitute mathematical model that can be used to study statics of W-mechanism. Results of force interaction in W-mechanism, taking into account and excluding manufacturing errors, may differ significantly. Apply W-mechanisms with small number of pins is impractical.

Keywords: planetary cycloid gearings, models of force interaction, clearances, forces in contact, forces acting on satellite bearing.

Введение

Обеспечение минимальных размеров планетарно-цевочной передачи, удовлетворяющих критериям ее работоспособности, основывается на совместном учете имеющихся в ней силовых и размерных связей [1]. Сложность проектирования передачи обусловлена необходимостью учета минимум трех видов отказов: усталости элементов подшипников сателлитов, механизма W и цевочного зацепления. При высокой твердости контактирующих поверхностей передачи (более 59 HRC₃) ее нагрузочная способность лимитируется подшипниками сателлитов и пальцами механизма W . Для расчета пальцев механизма W необходимо знать действующие на них силы.

Статика точно изготовленного механизма W исследовалась в [2]. Погрешности изготовления и сборки деталей механизма W могут приводить к образованию между втулками и отверстиями сателлитов зазоров или натягов. Натяг вызывает сборочные напряжения в элементах механизма и усложняет сборку узла, поэтому предусматривают зазоры 0,08...0,3 мм [3].

Зазоры в механизме W уменьшают зону контакта пальцев и отверстий в сателлите, т.е. число одновременно работающих контактных пар изменяют характер распределения сил по контактным парам, приводят к увеличению максимальной нагрузки на них и суммарной силы, передающейся на опоры. Установление фактического закона изменения сил в контактах с учетом погрешностей изготовления, а также сил, действующих на опоры, позволит повысить точность расчета.

1. Континуальная модель силового взаимодействия пальцев механизма W с сателлитом

Пусть после сборки передачи пальцы выходного вала со втулками заняли по отношению к отверстиям сателлита положения, показанные на рис. 1. Номинальное расположение одной пары: втулка – отверстия в сателлите показано на рис. 2 тонкими линиями (поз. 1), а фактическое – основными линиями (поз. 2). При повороте сателлита вокруг своей оси на угол ω (поз. 3) в контактных парах возникнут деформации δ (рис. 2) [4].

$$\delta = \sqrt{\left[\omega r_W \sin \varphi - e_s \cos(\varphi + \gamma_s) + a_w + e_v \cos(\varphi + \gamma_v) \right]^2 + \left[\omega r_W \cos \varphi + e_s \sin(\varphi + \gamma_s) - e_v \sin(\varphi + \gamma_v) \right]^2} - a_w - \Delta d,$$

где r_W – радиус окружностей расположения центров пальцев и отверстий в сателлитах; a_w – межосевое расстояние; e_s и e_v – смещение втулки и отверстия в сателлите от номинального положения; Δd – разность отклонений диаметров отверстия и втулки от номинальных значений.

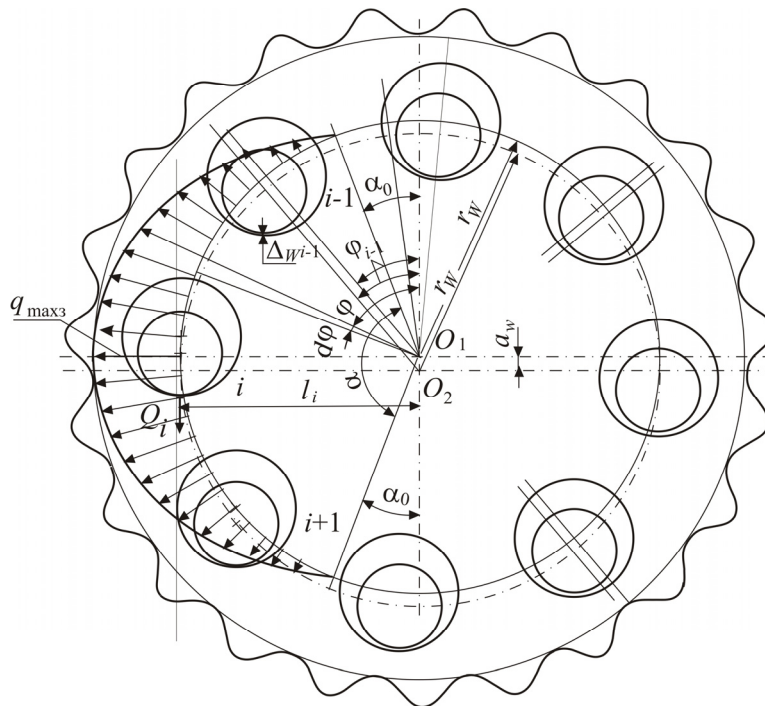


Рис. 1. Относительное расположение пальцев в отверстиях сателлита в механизме W , изготовленном с погрешностями

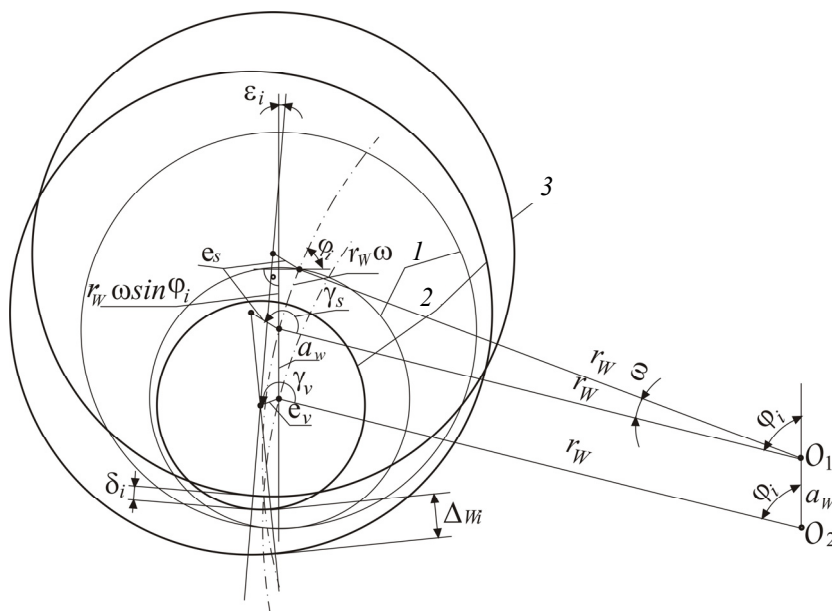


Рис. 2. Схема для расчета зазоров и деформаций

Из приведенного выражения получим

$$\delta \approx \omega r_W \sin \varphi - e_s \cos(\varphi + \gamma_s) + e_v \cos(\varphi + \gamma_v) - \Delta d + \\ + \frac{e_s^2}{2a_w} + \frac{e_v^2}{2a_w} + \frac{\omega r_W e_s \sin \gamma_s}{a_w} - \frac{\omega r_W e_v \sin \gamma_v}{a_w} - \frac{e_v e_s \cos(\gamma_s - \gamma_v)}{a_w}.$$

Влияние членов, содержащих в знаменателе a_w , на конечный результат незначительное, и можно принять

$$\delta = \omega r_W \sin \varphi - [\Delta d + e_s \cos(\varphi + \gamma_s) - e_v \cos(\varphi + \gamma_v)]. \quad (1)$$

Первая величина определяет сближение в контактной паре в направлении межосевой линии, а три последние, случайные, в сумме – зазор Δ_W . Можно показать, что размерные цепи и наиболее вероятные зазоры для всех контактных пар одинаковые [5]. Случай одинаковых зазоров Δ_W и рассматривается далее в качестве первого приближения.

Для оценки влияния зазоров на силы, действующие на пальцы сателлита, воспользуемся подходом, предложенным в [2], и будем считать, что число пальцев и отверстий для них бесконечно велико. В точно изготовленном механизме W , если не учитывать силы трения, силы, действующие на пальцы, направлены параллельно межосевой линии O_1O_2 . Погрешности изготовления приводят к отклонению сил от этого направления на углы

$$\varepsilon_i = \frac{\omega r_W \cos \varphi_i + e_{si} \sin(\varphi_i + \gamma_{si}) - e_{vi} \sin(\varphi_i + \gamma_{vi})}{a_w + \omega r_W \sin \varphi_i - e_{si} \cos(\varphi_i + \gamma_{si}) + e_{vi} \cos(\varphi_i + \gamma_{vi})}.$$

Так как a_w значительно больше других составляющих, то углы ε_i невелики. Они увеличиваются с ростом нагрузки и больше для тех пальцев, для которых углы φ_i близки к нулю и 180° . Эти пальцы могут даже не вступать в работу или, если вступают, передают небольшие силы по сравнению с другими пальцами, поэтому в дальнейшем влиянием углов ε_i пренебрегаем.

Векторы, изображающие передаваемые пальцами силы, отложены от окружности в радиальном направлении (см. рис.1). В соответствии с (1) деформации в контактных парах равны

$$\delta = \omega r_W \sin \varphi - \Delta_W. \quad (2)$$

Считая жесткость контактных пар постоянной, распределенную нагрузку будем полагать пропорциональной этим деформациям. Максимальная распределенная нагрузка $q_{\max 3}$ будет в сечении с координатой $\varphi = \pi/2$. Полагаем, что нагруженная зона расположена симметрично относительно максимально нагруженного пальца. В соответствии с (2) пальцы, расположенные на дуге $r_W d\varphi$ (см. рис. 1), воспринимают элементарную силу

$$q_{\max 3} \frac{\omega r_W \sin \varphi - \Delta_W}{\omega r_W - \Delta_W} r_W d\varphi. \quad (3)$$

Момент, создаваемый этой силой относительно оси сателлита, равен $q_{\max 3} \frac{\omega r_W \sin \varphi - \Delta_W}{\omega r_W - \Delta_W} r_W^2 \sin \varphi d\varphi$. Вращающий момент T_c на сателлите найдем интегрированием:

$$T_c = q_{\max 3} r_W^2 \int_{\alpha_0}^{\pi - \alpha_0} \frac{\omega r_W \sin \varphi - \Delta_W}{\omega r_W - \Delta_W} \sin \varphi d\varphi.$$

Интегрирование ведется для зоны контакта. Угол φ_0 , определяющий начало зоны контакта, можно определить из условия $\delta = 0$, т.е. $\omega r_W \sin \alpha_0 - \Delta_W = 0$. Выразив отсюда Δ_W и подставив полученное выражение в интеграл, получим

$$T_c = \frac{q_{\max 3} r_W^2}{1 - \sin \alpha_0} \int_{\alpha_0}^{\pi - \alpha_0} (\sin \varphi - \sin \varphi_0) \sin \varphi d\varphi = \frac{q_{\max 3} r_W^2}{2} \frac{\pi - 2\alpha_0 - \sin 2\alpha_0}{1 - \sin \alpha_0}. \quad (4)$$

При точном изготовлении $\alpha_0 = 0$. Формулу для этого случая получим предельным переходом:

$$T_c = \lim_{\alpha_0 \rightarrow 0} \frac{q_{\max 3} r_W^2}{2} \frac{\pi - 2\alpha_0 - \sin 2\alpha_0}{1 - \sin \alpha_0} = \frac{\pi q_{\max 3} r_W^2}{2}. \quad (5)$$

В работе [2] получена формула для беззазорного механизма W , она совпадает с формулой (5). Учитывая, что $\pi - 2\alpha_0 = \alpha$, можно преобразовать формулу (4) к следующему виду:

$$T_c = \frac{q_{\max 3} r_W^2}{2} \frac{\alpha - \sin \alpha}{1 - \cos \frac{\alpha}{2}}. \quad (6)$$

Увеличение нагрузки на пальцы вследствие неточного изготовления оценим коэффициентом

$$K_Q = \frac{q_{\max 3}}{q_{\max}}, \quad (7)$$

где $q_{\max 3}$, $q_{\max}$ – максимальные удельные силы, действующие на пальцы в механизме W с зазорами и без зазоров соответственно.

Из формул (4), (5) и (6) получаем

$$K_Q = \frac{\pi(1 - \sin \alpha_0)}{\pi - 2\alpha_0 - \sin 2\alpha_0} = \frac{\pi \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right)}{\alpha - \sin \alpha}, \quad (8)$$

где α – угол поворота пальцев, в пределах которого они воспринимают силы. Если $\alpha_0 \rightarrow 0$, т.е. $\alpha \rightarrow \pi$, то $K_Q \rightarrow 1$.

Найдем суммарную силу, действующую на пальцы и передающуюся на опору сателлита. Для этого проинтегрируем выражение (3) с учетом замечаний к формуле (4):

$$\sum Q_{i3} = \int_{\alpha_0}^{\pi-\alpha_0} q_{\max 3} r_W \frac{\sin \varphi - \sin \alpha_0}{1 - \sin \alpha_0} d\varphi = q_{\max 3} r_W \frac{2 \cos \alpha_0 - (\pi - 2\alpha_0) \sin \alpha_0}{1 - \sin \alpha_0}. \quad (9)$$

Силу $\sum Q_{i3}$ можно связать с моментом на сателлите. Для этого выразим $q_{\max 3}$ из (4) и подставим в (9):

$$\sum Q_{i3} = \frac{2T_c}{r_W} \frac{2 \cos \alpha_0 - (\pi - 2\alpha_0) \sin \alpha_0}{\pi - 2\alpha_0 - \sin 2\alpha_0}. \quad (10)$$

Предельным переходом при $\alpha_0 \rightarrow 0$ получим формулу для точно изготовленного механизма:

$$\sum Q_i = \lim_{\alpha_0 \rightarrow 0} \sum Q_{i3} = \frac{4T_c}{\pi r_W}. \quad (11)$$

Изменение суммарной силы, действующей на опору сателлита, связанное с неточностью изготовления, оценим коэффициентом

$$K_W = \frac{\sum Q_{i3}}{\sum Q_i} = \frac{\pi}{2} \frac{2 \cos \alpha_0 - (\pi - 2\alpha_0) \sin \alpha_0}{\pi - 2\alpha_0 - \sin 2\alpha_0} = \frac{\pi}{2} \frac{2 \sin \frac{\alpha}{2} - \alpha \cos \frac{\alpha}{2}}{\alpha - \sin \alpha}. \quad (12)$$

Из (7) и (12) следует

$$K_W = K_Q \frac{2 \sin \frac{\alpha}{2} - \alpha \cos \frac{\alpha}{2}}{2 \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2} \right)}. \quad (13)$$

Из (10), (11) и (13) получим

$$\sum Q_{i3} = \sum Q_i K_W = \frac{4T_c}{\pi r_W} K_Q \frac{2 \sin \frac{\alpha}{2} - \alpha \cos \frac{\alpha}{2}}{2 \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2} \right)} = \frac{T_c}{r_w} K_{Wy}, \quad (14)$$

$$\text{где } K_{Wy} = K_Q \frac{2 \left(2 \sin \frac{\alpha}{2} - \alpha \cos \frac{\alpha}{2} \right)}{\pi \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2} \right)}.$$

2. Дискретная модель силового взаимодействия пальцев механизма W с сателлитом

Полученные результаты находят применение в алгоритмах проектирования планетарно-цевочных передач. Однако дискретный характер взаимо-

действия элементов механизма W проявляется и в нагруженности пальцев, и опор, и в формировании вибрационных возмущений в передаче. Поэтому необходимо дополнительно рассмотреть дискретную модель.

Как и ранее, начальные зазоры в направлении межосевой линии O_1O_2 во всех контактных парах принимаем одинаковыми и равными Δ_W (см. рис.1). При повороте сателлита по часовой стрелке вокруг его центра O_1 (или выходного вала с пальцами вокруг центра O_2 против часовой стрелки) на угол ω , достаточный для выбора зазоров и появления деформаций хотя бы в некоторых контактных парах, механизм W нагружается. Силы в контактах могут быть определены по соотношениям [6]:

$$Q_i = c_W (\omega r_W \sin \varphi_i - \Delta_W), \text{ при } \omega r_W \sin \varphi - \Delta_W > 0, \\ Q_i = 0, \text{ при } \omega r_W \sin \varphi_i - \Delta_W \leq 0, \quad (15)$$

где c_W – коэффициент жесткости в контактной паре.

Из (15) следует, что $Q_{\max.3} = c_W (\omega r_W - \Delta_W)$, при $\varphi = \pi/2$ и $Q_i = Q_{\max.3} \frac{\omega r_W \sin \varphi_i - \Delta_W}{\omega r_W - \Delta_W}$.

Вращающий момент на сателлите равен

$$T_c = Q_{\max.3} n_W \frac{\sum (\omega r_W \sin^2 \varphi_i - \Delta_W \sin \varphi_i)}{\omega r_W - \Delta_W}. \quad (16)$$

Суммирование в формуле (16) ведется для зоны контакта. Ее размеры могут быть определены следующим образом: минимальный угол $\varphi_0 = \arcsin \frac{\Delta_W}{\omega r_W}$; максимальный – $\pi - \varphi_0$; коэффициент увеличения нагрузки на пальцы:

$$K_Q = \frac{Q_{\max.3}}{\left(\frac{4T_c}{n_W r_W} \right)}, \quad (17)$$

где n_W – общее число пальцев механизма; $\frac{4T_c}{n_W r_W} = Q_{\max}$ – максимальная сила на пальцы в механизме W без зазоров [2].

С учетом (16) получаем

$$K_Q = \frac{4 \left(1 - \frac{\Delta_W}{\omega r_W} \right)}{n_W \sum \left(\sin^2 \varphi_i - \frac{\Delta_W}{\omega r_W} \sin \varphi_i \right)}. \quad (18)$$

При относительно большом числе пальцев, как установлено в [7], имеем

$$\sum \left(\sin^2 \varphi_i - \frac{\Delta_W}{\omega r_W} \sin \varphi_i \right) = \frac{n_W}{4\pi} \left(\pi - 2 \arcsin \frac{\Delta_W}{\omega r_W} \right) - 2 \frac{\Delta_W}{\omega r_W} \sqrt{1 - \left(\frac{\Delta_W}{\omega r_W} \right)^2},$$

поэтому

$$K_Q = \frac{\pi \left(1 - \frac{\Delta_W}{\omega r_W} \right)}{\pi - 2 \arcsin \frac{\Delta_W}{\omega r_W} - 2 \frac{\Delta_W}{\omega r_W} \sqrt{1 - \left(\frac{\Delta_W}{\omega r_W} \right)^2}}. \quad (19)$$

Для расчета K_Q по формуле (19) необходимо рассчитывать $\frac{\Delta_W}{\omega r_W}$ для заданного момента. Так как $T_c = \sum_{(i)} Q_i l_i = \sum_{(i)} Q_i r_W \sin \varphi_i T_c$, то с учетом (15)

получим

$$T_c = r_W c_W \left(r_W \omega \sum_{i=k}^n \sin^2 \varphi_i - \Delta_W \sum_{i=k}^n \sin \varphi_i \right), \quad (20)$$

где k, n – номера граничных пальцев, воспринимающих нагрузку, считая против часовой стрелки от контактной пары, которой присвоен номер 1 (см. рис. 1).

При известных номерах пальцев, передающих нагрузку, угол ω равен

$$\omega = \frac{1}{r_W \sum_{i=k}^n \sin^2 \varphi_i} \left(\frac{T_c}{r_W c_W} + \Delta_W \sum_{i=k}^n \sin \varphi_i \right). \quad (21)$$

Из формулы

$$K_Q = \frac{n_W r_W c_W (\omega r_W - \Delta_W)}{4 T_c}, \quad (22)$$

где ω определяется формулой (18), получим:

$$K_Q = \frac{n_W \left[1 + \frac{c_W \Delta_W r_W}{T_c} \left(\sum_{i=k}^n \sin \varphi_i - \sum_{i=k}^n \sin^2 \varphi_i \right) \right]}{4 \sum_{i=k}^n \sin^2 \varphi_i}. \quad (23)$$

Значение K_Q определяется для такого положения пальца, в котором его радиус-вектор составляет с направлением межосевой линии 90° . При работе передачи положение сателлита меняется, а вместе с ним меняется и распределение нагрузки по пальцам и суммарная нагрузка.

Для расчета подшипников сателлита необходима суммарная сила, передающаяся на опору сателлита. Ее можно рассчитать по формуле

$$\sum Q_i = \sum_{i=k}^n c_W (\omega r_W \sin \varphi_i - \Delta_W) = c_W \left[\sum_{i=k}^n \omega r_W \sin \varphi_i - (n-k+1) \Delta_W \right]. \quad (24)$$

Из (14) и (23) следует

$$K_{Wy} = \frac{c_W r_W}{T_c} \left[\sum_{i=k}^n \omega r_W \sin \varphi_i - (n-k+1) \Delta_W \right]. \quad (25)$$

Выражаем $\frac{c_W \Delta_W r_W}{T_c}$ из (21) и ωr_W из (22) и, подставляя в (25), получим

$$K_{Wy} = \frac{4K_W \sum_{i=k}^n \sin \varphi_i}{n_W} + \frac{\left(n_W - 4K_W \sum_{i=k}^n \sin^2 \varphi_i \right) \left[\sum_{i=k}^n \sin \varphi_i - (n-k+1) \right]}{n_W \left(\sum_{i=k}^n \sin^2 \varphi_i - \sum_{i=k}^n \sin \varphi_i \right)}. \quad (26)$$

Для определения сил, действующих на пальцы, и суммарной силы, передающейся на опору, номерами пальцев, воспринимающих нагрузку, задаются. Затем по (21) рассчитывают угол ω и по условию (3) уточняют номера работающих пальцев. При необходимости вновь уточняют угол и номера работающих пальцев, по (23) рассчитывают коэффициент K_Q и по (26) значение K_{Wy} .

Приведенные зависимости позволяют проследить за изменением суммарной силы на опоре. Выберем в качестве нулевого то из них, в котором радиус расположения одного из пальцев перпендикулярен межосевой линии передачи. Все другие положения зададим углом β , который этот палец образует с первоначальным положением. На рис. 3 показаны графики зависимости K_{Wy} от K_W для различных значений n_W при $\beta = 0$.

При изменении угла β меняются плечи сил, действующих на пальцы. Для удобства можно формулу (26) переписать следующим образом:

$$K_{Wy} = \frac{4K_W \sum_{i=k}^n \sin(\varphi_{0i} + \beta)}{n_W} + \frac{\left(n_W - 4K_W \sum_{i=k}^n \sin^2(\varphi_{0i} + \beta) \right) \left[\sum_{i=k}^n \sin(\varphi_{0i} + \beta) - (n-k+1) \right]}{n_W \left(\sum_{i=k}^n \sin^2(\varphi_{0i} + \beta) - \sum_{i=k}^n \sin(\varphi_{0i} + \beta) \right)}, \quad (27)$$

где φ_{0i} – углы в механизме, находящемся в нулевом положении.

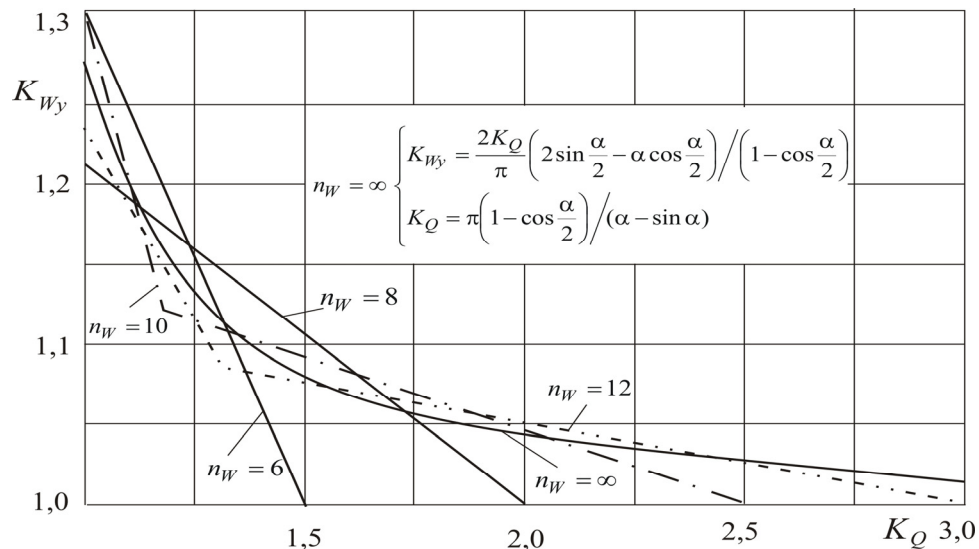


Рис. 3 Влияние K_Q на K_{Wy} при $\beta = 0$

Заключение

В представленной работе предложены модели для анализа силового взаимодействия в механизме W планетарной цевочной передачи. Направлением дальнейших исследований является построение методики статического расчета на основе изучения связей в системе, образуемой выходным валом с сателлитами, в частности, решения задач о распределении нагрузки между сателлитами и фактическом напряженном состоянии пальцев при работе передачи.

Библиографический список

1. Обеспечение качества планетарно-цевочных передач при проектировании и производстве / И. И. Артемов, Е. А. Чуфистов, А. В. Липов, О. Е. Чуфистов, Г. С. Большаков, К. А. Носков // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. – 2018. – № 3 (47). – С. 124–139.
2. Кудрявцев, В. Н. Планетарные передачи / В. Н. Кудрявцев. – Москва ; Ленинград : Машиностроение, 1966. – 308 с.
3. Юдин, В. А. К теории проектирования «реальных» планетарных передач с цевочным внеполосным зацеплением / В. А. Юдин, В. К. Лобастов // Теория передач в машинах. – Москва : Наука, 1971. – С. 83–95
4. Чуфистов, Е. А. Влияние точности изготовления и деформаций элементов механизма W планетарно-цевочной передачи на его нагруженность / Е. А. Чуфистов, А. В. Родиков, И. Р. Ганиев, П. А. Мельников // Проблемы исследования и проектирования машин : сб. ст. V Междунар. науч.-техн. конф. – Пенза : ПДЗ, 2009. – С. 51–56.
5. Чуфистов, Е. А. Расчет точности относительного положения деталей механизма W планетарно-цевочного редуктора промышленного робота / Е. А. Чуфистов, А. В. Шалдышев // Точность и надежность технологических и транспортных систем : сб. ст. V Междунар. науч.-техн. конф. – Пенза : ПДЗ, 1999. – С. 35–39
6. Чуфистов, Е. А. Учет точности изготовления механизма W планетарно-цевочной передачи в силовом расчете / Е. А. Чуфистов, А. В. Родиков // Совре-

менные технологии в машиностроении : сб. ст. XIII Междунар. науч.-практ. конф. – Пенза : ПДЗ, 2009. – С. 170–173.

7. **Чуфистов, Е. А.** Влияние зазоров на силы в зацеплении в планетарно-цевочной передаче / Е. А. Чуфистов, О. Е. Чуфистов, Ю. Е. Гуревич, Р. М. Курманов // Материалы и технологии XXI века : сб. ст. XIV Междунар. науч.-техн. конф. – Пенза : ПДЗ, 2016. – С. 123–130.

References

1. Artemov I. I., Chufistov E. A., Lipov A. V., Chufistov O. E., Bol'shakov G. S., Noskov K. A. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Povolzhskiy region. Tekhnicheskie nauki* [University proceedings. Volga region. Engineering sciences]. 2018, no. 3 (47), pp. 124–139. [In Russian]
2. Kudryavtsev V. N. *Planetarnye peredachi* [Planetary gears]. Moscow-Leningrad: Mashinostroenie, 1966, 308 p. [In Russian]
3. Yudin V. A., Lobastov V. K. *Teoriya peredach v mashinakh* [Theory of gears in cars]. Moscow: Nauka, 1971, pp. 83–95. [In Russian]
4. Chufistov E. A., Rodikov A. V., Ganiev I. R., Mel'nikov P. A. *Problemy issledovaniya i proektirovaniya mashin: sb. st. V Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf.* [Problems of research and design of machines: proceedings of V International scientific and practical conference]. Penza: PDZ, 2009, pp. 51–56. [In Russian]
5. Chufistov E. A., Shaldyshev A. V. *Tochnost' i nadezhnost' tekhnologicheskikh i transportnykh sistem: sb. st. V Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf.* [Accuracy and reliability of technological and transport systems: proceedings of V International scientific and practical conference]. Penza: PDZ, 1999, pp. 35–39. [In Russian]
6. Chufistov E. A., Rodikov A. V. *Sovremennye tekhnologii v mashinostroyeni: sb. st. XIII Mezhdunar. nauch.-prakt. konf.* [Modern technologies in mechanical engineering: proceedings of XIII International scientific and practical conference]. Penza: PDZ, 2009, pp. 170–173. [In Russian]
7. Chufistov E. A., Chufistov O. E., Gurevich Yu. E., Kurmanov R. M. *Materialy i tekhnologii XXI veka: sb. st. XIV Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf.* [Materials and technologies XXI century: proceedings of XIV International scientific and engineering conference]. Penza: PDZ, 2016, pp. 123–130. [In Russian]

Артемов Игорь Иосифович

доктор технических наук, профессор,
проректор по научной работе
и инновационной деятельности,
Пензенский государственный
университет (Россия, г. Пенза,
ул. Красная, 40)

E-mail: artemov@pnzgu.ru

Artemov Igor' Iosifovich

Doctor of engineering sciences, professor,
vice-rector for research and innovative
activities, Penza State University
(40 Krasnaya street, Penza, Russia)

Чуфистов Евгений Алексеевич

кандидат технических наук, профессор,
кафедра транспортных машин,
Пензенский государственный
университет (Россия, г. Пенза,
ул. Красная, 40)

E-mail: tm@pnzgu.ru

Chufistov Evgeniy Alekseevich

Candidate of engineering sciences,
professor, sub-department of transport
machines, Penza State University
(40 Krasnaya street, Penza, Russia)

Чуфистов Олег Евгеньевич

кандидат технических наук, доцент,
кафедра технологии машиностроения,
Пензенский государственный
технологический университет
(Россия, г. Пенза, пр. Байдукова/
ул. Гагарина, 1а/11)

E-mail: tchufistov@mail.ru

Chufistov Oleg Evgen'evich

Candidate of engineering sciences,
associate professor, sub-department
of machinebuilding technology, Penza
State Technological University
(1A/11 Baidukova lane/Gagarina street,
Penza Russia)

Образец цитирования:

Артемьев, И. И. Силовое взаимодействие пальцев выходного вала с сателлитами в планетарно-цевочной передаче. Часть I. Методы / И. И. Артемьев, Е. А. Чуфистов, О. Е. Чуфистов // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. – 2019. – № 1 (49). – С. 79–90. – DOI 10.21685/2072-3059-2019-1-7.