

СИНТЕЗ И АНАЛИЗ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ САМОБЛОКИРУЮЩЕГОСЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛА В ОБОБЩАЮЩИХ ПАРАМЕТРАХ

И.М. Зизин

SYNTHESIS AND ANALYSIS OF ENGAGEMENT OF NO-SPIN DIFFERENTIAL WORM-GEAR DRIVE IN GENERALIZING PARAMETERS

I.M. Zizin

Определена предельная область существования червячного зацепления самоблокирующегося дифференциала для автомобиля «Урал» с червяком, нарезанным долбяком, и колесом, нарезанным червячной фрезой. В полученной области исследованы геометро-кинематические возможности зацепления с целью получения наиболее благоприятного комплекса геометрических и кинематических показателей контакта, обеспечения соответствующих условий смазки активных поверхностей зубьев для заданных условий работы дифференциала.

Ключевые слова: червячные передачи, самоблокирующийся дифференциал.

The limiting existence domain of worm toothing of no-spin differential for the motor vehicle "Ural" with a worm gear cut with a cutter and a wheel cut with a hob gear is defined. In the obtained domain the geometrical-kinematic possibilities of toothing are studied for the purpose to find the most favourable complex of geometrical and kinematic indices of contact, to provide the appropriate conditions of lubrication of the active surfaces of teeth for the desired conditions of differential operation.

Keywords: worm gearing, no-spin differential.

По заданию Уральского автомобильного завода на кафедре технической механики филиала ЮУрГУ в г. Златоусте разработана конструкция самоблокирующегося дифференциала автомобиля «Урал», обладающего соответствующими противобуксовочными качествами транспортного средства при движении по труднопроходимой местности. Дифференциальный эффект происходит при повороте автомобиля, когда полуоси вращаются с различными числами оборотов, вызывая при этом вращение полуосевых шестерен 1 и сателлитов 2, которое сопровождается возникновением сил трения в дифференциале. Самоблокировка обеспечивается за счет низкого КПД дифференциала при прямолинейном движении, а также в случае, когда сцепление с грунтом одного из ведущих колес понижено, то есть в случае, когда отсутствует относительное перемещение деталей дифференциала и они вращаются от приводного колеса 3 как одно целое с корпусом (рис. 1).

Согласно техническому заданию коэффициент блокировки K проектируемого дифференциала должен составлять порядка 1,9...3.

Коэффициент блокировки K есть величина, обратная коэффициенту полезного действия червячной передачи дифференциала η , и определяется по формуле

$$K = 1/\eta = \operatorname{tg}(\lambda + \rho) / \operatorname{tg}(\lambda - \rho), \quad (1)$$

где $\rho = \operatorname{arctg}(f)$ - угол трения; f - коэффициент трения скольжения λ - угол подъема витков червяка на делительном цилиндре.

По заданному значению $K = 1,972$ была рассчитана требуемая величина угла $\lambda = 23^{\circ}16'11''$.

Задачей являлось создание дифференциала в определенных габаритах для помещения его в картер существующей серийной модели автомобиля. Межосевой угол в зацеплении равен 90° . Дифференциал включает в себя 6 червячных передач (рис. 2).

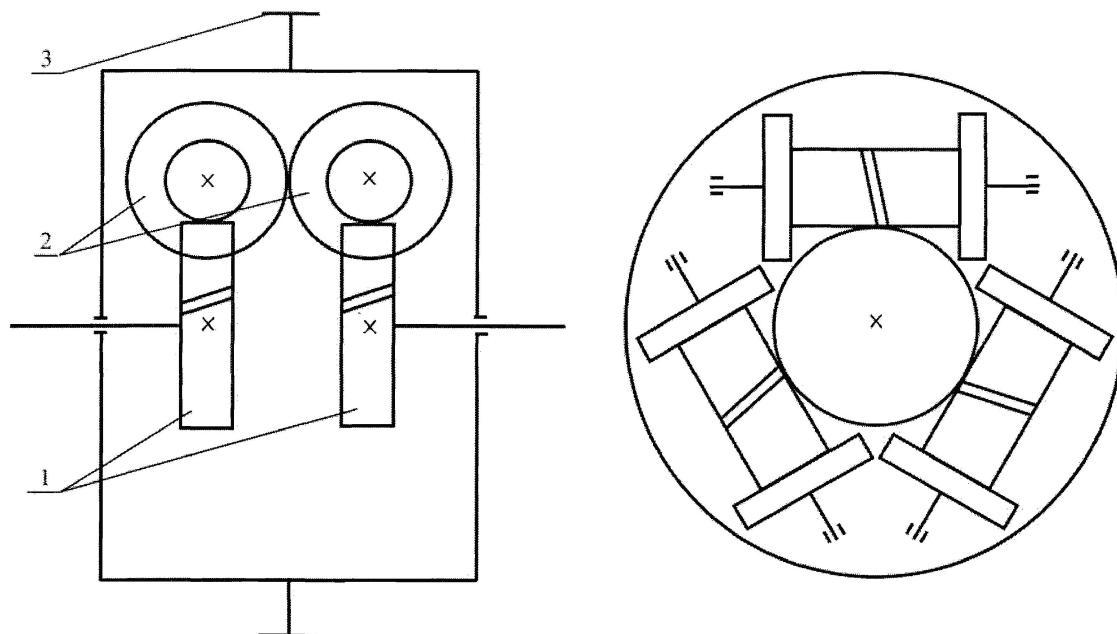


Рис. 1. Кинематическая схема дифференциала

Особенности конструкции дифференциала приводят к тому, что витки червяка требуется выполнить на участке вала, ограниченном с обеих сторон поверхностями большего, чем диаметр червяка, размера. Поэтому при изготовлении червяка возникают существенные технологические трудности: ни один из обычно используемых для нарезания червяков способов не является приемлемым, так как требуемый способ должен обеспечить получение многозаходных червяков на «закрытых» участках вала. Поэтому для нарезания червяка был предложен метод зуботочения витков червяка с помощью эвольвентного зуборезного долбяка. При этом червяк, полученный в таком станочном зацеплении, является неэвольвентным. Указанный метод может быть реализован на серийном вертикальном зубофрезерном станке.

Если червяк нарезается косозубым долбяком и сцепляется с косозубым цилиндрическим эвольвентным колесом, являющимся копией долбяка, то по 2-му способу Оливье в полученной передаче будет реализован линейный контакт. Локализацию контакта можно осуществить следующим образом: нарезанный косозубым долбяком червяк зацепляется с косозубым цилиндрическим эвольвентным колесом, имеющим число зубьев меньше, чем у долбяка.

Таким образом, объектом данного исследования является червячная передача дифференциала с червяком, нарезаемым долбяком на зубофрезерном станке, и колесом, нарезанным червячной фрезой. Основной целью работы было исследование всех геометро-кинематических возможностей зацепления таких передач. Для этого была использована методология геометрического синтеза и анализа неэвольвентных пространственных зубчатых зацеплений в обобщающих координатах, разработанная профессором, доктором технических наук О.Н. Цукановым [1].

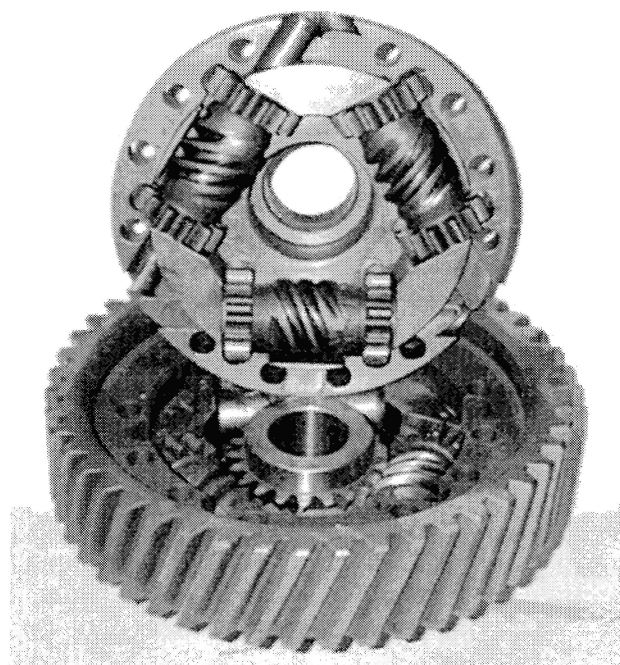


Рис. 2. Самоблокирующийся дифференциал

Согласно указанной методологии уравнения эвольвентной винтовой поверхности зубцов исходного звена представляются в виде функций обобщающих координат поверхности зацепления: торцового угла зацепления α_{tw} и угла профиля эвольвентного зубца исходного звена α_y (рис. 3):

$$\begin{aligned} x &= r_b \cos \alpha_{tw} + l_b \sin \alpha_{tw}; \\ y &= r_b \sin \alpha_{tw} - l_b \cos \alpha_{tw}, \end{aligned} \quad (2)$$

где r_b – радиус основной окружности; l_b – линейный параметр, определяющий положение точки эвольвентного профиля зубца на нормали к нему [1].

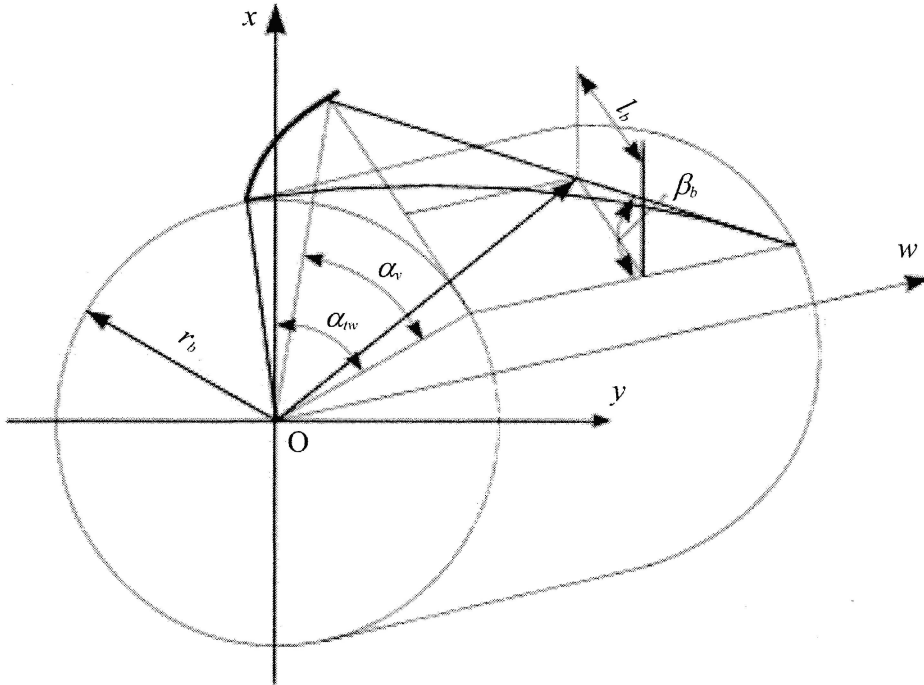


Рис. 3. Эвольвентная поверхность зубцов исходного звена в обобщающих параметрах

Радиус r_b является обобщающим параметром, определяющим масштаб передачи. Линейный параметр l_b является функцией обобщающих параметров r_b , α_y , угла наклона линии зубца на основном цилиндре β_b , аппликаты w торцового сечения исходного звена:

$$l_b = r_b \operatorname{tg} \alpha_y - w \operatorname{tg} \beta_b. \quad (3)$$

Уравнения поверхности зубцов огибающего звена червяка, их подрезания и заострения получены с помощью формул преобразования систем координат из общих зависимостей, приведенных в [1].

Уравнения поверхности имеют вид:

$$\begin{aligned} x_{\text{ч}} &= x \cos \phi_{\text{ч}} + w \sin \phi_{\text{ч}} - r_w (1 - I/i) \cos \phi_{\text{ч}}; \\ y_{\text{ч}} &= -x \sin \phi_{\text{ч}} + w \cos \phi_{\text{ч}} + r_w (1 - I/i) \sin \phi_{\text{ч}}; \\ w_{\text{ч}} &= -y; \end{aligned} \quad (4)$$

где $\phi_{\text{ч}}$ – угол поворота червяка; r_w – радиус начальной окружности исходного звена; $i = \omega_{\text{к}}/\omega_{\text{ч}}$ – передаточное отношение передачи; $I = \cos \beta_{\text{вк}}/\cos \beta_{\text{вч}}$; $\beta_{\text{вк}}$, $\beta_{\text{вч}}$ – углы наклона линии зубьев колеса и червяка на их начальных поверхностях соответственно.

Уравнение зацепления, получаемое из основной теоремы зацепления, приводится к виду

$$w = r_b \{ \operatorname{tg} \beta_b \operatorname{tg} \alpha_y + [-\cos \alpha_{tw} \operatorname{tg} \beta_b + \operatorname{tg} \beta_b (1 - I/i) \operatorname{sec} \alpha_{tw0} - 1/i] / (-\sin \alpha_{tw}) \} \cos^2 \beta_b. \quad (5)$$

Исследование геометро-кинематических показателей (ГКП) зацепления выполняется в обобщенной (предельной) области его существования, ограниченной линиями подрезания и заострения зубцов огибающего звена.

Для определения координат точек кривых подрезания при задаваемых значениях торцового угла зацепления α_{tw} угол α_y находится из уравнения

$$\operatorname{tg} \alpha_y = D_{\alpha} \operatorname{tg} \beta_b + l_b^* \operatorname{sec} \beta_b. \quad (6)$$

$$\text{Параметр } l_b^* \text{ определяется из квадратного уравнения} \\ (-\sin \alpha_{\alpha_w}) l_b^{*2} + \{[-\operatorname{tg} \beta_b \cos \alpha_{\alpha_w} - I/i] (\operatorname{tg} \beta_b + E_\alpha) + E_\alpha/i\} \cos \beta_b + \\ + [(1 - I/i) \sec \alpha_{\alpha_w} - \cos \alpha_{\alpha_w}] \sec \beta_b \} l_b^* - \cos \alpha_{\alpha_w} D_\alpha (\operatorname{tg} \beta_b + E_\alpha) = 0, \quad (7)$$

где

$$D_\alpha = [-\operatorname{tg} \beta_b \cos \alpha_{\alpha_w} + \operatorname{tg} \beta_b (1 - I/i) \sec \alpha_{\alpha_w} - 1/i] (-\sin \alpha_{\alpha_w});$$

$$E_\alpha = \{[(1 - I/i) \operatorname{tg} \beta_b \sec \alpha_{\alpha_w}] - 1/i\} \cos \alpha_{\alpha_w} - \operatorname{tg} \beta_b \} / \sin^2 \alpha_{\alpha_w}.$$

Для определения координат точек кривых заострения используется условие

$$y_L = y_R, \quad (8)$$

вытекающее из равенства $w_{kL} = w_{kR} = -y$.

Задавая α_{aR} и $\alpha_{aL} = -\alpha_{aR}$, варьируем $\alpha_{\alpha_{wR}}$ в предполагаемом диапазоне. Из уравнения (8) находим $\alpha_{\alpha_{wL}}$. Расчет производится до получения значений меньше некоторых наперед заданных величин Δx_{α} , Δy_{α} . По полученным значениям α_{α_w} , α_y строятся кривые заострения.

По расчетным значениям обобщающих координат строится обобщенная область существования зацепления (ООСЗ), ограниченная формой и положением кривых подрезания и заострения (рис. 4).

Далее в этой области отыскиваются геометро-кинематические показатели зацепления, наиболее полно удовлетворяющие требованиям технического задания, и соответствующие значения параметров исходного контура.

В настоящее время получены благоприятные ГКП зацепления (при $m = 4$ мм, числах зубьев $z_1 = 21$, $z_2 = 4$) для случая использования стандартного исходного контура по ГОСТ 13755–81:

– коэффициент перекрытия – 2,67;

– главные приведенные кривизны в полюсе зацепления – 0,025 и 0,042 мм⁻¹;

– скорости скольжения в крайних точках зацепления – 11 и 31 мм/с.

Дальнейшее исследование направлено на получение более благоприятных показателей без привязки к исходному контуру и данных о напряженно-деформированном состоянии зубьев, оценка которого выполняется в САД-системе методом конечных элементов.

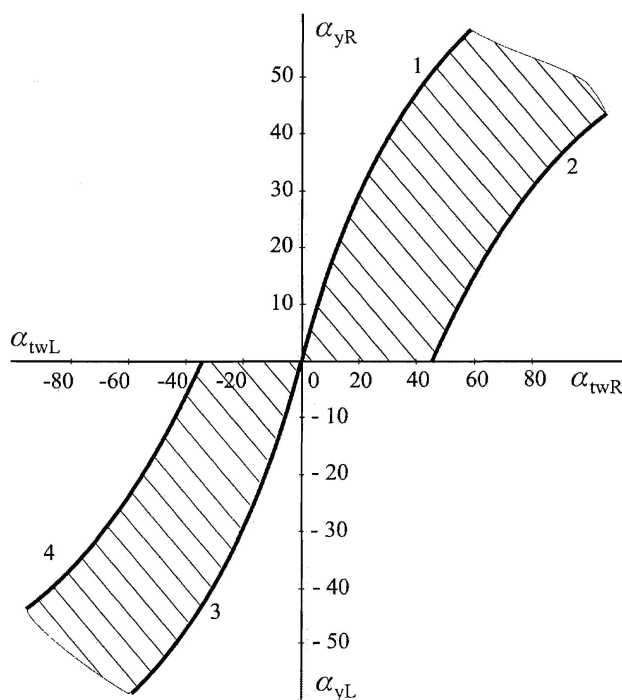


Рис. 4. Обобщенная область существования зацепления:
1, 3 – кривые подрезания; 2, 4 – кривые заострения

Литература

1. Лопатин, Б.А. Цилиндро-конические зубчатые передачи: монография / Б.А. Лопатин, О.Н. Цуканов. - Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2005. - 200 с.

Поступила в редакцию 14 августа 2009 г.

Зизин Игорь Михайлович. Заведующий учебными лабораториями кафедры технической механики филиала Южно-Уральского государственного университета в г. Златоусте. Область научных интересов - червячные передачи.

Igor M. Zizin. Head of the training laboratories of the Engineering Mechanics department of South Ural State University branch (Zlatoust). Professional interests - worm gearing.