

УДК 621.83

А. М. КАПЛУН¹, П. Л. НОСКО², П. В. ФИЛЬ², А. П. КАРПОВ¹,
А. А. БУГАЕВА¹, В. В. ВЕРЕМИЙЧУК², А. Р. ЯКИМЧУК²

¹Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля

²Национальный авиационный университет, Украина

ЛОКАЛИЗАЦИЯ КОНТАКТА В ГЛОБОИДНОЙ ПЕРЕДАЧЕ ВИЛЬДГАБЕРА

Червячные передачи широко применяются в приводах станков, автомобилей, подъемно-транспортных машин. Червячные редукторы составляют около половины общего выпуска редукторов. Анализ новых видов передач способствует возможности повышения их нагрузочной способности. В статье исследованы некоторые характеристики червячной глобоидной передачи Вильдгабера на основе прямозубого колеса с плоскими боковыми поверхностями зубьев: геометрические параметры, линии контакта, условия подрезания, определены атрибуты локализованного контакта.

Ключевые слова: червяк, поверхность, нормаль, координатный вектор.

Постановка проблемы. Глобоидные червячные передачи по нагрузочной способности обладают существенными преимуществами по сравнению с цилиндрическими червячными передачами за счет участия в зацеплении нескольких витков червяка и благоприятному расположению и форме линий контакта. По форме червяка к ним относятся и зубчатые механизмы, исходным для которых является цилиндрическое колесо. Благодаря существенным технологическим преимуществам по сравнению с классическими глобоидными передачами и достаточной нагрузочной способности такие передачи широко используют в кинематических и силовых цепях механизмов и машин.

Анализ последних исследований и публикаций. Среди применяемых конструкций можно выделить передачу, предложенную известным инженером и изобретателем Э. Вильдгабером [1; 2], которая обладает рядом оригинальных свойств. В литературных источниках эта передача носит название передачи Вильдгабера. Она состоит из прямозубого цилиндрического колеса П и сопряженного с ним глобоидного червяка 2 (рис. 1). Главная особенность передачи Вильдгабера состоит в том, что боковые поверхности зубьев колеса описаны плоскостями, касательными к воображаемому исходному (образующему) цилиндру, ось которого совпадает с осью червячного колеса П. Звенья механизма совершают вращения с угловыми скоростями ω_1 и ω_2 , соответственно, сохраняя постоянство передаточного отношения.

Колесо передачи может быть изготовлено пальцевой или дисковой фрезой методом копирования в условиях единичного деления. Более производительным и точным является метод непрерывного деления и обкатки с использованием в качестве инструмента долбяка или фрезы специального профиля. Для изготовления червяка применяют, например, способ [3], согласно которому долбяку для нарезания червяка сообщают согласованное с вращательным движением заготовки червяка вращательное движение обкатки. Кроме того, долбяку сообщают дополнительно поступательное движение подачи вдоль его оси для формирования зубьев производящего колеса по всей длине. Таким образом, процесс изготовления витков червяка осуществляется в условиях непрерывного обката и деления с использованием зубофрезерного станка, является точным и производительным.

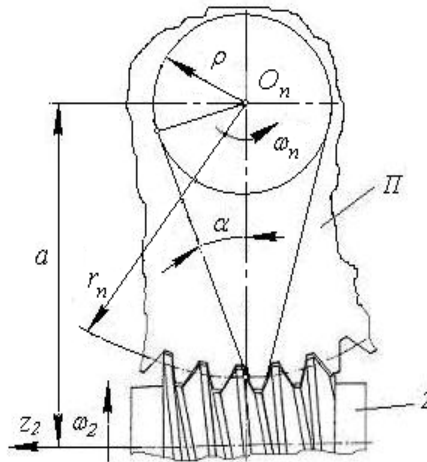


Рис. 1. Глобoidная передача Вильдгабера: ρ – радиус образующего цилиндра; α – угол профиля исходного контура; r_n – радиус начального цилиндра; a – межосевое расстояние

Целью работы является разработка методики синтеза передачи Вильдгабера с локализованным контактом для снижения чувствительности ее к погрешностям изготовления и сборки, что ведет к повышению несущей способности передачи.

Результаты исследований. 1. Геометрические параметры колеса II, являющегося производящим колесом для червяка. Введем в рассмотрение систему координат $S_n(x_n, y_n, z_n)$, связанную с колесом, и систему координат $S_a(x_a, y_a)$, связанную с торцовым профилем зуба (рис. 2). Уравнение торцового профиля:

$$\vec{r}_a = -u \cos \alpha \vec{i}_a - u \sin \alpha \vec{j}_a,$$

где u – параметр профиля, α – угол профиля исходного контура (угол зацепления).

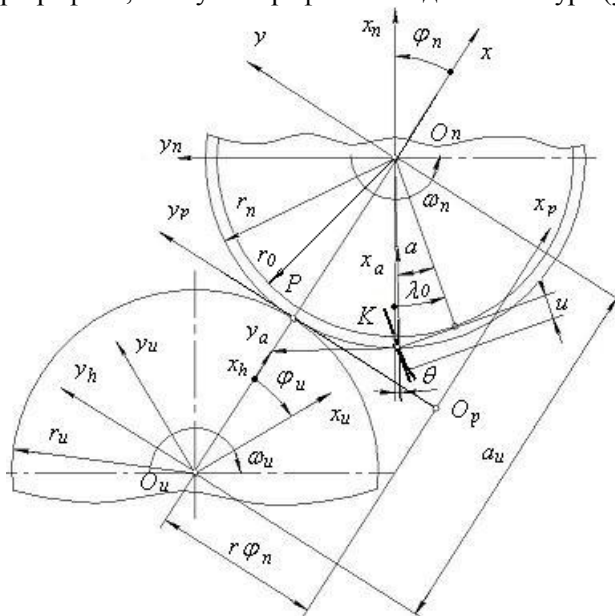


Рис. 2. Производящее колесо и обрабатывающие его инструменты

Поверхность зуба колеса может быть образована перемещением торцового профиля зуба по образующей начального цилиндра. Уравнение поверхности зуба колеса в связанной с ним системе координат имеет вид:

$$\vec{r}_n = -[u \cos(\alpha + \theta) + r_n \cos \theta] \vec{i}_n - [u \sin(\alpha + \theta) + r_n \sin \theta] \vec{j}_n + v \vec{k}_n. \quad (1)$$

Здесь $\theta = tg\alpha - \alpha$, v – параметр поверхности (1).

Найдем уравнения координатных векторов поверхности (1)

$$\vec{r}_{nu} = \frac{\partial \vec{r}_n}{\partial u}, \quad \vec{r}_{nv} = \frac{\partial \vec{r}_n}{\partial v}.$$

Запишем: $\vec{r}_{nu} = -\cos(\alpha + \theta) \vec{i}_n - \sin(\alpha + \theta) \vec{j}_n$, $\vec{r}_{nv} = \vec{k}_n$. Отметим, что эти векторы являются векторами касательных к координатным линиям на поверхности (1) $v = const$, $u = const$, соответственно. Определим единичный вектор нормали поверхности производящего колеса

$$\vec{e}_n = \frac{\vec{r}_{nu} \times \vec{r}_{nv}}{|\vec{r}_{nu}| \cdot |\vec{r}_{nv}|} = -\sin(\alpha + \theta) \vec{i}_n + \cos(\alpha + \theta) \vec{j}_n. \quad (2)$$

Найдем коэффициенты первой и второй квадратичных форм и главные кривизны поверхности (1), используя зависимости [4]:

$$\begin{aligned} E_n &= \vec{r}_{nu} \vec{r}_{nu} = 1; F_n = \vec{r}_{nu} \vec{r}_{nv} = 0; G_n = \vec{r}_{nv} \vec{r}_{nv} = 1; \\ L_n &= -\vec{r}_{nu} \vec{e}_n = 0; M_n = -\vec{r}_{nu} \vec{e}_n = 0; N_n = -\vec{r}_{nv} \vec{e}_n = 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Средняя и полная (Гауссова) кривизны производящей поверхности

$$\begin{aligned} H_n &= \frac{1}{2}(k_{1n} + k_{2n}) = \frac{1}{2} \frac{E_n N_n - 2F_n M_n + G_n L_n}{E_n G_n - F_n^2} = 0; \\ K_n &= k_{1n} k_{2n} = \frac{L_n N_n - M_n^2}{E_n G_n - F_n^2} = 0. \end{aligned} \quad (4)$$

С учетом соотношений (3) и (4) определим главные кривизны поверхности (1) (кривизны вдоль координатных линий данной поверхности)

$$\begin{aligned} k_{1n,2n} &= H_n \pm \sqrt{H_n^2 - K_n} = 0; \\ k_{1n} &= 0; \quad k_{2n} = 0. \end{aligned} \quad (5)$$

Естественно, этот результат очевиден и не вызывает сомнений.

2. Запишем необходимые выражения для вычисления **геометрических характеристик инструмента**, нарезающего плоские поверхности зубьев производящего колеса. При использовании инструмента реечного типа вводим в рассмотрение систему координат $S_p(x_p, y_p, z_p)$, связанную с рейкой (рис. 2). Скорость перемещения точек рейки в этой системе координат $\vec{V}_p = -\omega_n r_n \vec{j}_p$, где ω_n – угловая скорость колеса Π . Скорость движения точек колеса в S_n :

$$\vec{V}_n = \vec{\omega}_n \times \vec{r}_n = \omega_n (-y_n \vec{i}_n + x_n \vec{j}_n)$$

при значении угловой скорости $\vec{\omega}_n = \omega_n \vec{k}_n$. Скорость рейки в системе координат S_n :

$$\vec{V}_{pn} = -\omega_n r_n (\sin \varphi_n \vec{i}_n + \cos \varphi_n \vec{j}_n).$$

Скорость относительного движения точек в станочном зацеплении колеса и рейки

$$\vec{V}_n^{(np)} = \vec{V}_n - \vec{V}_{pn} = \omega_n [(-y_n + r_n \sin \varphi_n) \vec{i}_n + (x_n + r_n \cos \varphi_n) \vec{j}_n].$$

После подстановки соответствующих координат из выражения (1) имеем

$$\vec{V}_n^{(np)} = \omega_n [u \sin(\alpha + \theta) + r_n (\sin \theta + \sin \varphi_n)] \vec{i}_n - \omega_n [u \cos(\alpha + \theta) + r_n (\cos \theta - \cos \varphi_n)] \vec{j}_n. \quad (6)$$

Найдем уравнение станочного зацепления колеса и рейки, скалярно перемножив соотношения (2) и (6)

$$\vec{e}_n \vec{V}_n^{(np)} = -u + r_n [\cos(\alpha + \theta + \varphi_n) - \cos \alpha]. \quad (7)$$

Для определения координат точек профиля рейки необходимо решить совместно формулу (7) и уравнение

$$\vec{r}_p = [-u \cos(\alpha + \theta + \varphi_n) - r_n \cos(\theta + \varphi_n) + r_n] \vec{i}_p - [u \sin(\alpha + \theta + \varphi_n) + r_n \sin(\theta + \varphi_n) - r_n \varphi_n] \vec{j}_p + v \vec{k}_p.$$

при фиксированном значении параметра v .

На рис. 3 для иллюстрации показаны координаты точек профиля зуборезной рейки, определенные при следующих исходных данных: модуль зацепления $m = 1 \text{ мм}$; число зубьев нарезаемого колеса $z_n = 25$; радиус начального цилиндра колеса $r_n = 12,5 \text{ мм}$; угол профиля $\alpha = 20 \text{ град}$, $\theta = 0,0149 \text{ рад}$, $\omega_n = 1 \text{ рад/с}$.

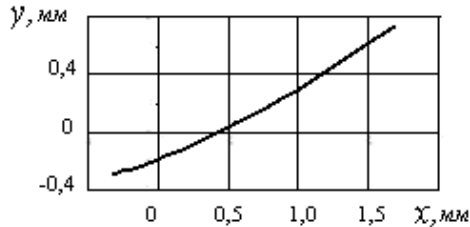


Рис. 3. Нормальный (торцовый) профиль рейки

В условиях нарезания производящего колеса инструментом типа долбяка дополнительно введем в рассмотрение связанную с инструментом систему координат $S_u(x_u, y_u, z_u)$ (рис. 2). Скорость относительного движения точек зубьев долбяка и колеса П в системе координат S_n [5]

$$\vec{V}_n^{(nu)} = [-y_n(1 + u_{un}) + a_u u_{un} \sin \varphi_n] \vec{i}_n + [x_n(1 + u_{un}) + a_u u_{un} \cos \varphi_n] \vec{j}_n. \quad (8)$$

Здесь u_{un} – передаточное отношение в рассматриваемом станочном зацеплении, которое равно отношению угловых скоростей или углов поворота долбяка и колеса: $u_{un} = \omega_u / \omega_n = \varphi_u / \varphi_n$, а также $u_{un} = r_n / r_u$, где r_u – радиус начального цилиндра инструмента.

После подстановки координат нарезаемого колеса и преобразований скалярно умножаем выражения (2) и (8), получая уравнение зацепления для этого варианта нарезания колеса в виде, совпадающем с выражением (7)

$$\vec{e}_n \vec{V}_n^{(nu)} = -u + r_n [\cos(\alpha + \theta + \varphi_n) - \cos \alpha].$$

Уравнение поверхности зуба рейки получим, рассматривая совместно выражение (7) и соотношение

$$\vec{r}_u = [-u \cos(\alpha + \theta + \varphi_n + \varphi_u) - r_n \cos(\alpha + \theta + \varphi_n) + a_u \cos \varphi_u] \vec{i}_u - [u \sin(\alpha + \theta + \varphi_n + \varphi_u) + r_n \sin(\alpha + \theta + \varphi_n) - a_u \sin \varphi_u] \vec{j}_u + v \vec{k}_u.$$

Здесь a_u – межосевое расстояние в станочном зацеплении колеса и долбяка.

3. Рассмотрим зацепление элементов передачи Вильдгабера и определим ряд показателей. Скорость относительного движения точек колеса, в системе координат S_n связанной с ним, и червяка определяется зависимостью [5]:

$$\vec{V}_n^{(n2)} = [u \sin(\alpha + \theta) + r_n \sin \theta - v u_{2n} \cos \varphi_n] \vec{i}_n - [u \cos(\alpha + \theta) + r_n \cos \theta - v u_{2n} \sin \varphi_n] \vec{j}_n - u_{2n} [u \cos(\alpha + \theta + \varphi_n) + r_n \cos(\theta + \varphi_n) - a] \vec{k}_n, \quad (9)$$

в которой a – межосевое расстояние передачи Вильдгабера, u_{2n} – передаточное отношение. Уравнение зацепления, согласно кинематическому методу теории зубчатых зацеплений, найдем после скалярного умножения векторов (2) и (9) в виде

$$f(u, v, \varphi_n) = \vec{e}_n \vec{V}_n^{(n2)} = -u - r_n \cos \alpha + v u_{2n} \sin(\alpha + \theta + \varphi_n) = 0. \quad (10)$$

Запишем значения частных производных уравнения зацепления (10) по параметрам u, v, φ_n :

$$\begin{aligned} f_u &= -1, & f_v &= u_{2n} \sin(\alpha + \theta + \varphi_n), \\ f_\varphi &= v u_{2n} \cos(\alpha + \theta + \varphi_n). \end{aligned} \quad (11)$$

Качественную картину зацепления в определенной степени характеризуют мгновенные линии контакта сопряженных поверхностей зубьев, соответствующие фиксированным значениям угла поворота червячного колеса. С целью вычисления координат их точек запишем уравнение (1) в неподвижной системе координат S

$$\vec{r}_{0n} = -[u \cos(\alpha + \theta + \varphi_n) + r_n \cos(\theta + \varphi_n)] \vec{i} - [u \sin(\alpha + \theta + \varphi_n) + r_n \sin(\theta + \varphi_n)] \vec{j} + v \vec{k}. \quad (12)$$

Для построения контактных линий поверхностей витков червяка и зубьев колеса полученное выражение (12) рассматриваем совместно с формулой (10). При этом используем цилиндрическую систему координат, в которой одной из координатных осей является аппликата системы S , а в качестве второй координатной оси принят параметр r , равный

$$r = \sqrt{x_{0n}^2 + y_{0n}^2} = \sqrt{u^2 + 2u r_n \cos \alpha + r_n^2}.$$

На рис. 4 представлены контактные линии передачи Вильдгабера, построенные в цилиндрической системе координат. Для расчета приняты исходные данные, указанные выше. Дополнительно заданы: межосевое расстояние передачи Вильдгабера $a = 16,5 \text{ мм}$; передаточное отношение $u_{2n} = 25$.

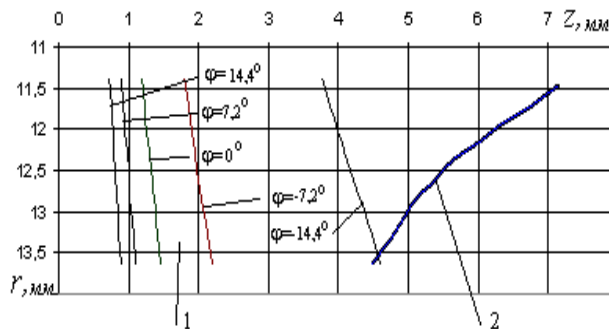


Рис. 4. Поверхность зацепления передачи Вильдгабера:

1 – линии контакта; 2 – граничная линия

4. Отсутствие подрезания витков червяка играет важную роль в создании зацепления, поскольку дает возможность использовать для передачи нагрузки только конструктивные участки поверхностей, не содержащие особых точек, в

которых приведенная кривизна в направлении, перпендикулярном характеристике, достигает бесконечно больших значений. Для выполнения условия отсутствия подрезания необходимо либо ограничивать размеры производящей поверхности, либо исключать из зацепления участки огибающей поверхности, содержащие особые точки. Задачу об отыскании граничной линии можно решить, используя выражение

$$\Delta = \begin{vmatrix} f_u & f_v & f_\varphi \\ E_n & F_n & \bar{V}_n^{(n2)} \bar{r}_{nu} \\ F_n & G_n & \bar{V}_n^{(n2)} \bar{r}_{nv} \end{vmatrix} = 0. \tag{13}$$

После подстановки значений величин, входящих в определитель (13), и преобразований получим уравнение связи параметров в виде

$$\Delta = 2\nu u_{2n} \cos(\alpha + \theta + \varphi_n) + r_n \sin \alpha + u_{2n}^2 [u \cos(\alpha + \theta + \varphi_n) + r_n \cos(\theta + \varphi_n) - a] \sin(\alpha + \theta + \varphi_n) = 0. \tag{14}$$

Условие (14) при совместном решении с уравнением поверхности, для которой ведется проверка, позволяет определить координаты граничной линии и исключить подрезанные участки. В качестве примера (рис. 4) построена граничная линия в неподвижной системе координат в цилиндрических координатах для станочного зацепления с параметрами, принятыми в расчете. Граничная линия на рис. 4 лежит за пределами поля зацепления, что дает возможность констатировать отсутствие подрезания в пределах рабочих участков витков червяка при заданных параметрах.

5. Приведенная кривизна соприкасающихся поверхностей в направлении, перпендикулярном линии контакта, характеризует контактную прочность передачи, ее значение используется для определения нормальной кривизны огибающей и направления соответствующих сечений. Для нахождения приведенной кривизны поверхностей взаимодействующих зубьев в станочном зацеплении используем выражение

$$k_{np} = \frac{f_v^2 + f_u^2}{\Delta}, \tag{15}$$

числитель которого определяется формулой: $u_{2n}^2 \sin^2(\alpha + \theta + \varphi_n) + 1$. На рис. 5 показаны значения приведенной кривизны при $\varphi_n = const$.

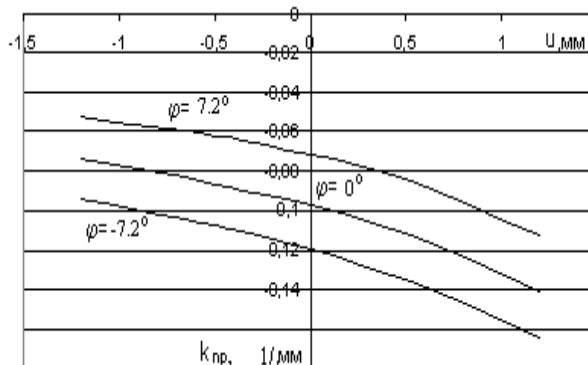


Рис. 5. Приведенная кривизна поверхностей

6. Определим **главные кривизны поверхности червяка** и их направления. Для измерения углов между направлениями нормальных сечений на нарезаемой поверхности червяка назначим в качестве начала отсчета направление первой главной кривизны производящей поверхности k_{1n} (координатной линии $u = const$).

Запишем в системе координат S_n уравнение касательной к контактной линии

$$\vec{\tau}_n = \vec{r}_{nv} f_u - \vec{r}_{nu} f_v. \quad (16)$$

Вектор касательной к контактной линии поверхностей П-2

$$\vec{\tau}_n = u_{2n} \sin(\alpha + \theta + \varphi_n) [\cos(\alpha + \theta) \vec{i}_n + \sin(\alpha + \theta) \vec{j}_n] - \vec{k}_n.$$

Запишем формулу для определения угла между направлением с кривизной k_{1n} (вектором \vec{r}_{nv}) и касательной к контактной линии

$$\cos q = \frac{\vec{r}_{nv} \vec{\tau}_n}{|\vec{r}_{nv}| |\vec{\tau}_n|}. \quad (17)$$

Подставляя значение $\vec{r}_{nv} = \vec{k}_n$, получим

$$\cos q = \frac{-1}{\sqrt{u_{2n}^2 \sin^2(\alpha + \theta + \varphi_n) + 1}}.$$

При известных главных нормальных кривизнах производящей поверхности и величине угла между первым главным направлением кривизны этой поверхности и касательной к линии контакта по формуле Эйлера могут быть определены кривизны нарезаемой поверхности в нормальном сечении вдоль контактной линии k_τ и в нормальном сечении, перпендикулярном контактной линии k_e [6].

$$k_\tau = k_{1n} \cos^2 q + k_{2n} \sin^2 q = 0, \quad (18)$$

$$k_e = k_{1n} \sin^2 q + k_{2n} \cos^2 q - k_{np} = -k_{np}.$$

Определенность указанных показателей позволяет найти угол σ_2 между первыми главными направлениями на поверхностях с кривизнами k_{1n} и k_{12} , а также главные кривизны нарезаемой поверхности

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} 2(q - \sigma_2) &= \sin 2q \frac{k_{2n} - k_{1n}}{k_e - k_\tau}, \\ k_{12} &= \frac{k_\tau \cos^2(q - \sigma_2) - k_e \sin^2(q - \sigma_2)}{\cos 2(q - \sigma_2)}, \\ k_{22} &= \frac{k_e \cos^2(q - \sigma_2) - k_\tau \sin^2(q - \sigma_2)}{\cos 2(q - \sigma_2)}. \end{aligned} \quad (19)$$

Из формул (18), (19) с очевидностью следует: $\sigma_2 = q$, $k_{12} = 0$, $k_{22} = -k_{np}$.

7. **Локализация контакта в передаче Вильдгабера** осуществляется путем профильной модификации производящей поверхности за счет замены прямолинейного торцового профиля криволинейным, например, эвольвентным [7].

В системе координат x_n, y_n, z_n уравнение боковой поверхности зуба эвольвентного колеса I в параметрической форме описывается уравнением

$$\vec{r}_1 = -r_0(\cos \lambda + \lambda \sin \lambda) \vec{i}_n - r_0(\sin \lambda - \cos \lambda) \vec{j}_n + \mu \vec{k}_n, \quad (20)$$

где $r_0 = r_n \cos \alpha$ – радиус основной окружности; λ (угол развернутости эвольвенты), $\mu = v$ – параметры поверхности колеса I .

Определим основные характеристики указанной поверхности. Частные производные радиус-вектора (20) по параметрам λ , μ

$$\vec{r}_{1\lambda} = -r_0\lambda \cos \lambda \vec{i}_n - r_0\lambda \sin \lambda \vec{j}_n; \quad \vec{r}_{1\mu} = \vec{r}_{1\nu} = \vec{k}_n. \quad (21)$$

Отметим, что эти векторы являются касательными к координатным линиям на поверхности (20) $\mu = const$ и $\lambda = const$, соответственно.

Уравнения нормали к производящей поверхности и модуля нормали

$$\vec{n}_1 = \vec{r}_{1\lambda} \times \vec{r}_{1\mu} = -r_0\lambda \sin \lambda \vec{i}_n + r_0\lambda \cos \lambda \vec{j}_n,$$

$$|\vec{n}_1| = \sqrt{n_{1x}^2 + n_{1y}^2 + n_{1z}^2} = r_0\lambda.$$

Единичный вектор нормали

$$\vec{e}_1 = \vec{n}_1/|\vec{n}_1| = -\sin \lambda \vec{i}_n + \cos \lambda \vec{j}_n. \quad (22)$$

Найдем коэффициенты первой и второй квадратичных форм и главные кривизны поверхности (20), используя зависимости (3–5):

$$E_1 = \vec{r}_{1\lambda} \vec{r}_{1\lambda} = r_0^2 \lambda^2; \quad F_1 = \vec{r}_{1\lambda} \vec{r}_{1\mu} = 0; \quad G_1 = \vec{r}_{1\mu} \vec{r}_{1\mu} = 1;$$

$$L_1 = -\vec{r}_{1\lambda} \vec{e}_{1\lambda} = -r_0\lambda; \quad M_1 = -\vec{r}_{1\lambda} \vec{e}_{1\mu} = 0; \quad N_1 = -\vec{r}_{1\mu} \vec{e}_{1\mu} = 0.$$

Средняя и полная (Гауссова) кривизна поверхности колеса (20)

$$H_1 = \frac{1}{2}(k_{11} + k_{21}) = \frac{1}{2} \frac{E_1 N_1 - 2F_1 M_1 + G_1 L_1}{E_1 G_1 - F_1^2} = -\frac{1}{2r_0\lambda},$$

$$K_1 = k_{11} k_{21} = \frac{L_1 N_1 - M_1^2}{E_1 G_1 - F_1^2} = 0.$$

С учетом соотношений (5) и определим главные кривизны поверхности (20) (кривизны вдоль координатных линий данной поверхности)

$$k_{11,21} = H_1 \pm \sqrt{H_1^2 - K_1} = -\frac{1}{2r_0\lambda} \pm \sqrt{\frac{1}{4r_0^2\lambda^2}};$$

$$k_{11} = 0; \quad k_{21} = -\frac{1}{r_0\lambda}.$$

Эвольвентный профиль колеса l касается профиля производящего колеса в точке K , лежащей на начальной окружности колес (см. рис. 2). Угол развернутости эвольвенты, соответствующий точке контакта, $\lambda_0 = \alpha + \theta = tg\alpha$. При этом в точке контакта орты нормалей $\vec{e}_1 = \vec{e}_n$. Заметим, что единичные векторы касательных к координатным линиям $\mu = \nu = const$ поверхностей (1) и (20), а также к линиям $u = const$ и $\lambda = const$ также равны. Поскольку две поверхности имеют в данной точке общие нормаль и касательную плоскость, значит их касание в этой точке обеспечивается. Кроме того, вследствие совпадения направлений с кривизнами k_{1n} и k_{11} угол между ними $\sigma_1 = 0$, угол между направлениями с кривизнами k_{11} и k_{12} : $\sigma = \sigma_2 - \sigma_1 = \sigma_2$. Запишем уравнение (20) в системе координат S . Полагая $\lambda = \lambda_0$, после преобразований получаем:

$$\vec{r}_0 = -r_0[\cos(\lambda_0 + \varphi_n) + \lambda_0 \sin(\lambda_0 + \varphi_n)]\vec{i} - r_0[\sin(\lambda_0 + \varphi_n) - \lambda_0 \cos(\lambda_0 + \varphi_n)]\vec{j} \quad (23)$$

Решая уравнение (23) совместно с выражениями (10) и (12), найдем линию зацепления колес l и 2 – прямую $\lambda = \lambda_0 = const$.

Приведем зависимость для определения приведенной кривизны поверхностей, касающихся в точке в общем нормальном сечении, в виде

$$k_{np}^{\psi} = 0.5[k_{\Sigma 1} + g_1 \cos 2\psi - k_{\Sigma 1} - g_2 \cos 2(\psi - \sigma)],$$

в которой экстремальное значение приведенной кривизны соответствует углам ψ и $\psi + \pi/2$ между первым главным направлением на поверхности зуба колеса II и направлениями полуосей контактного эллипса. Здесь принято: $g_i = k_{1i} - k_{2i}$, $k_{\Sigma i} = k_{1i} + k_{2i}$, где $i = 1, 2$. Формула для вычисления угла ψ между направлением с кривизной k_{1n} и большей полуосью эллиптической площадки контакта имеет вид

$$\operatorname{tg} 2\psi = \frac{g_2 \sin 2\sigma}{g_2 \cos 2\sigma - g_1}.$$

Экстремальная приведенная кривизна поверхностей зубьев колес передачи с локализованным контактом в направлении полуосей мгновенной площадки контакта показана на рис. 6. Вычисления проводились для точек, расположенных на линии зацепления.

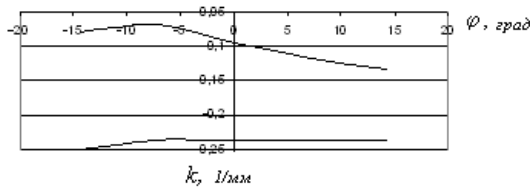


Рис. 6. Экстремальная приведенная кривизна в локализованном зацеплении

Для определения размеров эллиптической площадки контакта используем зависимости [5], позволяющие вычислить размеры полуосей:

$$a, b = \sqrt{\delta / |A, B|},$$

где δ – сближение поверхностей зубьев при сжатии; коэффициенты

$$A, B = 1/4(k_{\Sigma 1} - k_{\Sigma 2} \pm \sqrt{g_1^2 - 2g_1g_2 \cos 2\sigma + g_2^2}).$$

На рис. 7 показаны размеры и расположение контактных эллипсов в передаче с локализованным контактом на линии зацепления при деформации (сближении) зубьев $\delta = 0,0075$ мм. Расчет проводился при значениях параметров, указанных выше, $\lambda_0 = \operatorname{tg} 20^\circ$, $z_1 = 25$.

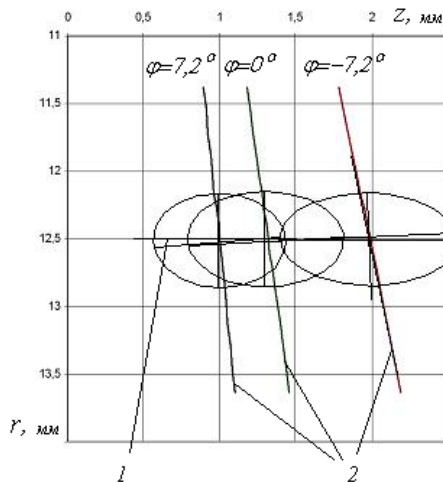


Рис. 7. Контактные эллипсы локализованного зацепления: 1 – линия зацепления при локализации контакта; 2 – контактные линии в цилиндрикоконической передаче

Выводы:

1. Исследованы некоторые параметры червячной глобоидной передачи Вильдгабера, определена геометрия режущего инструмента для нарезания колеса.
2. Показана возможность локализации контакта в передаче путем профильной модификации производящей поверхности с целью уменьшения радиуса ее кривизны за счет использования эвольвентного прямозубого колеса.
3. Приведена методика исследования параметров станочных зацеплений и характеристик локализованного контакта, применимая и в других подобных исследованиях.

Список литературы

1. Buckingham E. Analytical Mechanics of gears.– N. – Y., L. 1949. – 289 p.
2. Зубчатые и червячные передачи. Под. ред. Н.И. Колчина. – Л.: «Машиностроение», 1968. – 363 с.
3. Каплун А.М., Шишов В.П., Толмачев Ю.А. Способ нарезания глобоидных червяков. А.с. 806302 (СССР). Оpubл. в Б. И. №7, 1981.
4. Норден А.П. Краткий курс дифференциальной геометрии. – М.: Гос. изд. физ.-мат. лит. – 1958. – 244с.
5. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584с.
6. Каплун А.М., Шишов В.П. Локализация контакта в глобоидной передаче // Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2011. – №11(165). – Частина 2. С.135-144.
7. Каплун А.М., Носко П.Л., Филь П.В., Величко Н.И., Бугаева А.А. Червячная глобоидная передача. Патент Украины №90832. Опубликовано 10.06.2014.

Стаття надійшла до редакції 01.09.2016

*О. М. КАПЛУН, П. Л. НОСКО, П. В. ФИЛЬ, О. П. КАРПОВ, А. О. БУГАЙОВА,
В. В. ВЕРЕМИЙЧУК, А. Р. ЯКИМЧУК*

ЛОКАЛІЗАЦІЯ КОНТАКТУ У ГЛОБОЇДНІЙ ПЕРЕДАЧІ ВІЛЬДГАБЕРА

Черв'ячні передачі широко застосовуються у приводах станків, автомобілів, підйомно-транспортних машин. Черв'ячні редуктори складають біля половини загального випуску редукторів. Аналіз нових різновидів передач сприяє можливості підвищення їх навантажувальної спроможності. В статті досліджено деякі параметри черв'ячної глобоїдної передачі Вільдгабера на основі прямозубого колеса з плоскими боковими поверхнями зубів: геометричні параметри, лінії контакту, умови підрізання, визначено атрибути локализованого контакту.

Ключові слова: черв'як, поверхня, нормаль, координатний вектор.

*О. М. KAPLUN, P. L. NOSKO, P. V. PHIL, O. P. KARPOV, A. O. BUGAIOVA,
V. V. VEREMICHUK, A. R. YAKYMCHUK*

LOCALIZATION OF CONTACT IN VILDGABER'S GLOBOIDAL GEAR

Worm-gears are widely used in the drives of machine-tools, automobiles, lifting-transport machines. Worm reducing gears make the about half of the general producing of reducing gears. The analysis of new types of transmissions assists possibility of increase of their loading ability. In the article some descriptions of Vildgaber's globoid worm-gear are investigational on the basis of spur gear wheel with the flat lateral surfaces of points: geometrical parameters, the lines of contact, condition of paring, the attributes of the localized contact are certain.

Keyword: worm, surface, normal, coordinate vector.

Каплун Олександр Михайлович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля.

Носко Павло Леонідович – д-р техн. наук, професор, професор кафедри машинознавства Національного авіаційного університету, nosko_p@ukr.net.

Філь Павло Володимирович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри машинознавства Національного авіаційного університету, pfil2009@gmail.com.

Карпов Олексій Петрович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля, karpov_a_@mail.ru.

Бугайова Анастасія Олександрівна – інженер кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля.

Веремійчук Вікторія Володимирівна – студентка Національного авіаційного університету.

Якимчук Аліна Романівна – студентка Національного авіаційного університету.