

УДК 621.833.6

Геометрия цилиндрических самотормозящихся зубчатых передач с круговыми профилями зубьев

Г.А. Тимофеев, В.В. Панюхин, М.В.Самойлова

Представлены результаты исследований синтеза зацеплений косозубых цилиндрических самотормозящихся передач с целью достижения в них эффекта самоторможения. Существующее стандартное оборудование для нарезания зубчатых колес не всегда позволяет реализовать необходимую для получения эффекта самоторможения величину угла наклона зубьев. В связи с этим была поставлена задача найти заменяющие профили, близкие к эвольвентным, которые не требуют специального оборудования для их обработки. Поставленной задаче отвечают профили, нарезаемые на резьбошлифовальных станках шлифовальным кругом или на токарно-винторезных станках резами с круговыми режущими кромками, радиус закругления которых равен радиусу кривизны эвольвенты в осевом сечении. При этом профили витков в осевом сечении очерчиваются дугами окружностей, а контакт в зацеплении реализуется теоретически точным.

Практически разница между эвольвентными и круговыми профилями зубьев может быть уменьшена до величин, не превышающих допуски на обработку.

Ключевые слова: цилиндрические самотормозящиеся зубчатые передачи, геометрия зацепления, эвольвентные и круговые профили зубьев.

Geometry of Cylindrical Self-locking Gears with Circular-arc Tooth Profiles

G.A. Timofeyev, V.V. Panyukhin, M.V. Samoilova

The article presents the research results of helical self-locking gear synthesis in order to achieve a self-locking effect. Standard gear cutting equipment not always allows getting the necessary helix angle of a tooth for reaching a self-locking effect. Therefore there have been tasked to find the substitute profiles closely approximately those of involutes that do not require any special equipment for its processing. Processed by an abrasive wheel on a gear grinding machine or on a turning lathe by a cutting tool with circular cutting edges, curvature radius of which is equal to the radius of curvature of involutes in axial section, profiles answer to the task. Moreover the profiles in the axial section are outlined by circular arcs, and point of contact in a meshing is realized theoretically accurate. The practical difference between the circular and involute tooth profiles can be reduced to an amount not exceeding the processing tolerance.

Keywords: cylindrical self-locking gears, gearing geometry, circular and involute tooth profiles.



ТИМОФЕЕВ

Геннадий Алексеевич
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

TIMOFEYEV

Gennady Alekseevich
(Moscow, Russian Federation,
MSTU named
after N.E. Bauman)



ПАНЮХИН

Виктор Вадимович
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

PANYUKHIN

Victor Vadimovich
(Moscow, Russian Federation,
MSTU named
after N.E. Bauman)



САМОЙЛОВА

Марина Валерьевна
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

SAMOILOVA

Marina Valerievna
(Moscow, Russian Federation,
MSTU named
after N.E. Bauman)

Самотормозящиеся передачи (СП), совмещающие функции механических передач и автоматических тормозных устройств, обладают рядом важных кинематических и динамических характеристик, благодаря которым они находят достаточно широкое применение в приводах различных машин и приборов, позволяя получить простые и компактные конструкции [1–4]. Вместе с тем, широко известные конструкции СП, какими являются червячные передачи и передачи винт–гайка, обладают существенными недостатками, основным из которых является низкий КПД прямого хода.

Существенное повышение КПД прямого хода — основная проблема совершенствования СП. Принципиальная разрешимость этой проблемы была показана В.В. Добровольским [5] и подтверждена исследованиями А.Е. Турпаева [4]. К числу конструкций СП с высоким КПД прямого хода относится передача Поппера [6], состоящая из двух червяков, которые имеют различные углы наклона винтовых линий и параллельные оси вращения. Ряд перспективных конструкций СП в разные годы были предложены Н.С. Мюнстером [7], Д. Хоуэллом [8], А. Роано [9], В.И. Панюхиным [10] и другими учеными. Однако авторы работ [6–9] не приводят способов определения конкретных параметров зацепления.

В качестве главных поверхностей зубьев цилиндрических зубчатых передач чаще всего используются эвольвентные или круговые поверхности, каждая из которых обладает известными преимуществами и недостатками [11]. Однако при больших углах наклона зубьев, когда приведенные радиусы кривизны сопряженных профилей существенно возрастают, эвольвентные и круговые профили становятся весьма близкими, и разница между ними часто не выходит за пределы поля допусков на обработку.

Таким образом, с точки зрения нагрузочной способности при равной твердости главных поверхностей эти профили для винтовых зацеплений следует считать равноценными так же, как считаются равноценными с эксплуатационной точки зрения червяки с эвольвентной, конвольютной, архимедовой и цилиндрической

главными поверхностями [12]. Очевидно, что все эти поверхности могут быть использованы и в качестве главных поверхностей винтовых зубьев, имеющих углы наклона того же порядка, что и у витков червяков общего назначения.

Следовательно, выбор конкретной формы главных поверхностей в винтовых самотормозящихся зацеплениях, как и в червячных передачах, определяется технологическими соображениями и зависит от требуемой твердости главных поверхностей зубьев, масштабов производства, наличия специального оборудования и т. п.

При выборе формы боковых поверхностей в зацеплениях с винтовыми зубьями для эксплуатации наиболее предпочтительны эвольвентные профили, обеспечивающие в зацеплении линейный контакт. Такие колеса могут быть профилированы кругом с прямолинейной кромкой подобно цилиндрическим косозубым колесам, и поэтому они могут быть изготовлены с зубьями (витками) высокой твердости, что позволяет существенно повысить нагрузочную способность передач.

Однако существующее стандартное оборудование для нарезания колес методом обкатки не всегда позволяет реализовать такие значения углов наклона зубьев, которые необходимы для получения эффекта самоторможения. Отсутствие оборудования обуславливает необходимость применения для нарезания винтовых колес тех технологий, которые основаны на методе копирования и используются при изготовлении цилиндрических червяков с эвольвентным, конвольютным, цилиндрическим и архимедовым профилями [11].

Одно из самых простых в технологическом отношении зацеплений можно получить на основе эвольвентного зацепления, если эвольвенты главных поверхностей зубьев шестерни 1 и колеса 2 заменить круговыми профилями, очерченными дугами окружностей, радиусы кривизны которых равны или близки радиусам кривизны эвольвент в точках приложения равнодействующих нормальных усилий.

Чтобы определить осевые радиусы кривизны круговых профилей, эквивалентных эвольвентным профилям внешних (рис. 1) и внут-

ренных (рис. 2) зубчатых зацеплений с винтовыми зубьями, примем, что после замены эвольвентных профилей круговыми неизменными остаются: основная окружность, окружности вершин и впадин, межосевые расстояния, а также положение точки C контакта сопряженных профилей и расстояния r_{c1} и r_{c2} от этой точки до осей колес. Таким образом, неизменным остается также положение полюса зацепления, а, следовательно, и передаточное отношение. Постоянство передаточного отношения обеспечивается неизменностью положения общей нормали, как и в известных передачах Новикова. При сопоставлении параметров колес с круговыми и эвольвентными

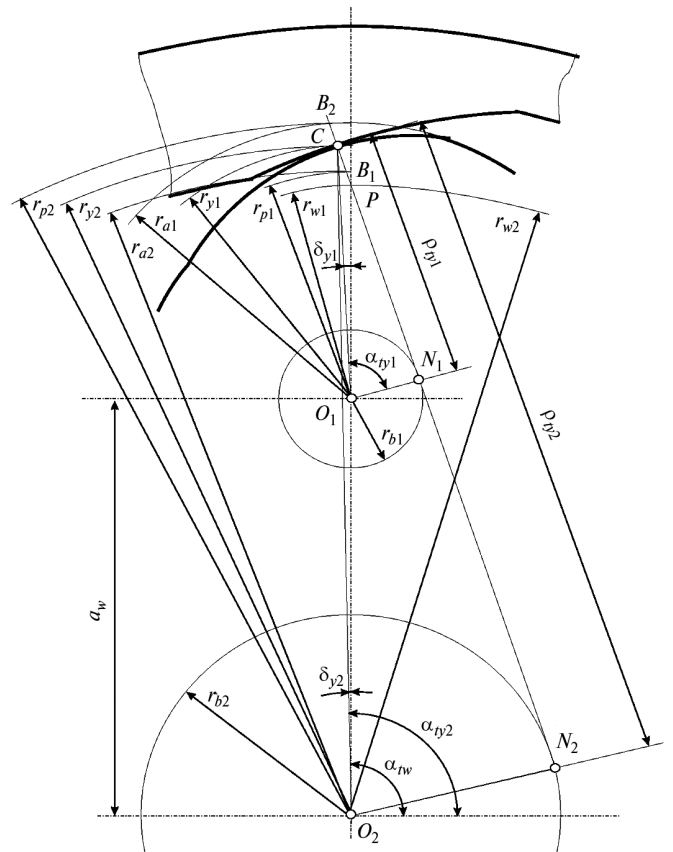


Рис. 2. Схема внутреннего зацепления цилиндрической передачи

профилями все размеры последних предполагаются известными.

В торцовом сечении радиусы кривизны эвольвентных профилей колес ρ_{tc1} и ρ_{tc2} в точке C соответствуют отрезкам N_1C и N_2C (см. рис. 1 и 2). Через параметры колес эти радиусы могут быть выражены следующим образом:

$$\rho_{tc1,2} = \sqrt{r_{c1,2}^2 - r_{b1,2}^2}.$$

Осевые радиусы кривизны ρ_{xc1} и ρ_{xc2} можно определить с помощью теоремы Менье [13]:

$$\rho_{xc1,2} = \tan \beta_b \sqrt{r_{c1,2}^2 - r_{b1,2}^2}. \quad (1)$$

Основной угол наклона линий зубьев связан с радиусами кривизны $r_{b1,2}$, $r_{c1,2}$ и углами $\beta_{c1,2}$ пропорциональной зависимостью [11]:

$$\tan \beta_b = \tan \beta_{c1,2} \frac{r_{b1,2}}{r_{c1,2}}.$$

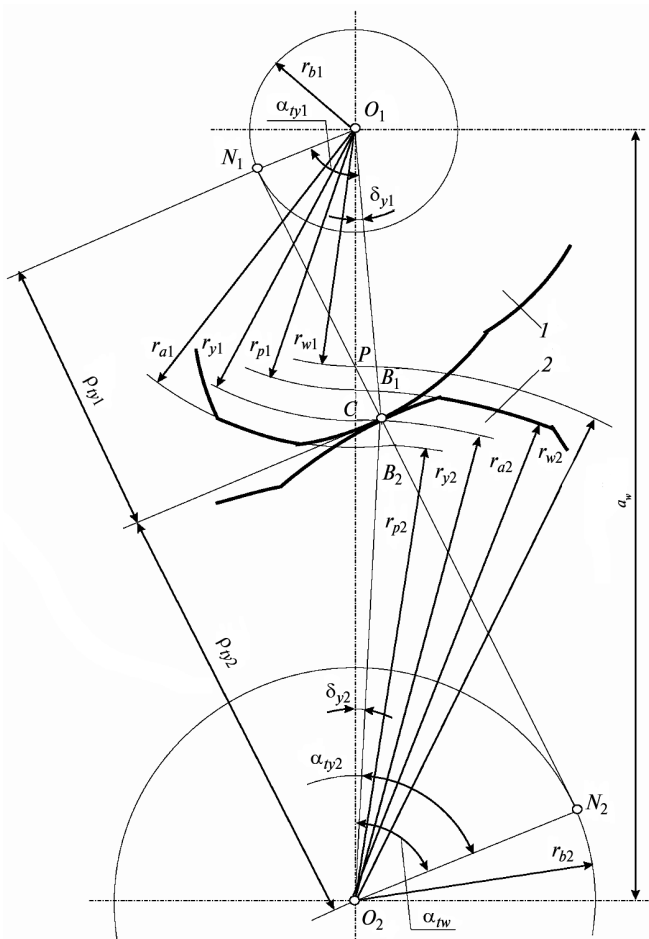


Рис. 1. Схема внешнего зацепления цилиндрической передачи

Подставив это значение угла β_b в уравнение (1), получим

$$\rho_{xc1,2} = r_{b1,2} \tan \beta_{c1,2} \sqrt{1 - \frac{r_{b1,2}^2}{r_{c1,2}^2}}$$

При предварительных расчетах осевые радиусы кривизны круговых профилей можно принять равными радиусам ρ_{xc1} и ρ_{xc2} , а после оценки степени близости круговых профилей к эвольвентным скорректировать в нужную сторону.

Оценку близости круговых профилей к эвольвентным удобно проводить по величине осевых зазоров Δ_{xa1} и Δ_{xa2} между рабочими боковыми поверхностями зубьев на диаметрах вершин колес. В эвольвентном зацеплении такие зазоры отсутствуют, поэтому, чем меньше они в зацеплении с круговыми профилями, тем ближе оно к эвольвентному.

Осевые зазоры появляются между нерабочими боковыми поверхностями зубьев вследствие того, что углы наклона зубьев на рабочих диаметрах колес различны. На рисунке 3, где изображено сечение зубьев внешнего шевронного зацепления плоскостью, проходящей через общую точку C контакта перпендикулярно линии центров, показан осевой зазор Δ_{xc} на окружностях радиусов r_{c1} и r_{c2} . Величина зазора определяется разностью осевых перемещений каких-либо двух точек, движущихся по дугам ок-

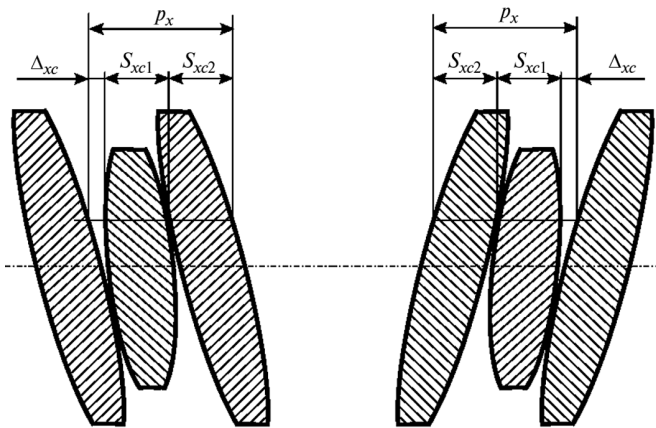


Рис. 3. Сечение внешнего шевронного зацепления с круговыми профилями плоскостью, перпендикулярной линии центров колес

ружностей с радиусами $r_{y1} = r_{c1}$ и $r_{y2} = r_{c2}$, соответствующим удвоенным углам $\delta_{y1} = \delta_{c1}$ и $\delta_{y2} = \delta_{c2}$ (см. рис. 1 и 2):

$$\Delta_{xc} = 2(\delta_{c2} r_{c2} \text{ctg} \beta_{c2} - \delta_{c1} r_{c1} \text{ctg} \beta_{c1}).$$

Углы δ_{c1} и δ_{c2} для внешнего зацепления определяют по рис. 1:

$$\delta_{c1} = \alpha_{tc1} - \alpha_{tw}; \delta_{c2} = \alpha_{tw} - \alpha_{tc2}. \quad (2)$$

Углы δ_{c1} и δ_{c2} для внутреннего зацепления определяют по рис. 2:

$$\delta_{c1} = \alpha_{tc1} - \alpha_{tw}; \delta_{c2} = \alpha_{tc2} - \alpha_{tw}.$$

Подставляя значения углов δ_{c1} и δ_{c2} в (2) и выражая углы β_{c1} и β_{c2} через β , получаем:

- для внешнего зацепления

$$\Delta_{xc} = \frac{m}{\sin \beta} [(z_1 + z_2) \alpha_{tw} - z_1 \alpha_{tc1} - z_2 \alpha_{tc2}]; \quad (3)$$

- для внутреннего зацепления

$$\Delta_{xc} = \frac{m}{\sin \beta} [z_2 \alpha_{tc2} - (z_2 - z_1) \alpha_{tw} - z_1 \alpha_{tc1}]. \quad (4)$$

Аналогично можно найти выражение для зазоров Δ_{xa1}^E и Δ_{xa2}^E на окружностях вершин между нерабочими сторонами эвольвентных профилей в плоскости, проходящей через ось колеса и точку контакта C профилей. Переходя от модуля к осевому шагу p_x , получаем:

- для внешнего зацепления:

$$\Delta_{xa1}^E = \frac{p_x}{\pi} [(z_1 + z_2) \alpha_{tw} - z_1 \alpha_{ta1} - z_2 \alpha_{tp2}],$$

$$\Delta_{xa2}^E = \frac{p_x}{\pi} [(z_1 + z_2) \alpha_{tw} - z_2 \alpha_{ta2} - z_1 \alpha_{tp1}];$$

- для внутреннего зацепления:

$$\Delta_{xa1}^E = \frac{p_x}{\pi} [-(z_2 - z_1) \alpha_{tw} - z_1 \alpha_{ta1} + z_2 \alpha_{tp2}],$$

$$\Delta_{xa2}^E = \frac{p_x}{\pi} [-(z_2 - z_1) \alpha_{tw} - z_2 \alpha_{ta2} + z_1 \alpha_{tp1}].$$

Осевой шаг эвольвентных профилей на окружности вершин каждого из колес складывается из осевой толщины зубьев s_{xa}^E на этой окружности, осевой толщины зуба s_{xp}^E на окружности нижних точек активного профиля сопряженного колеса и зазора Δ_{xa}^E :

$$p_x = s_{xa1}^E + s_{xp2}^E + \Delta_{xa1}^E = s_{xa2}^E + s_{xp1}^E + \Delta_{xa2}^E. \quad (5)$$

При переходе к круговым профилям между рабочими сторонами профилей на окружностях вершин появляются осевые зазоры Δ_{xa1} и Δ_{xa2} , величину которых можно определить, если в формулу (5) вместо осевых толщин эвольвентных зубьев подставить соответствующие осевые толщины зубьев с круговыми профилями:

$$\Delta_{xa1} = \frac{1}{2}(p_x - s_{xa1} - s_{xp2} - \Delta_{xa1}^E); \quad (6)$$

$$\Delta_{xa2} = \frac{1}{2}(p_x - s_{xa2} - s_{xp1} - \Delta_{xa2}^E).$$

Толщины зубьев с круговыми профилями s_{xa} и s_{xp} в уравнении (6) могут быть найдены из схемы осевого сечения зуба шестерни, представленной на рис. 4. В соответствии с этой схемой искомые толщины можно выразить следующим образом:

- для внешнего зацепления:

$$s_{xa1} = s_{xc1} - 2(r_{a1} - r_{c1}) \tan\left[\frac{1}{2}(\alpha_{xa1} + \alpha_{xc1})\right], \quad (7)$$

$$s_{xa2} = s_{xc2} - 2(r_{a2} - r_{c2}) \tan\left[\frac{1}{2}(\alpha_{xa2} + \alpha_{xc2})\right], \quad (8)$$

$$s_{xp1} = s_{xc1} + 2(r_{c1} - r_{p1}) \tan\left[\frac{1}{2}(\alpha_{xc1} + \alpha_{xp1})\right], \quad (9)$$

$$s_{xp2} = s_{xc2} + 2(r_{c2} - r_{p2}) \tan\left[\frac{1}{2}(\alpha_{xc2} + \alpha_{xp2})\right]; \quad (10)$$

- для внутреннего зацепления формулы для шестерни (7) и (9) остаются в силе, а для колеса меняются:

$$s_{xa2} = s_{xc2} + 2(r_{a2} - r_{c2}) \tan\left[\frac{1}{2}(\alpha_{xa2} + \alpha_{xc2})\right]; \quad (11)$$

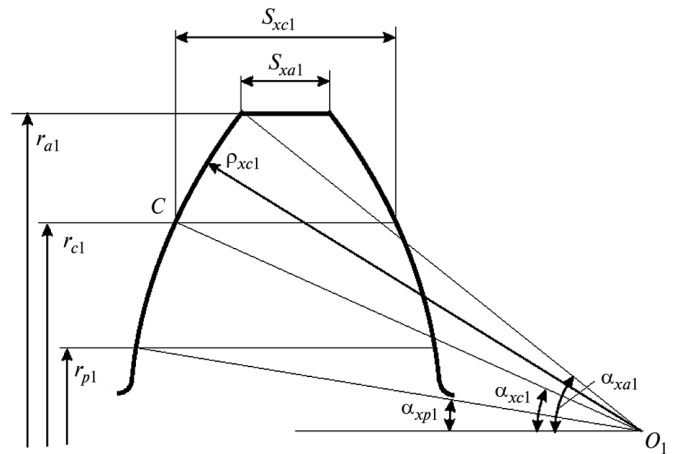


Рис. 4. Схема осевого сечения зуба шестерни с круговым профилем

$$s_{xp2} = s_{xc2} - 2(r_{c2} - r_{p2}) \tan\left[\frac{1}{2}(\alpha_{xc2} + \alpha_{xp2})\right]. \quad (12)$$

Осевые углы $\alpha_{xc1,2}$ в формулах (7)–(12) определяют из зависимости

$$\operatorname{tg} \alpha_{xc1,2} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{nc1,2}}{\sin \beta_{c1,2}}.$$

Осевые углы $\alpha_{xa1,2}$ и $\alpha_{xp1,2}$ можно найти по схеме, представленной на рис. 4:

- для внешнего зацепления:

$$\sin \alpha_{xa1} = \sin \alpha_{xc1} + \frac{r_{a1} - r_{c1}}{\rho_{xc1}}, \quad (13)$$

$$\sin \alpha_{xa2} = \sin \alpha_{xc2} + \frac{r_{a2} - r_{c2}}{\rho_{xc2}},$$

$$\sin \alpha_{xp1} = \sin \alpha_{xc1} - \frac{r_{c1} - r_{p1}}{\rho_{xc1}}, \quad (14)$$

$$\sin \alpha_{xp2} = \sin \alpha_{xc2} - \frac{r_{c2} - r_{p2}}{\rho_{xc2}};$$

- для внутреннего зацепления формулы для шестерни (13) и (14) остаются в силе, а для колеса меняются:

$$\sin \alpha_{xa2} = \sin \alpha_{xc2} - \frac{r_{a2} - r_{c2}}{\rho_{xc2}},$$

$$\sin \alpha_{xp2} = \sin \alpha_{xc2} + \frac{1}{\rho_{xc2}}(r_{c2} - r_{p2}).$$

Радиусы $r_{p1,2}$ в этих формулах определяются следующим образом [14]:

- для внешнего зацепления:

$$r_{p1} = \sqrt{\left(a_w \sin \alpha_{tw} - \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2}\right)^2 + r_{b1}^2},$$

$$r_{p2} = \sqrt{\left(a_w \sin \alpha_{tw} - \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2}\right)^2 + r_{b2}^2};$$

- для внутреннего зацепления:

$$r_{p1} = \sqrt{\left(\sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_w \sin \alpha_{tw}\right)^2 + r_{b1}^2},$$

$$r_{p2} = \sqrt{\left(\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} - a_w \sin \alpha_{tw}\right)^2 + r_{b2}^2}.$$

Осевые толщины s_{xc1} и s_{xc2} зубьев с круговыми эвольвентными зубьями одинаковы и могут быть определены из известной зависимости для эвольвентных колес:

- для внешнего зацепления

$$s_{xc1,2} = \frac{2r_{c1,2}}{\tan \beta_{c1,2}} \times \left(\frac{\pi}{2z_{1,2}} + \frac{2x_{1,2} \tan \alpha}{z_{1,2}} + \text{inv} \alpha_t - \text{inv} \alpha_{tc1,2} \right);$$

- для внутреннего зацепления

$$s_{xc1,2} = \frac{2r_{c1,2}}{\tan \beta_{c1,2}} \times \left(\frac{\pi}{2z_{1,2}} - \frac{2x_{1,2} \tan \alpha}{z_{1,2}} - \text{inv} \alpha_t + \text{inv} \alpha_{tc1,2} \right).$$

Эти же толщины можно определить по схеме, изображенной на рис. 3. Если осевые толщины колес с круговыми зубьями на окружностях с радиусами r_{c1} и r_{c2} принять одинаковыми, то, учитывая значение осевого зазора Δ_{xc} из формул (3) и (4), получим:

- для внешнего зацепления

$$s_{xc1,2} = \frac{p_x}{2} \times \left\{ 1 - \frac{1}{\pi} \left[(z_1 + z_2) \alpha_{tw} - z_1 \alpha_{tc1,2} - z_2 \alpha_{tc2,1} \right] \right\}; \quad (15)$$

- для внутреннего зацепления

$$s_{xc1,2} = \frac{p_x}{2} \times \left\{ 1 - \frac{1}{\pi} \left[z_2 \alpha_{tc2,1} - (z_2 - z_1) \alpha_{tw} - z_1 \alpha_{tc1,2} \right] \right\}. \quad (16)$$

В формулах (15) и (16) все углы выражены в радианах.

Следует отметить, что толщины зубьев с круговыми профилями с целью обеспечения, например, их равнопрочности, могут быть приняты различными по значению, но при этом их суммарная величина должна быть равна удвоенному значению правой части уравнений (15) или (16).

После определения зазоров Δ_{xa1} и Δ_{xa2} можно сделать заключение о необходимости их коррекции. Если какой-либо из них или оба получились отрицательными, т. е. вместо зазора имеет место натяг, то радиусы кривизны или один из них следует уменьшить. Если же зазоры слишком велики, то их можно уменьшить за счет увеличения радиусов кривизны.

Для зубчатых колес, нарезаемых методом огибания, основными геометрическими параметрами являются нормальный модуль и угол главного профиля исходного контура. Для колес с винтовыми зубьями, нарезаемыми методом копирования, в качестве основных исходных параметров удобнее принять осевой шаг p_x и нормальный угол профиля α_{nc} одного из колес на контактной окружности.

Кроме этого, должны быть предварительно подсчитаны необходимые значения углов наклона зубьев колес β_{c1} и β_{c2} на контактных окружностях (для несамотормозящихся зацеплений) или на окружностях вершин (для выходного колеса самотормозящегося зацепления). Должны быть также известны числа зубьев (заходов) колес z_1 и z_2 , коэффициенты высоты головки h_a^* и радиального зазора c^* .

Перечисленные исходные данные служат основой приведенного ниже алгоритма расчета зацеплений с винтовыми зубьями колес. При расчете использованы стандартные значения

коэффициентов h_a^* и c^* в долях нормального модуля на контактных окружностях.

Радиусы контактных окружностей r_{c1} и r_{c2} :

$$r_{c1,2} = \frac{p_x}{2\pi} z_{1,2} \tan \beta_{c1,2}.$$

Основной угол наклона зуба

$$\begin{aligned} \beta_b &= \arcsin(\sin \beta_{c1} \cos \alpha_{nc1}) = \\ &= \arcsin(\sin \beta_{c2} \cos \alpha_{nc2}). \end{aligned}$$

Радиусы основных окружностей r_{b1} и r_{b2} :

$$r_{b1,2} = \frac{p_x}{2\pi} z_{1,2} \tan \beta_b.$$

Торцовые углы профилей α_{tc1} и α_{tc2} на контактных окружностях:

$$\alpha_{tc1,2} = \arccos \frac{\tan \beta_b}{\tan \beta_{c1,2}}.$$

Межосевое расстояние

$$a_w = \sqrt{r_{c1}^2 + r_{c2}^2 \pm 2r_{c1}r_{c2} \cos(\alpha_{tc1} - \alpha_{tc2})},$$

где знак «+» относится к внешнему зацеплению, а знак «-» — к внутреннему.

Радиусы начальных окружностей r_{w1} и r_{w2} :

$$r_{w1,2} = \frac{z_{1,2} a_w}{z_2 \pm z_1}.$$

Торцовый угол зацепления

$$\alpha_{tw} = \arccos \frac{r_{b1,2}}{r_{w1,2}}.$$

Радиусы окружностей вершин r_{a1} и r_{a2} :

$$r_{a1} = r_{c1} + \frac{h_a^*}{\pi} p_x \sin \beta_{c1};$$

$$r_{a2} = r_{c2} \pm \frac{h_a^*}{\pi} p_x \sin \beta_{c2}.$$

Радиусы окружностей впадин r_{f1} и r_{f2} :

$$r_{f1} = \pm a_w \mp r_{a2} - \frac{c^*}{\pi} p_x \sin \beta_{c1};$$

$$r_{f2} = a_w \mp r_{a1} \mp \frac{c^*}{\pi} p_x \sin \beta_{c2}.$$

Осевые толщины зубьев на контактных окружностях s_{xc1} и s_{xc2} определяются по формулам (15) или (16).

Нормальные толщины зубьев на рабочих окружностях s_{nc1} и s_{nc2} :

$$s_{nc1,2} = S_{xc1,2} \sin \beta_{c1,2}.$$

Высота замера толщины зубьев:

$$h_{c1,2} = r_{a1,2} - r_{c1,2}.$$

Осевые углы профилей на контактных окружностях

$$\alpha_{xc1,2} = \arctan \frac{\tan \alpha_{nc1,2}}{\sin \beta_{c1,2}}.$$

Размер M по роликам (проволочкам) диаметра D :

• при четном числе зубьев (заходов)

$$M = d_c - \frac{p_x - s_{xc}}{\tan \alpha_{xc}} + D \left(1 + \frac{1}{\sin \alpha_{nc}} \right);$$

• при нечетном числе зубьев (заходов)

$$M = \left[d_c - \frac{p_x - s_{xc}}{\tan \alpha_{xc}} + D \left(\frac{1}{\cos \frac{\pi}{2z}} + \frac{1}{\sin \alpha_{nc}} \right) \right] \times \cos \frac{\pi}{2z}.$$

В случае, когда требуется вписать зацепление в заданное межосевое расстояние, расчет целесообразно начинать с определения осевого шага. Для этого рассчитывается межосевое расстояние при единичном шаге, а искомый шаг определяется как отношение заданного межосевого расстояния к полученному при единичном шаге. При необходимости шаг может быть округлен до ближайшего желаемого значения с последующей проверкой выполнения требуемых условий получения необходимого значения передаточной функции или условий самоторможения [15].

Вывод

При отсутствии оборудования для нарезания эвольвентных профилей с большими углами наклона зубьев одно из самых простых в технологическом отношении зацеплений можно получить, если эвольвенты главных поверхностей зубьев заменить круговыми профилями, очерченными дугами окружностей, радиусы кривизны которых равны или близки радиусам кривизны эвольвент в точках контакта.

Литература

1. Турнаев А.И. Винтовые механизмы и передачи. М.: Машиностроение, 1982. 223 с.
2. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов. Л.: Машиностроение, 1969. 370 с.

3. Вейц В.Л., Шнеерсон Е.З. Динамические характеристики машинного агрегата с самотормозящимся механизмом. В кн.: Зубчатые и червячные передачи; Под ред. Н.И. Колчина. Л.: Машиностроение, 1974. С. 285—302.
4. Турпаев А.И. Самотормозящие механизмы. М.: Машиностроение, 1976. 208 с.
5. Добровольский В.В. К теории КПД // Вестник инженеров и техников. 1935. № 7. С. 403—407.
6. Popper I.B., Pessen D.W. The Twinworm Drive A Self-Locking Worm-Gear Transmission of High Efficiency // Transactions of the ASME. Ser. U. 1960. Vol. 82. No. 3. P. 191—199.
7. Мюнстер Н.С., Царев Г.В. Самотормозящиеся и заклинивающиеся цилиндрические зубчатые передачи // Тр. Ташкентского политехнического ин-та. 1968. Вып. 30. С. 3—6.
8. Пат. 3,481,215 США, МКИ F 16 H 55/04. Helical Gearing / J.D. Howell (США). № 715,753; Заявл. 25.03.68; Оpubл. 2.12.69; НКИ 74/424.5. 4 с., 4 л.
9. Пат. 2,583,384 США, МКИ F 16 H 55/04. Helical Gearing / A. Roano (Италия). № 103,702; Заявл. 14.07.47; Оpubл. 15.05.51; НКИ 74—466. 12 с., 3 л.
10. А. с. 804953 СССР, МКИ F 16 H 1/18. Цилиндрическая зубчатая передача / В.И. Панюхин (СССР). № 2414519/25—28; Оpubл. 15.02.81. Бюл. № 6 // Открытия. Изобретения. 1981. № 6. С. 176.
11. Гинзбург Е.Г., Голованов Н.Ф., Фирун Н.Б., Халебский Н.Т. Зубчатые передачи: Справочник. Л.: Машиностроение, 1980. 416 с.
12. Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1975. 656 с.
13. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. Определения, теоремы, формулы / Пер. с англ. И.Г. Арамановича. М.: Наука, 1984. 831 с.
14. Гавриленко В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. М.: Машиностроение, 1969. 432 с.
15. Тимофеев Г.А., Панюхин В.В. Анализ критериев самоторможения // Вестник машиностроения. 2002. № 9. С. 3—8.

References

1. Turpaev A.I. *Vintovye mekhanizmy i peredachi* [Screw mechanisms and transmission]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1976. 223 p.
2. Veits V.L. *Dinamika mashinnykh agregatov* [Dynamics of machine units]. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1969. 370 p.
3. Veits V.L., Shneerson E.Z. *Dinamicheskie kharakteristiki mashinnogo agregata s samotormozhashchimsia mekhanizmom. V kn.:*

Zubchatye i chervyachnyye peredachi [The dynamic characteristics of the machine aggregate with self-locking mechanism. Toothed and worm gears]. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1974, pp. 285—302.

4. Turpaev A.I. *Samotormozhashchie mekhanizmy* [Self-locking mechanism]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1976. 208 p.
5. Dobvol'skii V.V. K teorii KPD [The theory of efficiency]. *Vestnik inzhenerov i tekhnikov* [Bulletin of engineers and technicians]. 1935 no. 7, pp. 403—407.
6. Popper I.B., Pessen D.W. The Twin worm Drive — A Self-Locking Worm-Gear Transmission of High Efficiency. *Transactions of the ASME. Ser. U.* 1960, vol. 82 no. 3, pp. 191—199.
7. Miuuster N.S., Tsarev G.V. Samotormozhashchiesia i zaklinivaiushchiesia tsilindricheskie zubchatye peredachi [Self-locking and wedged helical gear]. *Trudy Tashkentskogo politekhnicheskogo instituta* [Proceedings of the Tashkent Polytechnic Institute]. 1968, issue 30, pp. 3—6.
8. Howell J. D. *Helical Gearing*. Patent USA, no. 3,481,215, MKI F 16 H 55/04, NKI 74/424.5, ser. no. 715,753, 1969. 4 p.
9. A. Roano. *Helical Gearing*. Patent USA no. 2,583,384, MKI F 16 H 55/04, NKI 74—466, ser. no. 103,702, 1951. 12 p.
10. Paniukhin V.I. *Tsilindricheskaia zubchataia peredacha* [Spur gear]. *Avtorskoe svidetel'stvo SSSR* [Author's certificate USSR], no. 804953, MKI F 16 H 1/18, 414519/25—28, 1981, no. 6. 176 p.
11. Ginzburg E.G., Golovanov N.F., Firun N.B., Khalebskii N.T. *Zubchatye peredachi: Spravochnik* [Gears: A Guide]. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1980. 416 p.
12. Reshetov D.N. *Detali mashin* [Machine parts]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1975. 656 p.
13. Korn G.A., Korn T.M. *Mathematical Handbook for Scientists and Engineers: Definitions, Theorems, and Formulas for Reference and Review*, General Publishing Company, 2000. 1151 p. (Russ. ed.: Korn G., Korn T. *Spravochnik po matematike dlia nauchnykh rabotnikov i inzhenerov. Opredeleniia, teoremy, formuly*. Moscow, Nauka publ., 1984. 831 p.).
14. Gavrilenko V.A. *Osnovy teorii evol'ventnoi zubchatoi peredachi* [Fundamentals of the theory of involute gear]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1969. 432 p.
15. Timofeev G.A., Paniukhin V.V. *Analiz kriteriev samotormozheniia* [Analysis of the criteria of self-braking]. *Vestnik mashinostroeniia* [Russian Engineering Research]. 2002, no. 9, pp. 3—8.

Статья поступила в редакцию 18.03.2013

Информация об авторах

ТИМОФЕЕВ Геннадий Алексеевич (Москва) — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: timga@bmstu.ru).

ПАНЮХИН Виктор Вадимович (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

САМОЙЛОВА Марина Валерьевна (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Information about the authors

TIMOFEEV Gennady Alekseevich (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of «Theory of Mechanisms and Machines» Department. MSTU named after N.E. Bauman (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: timga@bmstu.ru).

PANYUKHIN Victor Vadimovich (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor «Theory of Mechanisms and Machines» Department. MSTU named after N.E. Bauman (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation).

SAMOILOVA Marina Valerievna (Moscow) — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor «Theory of Mechanisms and Machines» Department. MSTU named after N.E. Bauman (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation).