

1978. С 15–16. 5. Мисевич В.С., Нисневич Я.Г. Проектирование системы управления с синхронной связью для станков с ЧПУ // Станки и инструмент, № 10, 1988. С34–36.

УДК 621.833.389

АНАЛИЗ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ РАБОЧИХ ЭЛЕМЕНТОВ В ПРУЖИННО-ПАЛЬЦЕВЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Пашкевич М.Ф., Рогачевский Н.И., Рогачевский С.Н.
Могилевский государственный технический университет
Могилев, Беларусь

В изделиях машиностроения широко применяются червячные редукторы благодаря их известным достоинствам, которые проявляются в полной мере лишь при соблюдении достаточной точности зацепления, обусловленной не только высокой точностью деталей редуктора, но и величинами погрешностей их взаимного расположения, которые регламентированы более жестко чем, например, в редукторах с цилиндрическими зубчатыми передачами. Существенным недостатком червячных редукторов является низкий КПД, обусловленный геометрией и кинематикой зацепления. Стремление устранить недостатки червячных передач привело к созданию пружинно-пальцевых винтовых передач, которые представляют собой новый тип передач со скрещающимися осями. Эти передачи по принципу работы схожи с червячными передачами, но имеют существенное отличие – отсутствие червяка и собственно червячного колеса. Вместо червяка здесь используется закрепленная на ведущем валу витая цилиндрическая пружина, а вместо червячного колеса применяется диск с закрепленными в нем в подшипниках пальцами. Такие передачи просты в изготовлении, не требуют высокой точности изготовления деталей и их монтажа, так как упругая податливость пружины компенсирует значительные погрешности, не имеют дорогостоящих антифрикционных материалов, и обеспечивают высокий КПД, так как в них трение скольжения заменено качением витков пружины по вращающимся в подшипниках качения пальцам. Они отличаются конструктивной простотой, низкой материалоемкостью, высокой ремонтопригодностью, возможностью работы при отсутствии масляной ванны (то есть в качестве открытых передач).

Для научно обоснованного подхода к проектированию пружинно-пальцевых передач необходима теория зацеплений в этих передачах. Некоторые

фрагменты теории изложены в работах [1–3]. Статьей [3] предпринята первая попытка исследования геометрической картины зацепления элементов такой передачи. При этом диапазон изменения фазы зацепления не был привязан к действительному коэффициенту перекрытия ε_z передачи. Приведенный анализ описывал зацепление пальцев колеса с вращающейся только по часовой стрелке пружины с правой навивкой ее витков. Численный пример характеризовал только одно положение фазы зацепления, что явно недостаточно для полного анализа. Устранению указанных пробелов посвящена настоящая работа.

Исследуем зацепление вращающейся против часовой стрелки пружины с левой навивкой ее витков с пальцами колеса. Исходные данные для исследований: D_0 — средний диаметр пружины, мм; t — шаг витков пружины, мм; d — диаметр стержня, из которого выполнена пружина, мм; z_2 — число пальцев червячного колеса; ε_y — коэффициент перекрытия; D — диаметр пальца, мм; n — число разбиений шага.

Аппроксимируем проекцию рабочего участка винтовой линии на осевую плоскость пружины прямой линией [3]

$$z = \frac{z_1}{x_1} \cdot x,$$

где x_1 и z_1 — координаты границы рабочего участка винтовой линии пружины, определяемые соотношениями

$$x_1 = 0,5 \cdot t \cdot z_2 \cdot [1 - \cos(\pi \cdot \varepsilon_y / z_2)],$$

$$z_1 = \frac{t}{2 \cdot \pi} \cdot \arcsin[2 \cdot x_1 / (D_0 + d)].$$

Взаимное расположение витков пружины и пальцев колеса рассмотрим в проекциях их на торцовую плоскость xOy колеса (осевую плоскость пружины) и на торцовую плоскость $x_{II}Oy_{II}$ пружины (рис. 1): К, L, М, N — точки пересечения аппроксимирующих прямых витков и оси пружины; Б, В, Г, Д — центры пальцев, расположенных на делительной окружности колеса, диаметр которого d_2

$$d_2 = t \cdot z_2 / \pi.$$

Координаты точки А касания пружины и пальца с центром Б очевидны из рис.2:

$$x_A = 0,5 \cdot (d_2 \cdot \sin \gamma_B - D \cdot \cos \alpha);$$

$$y_A = 0,5 \cdot (d_2 \cdot \cos \gamma_B - D \cdot \sin \alpha),$$

где γ_B — фаза зацепления

$$-\pi \cdot \varepsilon_\gamma / z_2 \leq \gamma_B \leq (2 - \varepsilon_\gamma) \cdot \pi / z_2;$$

β — угол подъема аппроксимирующих прямых

$$\alpha = \arctg(z_1 / x_1).$$

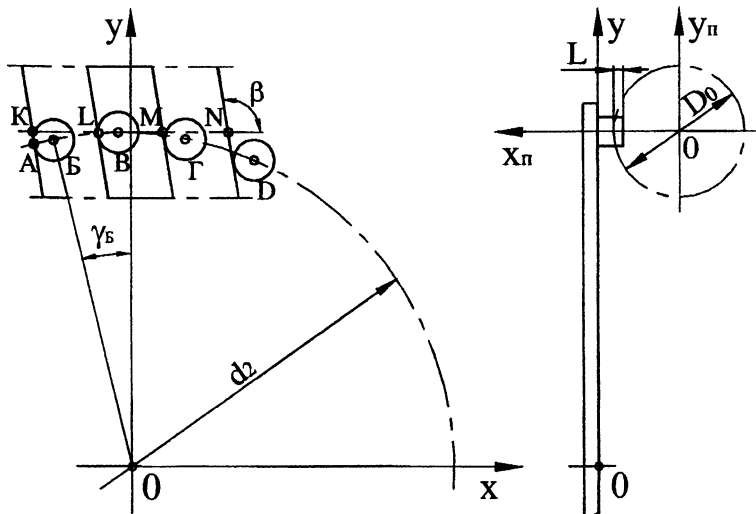


Рис. 1.

Уравнения аппроксимирующих прямых, проходящих соответственно через точки К, L, М, N:

$$\operatorname{tg} \beta \cdot x - y + d_2 / 2 - x_K \cdot \operatorname{tg} \beta = 0;$$

$$\operatorname{tg} \beta \cdot x - y + d_2 / 2 - (x_K + t) \cdot \operatorname{tg} \beta = 0;$$

$$\operatorname{tg} \beta \cdot x - y + d_2 / 2 - (x_K + 2t) \cdot \operatorname{tg} \beta = 0;$$

$$\operatorname{tg} \beta \cdot x - y + d_2 / 2 - (x_K + 3t) \cdot \operatorname{tg} \beta = 0,$$

где β — угол наклона аппроксимирующих прямых к оси Ox , равный

$$\beta = \alpha + \pi / 2.$$

Координаты центров В, Г, D пальцев передачи

$$x_B = \frac{d_2}{2} \cdot \sin(\gamma_B + \frac{2 \cdot \pi}{z_2}), y_B = \frac{d_2}{2} \cdot \cos(\gamma_B + \frac{2 \cdot \pi}{z_2});$$

$$x_G = \frac{d_2}{2} \cdot \sin(\gamma_B + \frac{4 \cdot \pi}{z_2}), y_G = \frac{d_2}{2} \cdot \cos(\gamma_B + \frac{4 \cdot \pi}{z_2});$$

$$x_D = \frac{d_2}{2} \cdot \sin(\gamma_B + \frac{6 \cdot \pi}{z_2}), y_D = \frac{d_2}{2} \cdot \cos(\gamma_B + \frac{6 \cdot \pi}{z_2}).$$

Расстояния $S_{PB}, S_{PB}, S_{PG}, S_{PD}$, между контурами пальцев В, Г, D и соответствующими аппроксимирующими прямыми рабочих участков винтовых линий витков пружины: $S_{PB}=0$, то есть при всех значениях γ_B палец Б соприкасается с пружиной, что является базой отсчета расстояний от контуров пальцев В, Г, D до соответствующих аппроксимирующих прямых;

$$S_{PB} = \sqrt{[tg \beta \cdot x_B - y_B + d_2 / 2 - (x_K + t) \cdot tg \beta]^2 / (tg^2 \beta + 1) - d_2 / 2};$$

$$S_{PG} = \sqrt{[tg \beta \cdot x_G - y_G + d_2 / 2 - (x_K + 2 \cdot t) \cdot tg \beta]^2 / (tg^2 \beta + 1) - d_2 / 2};$$

$$S_{PD} = \sqrt{[tg \beta \cdot x_D - y_D + d_2 / 2 - (x_K + 3 \cdot t) \cdot tg \beta]^2 / (tg^2 \beta + 1) - d_2 / 2}.$$

Положительные величины S_{PB}, S_{PG} и S_{PD} указывают на наличие зазоров между соответствующими пальцами и витками пружины, а отрицательные – на их интерференцию. В реальной передаче, при работе ее под нагрузкой, из-за упругих деформаций витков пружины зазоры исчезнут, вместо интерференции будет наблюдаться соприкосновение пальцев с витками пружины, а нагрузки между пальцами распределятся обратно пропорционально величинам зазоров и прямо пропорционально значениям интерференций.

Величина L осевого перекрытия пальцев торцовым контуром пружины для обеспечения требуемого значения γ_z очевидна из рис. 1:

$$L = 0,5 \cdot D_0 - \sqrt{D_0^2 / 4 - d_2^2 \cdot [1 - \cos(\arctg(x_A / y_A))]^2 / 4}.$$

На рис. 2 представлены результаты расчета на примере зацепления пружины ($D_0=36$ мм, $t=18$ мм, $d=4$ мм) с колесом ($z_2=32$, $D=11$ мм) в интервале $[-0,175$ рад, $0,011$ рад] изменения фазы зацепления (равном угловому шагу) для пальца Б. При постоянном соприкосновении этого пальца с витком, содержащим точку А (прямая 1), расстояние от соответствующих витков до пальца В изменится от 0,14 мм до -0,44 мм (кривая 2), до пальца Г – от -0,35 мм до -2,14 мм (кривая 3), до пальца D – от -2,14 мм до -5,28 мм (кривая 4). Таким образом, только между витком и пальцем В при изменении фазы зацепления от -0,175 рад до -0,109 рад существует уменьшающийся от 0,14 мм

до 0 зазор, в остальных случаях — интерференции. Из рис. 2 видно, что с целью исключения значительных величин интерференций (от -2,14 мм до -5,28 мм, кривая 4), то есть более равномерного распределения нагрузки между пальцами, целесообразно предотвратить зацепление пружины с пальцем D, что равнозначно снижению коэффициента перекрытия с 4 до 3.

Полученный алгоритм исследования изменений геометрической картины зацеплений элементов пружинно-пальцевой передачи при повороте колеса в пределах углового шага является исходным для исследования статики и динамики этой передачи.

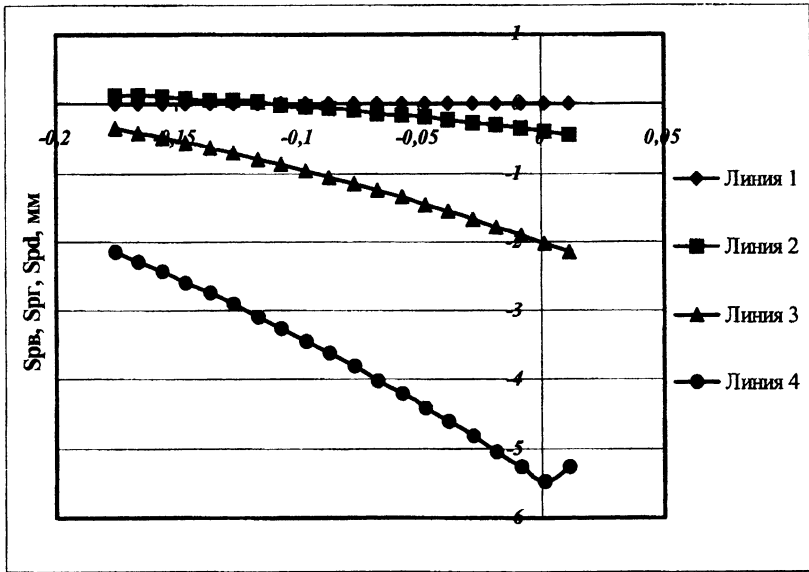


Рис. 2

Литература

1. Пашкевич М.Ф. Коэффициент перекрытия пружинно-винтовой передачи / М.Ф. Пашкевич, Н.И. Рогачевский, С.Н. Рогачевский // Современные технологии, материалы, машины и оборудование: Материалы междунар. науч.-техн. конф. – Могилев, 2002. – С. 100-101.
2. Пашкевич М.Ф. Совершенствование изготовления червяков пружинно-винтовой передачи / М.Ф. Пашкевич, Н.И. Рогачевский, С.Н. Рогачевский

кий // Вестник Могилевского государственного технического университета. — 2002. — № 2.

3. Пашкевич М.Ф. Геометрический анализ зацеплений в пружинно-винтовых передачах / М.Ф. Пашкевич, Н.И. Рогачевский, С.Н. Рогачевский // Прогрессивные технологии, машины и механизмы в машиностроении: Сборник научных статей междунар. НТК «Балттехмаш-2002». — Калининград, 2002. — С. 173–175.

УДК 621.914.6

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ МАКСИМАЛЬНОЙ ТОЛЩИНЫ СРЕЗА ПРИ ЗУБОФРЕЗЕРОВАНИИ

Сюбаров В.В., Мисевич В.С.

*Витебский государственный технологический университет
Витебск, Беларусь*

Обеспечение высокой стойкости червячных модульных фрез является важным условием их эффективной эксплуатации [1]. Зубья фрезы нагружены неравномерно: при одной осевой установке существует только один зуб с максимальным износом, определяющий ее стойкость. При этом вершинная режущая кромка зуба снимает максимальный срез и имеет максимальный износ. Поэтому для определения стойкости червячных фрез необходимо уметь определять толщину среза на вершине зуба.

Нами разработана методика определения толщины среза на вершине зуба червячной модульной фрезы. Как показали расчеты, для прямозубых колес и колес с небольшими углами наклона зуба, по мере приближения зуба фрезы к межосевому перпендикуляру толщина среза a_z уменьшается, а длина среза l_{cp} увеличивается. В соответствии с теорией резания, износ зуба пропорционален длине среза l_{cp} и толщине среза в некоторой степени n , т.е. пропорционален a_z^n . На основании анализа процессов обработки резанием принимаем $n=1,6$. Таким образом, максимальный износ имеет зуб с максимальным произведением $a_z^{1,6} \times l_{cp}$. Такой зуб является критическим.

Как показали расчеты, толщина среза критического зуба связана с максимальной толщиной среза соотношением $a_{z_кр} = 0.655a_{z_max}$. Следовательно, для определения стойкости фрез, а также для сравнения стойкости однозаходных и многозаходных фрез важно уметь определять максимальную величину среза a_{z_max} .