

ОПРЕДЕЛЕНИЕ 3D ОБЛАСТИ СУЩЕСТВОВАНИЯ ПРЯМОЗУБОГО ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ С ЗАДАНЫМ КОЭФФИЦИЕНТОМ ПЕРЕКРЫТИЯ

Показано, что применение комбинированного смещения при проектировании зубчатых передач позволяет значительно расширить область существования зацепления с нестандартным радиальным зазором. Представлено влияние параметров режущего контура на область существования зацепления, описана технология реализации тангенциального смещения при нарезании зубчатых колес.

It is shown, that application of the combined displacement while designing toothed gearings considerably allows to expand area of existence of gearing with a non-standard radial backlash. Influence of parameters of the tool on area of existence of gearing is submitted, the technology of realization of tangential displacement by generation of gears is described.

Проектирование зубчатых передач с комбинированным (радиальным и тангенциальным) смещением при заданном коэффициенте перекрытия позволяет значительно расширить область существования зубчатого зацепления и при неизменных модуле и числе зубьев вписать передачу в заданное межосевое расстояние не ухудшая качественных показателей зацепления [2].

Рассмотрим, как комбинированное смещение влияет на профиль зуба. На рис.1 показаны профили зубьев зубчатой передачи с комбинированным смещением с равным числом зубьев $z_1 = z_2 = 10$. На профилях указаны следующие диаметры: вершин зубьев d_a , основные d_b , начальные d_w и впадин d_f . В центре показан профиль зуба без смещений ($x = 0$, $x_\tau = 0$). На левой колонке видно, что отрицательное радиальное сме-

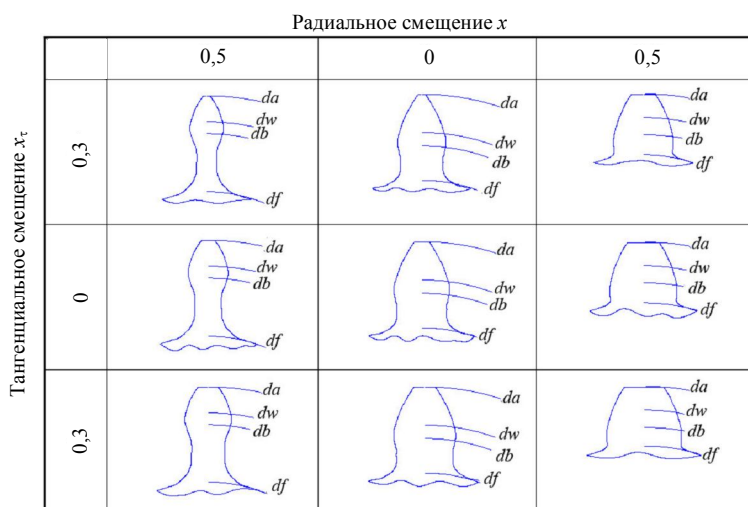


Рис.1. Профили зуба зубчатого колеса при различных радиальных и тангенциальных смещениях ($z = 10$)

щение инструмента ведет к подрезанию и утонению зуба. При увеличении радиального смещения повышается изгибная прочность зуба, увеличивается межосевое расстояние, что не всегда приемлемо. Применение положительного тангенциального смещения ведет к повышению изгибной прочности, а его детерминированное изменение позволяет сохранить межосевое расстояние неизменным. Получить положительное тангенциальное смещение возможно применением инструмента с неравноделенным шагом на величину $x_{\tau}m$, при отрицательном тангенциальном смещении зуб получится тоньше. Реализация такого смещения возможна стандартным инструментом за счет дополнительного прохода при осевом смещении инструмента относительно заготовки на величину $-x_{\tau}m$ в тело зуба.

При проектировании зубчатой передачи мало провести расчет по заданным параметрам, сначала необходимо убедиться в выполнении условий существования зацепления и его работоспособности. Зацепление может быть в опасной близости к границе заострения, опасного подрезания зуба или интерференции.

Получить более полную информацию о зубчатом зацеплении, определить тенденции изменения параметров зацепления позволяет использование блокирующих контуров [5]. Известные блокирующие контуры не позволяют проектировать зацепление с нестандартным радиальным зазором и учитывать тангенциальное смещение.

На рис.2 представлен блокирующий контур 10/10 с заданным коэффициентом перекрытия ($\varepsilon_{\alpha} = 1,0$) для разных возможных радиальных зазоров в зацеплении C_{p1} между головкой колеса и впадиной шестерни и C_{p2} между головкой шестерни и впадиной колеса при $x_{\tau} = 0$ [4].

Жирной линией на рис.2 ограничен блокирующий контур для стандартного радиального зазора $C_{p1} = 0,25m$. Область существования такого зацепления ограничивается линией 1 стандартного блокирующего контура. Зацепления с большим коэффици-

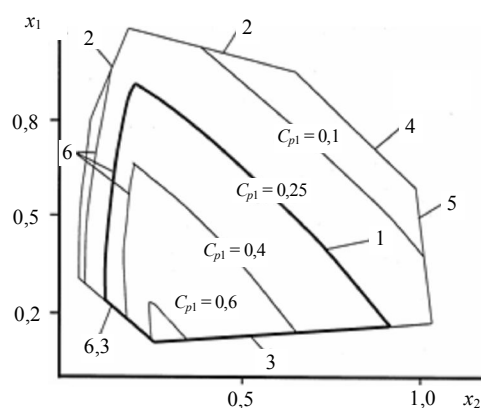


Рис.2. Блокирующий контур с переменным радиальным зазором

ентом перекрытия располагаются на аналогичной линии, но находящейся внутри блокирующего контура.

Область существования зацепления с заданным коэффициентом перекрытия при различных радиальных зазорах, полученных за счет изменения диаметра вершин шестерни, определяется границами интерференции: с переходной поверхностью колеса — линия 2, вершин шестерни при нулевом радиальном зазоре — линия 3, с переходной поверхностью шестерни — линия 4; границей заострения зубьев шестерни — линия 5 и границей опасного подрезания зубьев шестерни — линия 6. Область существования зацепления при изменении радиального зазора представляет собой ломаную изолинию [1, 3].

С целью определения области существования зубчатого зацепления был разработан алгоритм и написана программа, позволяющая построить блокирующий контур зацепления с заданным коэффициентом перекрытия в осях радиального смещения колеса и шестерни с учетом тангенциального смещения и в диапазоне возможных радиальных зазоров в зацеплении. При расчете блокирующего контура $z_1 = z_2 = 10$ было установлено, что при равном изменении высоты зуба колеса и шестерни область существования зубчатого зацепления с коэффициентом перекрытия, равным 1,0, значительно сокращается из-за заострения зуба колеса и шестерни. Это обстоятельство потребовало добавить в расчет блокирую-

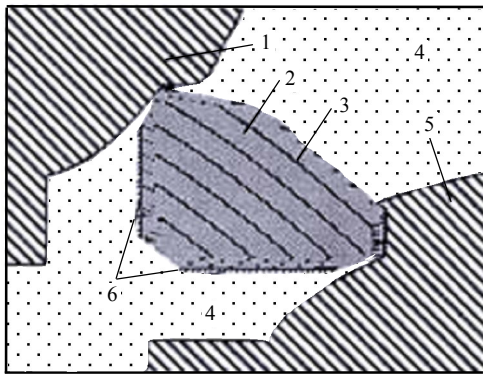


Рис.3. Область существования зацепления $z_1/z_2 = 10/10$

щего контура алгоритм перераспределения изменения высоты зуба между колесом и шестерней, что позволило сместить область заострения зубьев колеса и шестерни за пределы области существования зубчатого зацепления с коэффициентом перекрытия, равным единице.

На рис.3 представлен результат расчета блокирующего контура зубчатого зацепления $z_1 = z_2 = 10$ с тангенциальным смещением, равным нулю, в диапазоне возможных изменений радиальных зазоров и коэффициентом перекрытия, равным единице.

Области 1 и 5 соответствуют зубчатым передачам, которые не могут существовать из-за заострения зуба колеса s_{a1} и s_{a2}

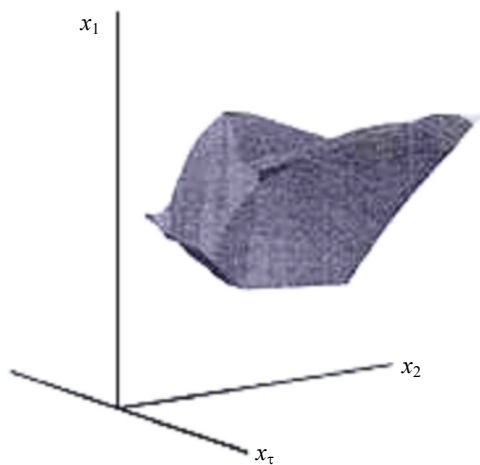


Рис.4. Трехмерная область существования зацепления $z_1 = z_2 = 10$

$$s_a = \frac{d_a (0,5\pi + 2x_t \operatorname{tg} \alpha + x_\tau + z_1 \sin \alpha_t - z_2 \sin \alpha_a) \cos \beta_a}{z}$$

где α – угол профиля зуба производящего реечного контура; α_a – угол профиля в точке на окружности вершин; β_a – угол наклона линии зуба на окружности вершин; α_t – угол торцового профиля плоского колеса.

Область 4 соответствует зубчатым работоспособным передачам с коэффициентом перекрытия меньше единицы:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{0,5}{\pi} \left[(z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_t - \right. \\ \left. - 2 \left(z_1 \frac{\rho_{p1}}{d_{b1}} + z_2 \frac{\rho_{p2}}{d_{b2}} \right) \right],$$

где ρ_{p1} , ρ_{p2} – радиус кривизны активного профиля в нижней точке.

Линиями 6 обозначены границы среза вершин зуба нарезаемого колеса переходной поверхностью инструмента. При этом высота зуба h не соответствует условию

$$h \leq m(h_a^* + h_f^* + c^*),$$

где m – модуль зубчатого колеса; h_a^* – коэффициент высоты головки зуба; h_f^* – коэффициент высоты ножки зуба; c^* – коэффициент радиального зазора.

Область 2 – это область существования зубчатого зацепления с коэффициентом перекрытия, равным единице.

Кривые 3 соответствуют радиальному зазору в зацеплении с шагом 0,1.

Для оценки влияния тангенциального смещения на область существования зубчатого зацепления в диапазоне возможных радиальных зазоров в зацеплении лучше перейти от плоского блокирующего контура в осях x_1 и x_2 к трехмерному блокирующему контуру в осях x_1 , x_2 и x_τ . Для этого были рассчитаны 18 блокирующих контуров в осях x_1 , x_2 в диапазоне от $-0,5$ до $1,6$ при тангенциальном смещении от -1 до $0,7$. Полученные сечения объемного тела, описывающего область существования зубча-

того зацепления в осях x_1 , x_2 , x_τ в программе *3dmax*, объединены в трехмерную область существования зубчатого зацепления. Трехмерная область существования зубчатого зацепления в осях x_1 , x_2 , x_τ при коэффициенте перекрытия, равном единице, и переменном радиальном зазоре представлена на рис.4.

Таким образом, предложенная программа позволяет не только рассчитать прямозубое или косозубое зубчатое зацепление с применением стандартного и нестандартного инструмента, но и строить блокирующий контур для более наглядного анализа предложенной передачи.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зубчатые передачи: Справочник / Под ред. Е.Г.Гинзбурга. Л.: Машиностроение, 1980. 416 с.
2. *Иванов И.П.* Зубчатые передачи с комбинированным смещением: Основы теории и расчетов. Л.: Изд-во ЛГУ, 1989. 128 с.
3. *Иванов С.Л.* Область существования зацепления цилиндрических зубчатых колес с заданным коэффициентом перекрытия // Записки Горного института. СПб, 1993. Т.138. С.15-22.
4. Особенности проектирования зубчатых передач с комбинированным смещением / С.Л.Иванов, Н.В.Кузнецова, А.А.Поддубная, А.С.Фокин // Записки Горного института. СПб, 2004. Т.157. С.163-166.
5. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / Под ред. И.А.Болотовского. М.: Машиностроение, 1986. 448 с.

Научный руководитель д.т.н. проф. С.Л.Иванов