

Машиностроение и машиноведение

УДК 621.833.6

Анализ систем расчета зубчатых передач внутреннего зацепления

Г.А. Тимофеев¹, Е.С. Новиков^{1,2}

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана

² ФАУ «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова»

Analyzing computation systems for the transmission internal gearing

G.A. Timofeev¹, E.S. Novikov^{1,2}

¹ Bauman Moscow State Technical University

² Baranov Central Institute of Aviation Motors

Эволюция теории зацепления демонстрирует множество идей и изобретений в области зубчатых механизмов, формирования теории на основе сопряженных профилей, разработанной российскими и советскими учеными. Основы аналитической теории зубчатых зацеплений стали фундаментом для решения практических задач в проектировании и изготовлении зубчатых передач. Многие десятилетия в машиностроении преобладала система расчета зубчатых передач, при которой диаметры вершин зубчатых колес назначались так, чтобы в зацеплении сохранялся постоянный стандартный радиальный зазор при любых коэффициентах смещения. Будучи удобной для передач внешнего зацепления и передач внутреннего зацепления, эта система часто не позволяет реализовать передачи с малыми коэффициентами смещения. В ГОСТ 19274–73 «Передачи зубчатые цилиндрические внутреннего зацепления. Расчет геометрии» введены две новые системы расчета диаметров вершин зубчатых колес с внутренними и внешними зубьями. Проведены анализ и сравнительная оценка предложенных систем расчета по ГОСТ 19274–73 с использованием областей существования (блокирующих контуров).

EDN: HGUHNMU, <https://elibrary/hguhmu>

Ключевые слова: теория зацепления, эвольвентная зубчатая передача, коэффициент смещения, система расчета, блокирующий контур

Evolution of the gearing theory demonstrates a lot of ideas and inventions in the gear mechanisms and formation of a theory based on the conjugate profiles developed by the Russian and Soviet scientists. Basics of the gearing analytical theory became a foundation in solving practical problems in design, development and manufacture of the gear transmissions. For many decades, the system of calculating the gear transmissions prevailed in mechanical engineering. There, diameters of the wheel tops were assigned so that a constant standard radial clearance was maintained in engagement at any offset coefficients. Being convenient for the external gear transmissions, that system often was unusable in implementing transmissions with the small offset coefficients in regard to the internal gear transmissions. GOST

19274–73 “Cylindrical involute internal gear pairs. Calculation of geometry” introduced two new systems for computing diameters of the gear wheel tops with the internal and external teeth. The proposed computation schemes according to GOST 19274–73 and using the existence regions (blocking contours) are analyzed and comparatively assessed.

EDN: HGUHMU, <https://elibrary/hguhmu>

Keywords: gearing theory, involute gear transmission, offset coefficient, computation system, blocking contour

Эвольвентным зубчатым передачам внешнего и внутреннего зацепления посвящено большое количество работ, в числе которых основополагающие труды Э. Бакингема, И.А. Болотовского, Э.Б. Вулгакова, Я.И. Дикера, В.А. Гавриленко, В.И. Гольдфарба, Ф.Л. Литвина, В.Н. Кудрявцева, Н.И. Колчина, Х. Мерита и многих других исследователей [1–15]. В этих работах обстоятельно рассмотрена теория зацепления и геометрическая теория эвольвентных зубчатых передач и показано влияние смещений инструмента на их геометрические характеристики и качественные показатели.

Конкретные рекомендации по выбору коэффициентов смещения в виде таблиц, графиков или «систем коррекции» предлагали Е.А. Чудаков, Л.Н. Решетов, Я.И. Дикер, А.И. Петрусевич, А.Н. Калфенесков, Дж. Ньюман (G. Niemann), Г. Винтер (H. Winter) и многие другие известные ученые.

Геометрические характеристики эвольвентных зубчатых передач можно улучшить как минимум тремя методами.

Первый метод основан на изменении параметров стандартного исходного контура. Синтез сводится к нахождению оптимальных значений коэффициентов смещения пары зубчатых колес — шестерни x_1 и колеса x_2 . Существует немало методик решения этой задачи [1, 3, 4, 11, 12, 16].

Второй метод, разработанный Э.Б. Вулгаковым, заключается в расчетах по обобщающим параметрам, не связанным с каким-либо исходным контуром. В развитие этого подхода заметный вклад внес В.Л. Дорофеев [8], предложивший и использовавший иной набор обобщающих параметров, более удобный для конструктора.

Существуют также методы синтеза неэвольвентных и конических передач в обобщающих параметрах с применением блокирующих контуров [4, 8, 14, 17].

Третий метод состоит в изменении геометрических характеристик зубчатых колес без изменения параметров стандартного исходного

контура. Рациональные геометрические размеры для каждой конкретной пары зубчатых колес определяют с учетом конкретных требований и без усложнения технологического процесса нарезания зубьев.

Рассмотрим применение третьего метода к прямоугольным цилиндрическим передачам внутреннего зацепления.

Цель работы — анализ и сравнительная оценка систем расчета, указанных в ГОСТ 19274–73 [16], с использованием областей существования (блокирующих контуров).

Система расчета, не учитывающая при назначении диаметра вершин конкретный инструмент. В табл. 2, приведенной в государственном стандарте [16], рекомендованы формулы для расчета диаметров вершин шестерни d_{a1} и колеса d_{a2} без учета конкретного инструмента

$$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1)m; \quad (1)$$

$$d_{a2} = d_2 - 2(h_a^* - x_2 - 0,2)m, \quad (2)$$

где d_1 и d_2 — делительные диаметры шестерни и колеса; h_a^* — коэффициент высоты головки; m — модуль.

При расчете по формуле (1) диаметр вершин шестерни d_{a1} передачи внутреннего зацепления получается несколько больше, чем у шестерни передачи внешнего зацепления, рассчитанного по формуле

$$d_{a1} = 2a_w - d_{f2} - c^*m,$$

при сохранении стандартных радиальных зазоров вследствие исключения влияния коэффициента уравнительного смещения определяемого как

$$\Delta y = x_d - \frac{a_w - a}{m}.$$

Здесь a_w — межосевое расстояние; d_{f2} — диаметр впадин колеса; c^* — коэффициент радиального зазора; x_d — коэффициент разности смещений, $x_d = x_2 - x_1$; a — делительное межосевое расстояние,

$$a = \frac{m(z_2 - z_1)}{2},$$

где z_2 и z_1 — числа зубьев колеса и шестерни.

Только при $a_w = a$ эти диаметры окажутся равными. Диаметр вершин d_{a2} колеса с внутренними зубьями, вычисленный по формуле (2), будет существенно больше, чем при расчете по стандартным радиальным зазорам.

Сравнительную характеристику передач легче всего проводить с помощью блокирующих контуров. Судить об истинных геометрических характеристиках передачи и строить для нее блокирующий контур, не зная ничего о диаметре впадин и расположении граничной точки, невозможно. Поэтому даже при расчете по системе, указанной в табл. 2 ГОСТ 19274–73, т. е. по системе, предусматривающей якобы его независимость от типа и параметров инструмента, невозможно проанализировать качество передачи, не зная ничего об инструменте, которым предполагается нарезать зубчатые колеса.

В качестве примера рассмотрим зубчатую пару внутреннего зацепления с числом зубьев зубчатых колес $z_1 = 28$ и $z_2 = 50$, диаметры вершин которой рассчитаны по формулам, указанным в табл. 2 государственного стандарта [16]. Принимаем, что колесо нарезано долбя-

ком (с числом зубьев $z_0 = 22$ и коэффициентом исходного смещения контура $x_0 = 0,104$), а шестерня — инструментом реечного типа или тем же долбяком.

Схемы блокирующих контуров для такой передачи приведены на рис. 1, где a и b — изолинии в основном качественных и геометрических показателей зацепления; S_{a1} — толщина зуба на поверхности вершин шестерни. Исследуем поведение некоторых линий блокирующего контура.

Коэффициент торцового перекрытия. Как видно из рис. 1, a , изолинии коэффициента торцового перекрытия ϵ_α имеют овальную форму. Предельное значение коэффициента торцового перекрытия $\epsilon_\alpha = 1,0$ из-за постоянного укорочения зуба колеса в области сравнительно невысоких значений коэффициента смещения x_2 становится границей блокирующего контура.

Находим производную коэффициента торцового перекрытия по коэффициенту смещения шестерни

$$\frac{\partial \epsilon_\alpha}{\partial x_1} = \frac{z_1}{2\pi} \frac{\partial \text{tg } \alpha_{a1}}{\partial x_1} - \frac{z_2}{2\pi} \frac{\partial \text{tg } \alpha_{a2}}{\partial x_1} + \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \frac{\partial \text{tg } \alpha_w}{\partial x_1}, \quad (3)$$

где α_{a1} и α_{a2} — углы профиля зуба в точках на окружности вершин шестерни и колеса; α_w — угол зацепления.

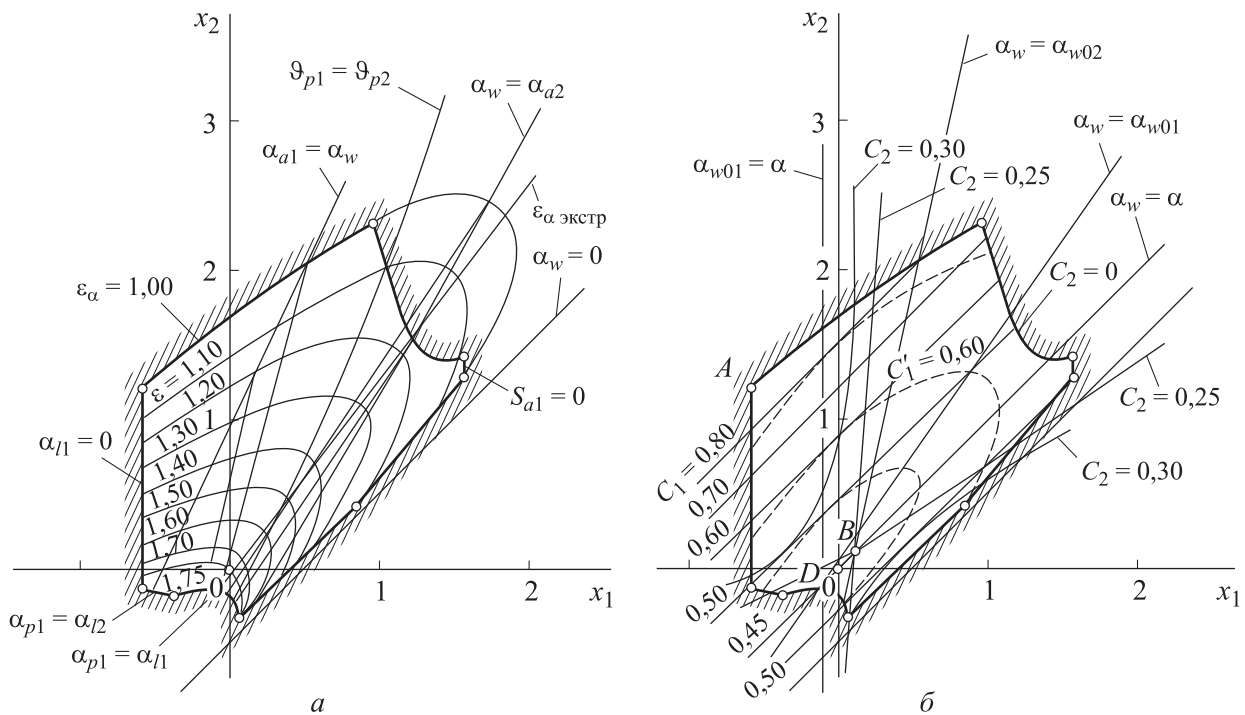


Рис. 1. Схемы блокирующих контуров при $z_1 = 28$, $z_2 = 50$

При фиксированном коэффициенте разности смещений x_d выражение (3) принимает вид

$$\frac{\partial \varepsilon_\alpha}{\partial x_1} = \frac{z_1}{2\pi} \frac{\partial \operatorname{tg} \alpha_{a1}}{\partial x_1} - \frac{z_2}{2\pi} \frac{\partial \operatorname{tg} \alpha_{a2}}{\partial x_1}. \quad (4)$$

Здесь

$$\frac{\partial \operatorname{tg} \alpha_{a1}}{\partial x_1} = \frac{\partial \operatorname{tg} \alpha_{a1}}{\partial d_{a1}} \frac{\partial d_{a1}}{\partial x_1} = \frac{2}{z_1 \sin \alpha_{a1} \cos \alpha}; \quad (5)$$

$$\frac{\partial \operatorname{tg} \alpha_{a2}}{\partial x_1} = \frac{\partial \operatorname{tg} \alpha_{a2}}{\partial d_{a2}} \frac{\partial d_{a2}}{\partial x_2} \frac{\partial x_2}{\partial x_1} = \frac{2}{z_2 \sin \alpha_{a2} \cos \alpha}, \quad (6)$$

где α — угол профиля.

После подстановки выражений (5) и (6) в формулу (4) получаем

$$\frac{\partial \varepsilon_\alpha}{\partial x_1} = \frac{1}{\pi \cos \alpha} \left(\frac{1}{\sin \alpha_{a1}} - \frac{1}{\sin \alpha_{a2}} \right).$$

В передачах внутреннего зацепления достигнуть равенства углов α_{a1} и α_{a2} можно только при большом угле зацепления, т. е. далеко в области заостренных зубьев. При рассматриваемой системе расчета у колеса угол профиля зуба α_{a2} всегда меньше, чем у шестерни α_{a1} . Следовательно, в выражении преобладающей является отрицательная величина, и функция ε_α с ростом коэффициента смещения x_1 при $x_d = \operatorname{const}$ является убывающей. Это также подтверждает рис. 1, а.

При фиксированном коэффициенте суммы смещений x_Σ в уравнении производной

$$\frac{\partial \operatorname{tg} \alpha_{a1}}{\partial x_1} = \frac{2}{z_1 \sin \alpha_{a1} \cos \alpha}; \quad (7)$$

$$\frac{\partial \operatorname{tg} \alpha_{a2}}{\partial x_1} = -\frac{2}{z_2 \sin \alpha_{a2} \cos \alpha}; \quad (8)$$

$$\frac{\partial \operatorname{tg} \alpha_w}{\partial x_1} = \frac{\partial \operatorname{tg} \alpha_w}{\partial \operatorname{inv} \alpha_w} \frac{\partial \operatorname{inv} \alpha_w}{\partial x_1} = \frac{4 \operatorname{tg} \alpha}{(z_2 - z_1) \sin^2 \alpha_w}. \quad (9)$$

После подстановки выражений (7)–(9) в формулу (3) и преобразований получаем

$$\frac{\partial \varepsilon_\alpha}{\partial x_1} = \frac{1}{\pi \cos \alpha} \left(\frac{1}{\sin \alpha_{a1}} + \frac{1}{\sin \alpha_{a2}} - \frac{2 \sin \alpha}{\sin^2 \alpha_w} \right). \quad (10)$$

При экстремуме $\partial \varepsilon_\alpha / \partial x_1 = 0$ выражение (10) приобретает вид

$$\frac{1}{\sin \alpha_{a1}} + \frac{1}{\sin \alpha_{a2}} = \frac{2 \sin \alpha}{\sin^2 \alpha_w}. \quad (11)$$

На блокирующий контур (см. рис. 1, а) нанесена линия $\varepsilon_{\alpha_{\text{экстр}}}$, соответствующая уравнению (11). Прямые $x_\Sigma = \operatorname{const}$, проведенные касательно к изолиниям коэффициента торцового

перекрытия, пройдут через точки пересечения этих изолиний с линией $\varepsilon_{\alpha_{\text{экстр}}}$. При движении вдоль прямой $x_\Sigma = \operatorname{const}$ коэффициент перекрытия сначала растет, достигая наибольшего значения на линии $\varepsilon_{\alpha_{\text{экстр}}}$, а затем начинает падать. То, что на линии, соответствующей уравнению (11), функция ε_α максимальна, показывает знак второй производной

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_\alpha}{\partial (x_1)_2} = \frac{1}{\pi \cos \alpha} \left[\frac{\partial \varepsilon_\alpha}{\partial \sin \alpha_{a1}} \frac{\partial \sin \alpha_{a1}}{\partial d_{a1}} \frac{\partial d_{a1}}{\partial x_1} + \frac{\partial \varepsilon_\alpha}{\partial \sin \alpha_{a2}} \frac{\partial \sin \alpha_{a2}}{\partial d_{a2}} \frac{\partial d_{a2}}{\partial x_2} \frac{\partial x_2}{\partial x_1} - \frac{\partial \varepsilon_\alpha}{\partial \sin \alpha_w} \frac{\partial \sin \alpha_w}{\partial \operatorname{inv} \alpha_w} \frac{\partial \operatorname{inv} \alpha_w}{\partial x_1} \right].$$

После преобразований получаем

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_\alpha}{\partial (x_1)_2} = \frac{1}{\pi \cos^2 \alpha} \times \left[\frac{1}{z_2 \operatorname{tg}^3 \alpha_{a2}} - \frac{1}{z_1 \operatorname{tg}^3 \alpha_{a1}} - \frac{8 \sin^2 \alpha}{(z_2 - z_1) \operatorname{tg}^3 \alpha_w} \right]. \quad (12)$$

Сумма отрицательных величин в выражении (12) больше положительной, следовательно, на линии экстремума функция максимальна.

Радиальный зазор между поверхностью впадин шестерни и поверхностью вершин колеса определяется выражением

$$C_1 = \frac{d_{a2}}{2} - \frac{d_{f1}}{2} - a_w,$$

где d_{f1} — диаметр впадин шестерни.

Известно, что диаметр впадин шестерни зависит от параметров зубонарезающего инструмента. Рассмотрим два случая.

При нарезании шестерни инструментом *ре-чечного типа* радиальный зазор обозначим через C_1 , а при ее обработке долбяком — через C'_1 .

Находим производную радиального зазора C_1 по коэффициенту смещения шестерни

$$\frac{\partial C_1}{\partial x_1} = \frac{1}{2} \frac{\partial d_{a2}}{\partial x_1} - \frac{1}{2} \frac{\partial d_{f1}}{\partial x_1} - \frac{\partial a_w}{\partial x_1}, \quad (13)$$

где

$$\frac{\partial d_{a2}}{\partial x_1} = 0; \quad \frac{\partial d_{f1}}{\partial x_1} = 2; \quad \frac{\partial a_w}{\partial x_1} = -\frac{\sin \alpha}{\sin \alpha_w}.$$

После подстановок имеем

$$\frac{\partial C_1}{\partial x_1} = \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha_w} - 1. \quad (14)$$

Аналогично определяем производную радиального зазора C_1 по коэффициенту смещения колеса

$$\frac{\partial C_1}{\partial x_2} = 1 - \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha_w}. \quad (15)$$

Из выражений (14) и (15) следует, что отношение

$$\frac{\frac{\partial C_1}{\partial x_1}}{\frac{\partial C_1}{\partial x_2}} = \frac{\frac{\sin \alpha}{\sin \alpha_w} - 1}{1 - \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha_w}} = -1.$$

Следовательно,

$$\frac{\partial x_1}{\partial x_2} = -1.$$

Экстремального значения функция достигает при

$$\alpha_w = \alpha_{w01}. \quad (16)$$

Аналогичным образом получаем

$$\frac{\partial C'_1}{\partial x_2} = 1 - \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha_w}.$$

Экстремального значения функция достигает при

$$\alpha = \alpha_w. \quad (17)$$

Приравнивая инволюты соответствующих углов, определяем, что условию (16) на поле контура соответствует прямая

$$x_2 = x_1 \frac{z_0 + z_2}{z_0 + z_1} + x_0 \frac{z_2 - z_1}{z_0 + z_1}, \quad (18)$$

а условию (17) — прямая

$$x_2 - x_1 = 0. \quad (19)$$

В точке пересечения прямых (18) и (19) — в точке D

$$\alpha = \alpha_w = \alpha_{w01},$$

где α_{w01} — угол станочного зацепления шестерни с долбяком.

При коэффициенте разности смещений $x_d = \text{const}$ получаем

$$\frac{\partial^2 C'_1}{\partial (x_1)_2} = \frac{2 \sin^2 \alpha \cos^3 \alpha_{w01}}{(z_1 + z_0) \sin^4 \alpha_{w01} \cos \alpha}. \quad (20)$$

Выражение (20) положительно, т. е. функция в экстремальной точке минимальна.

При фиксированном x_Σ имеем

$$\frac{\partial^2 C'_1}{\partial (x_1)_2} = \frac{2 \sin^2 \alpha}{\cos \alpha} \times$$

$$\times \left[\frac{2 \cos^3 \alpha_w}{(z_2 - z_1) \sin^4 \alpha_w} + \frac{\cos^3 \alpha_{w01}}{(z_1 + z_0) \sin^4 \alpha_{w01}} \right]. \quad (21)$$

Положительный знак выражения (21) свидетельствует о том, что при $x_\Sigma = \text{const}$ в экстремальной точке функция также минимальна. Следовательно, по мере удаления от точки D в любом направлении радиальный зазор C'_1 увеличивается. Анализ рис. 1, б подтверждает вывод: изолинии C'_1 имеют овальную форму. Следует отметить, что в направлении линий $x_d = \text{const}$ наблюдается менее интенсивный рост зазора C'_1 , чем в направлении $x_\Sigma = \text{const}$.

Изолинии C'_1 касаются соответствующих им по значению изолиний C_1 на линии, определяемой выражением (16). Это объясняется тем, что при $x_1 = -x_0$ диаметры впадин шестерен, нарезанных инструментом реечного типа и долбяком, равны.

Покажем это на примере рассматриваемой пары, имеющей следующие параметры: $m = 1,0$; $z_1 = 28$; $z_2 = 50$; $z_0 = 22$; $x_0 = 0,104$; $d_{a0} = 24,708$.

Если шестерня нарезана инструментом реечного типа, то диаметр ее впадин определяется выражением

$$d_{f1} = m(z_1 - 2h_a^* - 2c^* + 2x_1).$$

При $\alpha = \alpha_{w01}$ коэффициент смещения шестерни $x_1 = -x_0$. Тогда

$$d_{f1} = 1,0(28 - 2,0 - 0,5 - 0,208) = 25,292.$$

Если шестерня нарезана долбяком, то диаметр ее впадин вычисляется по выражению

$$d_{f1} = 2a_{w01} - d_{a0}.$$

При $\alpha = \alpha_{w01}$ имеем

$$2a_{w01} = m(z_1 + z_0) = 1,0(28 + 22) = 50.$$

Тогда

$$d_{f1} = 50 - 24,708 = 25,292.$$

Так как формула для расчета диаметра вершин колеса не меняется, радиальные зазоры C_1 и C'_1 при $\alpha = \alpha_{w01}$ в обоих случаях получаются одинаковыми.

Удаляясь от экстремальной точки, в которой $C'_1 = 0,45m$, радиальный зазор C'_1 увеличивается и в точке A достигает наибольшего значения $C'_{1A} = 0,954m$.

Радиальный зазор во впадине колеса определяется выражением

$$C_2 = \frac{d_{f2}}{2} - \frac{d_{a1}}{2} - a_w.$$

Колесо с внутренними зубьями нарезают только долбяком, поэтому будем рассматривать только один вариант расчета.

Находим производную радиального зазора C_2 по коэффициенту смещения шестерни

$$\frac{\partial C_2}{\partial x_1} = \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha_{w02}} - 1.$$

Определяем

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 C_2}{\partial (x_1)_2} &= + \frac{-\sin \alpha \cos^3 \alpha_{w02} 2 \operatorname{tg} \alpha}{\sin^2 \alpha_{w02} \sin^2 \alpha_{w02} z_2 - z_0} = \\ &= - \frac{2 \sin^2 \alpha \cos^3 \alpha_{w02}}{(z_2 - z_0) \sin^4 \alpha_{w02} \cos \alpha}, \end{aligned} \quad (22)$$

где α_{w02} — угол станочного зацепления колеса с долбяком.

Из выражения (22) следует, что в экстремальной точке функция максимальна. При удалении от экстремума зазор C_2 уменьшается.

При $x_\Sigma = \operatorname{const}$ имеем

$$\frac{\partial C_2}{\partial x_1} = \frac{1}{2} \frac{\partial d_{f2}}{\partial x_1} - \frac{1}{2} \frac{\partial d_{a1}}{\partial x_1} - \frac{\partial a_w}{\partial x_1},$$

где

$$\frac{\partial d_{f2}}{\partial x_1} = - \frac{2 \sin \alpha}{\sin \alpha_{w02}}; \quad \frac{\partial a_w}{\partial x_1} = - \frac{2 \sin \alpha}{\sin \alpha_w}.$$

Тогда

$$\frac{\partial C_2}{\partial x_1} = \frac{2 \sin \alpha}{\sin \alpha_w} - \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha_{w02}} - 1.$$

Определяем

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 C_2}{\partial (x_1)_2} &= \frac{8 \sin^2 \alpha \cos^3 \alpha_w}{(z_2 - z_1) \sin^4 \alpha_w \cos \alpha} - \\ &- \frac{2 \sin^2 \alpha \cos^3 \alpha_{w02}}{(z_2 - z_0) \sin^4 \alpha_{w02} \cos \alpha}. \end{aligned}$$

В экстремальной точке при $\alpha_w = \alpha_{w02} = \alpha$ имеем

$$\frac{\partial^2 C_2}{\partial (x_1)_2} = \frac{2}{\operatorname{tg}^2 \alpha} \left(\frac{4}{z_2 - z_1} - \frac{1}{z_2 - z_0} \right). \quad (23)$$

Очевидно, что для рассматриваемой пары выражение (23) положительно, а функция в экстремальной точке B минимальна. По мере удаления от точки B зазор C_2 увеличивается, достигая в точке A значения $C_{2A} = 0,52m$.

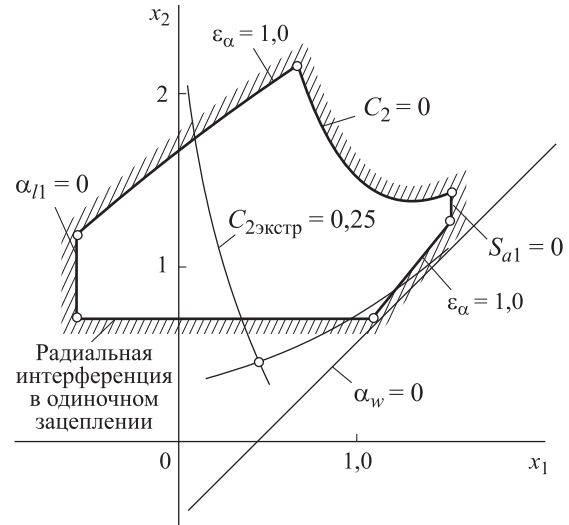


Рис. 2. Схема блокирующего контура при $z_1 = 28$, $z_2 = 50$, $z_0 = 40$, $x_0 = 0,442$

Заметим, что выражение (23) может изменить знак на обратный при условии

$$z_2 - z_0 > 0,25(z_2 - z_1),$$

что соответствует малой разности $z_2 - z_0$.

Однако с увеличением числа зубьев долбяка появляется опасность срезания зубьев колеса при радиальной подаче долбяка (радиальная интерференция в станочном зацеплении), и поле блокирующего контура значительно сужается (рис. 2).

Система расчета, учитывающая при назначении диаметра вершин конкретный инструмент. В табл. 3 государственного стандарта [16] рассмотрен случай, когда колесо с внутренними зубьями окончательно обрабатывается долбяком. Для определения диаметра вершин шестерни рекомендовано использовать выражение

$$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 + \Delta y_{02} - \Delta y_{02})m. \quad (24)$$

Здесь Δy_{02} — коэффициент уравнивающего смещения в станочном зацеплении колеса с долбяком,

$$\Delta y_{02} = x_2 - x_0 - \left(\frac{a_{w02}}{m} - \frac{z_2 - z_0}{2} \right).$$

где a_{w02} — межосевое расстояние в станочном зацеплении колеса с долбяком.

Выражение (24) легко получить из формулы $d_{a1} = 2a_w + d_{f2} - 2c^*m$ путем соответствующих подстановок. Запишем эту формулу как

$$d_{a1} = 2a_{w02} + d_{a0} - 2a_w - 2c_0m. \quad (25)$$

Известно [3], что для получения беззазорного зацепления межосевое расстояние пары внутреннего зацепления

$$a_w = a + (x_d - \Delta y) m.$$

Аналогично в станочном зацеплении колеса с долбяком следует учитывать коэффициент уравнительного смещения. Тогда межосевое расстояние в станочном зацеплении колеса с долбяком

$$a_{w02} = a_0 + (x_2 - x_0 - \Delta y_{02}) m,$$

где

$$a_0 = \frac{(z_2 - z_0) m}{2}.$$

Диаметр вершин долбяка

$$d_{a0} = m(z_0 + 2h_a^* + 2c^* + 2x_0).$$

После подстановки полученных выражений в формулу (25) и преобразований она принимает вид (24). Следовательно, она предусматривает сохранение стандартного радиального зазора во впадине колеса.

После аналогичных подстановок и преобразований формулу, определяющую диаметр вершин колеса, при условии сохранения в зацеплении стандартного радиального зазора можно представить как

$$d_{a2} = m(z_2 - 2h_a^* + 2x_2 - 2\Delta y - 2\Delta y_{01}), \quad (26)$$

где Δy_{01} — коэффициент уравнительного смещения в станочном зацеплении шестерни с долбяком.

Для расширения поля блокирующего контура в зоне малых коэффициентов смещения формула (26) была несколько изменена и в ГОСТ 19274–73 вошла в виде

$$d_{a2} = d_2 - 2(h_a^* - x_2 + \Delta y - K_2) m, \quad (27)$$

где

$$K_2 = \begin{cases} 0,25 - 0,125x_2 & \text{при } x_2 < 2,0; \\ 0 & \text{при } x_2 \geq 2,0. \end{cases}$$

В целях упрощения расчета коэффициент Δy_{01} ввиду его незначительности был отброшен (например, для шестерни $z_1 = 28$, нарезанной долбяком с параметрами $z_0 = 22$ и $x_0 = 0,104$, коэффициент уравнительного смещения $\Delta y_{01} = 0,00006$ при $x_1 = 0$ и $\Delta y_{01} = 0,00175$ при $x_1 = 0,5$). Вместо Δy_{01} в формулу введен эмпирический коэффициент K_2 , позволяющий за счет увеличения диаметра вершин d_{a2} в зоне

малых коэффициентов смещения отодвинуть границы блокирующего контура.

В качестве примера на рис. 3 приведены схемы блокирующих контуров рассмотренной пары, где a и b — изолинии в основном качественных и геометрических показателей зацепления; h — высота зуба; S_{a2} — толщина зуба на поверхности вершин колеса. Принято также, что колесо z_1 нарезано либо инструментом речного типа, либо долбяком с параметрами $z_0 = 22$ и $x_0 = 0,104$, а колесо — этим же долбяком. Проведем исследование некоторых изолиний блокирующего контура.

Коэффициент торцового перекрытия.

Изменение расчетной формулы для определения диаметра вершин колеса d_{a2} в области, расположенной выше коэффициента смещения $x_2 = 2,0$, накладывает отпечаток на форму изолиний коэффициента торцового перекрытия. На линии $x_2 = 2,0$ они преломляются (рис. 3, а). Для определения характера изменения ϵ_α по полю контура найдем производную $\partial \epsilon_\alpha / \partial x_1$ при фиксированном коэффициенте разности смещений x_d .

Воспользуемся выражением (4), в котором

$$\frac{\partial \operatorname{tg} \alpha_{a1}}{\partial x_1} = \frac{2 \operatorname{tg} \alpha}{z_1 \sin \alpha_{a1} \sin \alpha_{w02}};$$

$$\frac{\partial \operatorname{tg} \alpha_{a2}}{\partial x_1} = \frac{1,75}{z_2 \sin \alpha_{a2} \cos \alpha} \quad \text{при } x_2 < 2,0;$$

$$\frac{\partial \operatorname{tg} \alpha_{a2}}{\partial x_1} = \frac{2}{z_2 \sin \alpha_{a2} \cos \alpha} \quad \text{при } x_2 \geq 2,0.$$

Тогда имеем

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial x_1} = \frac{1}{\pi \cos \alpha} \left[\frac{\sin \alpha}{\sin \alpha_{a1} \sin \alpha_{w02}} - \frac{0,87 (\text{или } 1)}{\sin \alpha_{a2}} \right]. \quad (28)$$

Знак выражения (28) можно установить только расчетным путем. Для рассматриваемой пары выражение (28) сохраняет отрицательный знак во всем поле контура, следовательно, при фиксированном x_d с увеличением коэффициента смещения у шестерни x_1 коэффициент торцового перекрытия падает.

Не приводя подробного исследования изменения ϵ_α при $x_\Sigma = \text{const}$, отметим, что изолинии ϵ_α в пределах контура не имеют экстремума и с увеличением коэффициента смещения шестерни x_1 вдоль линии $x_\Sigma = \text{const}$ коэффициент торцового перекрытия падает.

Для сравнения рассматриваемых систем по коэффициенту торцового перекрытия приведем следующие примеры. В точке, соответствующей

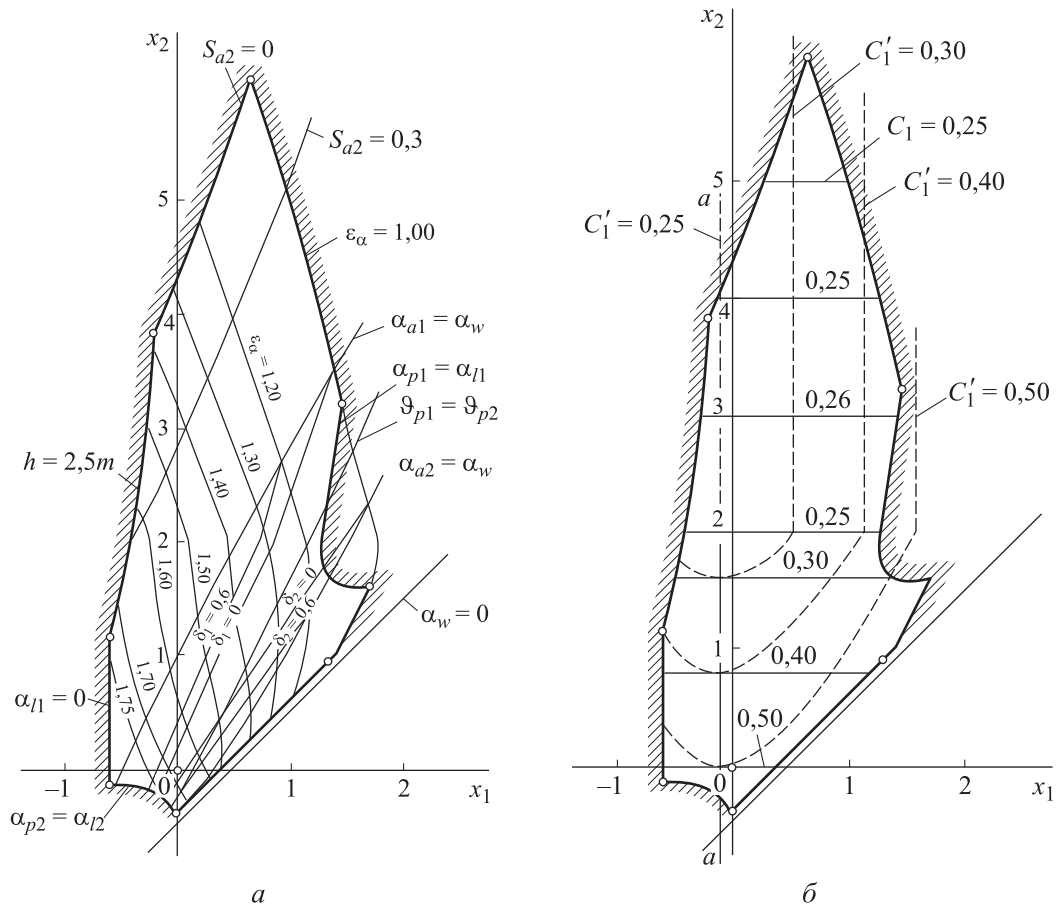


Рис. 3. Схемы блокирующих контуров при $z_1 = 28$, $z_2 = 50$, $z_0 = 22$, $x_0 = 0,104$

началу координат ($x_1 = x_2 = 0$), при расчете по формулам, указанным в табл. 2 государственного стандарта [16], получаем $\epsilon_\alpha = 1,747$, а по формулам, приведенным в табл. 3, — $\epsilon_\alpha = 1,675$. Если же взять точку $x_1 = 0,6$, $x_2 = 2,0$, то картина меняется. При расчете по формулам табл. 2 имеем $\epsilon_\alpha = 1,033$, а по формулам табл. 3 — $\epsilon_\alpha = 1,363$.

Как видно, в зоне малых коэффициентов смещения ($x_2 < 0,5$) расчет по формулам обеих таблиц дает передачи, которые по коэффициенту торцового перекрытия мало различаются и практически равноценны. С увеличением x_2 все больше становится заметным преимущество расчета по формулам табл. 3. Этот расчет дает передачи с более высоким коэффициентом торцового перекрытия и исключает чрезмерное уменьшение высоты зуба.

Радиальный зазор C_1 . Характер изменения и значение радиального зазора во впадине шестерни зависят от параметров зубонарезающего инструмента. (Чтобы не затемнять чертеж изолинии радиальных зазоров вынесены на отдельный рис. 1, б).

При нарезании шестерни инструментом *ре-чечного типа* радиальный зазор в ее впадине определяется по формуле $C_1 = a_w - r_{f1} - r_{a2}$, и при рассматриваемой системе расчета в области с коэффициентом смещения $x_2 < 2,0$ является переменным, а в области с $x_2 \geq 2,0$ — постоянным, равным стандартному.

Из формулы (27) следует, что поправочный коэффициент K_2 растет с уменьшением x_2 , увеличивая тем самым радиальный зазор C_1 . Максимального значения радиальный зазор C_1 достигнет в нижней части блокирующего контура (рис. 3, б) при $x_2 = -0,4$ и $C_1 = 0,548m$.

При $x_2 = \text{const}$ находим производную радиального зазора C_1 по коэффициенту смещения шестерни

$$\frac{\partial C_1}{\partial x_1} = \frac{1}{2} \frac{\partial d_{a2}}{\partial x_1} - \frac{1}{2} \frac{\partial d_{f1}}{\partial x_1} - \frac{\partial a_w}{\partial x_1},$$

где

$$\frac{\partial d_{a2}}{\partial x_1} = -2 \frac{\partial \Delta y}{\partial x_1} = -2 \left(\frac{\sin \alpha}{\sin \alpha_w} - 1 \right);$$

$$\frac{\partial d_{f1}}{\partial x_1} = 2; \quad \frac{\partial a_w}{\partial x_1} = -\frac{\sin \alpha}{\sin \alpha_w}.$$

После подстановок получаем

$$\frac{\partial C_1}{\partial x_1} = 1 - \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha_w} - 1 + \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha_w} = 0.$$

Следовательно, изолинии радиального зазора C_1 представляют собой прямые, параллельные оси x_1 . В области блокирующего контура, расположенной ниже линии $x_2 = 2,0$, радиальный зазор C_1 уменьшается с увеличением x_2 . Это становится очевидным, если при $x_1 = \text{const}$ найти

$$\frac{\partial C_1}{\partial x_2} = \frac{1}{2} \frac{\partial (d_{a2})}{\partial x_2} - \frac{\partial a_w}{\partial x_2},$$

где

$$\frac{\partial d_{a2}}{\partial x_2} = 2 \left(\frac{\sin \alpha}{\sin \alpha_w} - 0,125 \right).$$

Тогда

$$\frac{\partial C_1}{\partial x_2} = \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha_w} - 0,125 - \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha_w} = -0,125. \quad (29)$$

Таким образом, с увеличением коэффициента смещения колеса x_2 радиальный зазор C_1 уменьшается на $0,125x_2$. При $x_2 = 2,0$ выражение (29) обращается в нуль, а радиальный зазор C_1 становится постоянным, равным стандартному.

При нарезании шестерни долбяком, используя формулу (13), при $x_2 = \text{const}$ определяем

$$\frac{\partial d_{a2}}{\partial x_1} = -2 \left(\frac{\sin \alpha}{\sin \alpha_w} - 1 \right);$$

$$\frac{\partial d_{f1}}{\partial x_1} = 2 \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha_{w01}}; \quad \frac{\partial a_w}{\partial x_1} = -\frac{\sin \alpha}{\sin \alpha_w}.$$

Тогда

$$\frac{\partial C_1'}{\partial x_1} = 1 - \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha_{w01}}.$$

Экстремального значения функция достигает при $\alpha = \alpha_{w01}$.

Приравнявая инволюты углов α и α_{w01} , получаем условие

$$x_1 = -x_0,$$

которому на контуре соответствует прямая линия, определяющая экстремальное значение радиального зазора C_1' при фиксированном ко-

эффициенте смещения x_2 . Для определения характера экстремума находим

$$\frac{\partial^2 C_1'}{\partial (x_1)_2} = -\frac{\partial C_1'}{\partial \sin \alpha_{w01}} \frac{\partial \sin \alpha_{w01}}{\partial \text{inv} \alpha_{w01}} \frac{\partial \text{inv} \alpha_{w01}}{\partial x_1}.$$

Тогда имеем

$$\frac{\partial^2 C_1'}{\partial (x_1)_2} = \frac{2 \sin^2 \alpha \cos^3 \alpha_{w01}}{(z_1 + z_0) \sin^4 \alpha_{w01} \cos \alpha}. \quad (30)$$

Положительный знак выражения (30) свидетельствует о том, что на линии экстремума функция минимальна. При удалении от линии экстремума вправо и влево радиальный зазор растёт. После подстановки в расчетные формулы $x_1 = -x_0$ получаем экстремальное значение радиального зазора $C_1'_{\text{экстр}} = 0,25m$.

При фиксированном x_1 имеем

$$\frac{\partial C_1'}{\partial x_2} = \frac{1}{2} \frac{\partial d_{a2}}{\partial x_2} - \frac{\partial a_w}{\partial x_2}.$$

Для зоны блокирующего контура, расположенной ниже линии $x_2 = 2,0$, получаем

$$\frac{\partial C_1'}{\partial x_2} = -0,125,$$

а для зоны, расположенной выше линии $x_2 = 2,0$,

$$\frac{\partial C_1'}{\partial x_2} = 0.$$

Следовательно, при $x_2 = 2,0$ изолинии радиального зазора C_1' прямые, параллельные оси x_2 , при $x_2 < 2,0$ — кривые (см. рис. 1, б).

Как уже было показано, при $x_1 = -x_0$ диаметры впадин шестерен, нарезанных инструментом реечного типа и долбяком, совпадают. Поэтому изолинии радиального зазора C_1' касаются соответствующих им изолиний C_1 на линии экстремума.

Радиальный зазор C_2 . Зазор во впадине колеса по всему полю блокирующего контура остается постоянным, равным стандартному $C_2 = 0,25m$, так как в формулу (27) заложено это условие.

На блокирующие контуры, соответствующие обеим системам расчета (см. рис. 1 и 3) нанесены также изолинии других геометрических показателей качества: границы зоны внеполюсного зацепления $\alpha_a = \alpha_w$; линии $\delta_1 = 0$, $\delta_1 = 0,6$, $\delta_2 = 0$ и $\delta_2 = 0,6$, характеризующие глубину проникновения полюса в зону дупарного за-

цепления; линия выравненных удельных скольжений $\vartheta_{p1} = \vartheta_{p2}$.

Подробного исследования перечисленных показателей не приводим, так как закономерности их изменения по полю блокирующего контура аналогичны рассмотренным при анализе передач, рассчитанных по стандартным радиальным зазорам [3]. Заметим только, что при расчете по формулам табл. 3, указанным в государственном стандарте [16], изолинии качественных показателей преломляются на линии $x_2 = 2,0$ (см. рис. 3, а).

Выводы

1. Системы расчета диаметров вершин зубчатых колес, введенные в стандарт, расширяют возможности синтеза передач в зоне малых коэффициентов смещения.

2. Увеличение коэффициентов смещения x_2 при нарезании колеса с внутренними зубьями существенно увеличивает область существования зубчатой передачи (площадь блокирующего контура).

Литература

- [1] Гавриленко В.А. *Основы теории эвольвентной зубчатой передачи*. Москва, Машиностроение, 1969. 431 с.
- [2] Дикер Я.И. Ограничения при нарезании корригированных зубчатых колес при больших смещениях исходного контура. *Вестник машиностроения*, 1955, № 4, с. 11–13.
- [3] Болотовский И.А., Гурьев Б.И., Смирнов В.Э. и др. *Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внутреннего зацепления*. Москва, Машиностроение, 1977. 192 с.
- [4] Болотовский И.А., ред. *Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач*. Москва, Машиностроение, 1986. 448 с.
- [5] Громан М.Б. О блокирующих контурах эвольвентного зацепления. *Вестник машиностроения*, 1962, № 12, с. 12–17.
- [6] Балакин П.Д. *Механические передачи с адаптивными свойствами*. Омск, ОмГТУ, 1996. 144 с.
- [7] Гольдфарб В.И., Ткачев А.А. *Проектирование эвольвентных цилиндрических передач. Новый подход*. Ижевск, Изд-во ИжГТУ, 2004. 94 с.
- [8] Дорофеев В.Л., Шевченко И.В. Блокирующий контур для зубчатых передач, спроектированных по заданной толщине зубьев на вершине. *Наука и образование: научное издание*, 2011, № 4. URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=16257203>
- [9] Вулгаков Э.Б. *Теория эвольвентных зубчатых передач*. Москва, Машиностроение, 1995. 320 с.
- [10] Дорофеев В.Л. Основы технологии компьютерного моделирования полей методом комплексных аналитических функций. *Новые технологии управления движением технических объектов. Мат. 3-й междунар. конф.* Т. 2. Ростов-на-Дону, СКНЦ ВШ ЮФУ, 2000, с. 104–109.
- [11] Копытова О.Ф. Зубчатые передачи с выравненными ускоренными скольжениями. *Теория механизмов и детали машин*, 1974, № 1, с. 94–103.
- [12] Litvin F.L., Krylov N.N., Erikhov M.L. Generation of tooth surfaces by two-parameter enveloping. *Mech. Mach. Theory*, 1975, vol. 10, no. 5, pp. 365–373, doi: [https://doi.org/10.1016/0094-114X\(75\)90036-1](https://doi.org/10.1016/0094-114X(75)90036-1)
- [13] Сызранцев В.Н. *Задача синтеза реальных зацеплений цилиндрических передач с локализованным контактом*. Дисс. ... док. тех. наук. Курган, 1989. 407 с.
- [14] Цуканов О.Н. *Основы синтеза незвольвентных зубчатых зацеплений в обобщающих параметрах*. Челябинск, Изд. центр ЮУрГУ, 2011. 139 с.
- [15] Бабичев Д.Т., Сторчак М.Г., Бабичев Д.А. Геометрический синтез и компьютерное исследование равнопрочных цилиндрических прямозубых передач. *Теория и практика зубчатых передач. Сб. тр. междунар. симпозиума*. Ижевск, Изд-во ИжГТУ, 2014, с. 309–315.
- [16] ГОСТ 19274–73. *Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внутреннего зацепления. Расчет геометрии*. Москва, Изд-во стандартов, 1983. 64 с.
- [17] Lopatin V.A., Tsukanov O.N. Design cylindrobevel gears in generalizing parameters. *Gearing and Transmissions*, 1999, no. 2, pp. 24–35.

References

- [1] Gavrilenko V.A. *Osnovy teorii evolventnoy zubchatoy peredachi*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1969. 431 p. (In Russ.).
- [2] Diker Ya.I. Limitations in cutting corrugated gears at large displacements of the initial contour. *Vestnik mashinostroeniya*, 1955, no. 4, pp. 11–13. (In Russ.).
- [3] Bolotovskiy I.A., Guryev B.I., Smirnov V.E. et al. *Tsilindricheskie evolventnye zubchatye peredachi vnutrennego zatsepleniya* [Cylindrical involute internal gear gears]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977. 192 p. (In Russ.).
- [4] Bolotovskiy I.A., ed. *Spravochnik po geometricheskomu raschetu evolventnykh zubchatykh i chervyachnykh peredach* [Reference book on geometrical calculation of involute gear and worm gears]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986. 448 p. (In Russ.).
- [5] Groman M.B. On blocking contours of involute gearing. *Vestnik mashinostroeniya*, 1962, no. 12, pp. 12–17. (In Russ.).
- [6] Balakin P.D. *Mekhanicheskie peredachi s adaptivnymi svoystvami* [Mechanical transmissions with adaptive properties]. Omsk, OmGTU Publ., 1996. 144 p. (In Russ.).
- [7] Goldfarb V.I., Tkachev A.A. *Proektirovanie evolventnykh tsilindricheskikh peredach. Novyy podkhod* [Design of involute spur gears. A new approach]. Izhevsk, Izd-vo IzhGTU Publ., 2004. 94 p. (In Russ.).
- [8] Dorofeev V.L., Shevchenko I.V. Blocking contour for the gear designed by the given thickness of teeth on top. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie* [Science and Education: Scientific Publication], 2011, no. 4. URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=16257203> (In Russ.).
- [9] Vulgakov E.B. *Teoriya evolventnykh zubchatykh peredach* [Theory of involute gears]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1995. 320 p. (In Russ.).
- [10] Dorofeev V.L. [Fundamentals of the technology of computer modelling of fields by the method of complex analytical functions]. *Novye tekhnologii upravleniya dvizheniem tekhnicheskikh obektov*. Mat. 3-y mezhd. konf. T. 2 [New technologies of controlling the movement of technical objects. Proc. 3rd Int. Conf. Vol. 2]. Rostov-na-Donu, SKNTS VSh YuFU Publ., 2000, pp. 104–109. (In Russ.).
- [11] Kopytova O.F. Gears with equalised accelerated sliding gears. *Teoriya mekhanizmov i detali mashin*, 1974, no. 1, pp. 94–103. (In Russ.).
- [12] Litvin F.L., Krylov N.N., Erikhov M.L. Generation of tooth surfaces by two-parameter enveloping. *Mech. Mach. Theory*, 1975, vol. 10, no. 5, pp. 365–373, doi: [https://doi.org/10.1016/0094-114X\(75\)90036-1](https://doi.org/10.1016/0094-114X(75)90036-1)
- [13] Syzrantsev V.N. *Zadacha sinteza realnykh zatseplenykh tsilindricheskikh peredach s lokalizovannym kontaktom*. Diss. dok. tekhn. nauk [Problem of synthesis of real meshing of cylindrical gears with localised contact. Doc. tech. sci. diss.]. Kurgan, 1989. 407 p. (In Russ.).
- [14] Tsukanov O.N. *Osnovy sinteza neevolventnykh zubchatykh zatseplenykh v obobshchayushchikh parametrah* [Fundamentals of synthesis of non-involute gears in generalising parameters]. Chelyabinsk, Izd. tsentr YuUrGU, 2011. 139 p. (In Russ.).
- [15] Babichev D.T., Storchak M.G., Babichev D.A. [Geometrical synthesis and computer investigation of equal strength spur gears]. *Teoriya i praktika zubchatykh peredach. Sb. tr. mezhd. simpoziuma* [Theory and practice of gears. Proc. Int. Symposium]. Izhevsk, Izd-vo IzhGTU Publ., 2014, pp. 309–315. (In Russ.).
- [16] GOST 19274–73. *Peredachi zubchatye tsilindricheskie evolventnye vnutrennego zatsepleniya. Raschet geometrii* [State standard GOST 19274–73. Cylindrical involute internal gear pairs. Calculation of geometry]. Moscow, Izd-vo standartov Publ., 1983. 64 p. (In Russ.).
- [17] Lopatin B.A., Tsukanov O.N. Design cylindrobevel gears in generalizing parameters. *Gearing and Transmissions*, 1999, no. 2, pp. 24–35. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 03.07.2024

Информация об авторах

ТИМОФЕЕВ Геннадий Алексеевич — 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).

НОВИКОВ Евгений Сергеевич — кандидат технических наук, начальник конструкторского бюро «Авиационные приводы». ФАУ «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова» (111116, Москва, Российская Федерация, Авиамоторная ул., д. 2, e-mail: nes@ciam.ru); доцент кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: novikov-es08@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Тимофеев Г.А., Новиков Е.С. Анализ систем расчета зубчатых передач внутреннего зацепления. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 11, с. 23–34.

Please cite this article in English as:

Timofeev G.A., Novikov E.S. Analyzing computation systems for the transmission internal gearing. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 11, pp. 23–34.

Information about the authors

TIMOFEEV Gennadiy Alekseevich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Theory of Mechanisms and Machines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Bauman-skaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: timga@bmstu.ru).

NOVIKOV Evgeny Sergeevich — Candidate of Science (Eng.), Head of Aircraft Actuators Design Bureau. Federal State Unitary Enterprise. Baranov Central Institute of Aviation Motors (111116, Moscow, Russian Federation, Aviamotornaya St., Bldg. 2, e-mail: nes@ciam.ru); Associate Professor, Department of Theory of Mechanisms and Machines. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: novikov-es08@mail.ru).



Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана предлагает читателям материалы конференции «Сварка и диагностика: I Всероссийская научно-техническая конференция имени академика РАН Н.П. Алешина»

Конференция приурочена к 90-летию кафедры «Сварка, диагностика и специальная робототехника» МГТУ им. Н.Э. Баумана и посвящена вопросам современного состояния сварки и родственных процессов, а также современным разработкам в области неразрушающего контроля: в области разработки сварочных материалов, в том числе наплавочных и предназначенных для подводного применения, современного состояния различных способов сварки, включая сварку взрывом, конденсаторную сварку, сварку токами высокой частоты, электронно-лучевые процессы и дуговую сварку, использования ультразвукового контроля, электромагнитно-акустической дефектоскопии, вихретокового контроля. Освещены вопросы применения цифровых технологий в области неразрушающего контроля и сварочного производства.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; <https://press.bmstu.ru>