

УДК 621.833

DOI: 10.18698/0536-1044-2018-3-24-32

Автоматизированный синтез зацепления передач на базе цилиндрического эвольвентного исходного звена в обобщающих координатах

О.Н. Цуканов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

The Automated Synthesis of Gearing Based on a Cylindrical Involute Basic Link in Generalizing Coordinates

O.N. Tsukanov

BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1



e-mail: tsonzz@mail.ru

i Зубчатые передачи, образуемые на базе цилиндрического эвольвентного исходного звена, широко применяются в различных машинах, машинных агрегатах и их приводах. Представлены обобщенные схемы таких передач внешнего и внутреннего зацепления. Полностью раскрыты геометрико-кинематические возможности зацепления передач позволяет метод его геометрического синтеза в обобщающих координатах. Он также обеспечивает упрощение процесса синтеза зацеплений и его прямую связь с оценкой нагрузочных показателей за счет использования угла зацепления как независимой переменной его функций. При таком методе сначала определяется обобщенная (предельная для заданной схемы передачи) область существования зацепления, а затем внутри нее — локальная область существования зацепления, соответствующая определенному комплексу его качественных показателей. Предложен алгоритм синтеза зацепления рассматриваемых передач по этому методу, который может быть эффективно реализован только в системе автоматизированного синтеза зацеплений, позволяющей применить принцип «динамических» областей существования при анализе зацепления. Наиболее целесообразной структурой системы является модульная. Описаны программные модули разработанной системы и два возможных алгоритма синтеза зацепления. Приведен пример компьютерной панели с результатами синтеза зацепления передачи на базе цилиндрического эвольвентного исходного звена с внутренними зубьями. Дано указание, как получить наиболее благоприятный комплекс геометрико-кинематических показателей зацепления.

Ключевые слова: зацепление передач, исходное звено, обобщающие координаты, обобщенная область существования зацепления, локальная область существования зацепления

i Gear trains formed on the basis of a cylindrical involute basic link are widely used in various machines, machine units and their drives. This article presents generalized schemes of such gears with external and internal gearing. To fully reveal the geometric-kinematic possibilities of gearing, the method of its geometric synthesis in generalizing coordinates is used. This method also makes it possible to simplify the process of gearings synthesis and provides a direct connection with the estimation of the loading parameters due to the use of the

gearing angle as an independent variable of its functions. The generalized area of existence of gearing for a given gear scheme is determined first, followed by the local area of existence of gearing inside it, corresponding to a definite complex of its qualitative indicators. Using this method, an algorithm of synthesis of gearing for the considered gears is proposed. The method can be implemented effectively only in the system of automated synthesis of gearing, which makes it possible to use the principle of “dynamic” domains of existence when analyzing gearing. The most suitable structure for this system is the modular structure. The article describes the program modules of the developed system and two possible algorithms for the synthesis of gearing. An example of a computer panel with the results of the synthesis of gearing on the basis of a cylindrical involute basic link with internal teeth is given. Instructions are given on how to obtain the most favorable set of geometric-kinematic indicators of gearing.

Keywords: gearing, basic link, generalizing coordinates, generalized area of gearing existence, local area of gearing existence

Рассмотрим пространственные зубчатые передачи (ЗП), образуемые на базе цилиндрического эвольвентного исходного звена, которое отличается от исходного цилиндрического эвольвентного производящего колеса на величину радиального зазора.

Если использовать традиционную классификацию ЗП по форме аксоидных поверхностей, то при скрещивающихся осях колес аксоидами служат гиперболоиды вращения, при пересекающихся осях колес — конусы, а при нулевом межосевом угле — цилиндры. В первом случае передачу называют гиперболоидной, во втором — конической, в третьем — цилиндрической. Такая классификация широко распространена, но не всегда целесообразна, так как одно и то же колесо (например, цилиндрическое) при формировании из него конической ЗП следует называть коническим, а при построении из него цилиндрической ЗП — цилиндрическим.

Вместе с тем ЗП можно классифицировать по форме заготовок колес. В этом случае, если одно из них является цилиндрическим, а другое коническим, то передача называется цилиндро-конической [1–3].

К основным достоинствам цилиндро-конической ЗП относится возможность получения таких компоновочных схем приводов, которые нельзя реализовать с помощью традиционных ЗП [2]. Например, в ЗП на скрещивающихся осях при заданном межосевом угле удастся произвольно располагать колеса по отношению к линии кратчайшего межосевого расстояния. Это позволяет выполнить работоспособную передачу при сколь угодно малом межосевом расстоянии и способствует уменьшению габаритных размеров всего силового

агрегата. При использовании цилиндро-конической ЗП на пересекающихся осях можно получить коническую передачу с малым межосевым углом, которую не удастся реализовать из обычных конических колес вследствие отсутствия технологического оборудования для изготовления колес с большим конусным расстоянием.

Применение цилиндро-конических ЗП внутреннего зацепления способствует созданию оригинальных компактных приводов. Передачи на параллельных осях, составленные из эвольвентных конических колес, могут быть успешно использованы в качестве люфтовывирающих ЗП. Смещение колес навстречу друг другу в осевом направлении позволяет устранить люфт в зацеплении.

При формировании зубьев конических колес инструментом реечного типа получаем колесо с эвольвентным профилем зубьев (эвольвентно-коническое колесо), а при нарезании зубьев инструментом дискового типа — с неэвольвентным профилем зубьев (неэвольвентное коническое колесо) [2]. Сравнительно простая и высокопроизводительная технология формообразования зубьев червячными фрезой и шлифовальным кругом, относящимися к инструментам реечного типа, обеспечивает высокую точность профиля. В качестве инструмента дискового типа для нарезания неэвольвентных зубьев используют долбяк, а для окончательной обработки — дисковый шевёр.

Цилиндро-конические ЗП применяют в высоконагруженных и высокоскоростных судовых приводах, высокоточных приводах следящих систем космической техники, в трансмиссиях авиационной техники: вертолетах, станках с ЧПУ и др. [2].

Общие принципы построения систем автоматизированного синтеза ЗП разработаны В.И. Гольдфарбом и его учениками [4–8]. Это, прежде всего, принципы модульности, «динамического» блокирующего контура и работы в диалоговом режиме с пользователем. При разработке систем используется как традицион-

ный математический аппарат, так и новые методы — компьютерное моделирование с анимацией [6–9].

Синтез зацепления передач любого вида выполняется на базе исходного звена при значениях независимых параметров, характеризующих схему ЗП, задающих закон движения ее

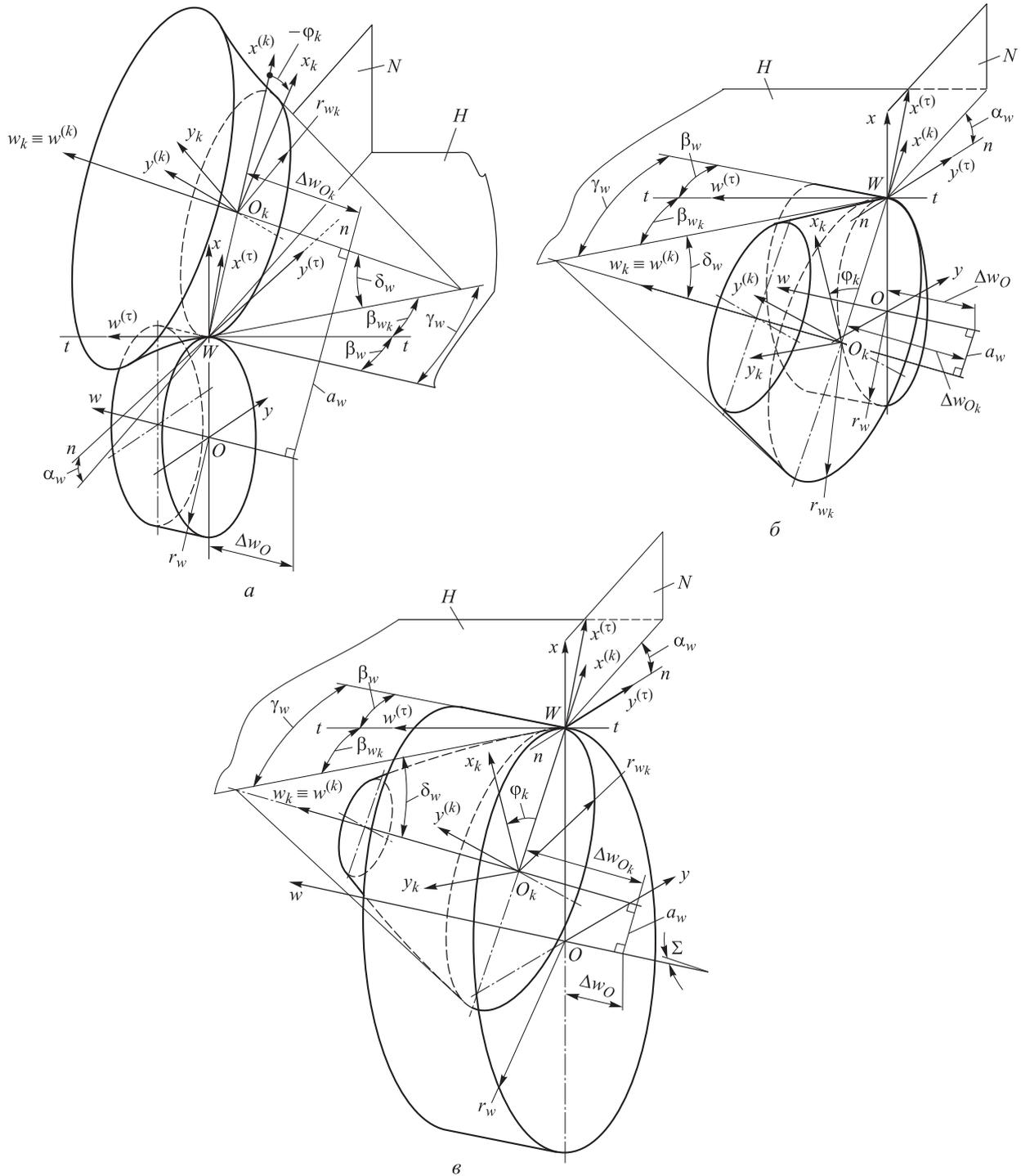


Рис. 1. Обобщенные схемы передач, образуемых на базе цилиндрического исходного звена: а — с внешними зубьями внешнего зацепления; б — с внешними зубьями внутреннего зацепления; в — с внутренними зубьями

звеньев, их относительное расположение, форму и размеры начальной поверхности исходного звена, а начальная поверхность второго звена ЗП определяется с помощью кинематического метода огибания [4, 5]. В процессе формообразования зубьев неэвольвентное звено ЗП является огибающим.

Условимся присваивать параметрам исходного звена индекс «0», который, как правило, опускается, а параметрам огибающего звена в общем случае индекс « k ».

Обобщенные схемы передач, образуемых на базе цилиндрического исходного звена, приведены на рис. 1 [2].

В схемах передач применены следующие правые прямоугольные системы координат: $S^{(0)}$, $S^{(k)}$, $S^{(\tau)}$ — неподвижные; S_0 (на рис. 1 не показана), S_k — подвижные, связанные с исходным и огибающим звеньями соответственно. Верхний индекс относится к неподвижным системам координат, а нижний — к подвижным.

Системы $S^{(0)}$ и S_0 имеют начало в точке O исходного звена, а системы $S^{(k)}$ и S_k — в точке O_k огибающего звена; их положение определяется углами φ (на рис. 1 не показан) и φ_k соответственно. Неподвижная система координат $S^{(\tau)}$ введена для определения геометро-кинематических показателей зацепления и имеет начало в точке W , которая является точкой касания начальных окружностей колес передачи.

В точке W скорость относительного движения звеньев направлена по общей касательной $t-t$ к винтовым линиям на начальных поверхностях. Нормальная плоскость передачи N перпендикулярна линии $t-t$ и проходит через точку W и общую нормаль $n-n$ к контактирующим поверхностям зубьев. Угол α_w , образуемый нормалью $n-n$ с плоскостью N , является углом зацепления ЗП в заданной плоскости N . Плоскость N — общая касательная плоскость к начальным поверхностям передачи в точке W .

Независимыми параметрами, характеризующими исходное звено на схемах, являются радиус начальной окружности r_w и угол наклона зуба на начальной поверхности β_w . В качестве независимых параметров схем передач, определяющих относительное расположение и форму начальных поверхностей огибающего звена, приняты межосевой угол Σ и угол δ_w (индекс k опущен), задающий наклон оси этого звена к плоскости N , или угол его начального конуса в точке W (см. рис. 1). При заданном

значении Σ область углов $0 \leq \delta_w \leq \Sigma$ охватывает все возможные варианты ЗП.

Остальные параметры схем ЗП (межосевое расстояние a_w , угол между касательными к образующим начальных поверхностей γ_w , угол наклона зуба огибающего звена на начальной поверхности β_{wk} и радиус его начальной окружности r_{wk} , смещения начальных сечений звеньев от межосевой линии Δw_{O_0} , Δw_{O_k}), показанные на рис. 1, являются функциями независимых параметров.

Цель работы — повышение качества и эффективности геометрического синтеза зацепления пространственных ЗП, образуемых на базе цилиндрического эвольвентного исходного звена, путем применения современных принципов и технологий автоматизированного проектирования в обобщающих координатах.

Разработке вопросов автоматизированного геометрического синтеза зацепления цилиндрических ЗП традиционным методом на базе стандартного исходного контура посвящены работы [10, 11]. При использовании этого метода параметры зацепления зависят от параметров этого контура.

Метод геометрического синтеза зацепления передач в обобщающих координатах по схеме «от качественных (геометро-кинематических и нагрузочных) показателей зацепления зубцов (зубьев без переходных поверхностей) — к геометрическим параметрам ЗП и производящих контуров формообразующего инструмента» позволяет полностью раскрыть геометро-кинематические возможности зацепления ЗП.

Геометрический синтез зацепления неэвольвентных передач в обобщающих координатах также обеспечивает упрощение этого процесса и его прямую связь с оценкой нагрузочных показателей зацепления за счет использования угла зацепления как независимой переменной функций областей его существования и геометро-кинематических показателей.

При синтезе зацепления рассматриваемых ЗП по указанному методу сначала определяется обобщенная (предельная для заданной схемы передачи) область существования зацепления (ООСЗ), а затем внутри нее — локальная область существования зацепления (ЛОСЗ), соответствующая определенному комплексу его геометро-кинематических показателей, в обобщающих координатах:

- α_{tw} — текущий торцовый угол зацепления, задающий положение нормалей к торцовым

профилям зубца исходного звена в точках контактной линии в неподвижной системе координат $xOuw$;

- α_y — текущий угол профиля, определяющий положение точек контактной линии на этих нормалях.

Угол профиля зубца исходного звена на окружности вершин обозначается через α_a , а в нижней точке его активного участка — α_p . Указанные индексы присваиваются и соответствующим показателям зацепления.

ООСЗ определяется при заданных значениях независимых параметров схемы передачи Σ , β_w и β_{wk} , чисел зубьев звеньев z , z_k и относительной толщины зубцов исходного звена на окружности вершин m_a .

ЛОСЗ строится при заданных значениях обобщающих координат α_a , $\alpha_{tw \max}$ одной из крайних точек цикла зацепления, называемой определяющей точкой ЛОСЗ. Она является точкой либо входа зубьев в зацепление, либо выхода из него (в зависимости от направления вращения ведущего звена).

Автоматизированный синтез зацепления ЗП в обобщающих координатах выполняется по следующему алгоритму:

- ввод значений параметров, определяющих ООСЗ;

- ввод диаметра основного цилиндра исходного звена d_b как масштабного фактора передачи;

- ввод разности чисел зубьев $z_{d02} = z_2 - z_0$ для получения определенной степени локализации их контакта, где z_0 — число зубьев цилиндрического эвольвентного производящего колеса, z_2 — число зубьев цилиндрического эвольвентного колеса зубчатой передачи;

- расчет значений обобщающих координат граничных линий ООСЗ по подрезанию g_c и заострению g_s, g'_s неэвольвентных зубцов (рис. 2);

- ввод значений обобщающих координат $\alpha_a, \alpha_{tw \max}$ определяющей точки A_x ЛОСЗ (см. рис. 2);

- вычисление обобщающих координат локальной кривой заострения s зубцов неэвольвентного колеса (по ширине зубчатого венца), соответствующей заданному значению α_a (см. рис. 2);

- расчет обобщающих координат криволинейного участка p ЛОСЗ и остальных ее крайних точек P_x, P_n, A_n (см. рис. 2);

- ввод обобщающих координат рассматриваемой контактной точки;

- вычисление соответствующего значения угла поворота исходного звена φ ;

- расчет угла профиля зубца цилиндрического эвольвентного колеса в случае локализации контакта ($z_{d02} \neq 0$);

- вычисление координат контактной точки x, y, w и x_1, y_1, w_1 ;

- расчет геометро-кинематических показателей зацепления: коэффициента перекрытия ϵ_γ , приведенного радиуса кривизны контактирующих поверхностей зубцов $\rho_{пр}$, суммарной длины контактных линий l_Σ и коэффициентов скольжения $\lambda_{p1,2}$;

- вычисление геометрических параметров ЗП: модуля m , межосевого расстояния a_w , диаметров окружностей вершин зубьев колес $d_{a1 \max}, d_{a2}$ и впадин зубьев d_{f2} , ширины зубчатого венца $b_{w1 \max}$, аппликаты торцового сечения $w_{1 \min}$ и эксцентриситета e [11];

- расчет нагрузочных показателей зацепления: тангенциальной F_t , радиальной F_r и осевой F_a составляющих силы взаимодействия зубьев; контактных σ_H и изгибных σ_F напряжений при заданном значении вращающего момента на выходном валу передачи $T_{\text{вых}}$.

Здесь индекс «1» относится к неэвольвентному коническому колесу или коническому сателлиту (в планетарной цилиндрично-конической ЗП), а индекс «2» — к эвольвентному цилиндрическому колесу.

Расчет параметров производящих контуров формообразующего инструмента выполняется после синтеза зацепления по приведенному алгоритму, так как эти параметры являются функциями параметров зацепления. Кроме реализации рассмотренного (основного) алгоритма синтеза зацепления в программном комплексе целесообразно предусмотреть возможность реализации алгоритма синтеза зацепления с вводом

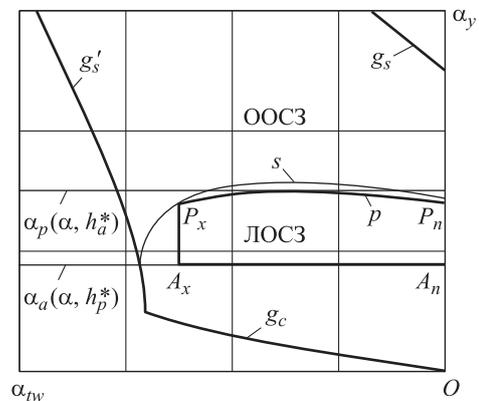


Рис. 2. К определению ООСЗ и ЛОСЗ передач, образуемых на базе цилиндрического исходного звена с внутренними зубьями

значений параметров исходного производящего контура (ИПК).

Это позволяет:

- сравнивать рациональный вариант зацепления и вариант, полученный при заданных значениях параметров ИПК, на одной рабочей панели;

- просматривать возможность использования стандартного ИПК со смещением при незначительном отступлении от рациональных значений параметров зацепления;

- исследовать влияние на конфигурацию ООСЗ и ЛОСЗ, динамику изменения их граничных линий и качественные показатели зацепления не только угла профиля производящих контуров, который является вводимым параметром при любом варианте, но и коэффициентов высоты головки и ножки зуба.

Алгоритм с вводом значений параметров ИПК отличается от основного тем, что при его использовании на панели визуализации графической информации отображаются не только ООСЗ и ЛОСЗ, соответствующие расчетному варианту, но еще и две горизонтальные линии $\alpha_y = \alpha_p (\alpha, h_a^*)$ и $\alpha_y = \alpha_a (\alpha, h_p^*)$, соответствующие заданным значениям параметров ИПК: α — угол профиля его зубьев, h_a^* , h_p^* — коэффициенты высоты головки и ножки его зубьев соответственно (см. рис. 2). Задача проектировщика заключается в том, чтобы совместить эти линии с верхней и нижней границами ЛОСЗ, как показано на рис. 2.

Изменяя значения управляющих параметров ЛОСЗ, проектировщик может подобрать параметры ИПК из существующей номенклатуры, при которых качественные показатели зацепления наиболее близки к их комплексу, определенному в результате расчета зацепления по основному алгоритму. Можно также получить требуемые показатели зацепления при использовании не всей высоты производящего контура, а лишь ее части. Тогда достаточно совместить с ЛОСЗ лишь горизонталь $\alpha_y = \alpha_p$.

Автоматизированный синтез зацепления передач в обобщающих координатах позволяет повысить эффективность их проектирования за счет использования принципа «динамических» областей существования при анализе зацепления.

Разработанная автором на языке программирования Delphi система автоматизированного синтеза зацепления ЗП на базе цилиндрического эвольвентного исходного звена в обоб-

щающих координатах включает в себя следующие модули.

1. Модуль ввода исходной информации из технического задания, содержащий:

данные о виде передачи, ее конструктивных особенностях, назначении, условиях работы, требуемых значениях массогабаритных показателей, передаточного отношения, угловой скорости входного вала и вращающего момента на выходном валу;

данные для оценки прочности зацепления (материалы колес, вид термообработки, твердость, шероховатость, коэффициент и характер нагрузки), выбираемые по справочникам с учетом опыта проектирования аналогичных ЗП традиционным методом.

2. Модуль предварительного определения значений независимых параметров схемы передачи, ее габаритных размеров и конструктивных элементов, относительной толщины зубцов исходного звена на окружности вершин и обобщающих координат определяющей точки ЛОСЗ (вводимых параметров зацепления). Эти данные могут быть представлены в текстовом, табличном или формализованном виде.

3. Модуль расчета и визуализации обобщенной ООСЗ и ЛОСЗ.

4. Модуль расчета геометро-кинематических показателей зацепления, геометрических параметров и конструктивных элементов ЗП.

5. Модуль расчета нагрузочных показателей зацепления.

6. Модуль расчета и визуализации изолиний качественных показателей зацепления, контактных линий и эллипса пятна мгновенного контакта. Для выполнения операции построения изолинии (или комплекса изолиний) какого-либо показателя нужно ввести его значение (или значения), используя специально предусмотренную для этого панель. Изолиния выровненных коэффициентов скольжения в крайних точках зацепления $\lambda_{p1} = \lambda_{p2}$, контактные линии и эллипс мгновенного контакта строятся сразу после щелчка мышью в соответствующем окне. Одновременно с визуализацией контактных линий на дополнительной панели высвечивается их суммарная длина. Кроме того, предусмотрена отдельная панель для просмотра контактных линий в системах координат $w-x$ и $w-y$.

7. Модуль расчета параметров производящих контуров формообразующего инструмента: производящего реечного контура и производящего контура долбяка. В этом модуле предусмотрена

также дополнительная панель для выбора параметров ИПК, что позволяет найти компромиссный вариант зацепления по качественным показателям и технологическим возможностям его реализации. Наряду с исходным контуром по ГОСТ 13755–81 на практике применяют исходные контуры с $\alpha = 14^\circ 30'$ и $17^\circ 30'$ (например, в приборостроении); с $\alpha = 18^\circ$ ($h_a^* = 1,2$, $h_p^* = 1$), $\alpha = 22,5$ и 23° ($h_a^* = 1$), $\alpha = 25^\circ$ ($h_a^* = 1$) и $\alpha = 28^\circ$ ($h_a^* = 0,9$) по ГОСТ Р 50531–93, $\alpha = 28^\circ$ ($h_a^* = 0,95$) и $\alpha = 30^\circ$ при $h_a^* = 0,9$ (например, в авиационной промышленности [12]).

8. Модуль расчета и визуализации компьютерной модели проектируемой ЗП. В этом модуле выполняется построение трехмерных моделей неэвольвентного зуба, неэвольвентного колеса и передачи, выполнение ее компоновки средствами Delphi с последующим переносом в AutoCAD и созданием чертежей. Исходными данными для расчета и визуализации компьютерной модели ЗП являются ее математическая модель и допускаемые значения параметров зацепления, полу-

ченные в результате расчета его ЛОСЗ. Координаты x_k , y_k , w_k множества точек неэвольвентной поверхности зубца заносятся в массив, необходимый для последующего удобного и эффективного моделирования.

9. Модуль расчета параметров контрольного комплекса. Он включает в себя зависимости для расчета минимального значения аппликаты торцового сечения огибающего звена $w_{k \min}$ и толщины его зубьев в среднем сечении $s_{cp k}$, длины общей нормали W_k и числа зубьев Z_{nk} в этой длине при заданном значении приращении аппликаты Δw_k начиная с $\Delta w_k = 0$.

Целесообразно на одной компьютерной панели представлять весь комплекс вводимых и выводимых параметров, геометро-кинематических и нагрузочных показателей зацепления и параметров контрольного комплекса с наложенной на нее панелью визуализации ООСЗ и ЛОСЗ исходя из возможности их комплексного анализа в динамике. Дополнительные панели скрыты и выводятся на экран при необходимо-

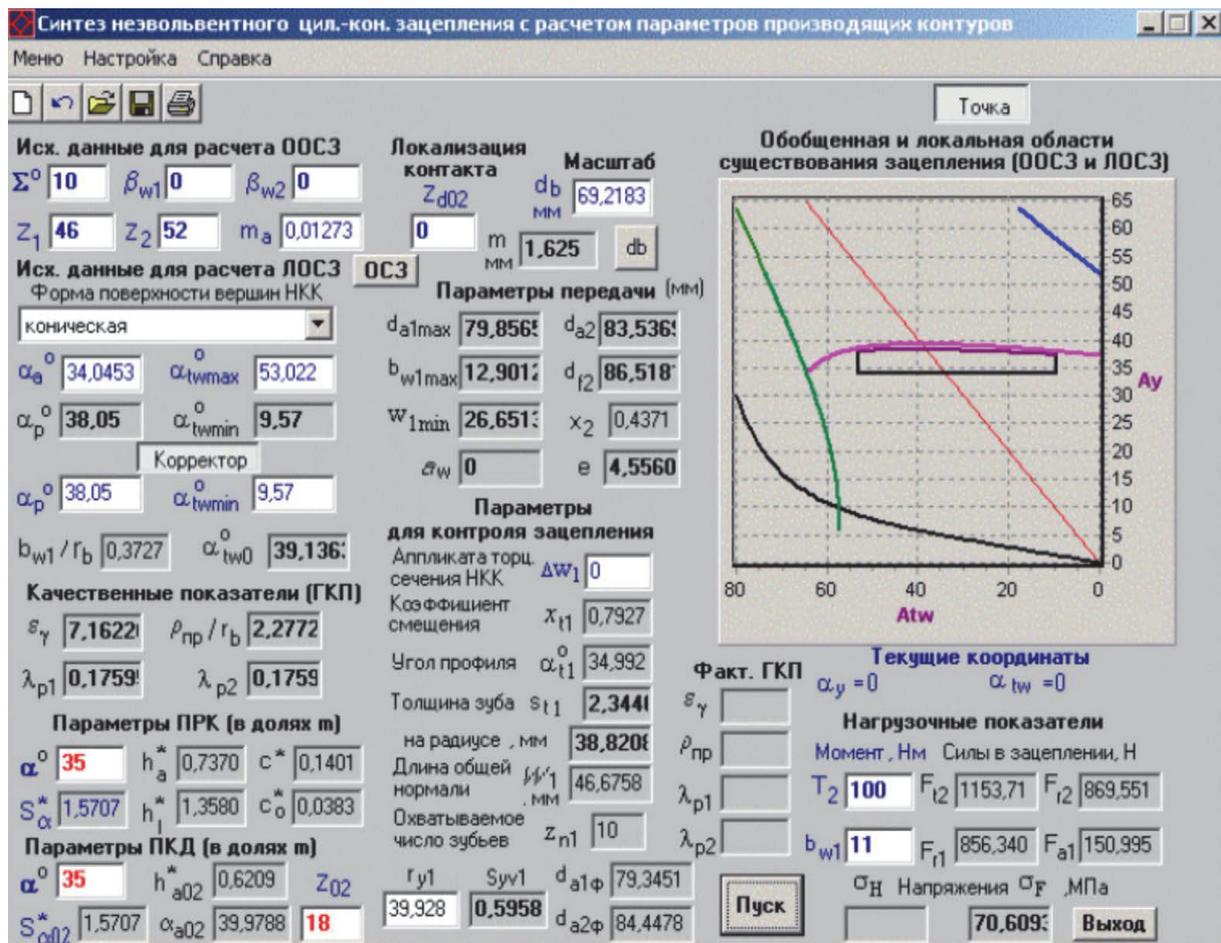


Рис. 3. Компьютерная панель с результатами синтеза зацепления ЗП на базе цилиндрического эвольвентного исходного звена с внутренними зубьями

сти для получения проектировщиком информации о выборе значений того или иного вводимого параметра, об ООСЗ и ЛОСЗ, программе, результатах промежуточных расчетов, построении изолиний качественных показателей зацепления, эллипса площадки мгновенного контакта, определения способа построения кривых и точности построения.

После запуска программы на экране появляется панель для выбора алгоритма синтеза зацепления проектируемой передачи: 1) с расчетом параметров производящих контуров; 2) с вводом параметров ИПК. После выбора алгоритма синтеза зацепления на экран выводится основная рабочая панель. На рис. 3 приведен пример компьютерной панели с результатами синтеза зацепления ЗП на базе цилиндрического эвольвентного исходного звена с внутренними зубьями.

Чтобы получить наиболее благоприятный комплекс качественных показателей зацепления, нужно перемещать определяющую точку ЛОСЗ в предельной области, т. е. в ООСЗ, ана-

лизируя изменение этих показателей. Кроме того, можно корректировать значения обобщающих координат α_p и $\alpha_{tw \min}$ второй крайней точки цикла зацепления.

Выводы

Использование разработанной системы автоматизированного синтеза зацепления передач на базе цилиндрического эвольвентного исходного звена в обобщающих координатах позволяет:

- определить ООСЗ и исследовать в этой области все геометро-кинематические возможности зацепления;
- найти рациональные параметры зацепления, обеспечивающие его наилучшие качественные показатели при заданных требованиях к передаче;
- повысить эффективность проектирования передач используя принцип «динамических» ЛОСЗ при анализе зацепления на стадии синтеза.

Литература

- [1] Litvin F.L., De Donno M., Peng A. Integrated computer program for simulation of meshing and contact of gear drives. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2000, vol. 181, pp. 71–85.
- [2] Лопатин Б.А., Цуканов О.Н. *Цилиндро-конические зубчатые передачи*. Челябинск, Изд-во ЮУрГУ, 2005. 200 с.
- [3] Лопатин Б.А., Цуканов О.Н. Цилиндро-конические зубчатые передачи. *Международный журнал экспериментального образования*, 2012, № 11, с. 34–36. URL: <http://www.expeducation.ru/ru/article/view?id=3206> (дата обращения 8 августа 2017).
- [4] Гольдфарб В.И. *Основы теории автоматизированного геометрического анализа и синтеза червячных передач общего вида*. Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 1986. 32 с.
- [5] Гольдфарб В.И., Русских А.Г. Автоматизированный синтез структуры передачи при произвольном расположении осей. *Сб. тр. VI Междунар. конф. по теории машин и механизмов*, 8–10 сентября 1992 г., Либерец, Чехословакия, Технический университет Либереца, 1992, с. 65–70.
- [6] Русских А.Г. *Автоматизированный синтез схем передач с перекрещивающимися осями*. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ижевск, 1997. 18 с.
- [7] Ткачев А.А. *Разработка системы диалогового проектирования эвольвентных цилиндрических зубчатых передач*. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ижевск, 1999. 19 с.
- [8] Гольдфарб В.И., Ткачев А.А. *Проектирование эвольвентных цилиндрических передач. Новый подход*. Ижевск, Изд-во ИжГТУ, 2004. 94 с.
- [9] Бружас В.В., Лопатин Б.А., Полуэктов Е.А. Разработка твердотельных моделей зубчатых колес различной геометрии. *Вестник ИжГТУ им. М.Т. Калашникова*, 2016, № 4, с. 22–25.
- [10] Лопатин Б.А., Хаустов С.А. Автоматизированная система моделирования и анализа способов формирования зубьев зубчатых колес. *Вестник ЮУрГУ. Сер. Машиностроение*, 2008, № 10, с. 72–77.
- [11] Лопатин Б.А., Полуэктов Е.А. Автоматизированный комплекс расчета и анализа геометрии цилиндрической передачи внутреннего зацепления. *Теория и практика зубчатых передач. Сб. тр. междунар. симпоз.*, Ижевск, Изд-во ИжГТУ, 2014, с. 227–231.
- [12] Дорофеев В.Л. *Прямой синтез авиационных эвольвентных зубчатых передач. Ч. 1. Проектирование зацепления*. Москва, ММП «Салют», 2003. 22 с.

References

- [1] Litvin F.L., De Donno M., Peng A. Integrated computer program for simulation of meshing and contact of gear drives. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2000, vol. 181, pp. 71–85.
- [2] Lopatin B.A., Tsukanov O.N. Tsilindro-konicheskie zubchatye peredachi [Helical-bevel gears]. Cheliabinsk, IuUrSU publ., 2005. 200 p.
- [3] Lopatin B.A., Tsukanov O.N. Tsilindro-konicheskie zubchatye peredachi [Cylindrical-bevel gears]. *Mezhdunarodnyi zhurnal eksperimental'nogo obrazovaniia* [International journal of experimental education]. 2012, no. 11, pp. 34–36. Available at: <http://www.expeducation.ru/ru/article/view?id=3206> (accessed 08 August 2017).
- [4] Gol'dfarb V.I. *Osnovy teorii avtomatizirovannogo geometricheskogo analiza i sinteza chervyachnykh peredach obshchego vida*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Basic theory of automated geometric analysis and synthesis of worm gears of the general form. Dr. tech. sci. diss.]. Izhevsk, 1986. 32 p.
- [5] Gol'dfarb, V.I., Russkikh A.G. Avtomatizirovannyi sintez struktury peredachi pri proizvol'nom raspolozhenii osei [Automated synthesis of transmission structure with arbitrary arrangement of axes]. *Sixth International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms. Proceedings*, 8–10 September 1992, Liberec, Czechoslovakia, Technical University of Liberec, 1992, pp. 65–70.
- [6] Russkikh A.G. *Avtomatizirovannyi sintez skhem peredach s perekreshchivaiushchimisia osiami*. Diss. kand. tekhn. nauk [Automated synthesis of transmission schemes with crossed axes. Cand. tech. sci. diss.]. Izhevsk, 1997. 18 p.
- [7] Tkachev A.A. *Razrabotka sistemy dialogovogo proektirovaniia evol'ventnykh tsilindricheskikh zubchatykh peredach*. Diss. kand. tekhn. nauk [Development of a system for the interactive design of involute cylindrical gears. Cand. tech. sci. diss.]. Izhevsk, 1999. 19 p.
- [8] Gol'dfarb V.I., Tkachev A.A. *Proektirovanie evol'ventnykh tsilindricheskikh peredach. Novyi podkhod* [Design of involute cylindrical gears. A new approach]. Izhevsk, IzhSTU publ., 2004. 94 p.
- [9] Bruzhas V.V., Lopatin B.A., Poluektov E.A. Razrabotka tverdotel'nykh modelei zubchatykh koles razlichnoi geometrii [Development of Solid-State Models for Gears of Different Geometry]. *Vestnik IzhGTU im. M.T. Kalashnikova* [Bulletin of Kalashnikov ISTU]. 2016, no. 4, pp. 22–25.
- [10] Lopatin B.A., Khaustov S.A. Avtomatizirovannaia sistema modelirovaniia i analiza sposobov formirovaniia zub'ev zubchatykh koles [Automated system of modeling and analysis methods of forming the gear teeth]. *Vestnik IuUrGU. Ser. Mashinostroenie* [Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical engineering industry]. 2008, no. 10, pp. 72–77.
- [11] Lopatin B.A., Poluektov E.A. Avtomatizirovannyi kompleks rascheta i analiza geometrii tsilindro-konicheskoi peredachi vnutrennego zatsepleniia [Automated complex calculation and analysis of the geometry of helical-bevel gear with internal engagement]. *Teoriia i praktika zubchatykh peredach. Sb. tr. mezhdunar. simp.* [Theory and practice of gears: collection of works of the international symposium]. Izhevsk, IzhSTU publ., 2014, pp. 227–231.
- [12] Dorofeev V.L. *Priamoi sintez aviatsionnykh evol'ventnykh zubchatykh peredach. Ch. 1. Proektirovanie zatsepleniia* [Direct synthesis of aviation evolvent tooth gearings. P.1. Gearing design]. Moscow, MMPP «Salute», 2003. 22 p.

Статья поступила в редакцию 30.11.2017

Информация об авторе

ЦУКАНОВ Олег Николаевич (Москва) — доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: tsonzz@mail.ru).

Information about the author

TSUKANOV Oleg Nikolaevich (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Associate Professor, Professor, Theory of Mechanisms and Machines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: tsonzz@mail.ru).