

фициентом анизотропии. Значение коэффициентов расхода  $\varphi_{zn}$  используют далее при решении эластогидродинамических задач для полужидкостного трения.

Большое число практических задач о смазывании зубчатых передач, подшипников качения и скольжения сводится к плоскому случаю. Кроме этого, полагаем течение пластичного смазочного материала ламинарным, стационарным, изотермическим. Для решения эластогидродинамической задачи используем, помимо уравнения Рейнольдса (1) в одномерном виде, уравнение зазора между номинальными недеформированными поверхностями трения, уравнение упругих деформаций в зоне контакта, аналитическое выражение для коэффициента расхода напорного течения; уравнение давления, воспринимаемого контактирующими микронеровностями; уравнения зависимости вязкости и напряжения сдвига пластичной смазки от температуры и давления.

Решение позволяет определить параметры течения пластичной смазки в условиях эластогидродинамического трения, такие как эпюры гидродинамического давления и давления, воспринимаемого микронеровностями, сопротивление перемещению, расход смазочного материала.

УДК 621.833.01

А.Т. Скойбеда, А.М. Даньков

## НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ СОЗДАНИЯ РЕГУЛИРУЕМЫХ ПЕРЕДАЧ С СОСТАВНЫМИ ЗУБЧАТЫМИ КОЛЕСАМИ

*Белорусский национальный технический университет,  
Могилевский государственный технический университет  
Минск, Могилев, Беларусь*

Обеспечение изделий машиностроения надежными и долговечными приводами – одно из основных направлений решения актуальной задачи повышения технического уровня, качества и конкурентоспособности различного рода технологических машин и механизмов. Важнейшей составной частью упомянутых приводов являются цилиндрические зубчатые передачи. Стараниями многочисленных ученых и инженеров технически развитых стран зубчатые колеса классической конструкции и образуемые ими передачи доведены практически до пика своих технических возможностей и эксплуатационных характеристик. Существенным резервом дальнейшего повышения ремонтнопригодности и точности, улучшения компоновочных и расширения технических возможностей зубчатых передач является отказ от догматического подхода к сложившейся на протяжении десятилетий конструкции зубчатых колес и переход в строго обоснованных случаях к зубчатым колесам блочной конструкции.

Блочная конструкция зубчатых колес, реализуемая в составных (полисекторных) зубчатых колесах нового типа, облегчает замену изношенных (или вышедших из строя по другим причинам) элементов, позволяет путем целенаправленной замены секторов внутри партии однотипных зубчатых колес повысить их кинематическую точность, создает предпосылки для дискретного и даже плавного регулирования передаточного отношения зубчатой передачи. Но реализация заложенных в конструкции составных зубчатых колес и компонованных на их основе передач резервов возможна только на основе всестороннего теоретического и экспериментального изучения их эксплуатационных характеристик.

Важность подобных исследований для народного хозяйства Республики Беларусь заключается в следующем. Республика не имеет собственного производства редукторов общемашиностроительного и специального назначения, но испытывает постоянную потребность в них. Расходовать силы и средства на попытки создать собственные предприятия по производству редукторов, аналогичные предприятиям в технически развитых странах, вряд ли целесообразно, но имеет смысл идти по пути налаживания предприятий по изготовлению передаточных механизмов высокого технического уровня (например, на базе составных зубчатых колес), пока еще не имеющих аналогов в мире.

Так как простейшим фрагментом (блоком) зубчатого колеса является зубчатый сектор, то венцы составных полисекторных зубчатых колес образуются набором зубчатых секторов, равномерно расположенных на их периферии. Оказывается, что такая конструкция зубчатого колеса не исключает возможности паллиативов, когда исходный зубчатый сектор может быть заменен сектором с несколько меньшим делительным диаметром и теми же модулем и числом зубьев без значительного ухудшения качества функционирования передачи. Экспериментальная проверка работы такого зубчатого колеса дала удовлетворительные результаты. Это позволило выдвинуть техническое предложение, заключающееся в том, что зубчатые венцы крупногабаритных зубчатых колес могут быть образованы набором зубчатых секторов, заготовками для которых служат зубчатые колеса меньшего диаметра

Это в свою очередь говорит о том, что начальный диаметр составного колеса может принимать ряд значений в интервале от начального диаметра колеса-заготовки для изготовления секторов до начального диаметра реального колеса большого диаметра.

Если в конструкции такого зубчатого колеса предусмотреть возможность фиксации зубчатых секторов в нескольких требуемых положениях, то создается возможность ступенчато (дискретно) изменять начальный диаметр зубчатого колеса и, следовательно, передаточное отношение передачи. Само собой разумеется, что такое зубчатое колесо должно работать в паре с цельным зубчатым колесом, которое может быть как сопряженным (образующим совместно с составным передачу), так и промежуточным (паразитным). В последнем случае передача должна быть образована двумя составными колесами.

Возможности регулирования передаточного отношения в зубчатой передаче описанной конструкции достаточно ограничены. С целью их расширения составное зубчатое колесо может быть выполнено с разделяющимся силовым потоком. Как показывает практика, приемлемой можно признать двухпоточную конструкцию составного зубчатого колеса. Если исключить торцовое перекрытие секторов одного потока, то их радиальные перемещения могут принимать произвольные значения в определенном диапазоне. Передача с таким составным колесом требует удвоения числа цельных зубчатых колес, но при этом может быть достигнуто плавное регулирование ее передаточного отношения. Сопрягаемое с составным цельное зубчатое колесо может иметь как внутренние, так и внешние зубья. Использование внутренних зубьев предпочтительней с точки зрения обеспечения условий необходимого торцового перекрытия зубчатых секторов, но имеет ряд недостатков при близких значениях чисел зубьев составного и цельного зубчатых колес.

Основы теории функционирования регулируемых зубчатых составных являются геометрокинематический синтез и анализ передачи с составными зубчатыми колесами, исследования механики (кинематики и динамики) передачи с составными зубчатыми колесами и ее основных эксплуатационных характеристик, а именно коэффициента полезного действия и кинематической точности. При геометрокинематическом синтезе и

анализе передачи основные задачи (синтеза и анализа как собственно составных зубчатых колес, так и передачи на их основе) решаются в предположении, что основным функциональным назначением составных зубчатых колес является образование совместно с цельными зубчатыми колесами передач с переменным (плавнорегулируемым в идеале) передаточным отношением. Такие задачи как улучшение ремонтпригодности и повышение точности зубчатых передач при необходимости в случае использования составных зубчатых колес решаются автоматически.

Задача синтеза составного зубчатого колеса состоит в том, что по известным числу образующих его венцов зубчатых секторов  $i_s$ , числу зубьев сектора  $z_c$  и модулю зацепления  $m$  определяется максимальный условный начальный диаметр составного зубчатого колеса, взаимодействующего с цельным зубчатым колесом с заданным диаметром начальной окружности.

Решение задачи синтеза составного зубчатого колеса, представляет собой алгоритм, позволяющий по вышеуказанным исходным данным определить величину диапазона регулирования передаточного отношения передачи, образованной составным и цельным зубчатыми колесами.

Рассмотрев сектор COD (см. рис. 1), получим систему уравнений

$$\begin{aligned} \delta &= (2 \times z_c - 1) \times \pi / 2 \times z - \text{inv } \alpha + \text{inv } (\arccos(r_b/r_a)), \\ O_1C^2 &= a^2 + r_{a2}^2 - 2 \times a \times r_{a2} \times \cos \beta_2, \\ O_1C^2 &= e^2 + r_a^2 + 2 \times e \times r_a \times \cos \delta, \\ CD &= 2 \times r_a \times \sin (\delta / 2), \\ O_1C^2 &= CD^2 + (e + r_a)^2 + 2 \times CD \times (e + r_a) \times \sin (\delta / 2), \end{aligned} \quad (1)$$

в результате совместного решения которых определяется величина максимального вылета  $e$  зубчатых секторов составного колеса относительно оси вращения.

Задача анализа составного зубчатого колеса состоит в том, чтобы по заданному диапазону  $D$  регулирования передаточного отношения (максимальному и минимальному заданным значениям передаточного отношения) при известном значении модуля  $m$  зацепления определить число зубьев сектора  $z_c$  и число зубчатых секторов  $i_s$ .

Учитывая двухпоточную конструкцию [1] составного колеса, при которой расстояние между крайними зубьями соседних секторов при их минимальном вылете должно обеспечивать расположение между ними тела сектора другого потока, получим следующее выражение для числа зубьев сектора:

$$z_c = (z_1 - (1 \dots 3) \times i_s) / i_s = (z_1 / i_s) - (1 \dots 3). \quad (2)$$

Теперь представляется возможным выбрать схему передачи и определить число зубьев цельного зубчатого колеса  $z_2$  и его делительный (равный в нашем случае начальному) диаметр  $d_2$ .

Задача синтеза передачи с составными зубчатыми колесами состоит в определении профиля зубьев сектора при заданном профиле зубьев сопряженного зубчатого колеса (прямая задача) или же в определении профиля зубьев цельного зубчатого колеса при заданном профиле зубьев сектора (обратная задача) при равномерном вращении ведущего и ведомого валов передачи.

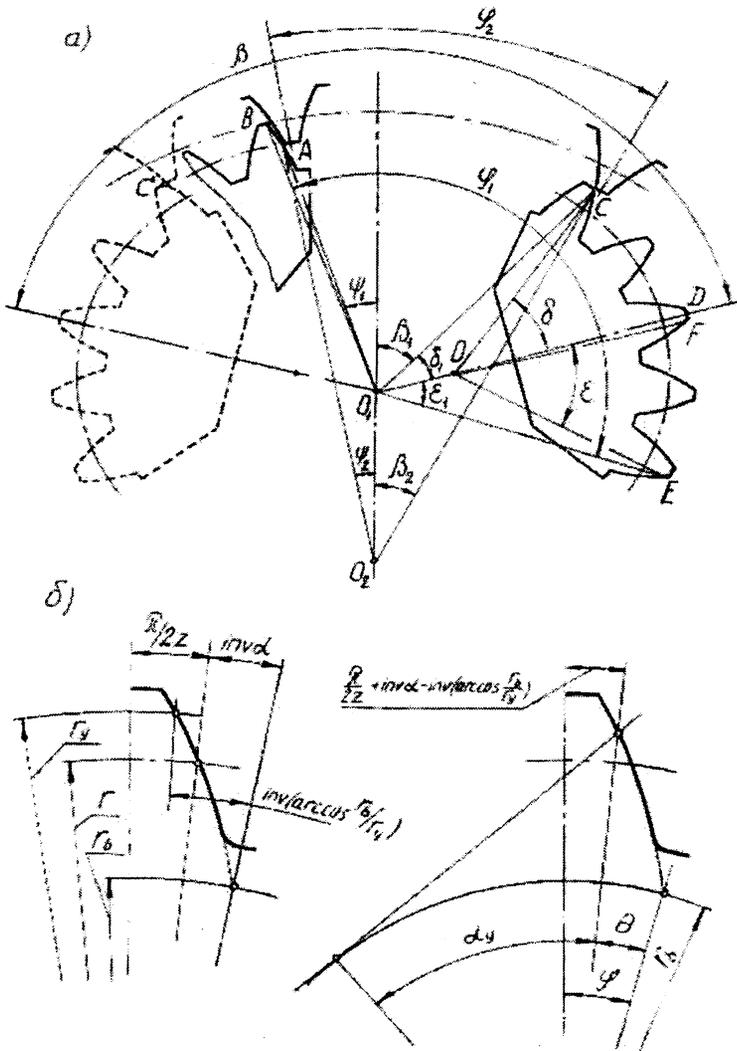


Рис. 1. Схема взаимодействия составного и цельного зубчатых колес

решается следующим образом. Максимальный начальный диаметр составного зубчатого колеса, определяемый величиной вылета зубчатых секторов, ограничивается необходимостью обеспечивать непрерывность процесса передачи движения при максимальном вылете секторов. Для определения этого диаметра обратимся к рис. 2.

Рассматривая сектор COD получим нижеприведенную систему уравнений

$$\begin{aligned}
 O_1C^2 &= CD^2 + (e + r_a)^2 + 2 \times CD \times (e + r_a) \times \sin(\delta / 2), \\
 CD &= 2 \times r_a \times \sin(\delta / 2), \\
 \delta &= (2 \times z_u - 3) \times (\pi / 2 \times z) - \text{inv } \alpha + \text{inv} [\arccos(r_b / r_a)], \\
 (O_1C)^2 &= (a')^2 + r_{a2}^2 + 2 \times a' \times r_{a2} \times \cos \beta_2, \\
 (O_1C)^2 &= r_a^2 + e^2 + 2 \times r_a \times e \times \cos \delta,
 \end{aligned} \tag{3}$$

в результате решения которой находим величину (e) максимально возможного вылета зубчатых секторов.

При решении, например, прямой задачи необходимо иметь в виду, что каждому определенному значению условного начального диаметра составного зубчатого колеса должен соответствовать определенный профиль зуба. При выполнении всех теоретических и экспериментальных исследований, связанных с составными зубчатыми колесами нового типа, рассматривались и использовались зубчатые сектора с эвольвентным профилем зубьев, который обладает рядом общеизвестных технологических и эксплуатационных преимуществ.

Решение задачи анализа передачи, образованной составным и цельным зубчатыми колесами, заключается в установлении закона движения ведомого звена, если известна схема передачи и профили взаимодействующих зубьев.

Для передачи с цельным колесом внешнего зацепления задача синтеза составного зубчатого колеса

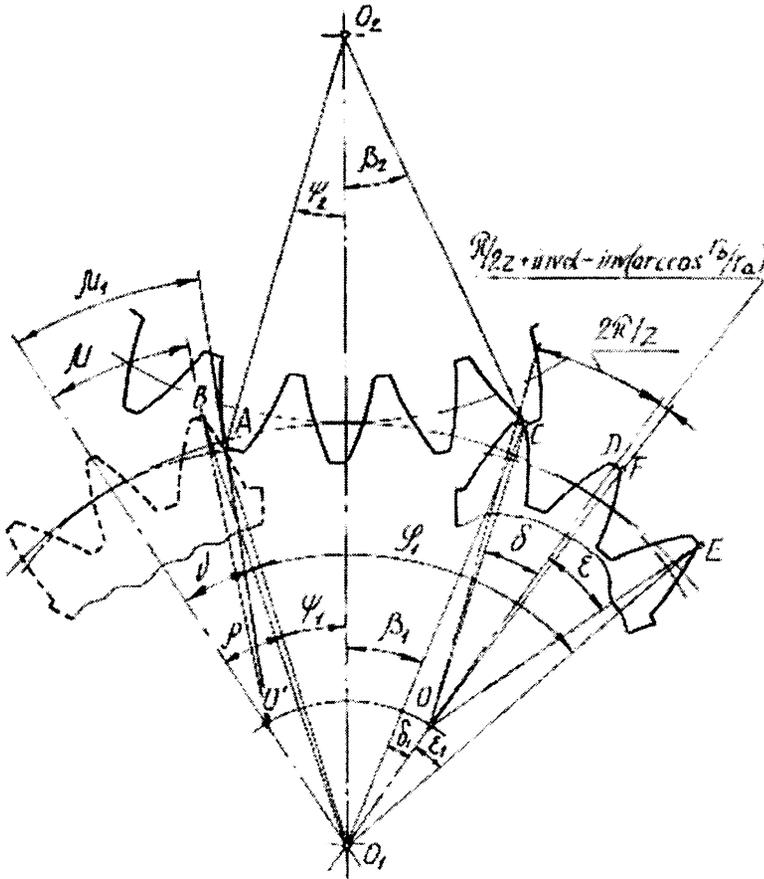


Рис. 2. Взаимодействие зубчатых секторов составного колеса при их максимальном вылете с цельным зубчатым колесом внешнего зацепления

При анализе составного зубчатого колеса передачи с цельным колесом внешнего зацепления необходимо добиться, чтобы при максимальном вылете зубчатых секторов величина коэффициента их торцового перекрытия, определяемого по формуле

$$\varepsilon_s = \varphi_1 \times i_s / 2 \times \pi, \quad (4)$$

находилась в пределах 1,05 ... 1,3, т.к. плавность работы передачи увеличивается с увеличением  $\varepsilon_s$ .

Исследование механики передачи с составными зубчатыми колесами предполагает определение ее мгновенного передаточного отношения и оценку ее динамических характеристик. Установлено, что в процессе зацепления зубчатого сектора с цельным зубчатым колесом угол зацепления  $\alpha_{wt}$  не равен углу  $\alpha$  главного профиля исходного контура

и изменяется от  $\alpha_{wH}$  до  $\alpha_{wK}$ , что свидетельствует о непостоянстве мгновенного передаточного отношения передачи даже в течение всего времени взаимодействия зубьев секторов и цельного зубчатого колеса по общей нормали [1]. В соответствии с этим текущее значение передаточного отношения  $i_t$  будет определяться положением полюса зацепления на межосевой линии передачи и может быть найдено из выражения:

$$i_t = d_2 \times (\cos \alpha / \cos \alpha_{wt}) / (d_1 - d_2 \times [1 - (\cos \alpha / \cos \alpha_{wt})]). \quad (5)$$

Только в одном случае, когда линия зацепления проходит через абсолютный полюс зацепления, текущее значение  $i_t$  передаточного отношения совпадает с номинальным  $i_n = r_2/r_1 = d_2/d_1$ . Во всех остальных случаях имеет место погрешность передаточного отношения:

$$\Delta i = 1 - (d_1 \times \cos \alpha / \cos \alpha_{wt}) / (d_1 - d_2 \times (1 - (\cos \alpha / \cos \alpha_{wt}))). \quad (6)$$

Реальную величину передаточного отношения  $i_t$  и его погрешность на участках взаимодействия зубчатых секторов и цельного зубчатого колеса, где линия зацепления представляет собой дуги окружностей выступов (фазы кромочного зацепления), можно определить с помощью теории эвольвентного зацепления, рассматривая линейные скорости контактирующих точек взаимодействующих зубьев.

Для передачи с внешним зацеплением текущее значение передаточного отношения определяется по формуле:

$$i_t = r_2 \times (\cos \alpha / \cos \alpha_{wt}) / [a - (r_2 \times \cos \alpha / \cos \alpha_{wt})], \quad (7)$$

где  $a$  – межосевое расстояние передачи.

В этом случае погрешность передаточного отношения определяется по формуле:

$$\Delta i = \{ [r_2 / (a - r_2)] - r_2 \times (\cos \alpha / \cos \alpha_{wt}) / [a - (r_2 \times \cos \alpha / \cos \alpha_{wt})] \} / r_2 / (a - r_2). \quad (8)$$

Таким образом, передаточным механизмам с составными зубчатыми колесами присуща погрешность передаточного отношения. Указанная погрешность определяется не только соотношением диаметров составных зубчатых колес (диапазоном регулирования), но и размерами промежуточного зубчатого колеса, и в результате мер конструктивного характера может быть сведена к приемлемой величине [1]. Следует иметь в виду, что издержки, связанные с неустранимой частью погрешности передаточного отношения, окупаются возможностью плавно изменять величину среднего (номинального) передаточного отношения передачи с составными зубчатыми колесами.

Для исследования динамики передачи с составными зубчатыми колесами, схема которой приведена на рис. 3а, необходимо иметь ее динамическую модель. Достаточно полная модель такой передачи приведена на рис. 3б. В динамических моделях классических зубчатых передач обычно учитывается податливость  $e$  ( $e = 1/c$ ;  $c$  – коэффициент жесткости) валов, но в данном случае податливость колес 2, 3 и 4 больше, поэтому податливостью валов пренебрегаем. Кинематический аналог  $\Pi_1$  и  $\Pi_2$  соответствует линейному преобразованию координат (углов поворота)

$$\begin{aligned}\varphi_2 &= \Pi(\varphi_1) = \varphi_1 \times i_{21}; \\ \varphi_5 &= \Pi(\varphi_4) = \varphi_4 \times i_{54}.\end{aligned}$$

Рассматриваемая система имеет три степени свободы ( $N = 3$ ), поэтому вводим три независимых обобщенных координаты. Первая обобщенная координата  $q_1$  – угол поворота ведущего вала ( $q_1 = \varphi_1$ ); вторая  $q_2 = (\varphi_3 - \varphi_2)$  – угловое смещение колес 2 и 3;  $q_3 = (\varphi_4 - \varphi_3)$  – угловое смещение колес 3 и 4. Тогда

$$\begin{aligned}\varphi_1 &= q_1; \\ \varphi_2 &= q_1 \times i_{21}; \\ \varphi_3 &= q_1 \times i_{21} + q_2; \\ \varphi_4 &= q_1 \times i_{21} + q_2 + q_3; \\ \varphi_5 &= (q_1 \times i_{21} + q_2 + q_3) \times i_{54}.\end{aligned}\tag{9}$$

Если учитывать угловые деформации валов, то система будет иметь 5 степеней свободы и дифференциальные уравнения будут слишком громоздкими. Если учитывать наиболее податливые элементы передаточного механизма, координату  $q_1 = \varphi_1(t)$  можно считать заданной функцией времени  $q_1 = \omega_0 \times t$ , тогда нижеприведенные уравнения можно использовать для определения обобщенных координат  $q_2$  и  $q_3$ :

$$\begin{aligned}(J_3 \times i_{21} + J_4 + J_5 \times i_{21} \times i_{54}^2) \times \ddot{q}_1 + (J_3 + J_4 + J_5 \times i_{54}^2) \times \ddot{q}_2 + \\ + (J_4 + J_5 \times i_{54}^2) \times \ddot{q}_3 + c_1 \times q_2 = R_1 + M_4 \times i_{34}, \\ (J_4 \times i_{21} + J_5 \times i_{21} \times i_{54}^2) \times \ddot{q}_1 + (J_4 + J_5 \times i_{54}^2) \times \ddot{q}_2 + \\ + (J_4 + J_5 \times i_{54}^2) \times \ddot{q}_3 + c_2 \times q_3 = R_2 + M_4,\end{aligned}\tag{10}$$

а уравнение

$$\begin{aligned}(J_1 + J_2 \times i_{21}^2 + J_3 \times i_{21}^2 + J_4 \times i_{21}^2 + J_5 \times i_{21}^2 \times i_{54}^2) \times \ddot{q}_1 + \\ + (J_3 \times i_{21} + J_4 + J_5 \times i_{21} \times i_{54}^2) \times \ddot{q}_2 + (J_4 \times i_{21} + J_5 \times i_{21} \times i_{54}^2) \times \ddot{q}_3 = \\ = M_1 + M_4 \times i_{23}.\end{aligned}\tag{11}$$

для определения движущего момента  $M_1$ .

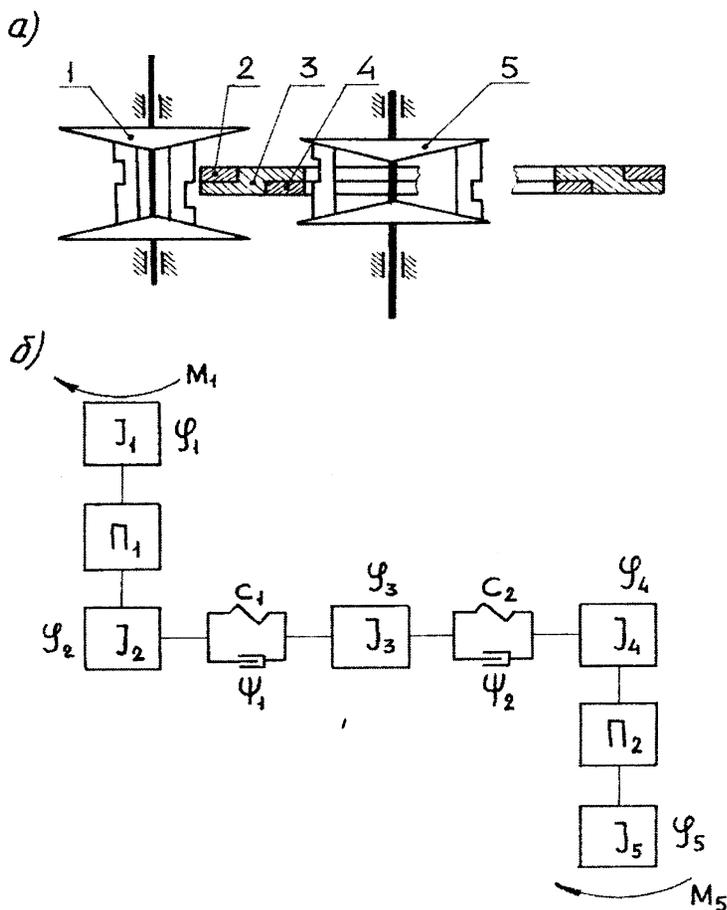


Рис. 3. Схема и динамическая модель передачи с составными зубчатыми колесами

Уравнения (10) и (11) получены для случая, когда мы пренебрегаем погрешностью передаточного отношения передачи с составными зубчатыми колесами и в этих уравнениях  $J_1 \dots J_5$  - моменты инерции элементов системы,  $M_4$  - момент технологического сопротивления,  $R_1$  и  $R_2$  - диссипативные силы, возникающие при упругих смещениях промежуточных зубчатых колес.

Важнейшей эксплуатационной характеристикой любой механической передачи является КПД. Для эвольвентных цилиндрических зубчатых передач его мгновенное значение определяется по формуле (см., например, [2]):

$$\eta_{\text{шп}} = 1 - \psi_3,$$

где  $\psi_3$  - коэффициент потерь на трение в зацеплении.

Интегральные оценки коэффициента потерь на трение могут быть получены из выражения

$$(\psi_3)_{\text{ср}} = (f_3 / m \times \cos \alpha_w) \times [(1 / z_1) + (1 / z_2)] \times (l_1^2 + l_2^2) / g_\alpha, \quad (12)$$

где  $f_3$  - коэффициент трения в зацеплении пары зубчатых колес с модулем  $m$  и числами зубьев  $z_1$  и  $z_2$ ,

$\alpha_w$  - угол зацепления,

$l_1$  и  $l_2$  - координаты, определяющие положение полюса на линии зацепления,

$g_\alpha$  - длина активной линии зацепления,

из которого получают компактные формулы для определения коэффициента потерь на трение в передачах с цельными цилиндрическими зубчатыми колесами при внешнем и внутреннем зацеплении.

В передачах внешнего зацепления с составными зубчатыми колесами  $\alpha_w$ ,  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $g_\alpha$  - переменные. Учесть их переменность и аналитически получить интегральные оценки коэффициента потерь трудно (нет соответствующих зависимостей; известные зависимости неявно связывает угол зацепления и угол поворота составного зубчатого колеса). Поэтому в формулу для определения коэффициента потерь необходимо ввести поправочный коэффициент, учитывающий переменность упомянутых факторов, в результате чего получаем зависимость:

$$(\psi_3)_{\text{ср}} = (f_3 \times \varepsilon_\alpha \times \pi / 2) \times [(1 / z_1) + (1 / z_2)] \times C_{\text{внеш}}, \quad (13)$$

где  $C_{\text{внеш}} = C_2 / C_1 \times C_3$  - поправочный коэффициент,

здесь  $C_1 < 1$  – учитывает переменность угла зацепления,

$C_2 > 1$  – учитывает переменность расстояния точки контакта зубьев от полюса зацепления,

$C_3 < 1$  – учитывает переменность длины активной линии зацепления.

Структура поправочного коэффициента определяется характером влияния факторов на коэффициент потерь в основной формуле, оценки величин составляющих поправочного коэффициента получены численным методом (путем решения конкретного примера).

В передачах внутреннего зацепления с составными зубчатыми колесами  $\alpha_w$ ,  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $g_\alpha$  – также переменные, но их переменность носит иной характер по сравнению с предыдущим случаем, что и учитывается выражением

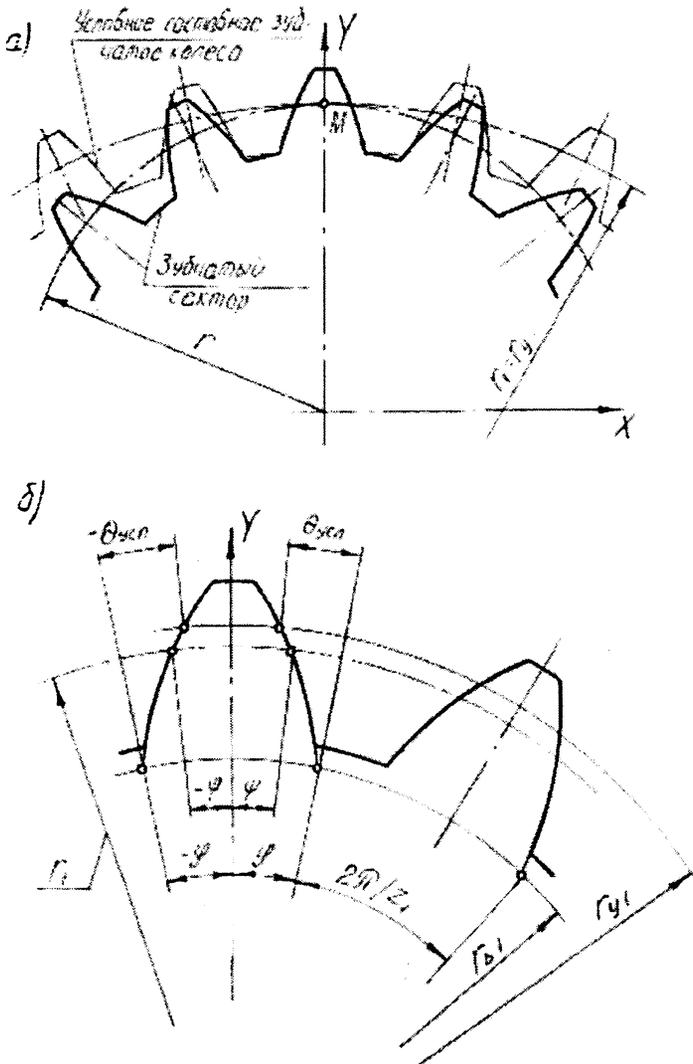
$$(\psi_3)_{\text{ср}} = (f_3 \times \varepsilon_\alpha \times \pi / 2) \times [(1 / z_1) - (1 / z_2)] \times C_{\text{внутр}}, \quad (14)$$

где  $C_{\text{внутр}} = C_2' / C_1' \times C_3'$  – поправочный коэффициент,

здесь  $C_1' > 1$  – учитывает переменность угла зацепления,

$C_2' > 1$  – учитывает переменность расстояния точки контакта зубьев от полюса зацепления,

$C_3' > 1$  – учитывает переменность длины активной линии зацепления.



Основную долю кинематической погрешности передачи с составным зубчатым колесом (по сравнению с погрешностями изготовления) составляет погрешность положения профилей зубьев, обусловленная несовпадением условной делительной (начальной) окружности составного зубчатого колеса с делительной (начальной) окружностью (дугой) сектора. В данном случае делительная дуга сектора является частью делительной окружности зубчатого колеса-заготовки для изготовления секторов, а условная делительная окружность является огибающей делительных дуг секторов составного колеса при данном их вылете относительно оси вращения. Численно эта погрешность равна расстоянию между точками пересечения реального и условного профилей соответствующих зубьев сектора с окружностью данного радиуса  $r_y$  с центром в точке  $O$  (рис. 4 а).

Определим эту погрешность, считая зацепляющиеся элементы прямозубыми.

Рис. 4. Точность положения зубьев в составном колесе

При этом предполагается, что условная делительная окружность составного зубчатого колеса касается делительной дуги сектора в точке М. Координаты точек пересечения профилей зубьев условного (соответствующего составному при данном вылете секторов) колеса с окружностью радиуса  $r_y$  будем определять относительно координатных осей  $X$  и  $Y$ , причем начало этой системы координат совпадает с центром делительной дуги зубчатого сектора (рис. 4 а).

Изображенные на рис. 4 б углы  $\psi$ ,  $\varphi$  и  $\theta_{усл}$  определяются по следующим зависимостям

$$\psi = \pi / 2 \times z_{усл}, \quad (15)$$

$$\varphi = (\pi / 2 \times z_{усл}) + \text{inv } \alpha, \quad (16)$$

$$\theta_{усл} = [(\pi / z_{усл}) + \text{inv } \alpha] + \text{inv } [\arccos (r_{б\ усл} / r_y)]. \quad (17)$$

Искомые координаты точек пересечения для условного колеса определяются по формулам

$$x_{усл} = r_y \times \sin [\theta_{усл} + (\pi / z_{усл}) \times (i - 1)], \quad (18)$$

$$y_{усл} = r_y \times \sin [\theta_{усл} + (\pi / z_{усл}) \times (i - 1)] - r_{усл} - r. \quad (19)$$

В выражения (15) ... (19) входят следующие величины:

$z_{усл}$  – число зубьев условного (эквивалентного составному с данным вылетом секторов цельного) зубчатого колеса,

$r_{б\ усл}$  – радиус основной окружности условного зубчатого колеса,

$\alpha$  – угол главного профиля исходного контура,

$r_{усл}$  – делительный радиус условного зубчатого колеса,

$r$  – делительный радиус зубчатого сектора (колеса-заготовки).

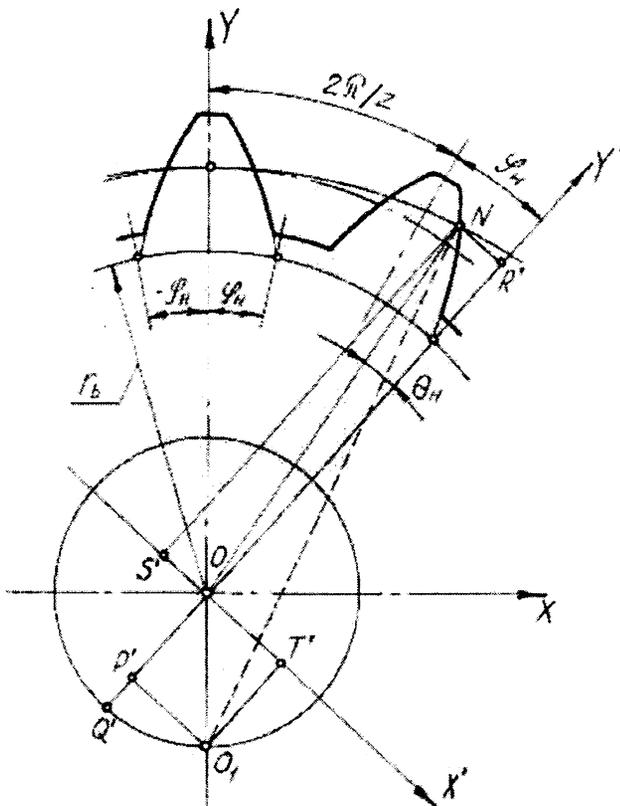


Рис. 5. Схема определения координат точек профиля зубьев сектора

Координаты  $x'_n$  и  $y'_n$  точек пересечения профилей зубьев сектора при данном его вылете относительно оси вращения с окружностью радиуса  $r_y$  определим в подвижной системе координат  $X'O'Y'$ , ось  $O'Y'$  которой проходит через точку пересечения профиля зубьев сектора с основной окружностью колеса-заготовки (см. рис. 5). Примем, что  $(\pi / 2z) + \text{inv } \alpha = A$ , приведем координаты в системе  $X'O'Y'$  к системе координат  $XO'Y'$  и получим

$$x_n = x'_n \times \cos A + y'_n \times \sin A,$$

$$y_n = y'_n \times \cos A - x'_n \times \sin A. \quad (20)$$

Расстояние между точками  $(x_{усл}, y_{усл})$  и  $(x_n, y_n)$  пересечения окружности радиуса  $r_y$  с профилями зубьев условного зубчатого колеса и зубчатого сектора определяется по формуле

$$R = [(x_{усл} - x_n)^2 + (y_{усл} - y_n)^2]^{0,5}, \quad (21)$$

а угол наклона прямой, соединяющей эти точки, к оси абсцисс

$$\beta = \arctg (y_{усл} - y_n) / (x_{усл} - x_n). \quad (22)$$

Приведенные в данной статье зависимости и системы уравнений являются основой, закладывающей предпосылки для разработки подробных методик проектирования и теоретического исследования основных характеристик нового класса зубчатых передач, а именно передач с составными полисекторными зубчатыми колесами.

**Литература.** 1. Скойбеда А.Т., Даньков А.М. Передаточные механизмы на основе составных зубчатых колес.- Минск, 2000.- 96 с. 2. Литвин Ф.Л. Проектирование механизмов и деталей приборов. – Л.: Машиностроение, 1973.-696 с.

УДК 621.833

**А.Т. Скойбеда, П.Н. Громыко, С.Н. Хатетовский**

## **АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА ПРОЕКТИРОВАНИЯ КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЕЦЕССИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ**

*Белорусский национальный технический университет, Минск, Беларусь  
Могилевский государственный технический университет  
Минск, Могилев, Беларусь*

В статье рассмотрены основные этапы автоматизированного проектирования коническо-цилиндрической прецессионной передачи. В результате данного проектирования на основе наиболее общей исходной информации создается проект сборочного чертежа разрабатываемой передачи.

При автоматизации проектирования любого технического объекта создаются и используются уже существующие методы, алгоритмы и программы, реализующие на ЭВМ отдельные этапы данного проектирования.

При автоматизации проектирования коническо-цилиндрической прецессионной передачи (КЦПП) [1] был широко использован метод параметрической оптимизации, реализованный на ЭВМ при помощи таких приложений операционной системы Windows, как Excel и AutoCAD. Для этих приложений был создан пакет из нескольких программ на языках VBA и AutoLISP, в котором использованы научные разработки и обобщен опыт проектирования КЦПП [2]. Данные программы позволяют после задания наиболее общей исходной информации получить результат проектирования в виде чертежа зубчатых колес КЦПП – сателлита и центрального колеса, находящихся в зацеплении. Полученный чертеж является основой для разработки сборочного чертежа.

Основой пакета является программа на языке VBA, работающая в среде приложения Excel, под управлением которой работают все другие программы. Схема ее алгоритма представлена на рис. 1, а описание данного алгоритма приведено ниже.

Блок 1 – ввод исходных данных.

Блок 2 – вызов процедуры PO\_KHV создания ряда комбинаций чисел зубьев центрального колеса и сателлита, обеспечивающих заданное передаточное отношение. Фактическим параметром является kol – количество вариантов передачи. Полученные числа зубьев центрального колеса и сателлита заносятся в таблицу файла AP\_KЦПП.xls.

Блок 3 – начало цикла по количеству kol вариантов передачи, в котором рассчитывается каждый из них.

Блок 4 – выбор типа электродвигателя из базы данных, хранящейся в файле AP\_KЦПП.xls.

Блок 5 – расчет модуля.

Блок 6 – ввод количества зубьев долбяка для обработки зубьев центрального ко-