

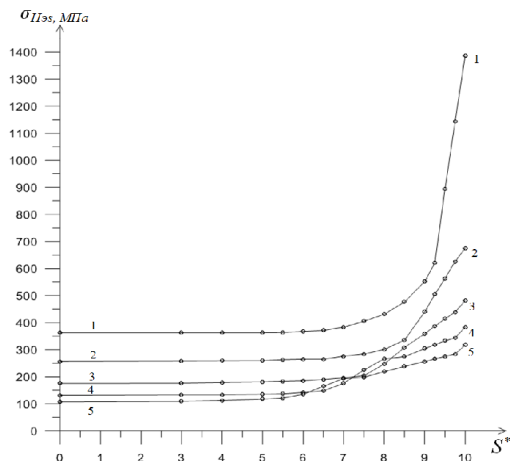


Рисунок 6 – Графики функций фазового эффективного напряжения $\sigma_{Hes}=f(S^*)$: 1 – $\psi=0,05$; 2 – $\psi=0,1$; 3 – $\psi=0,15$; 4 – $\psi=0,2$; 5 – $\psi=0,25$

Таблица 2 – Значения отношений $K_{Hes}=\sigma_{Hes}/\sigma_{H\beta}$ в различных фазах зацепления в зависимости от ψ и t_H

t_H	$\psi=0,05$	$\psi=0,10$	$\psi=0,15$	$\psi=0,20$	$\psi=0,25$
	K_{Hes}	K_{Hes}	K_{Hes}	K_{Hes}	K_{Hes}
0,500	3,82	2,64	2,75	2,92	2,96
0,488	3,15	2,45	2,51	2,63	2,65
0,475	2,46	2,20	2,37	2,53	2,57
0,463	1,66	1,97	2,21	2,43	2,49
0,450	1,52	1,72	2,05	2,32	2,39
0,425	1,31	1,26	1,82	2,09	2,22
0,400	1,19	1,18	1,41	2,03	2,05
0,375	1,12	1,11	1,17	1,72	1,85
0,350	1,06	1,08	1,12	1,34	1,80
0,325	1,02	1,04	1,09	1,13	1,54
0,300	1,01	1,04	1,06	1,08	1,26
0,275	1,00	1,03	1,05	1,05	1,13
0,250	1,00	1,02	1,03	1,03	1,09
0,200	1,00	1,01	1,02	1,02	1,05
0,150	1,00	1,01	1,01	1,02	1,02
0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

состоянии, в котором находятся поверхности зубьев колёс передач Новикова, оценку контактной напряжённости следует проводить не по нормальным, а по эффективным напряжениям, учитывающим форму площадки контакта.

2. Выполняя приведение эффективного напряжения умножением на множитель 2,5 (при коэффициенте Пуассона 0,3) можно в условии контактной прочности воспользоваться допускаемым нормальным напряжением, установленным в стандарте для теоретически линейного контакта.

3. При удалении площадки контакта от середины зубчатого венца во время её перемещения по длине зуба (т.е. при прохождении различных фаз зацепления) начинает сказываться влияние торца на напряжённое состояние зубьев, постепенно усиливаясь по мере приближения площадки к торцу.

$$C_{\alpha\beta} = 456,5I^{1,885}(F_n\rho_\beta)^{-0,628}; \quad (7)$$

$$\rho_\alpha = 456,5I^{1,885}F_n^{-0,628}\rho_\beta^{0,372}; \quad (8)$$

$$a_H = 0,54/C_{\alpha\beta}^{-0,618} = 0,021C_{\alpha\beta}^{-0,0874}(F_n\rho_\beta)^{1/3}; \quad (9)$$

$$\sigma_{H\beta}^0 = 7,97I^{-1,074}F_n^{0,69}\rho_\beta^{-0,31} = 256,5C_{\alpha\beta}^{-0,57}F_n^{1/3}\rho_\beta^{-2/3}. \quad (10)$$

Для составления условия контактной прочности необходимо располагать значением допускаемого эффективного напряжения. С этой целью, как показано в [6], можно использовать допускаемое напряжение σ_{HP} для линейного контакта [9], переводя его в эффективное $\sigma_{HP\beta}$, равное при $\mu_1=\mu_2=\mu=0,3$

$$\sigma_{HP\beta} = 0,4\sigma_{HP}. \quad (11)$$

Теперь условие контактной прочности для любой фазы зацепления:

$$\sigma_{Hes} = 2,5\sigma_{H\beta} \leq \sigma_{HP}, \quad (12)$$

где σ_{HPes} – т.н. приведенное (критериальное) эффективное контактное напряжение для любой фазы зацепления, которое на основании (5), (10), (12) и таблицы 2 может быть окончательно записано в виде:

$$\sigma_{Hes} = 1993K_\psi K_{H\beta} I^{-1,074} F_n^{0,69} \rho_\beta^{-0,31}, \quad (13)$$

или

$$\sigma_{Hes} = 64125K_\psi K_{H\beta} C_{\alpha\beta}^{-0,57} F_n^{1/3} \rho_\beta^{-2/3}. \quad (14)$$

Выводы:

1. При сложном напряжённом

4. При среднем (базовом) положении площадок контакта максимум нормальных напряжений находится в центре площадок, в то время как максимум эффективных напряжений находится либо в центре площадок (для сравнительно длинных площадок), либо смещается к их краю (для сравнительно коротких площадок).

5. Для площадок, расположенных близко к торцу и на самом торце нормальное напряжение на торце существенно ниже, чем вблизи него, а максимум эффективного напряжения приходится практически на торец.

6. Обработка результатов моделирования позволила предложить расчётные инженерные формулы для определения максимальных приведенных (критериальных) эффективных контактных напряжений в любой фазе зацепления, что имеет принципиальное значение при оценке напряжённости зубьев в условиях их многопарного зацепления.

Работа выполнена при частичной финансовой поддержке РФФИ, грант 13-08-00386.

Список литературы: 1. Короткин В.И., Онишков Н.П., Харитонов Ю.Д. Зубчатые передачи Новикова. Достижения и развитие. – М.: Машиностроение-1, 2007. – 384с. 2. Яковлев А.С., Печёный В.И. Экспериментальное исследование распределения нагрузки по площадке контакта зубьев в передаче Новикова // Сб. "Надёжность и качество зубчатых передач". – 18-67-36. – НИИФОРМТЯЖМАШ, 1967. 3. Росливер Е.Г. Прочность и жесткость зубьев передач с зацеплением М.Л. Новикова // Прочность корпусов судов и надежность деталей машин. Труды ГИИВТа. – Вып.138. – Горький, 1975. – С.50-96. 4. Ariga Y., Nagata S. Load Capacity of a New W-N Gear with Basic Rack of Combined Circular and Involute Profile // Trans. ASME. J. Mech. Transmiss. and Autom. Des. – 1985. – №14. – P.565-572. 5. ГОСТ 30224-96. Передачи зубчатые Новикова цилиндрические с твердостью поверхности зубьев не менее 35HRC₂. Исходный контур. Межгосударственный стандарт. – Минск: Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1997. – 5с. 6. Ковальский Б.С. Расчет деталей на местное сжатие. – Харьков: ХВКИУ, 1967. – 233с. 7. Короткин В.И., Газзаев Д.А. Приведенный объёмный коэффициент формы зубьев в концентраторах у зубчатых колёс с зацеплением Новикова // Вестник машиностроения. – 2014. – №1. – С.15-19. 8. Короткин В.И. Приближённые функциональные зависимости между параметрами контакта и критериальные напряжения в пространственных задачах // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2009. – №4(36). – С.139-145. 9. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические звольентные. Расчет на прочность. – М.: Изд-во стандартов. 1988. – 125с.

Поступила (received) 20.01.2014

УДК 621:913:621. 633

А.В. КРИВОШЕЯ, к.т.н., старший научный сотрудник ИСМ НАН, Киев;
Ю.М. ДАНИЛЬЧЕНКО, д.т.н., проф., зав. кафедрой ПМ НТУ "ХПИ", Киев;
М.Г. СТОРЧАК, д.т.н., научный сотрудник ИСИ ШУ, Штутгарт, Германия;
Д.Т. БАБИЧЕВ, д.т.н., профессор каф. "Детали машин" ТюмГНГУ, Тюмень, Россия;
В.Е. МЕЛЬНИК, к.т.н., научный сотрудник ИСМ НАН;
В.И. ФРАНЦУЗОВ, старший преподаватель каф. ДМ и ПМ НТУ "ХПИ";
Ю.Г. ГУЦАЛЕНКО, старший научный сотрудник каф. ИТМ НТУ "ХПИ";
Т.Е. ТРЕТЬЯК, старший преподаватель каф. ИТМ НТУ "ХПИ"

К ВОПРОСУ КЛАССИФИКАЦИИ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ И МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Представлено развитие и совершенствование классификации кинематических схем формообразования зубчатых передач различных классов, типов и видов. Предложен и реализован принцип создания классификаторов геометро-кинематических схем формообразования зубчатых колёс. Предложена модель перехода от кинематических схем формообразования к схеме компоновки станков.

© А.В. Кривошея, Ю.М. Данильченко, М.Г. Сторчак, Д.Т. Бабичев, В.Е. Мельник, В.И. Французов, Ю.Г. Гуцаленко, Т.Е. Третьяк, 2014

Ключевые слова: зубчатая передача, формообразование, классификация кинематических схем.

Введение. Актуальность задачи. В связи с разработкой высоких технологий (рапид-прототайпинг), созданием многокоординатных станков с ЧПУ в последние годы наметилась тенденция к созданию зубчатых и червячных передач с более сложной, с точки зрения технологии их изготовления формой начальных поверхностей или аксодов (шар, тор, глобоид, квазиглобоид, гиперболоид и др.), формой профиля главной боковой поверхности (синусоидальной, эвольвентной и др.) и переменным углом наклона линии зубьев, формой поверхностей вершин и поверхностей впадин [1-5]. Синтез таких передач представляет сложную научную и техническую проблему.

Многочисленные аналитические математические модели теоретического формообразования геометро-кинематических схем зубчатых зацеплений, предлагаемые в литературных источниках, не универсальны и трудоемки, т.е. для каждой формы боковой поверхности зубьев (иногда для группы форм) предлагается своя аналитическая математическая модель формообразования [6]. Необходимость создания универсальных математических моделей формообразования зубчатых передач различных классов, типов и видов (схематически представленными различными конкретными геометро-кинематическими схемами) отмечается многими учеными [7-9].

Такие универсальные математические модели формообразования различных конкретных геометро-кинематических схем зубчатых передач любой сложности могут быть созданы, прежде всего, на основании классификации обобщенной кинематической схемы и ее обобщенной математической модели [10]. Поэтому развитие и совершенствование классификации кинематических схем и математических моделей формообразования зубчатых передач является актуальным.

Анализ литературы. По современным представлениям синтез зубчатых передач различных классов, типов и видов осуществляется с учетом их жизненного цикла [10, 11]. Важными этапами жизненного цикла зубчатых передач являются взаимосвязанные рекуррентные (возвратные) процессы их теоретического и технологического формообразования [10-12]. Первым и самым важным этапом синтеза зубчатых зацеплений является их теоретическое формообразование.

Вопросы теоретического формообразования зубчатых передач рассматривались в работах Ю.В. Цвиса, М.Л. Ерихова, Г.А. Шевелёвой, Д.Т. Бабичева, П.Р. Родина, С.И. Лашнева, Б.А. Перепелицы, С.П. Радзевича и др. [6-9, 13-16]. Следует отметить и работы, в которых предложено обобщенную кинематическую схему (Коновалов Г.Г.) и классификацию кинематических схем (Грановский Г.И.) но не формообразования, а резания [17, 18]. Основываясь на работах этих ученых, в которых предлагаются и обобщенные кинематические схемы формообразования поверхностей резанием, и их классификация, и классификация геометро-кинематических схем, и обобщенные математические модели формообразования, авторами в работе [10] предложено более совершенное, на наш взгляд, схематическое представление обобщенной кинематической схемы формообразования зубчатых передач при семи отображениях аффинного пространства (с учетом, что твердое тело имеет 6 степеней свободы) и ее обобщенной структурной унифицированной матричной математической модели. Утверждение о том, что предложенная в работе [10] обобщенная кинематическая схема формообразования и ее классификация являются более совершенными, основываются на том, что все существующие обобщенные кинематические схемы и их классификации, являются частным случаем предложенной.

Создание схематического представления обобщенной кинематической схемы формообразования поверхностей зубчатых венцов зубчатых передач и

ее программно-реализованной обобщенной математической модели стало возможным, прежде всего, в связи с широким использованием ПЭВМ и наличием универсальных пакетов прикладных программ MathCAD, MatLab и др., а также современного математического аппарата теории множеств и теории отображения аффинного пространства, развитой проф. Б.А. Перепелицей для решения вопросов формообразования поверхностей резанием [15].

Основное преимущество этой обобщенной кинематической схемы формообразования и ее обобщенной математической модели в том, что при рациональной классификации ее элементов (формы исходных формообразующих поверхностей исходных формообразующих звеньев, числа отображений аффинного пространства, параметров относительного движения и уравнений связи, параметров относительной установки) она позволит, кроме унификации решения вопросов формообразования зубчатых передач практически любой сложности, еще и синтезировать новые классы, виды и типы зубчатых передач, новые способы теоретического формообразования, новые зубообрабатывающие инструменты и способы обработки, новые компоновки зубообрабатывающих станков.

Однако, для реализации этих возможностей предложенная в работе [10] классификация требует некоторого уточнения и совершенствования и, прежде всего, в создании классификации элементов составляющих структуру обобщенной кинематической схемы формообразования и ее математической модели. Такую сложную и трудоемкую работу можно выполнить используя методологию морфологического синтеза развитую проф. Ю.Н. Кузнецовым для синтеза технических систем [19]. В данной работе в качестве признака классификации кинематических схем, принят признак числа отображений аффинного пространства (используемом при классификации кинематических схем проф. Б.А. Перепелицей [15]), но в комбинации с параметрами относительной установки и совпадении нулевого и первого репера. Благодаря этому признаку мы разбиваем обобщенную кинематическую схему формообразования на подмножества кинематических схем, которые мы можем реализовать при компоновке одного многокоординатного зубообрабатывающего станка, так как современные станки проектируются для изготовления зубчатых колес определенного множества.

Цель и постановка задачи. Целью данной работы является классификация подмножества кинематических схем и математических моделей формообразования зубчатых передач разных классов, видов и типов которые описываются двумя отображениями (в трех реперах) и при совпадении нулевого и первого репера.

Так как, математическая модель геометро-кинематической схемы (функция формообразования) является основой компоновки зубообрабатывающего станка то совпадение нулевого и первого репера упрощает его компоновку [20].

Для достижения поставленной цели необходимо на основании обобщенной кинематической схемы и таблицы возможных вариантов параметров установки двух смежных систем координат [10] классифицировать подмножество кинематических схем и математических моделей формообразования зубчатых передач разных классов, типов и видов которые описываются двумя отображениями аффинного пространства при совпадении нулевого и первого реперов.

Такая классификация позволит создать и библиотеку частных геометро-кинематических схем формообразования и их математических моделей.

Для этого, во-первых, следует различать кинематические схемы формообразования зубчатых передач и их геометро-кинематические схемы формообразования. Кинематическая схема формообразования это совокупность движений поверхности зубчатого венца исходного формообразующего звена относительно не-

подвижной заготовки формообразуемого звена без конкретизации их формы [13, 16].

Геометро-кинематическая схема – это кинематическая схема формообразования с указанием в нулевом репере формы и размеров заготовки формообразуемого звена и в конечном репере формы и размеров исходного формообразующего звена в один из моментов формообразования [7]. Если учитывать отвод и подвод исходного формообразующего звена, (в процессе которых может произойти подрезание) то его надо задавать в момент до соприкосновения с заготовкой.

Заготовку в нулевом репере необходимо задавать по той причине, что реальная формообразуемая поверхность образуется при пересечении формообразуемой поверхности образованной исходным формообразующим звеном и телом заготовки формообразуемого звена.

Основная часть. Приведем в несколько уточненном виде схематическое представление обобщенной кинематической схемы формообразования зубчатых звеньев различных классов, типов и видов и ее обобщенной структурной математической модели.

Это уточнение связано с нумерацией реперов и с совпадением нулевого и первого реперов, см. рисунок 1.

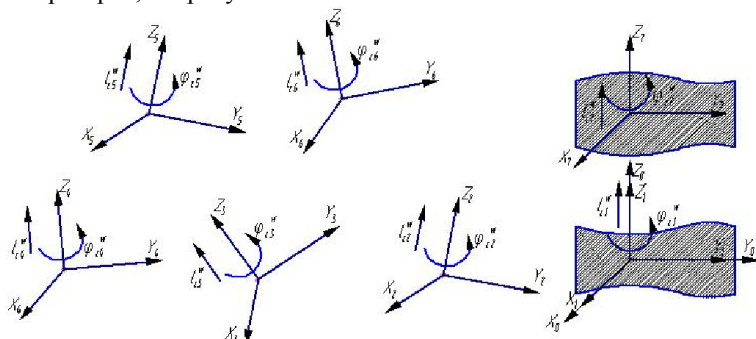


Рисунок 1 – Схематическое представление обобщенной кинематической схемы формообразования зубчатых звеньев различных классов, типов и видов:

I_7 – формообразующее зубчатое звено; D – формообразуемое зубчатое звено

Эта обобщенная кинематическая схема представляет семь отображений аффинного пространства, а ее частные варианты представляют все известные нам (с избытком) кинематические схемы формообразования зубчатых передач.

В соответствии с обобщенной кинематической схемой формообразования обобщенная структурная унифицированная математическая модель формообразования зубчатых передач различных классов, типов и видов при двухпараметрическом огибании запишется в виде [11]:

$$\left\{ \begin{aligned} m_{r0} I / D &= m_{v_{y1}}^w m_{c_{y1}}^w m_{v_{x1}}^w m_{\varphi_{z1}}^w m_{l_{z1}}^w m_{v_{y2}}^w m_{c_{y2}}^w m_{v_{x2}}^w m_{\varphi_{z2}}^w m_{l_{z2}}^w m_{v_{y3}}^w \cdot \\ &\cdot m_{c_{y3}}^w m_{v_{x3}}^w m_{\varphi_{z3}}^w m_{l_{z3}}^w m_{v_{y4}}^w m_{c_{y4}}^w m_{v_{x4}}^w m_{\varphi_{z4}}^w m_{l_{z4}}^w m_{v_{y5}}^w \cdot \\ &\cdot m_{c_{y5}}^w m_{v_{x5}}^w m_{\varphi_{z5}}^w m_{l_{z5}}^w m_{v_{y6}}^w m_{c_{y6}}^w m_{v_{x6}}^w m_{\varphi_{z6}}^w m_{l_{z6}}^w \cdot \\ &\cdot m_{v_{y7}}^w m_{c_{y7}}^w m_{v_{x7}}^w m_{\varphi_{z7}}^w m_{l_{z7}}^w m_{ru7}; \\ \varphi_{z6A}^w &\leq \varphi_{z6}^w \leq \varphi_{z6B}^w; \quad \varphi_{zi}^w = f_{\varphi_{zi}}^w(\varphi_{z7}^w), \quad l_{zi}^w = f_{l_{zi}}^w(\varphi_{z7}^w) \\ m_{r0} m_{rv} &= 0 \text{ при } \varphi_{z7}^w = \text{const}; \quad m_{r0} m_{rv} = 0 \text{ при } \varphi_{z7}^w = \text{const}. \end{aligned} \right. \quad (1)$$

В математической модели (1) обозначения и значение унифицированных матриц движения и матриц координатных преобразований приведены в работе [10].

В соответствии с целью работы для классификации выберем обобщенную кинематическую схему, содержащую два отображения аффинного пространства при совпадении нулевого и первого реперов и соответствующую наиболее общему расположению двух смежных систем координат, см. рисунок 2 [10].

Обобщенная математическая модель формообразования этой обобщенной схемы может быть получена как частный случай модели (1) при двух отображениях аффинного пространства, и при однопараметрическом огибании ее можно представить в виде:

$$\left\{ \begin{aligned} m_{r0} I / D &= m_E^w m_{\varphi_{z1}}^w m_{l_{z1}}^w m_{c_{y2}}^w m_{v_{y2}}^w m_{\varphi_{z2}}^w m_{l_{z2}}^w m_{v_{y3}}^w; \\ \varphi_{z1}^w &= f(\varphi_{z2}^w) \text{ или } \varphi_{z1}^w = f(l_{z2}^w); \\ l_{z1}^w &= f(\varphi_{z2}^w) \text{ или } l_{z1}^w = f(l_{z2}^w); \\ n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z &= 0. \end{aligned} \right. \quad (2)$$

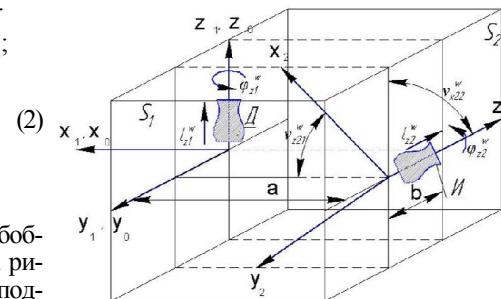


Рисунок 2 – Обобщенная кинематическая схема формообразования при двух отображениях аффинного пространства и совпадении нулевого и первого реперов:

I и D – формообразующее и формообразуемое зубчатые звенья

Геометро-кинематические схемы или их определенное множество являются основой для разработки компоновок зубообрабатывающих станков. В этом случае обобщенную кинематическую схему необходимо ориентировать относительно базовой системы координат станка. Такое преобразование можно схематически представить рисунком 3.

Введение отдельной базовой системы координат XYZ (см. рисунок 3) служит для дискретного отображения пространства обобщенной кинематической схемы в пространстве компоновок станка.

В результате последовательного многопараметрического отображения конкретной геометро-кинематической схемы формообразования (или определенного подмножества геометро-кинематических схем) в базовой системе координат станка можно синтезировать различные компоновки станков, в том числе многокоординатные [20].

Система уравнений (2) определяет уравнение (возможное, т.е. без учета пере-

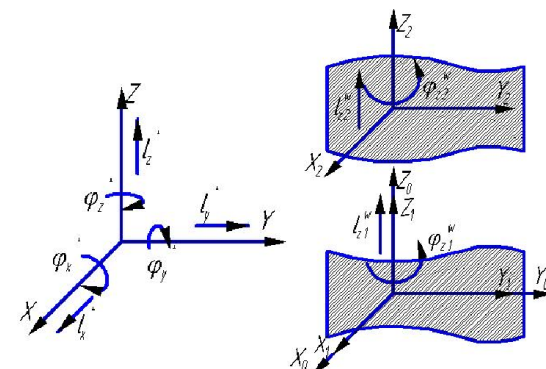
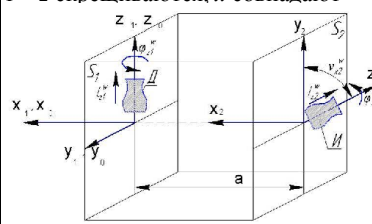
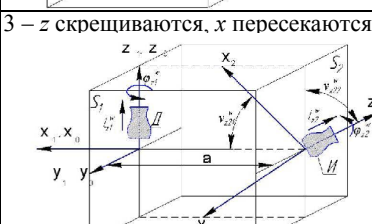


Рисунок 3 – Геометро-кинематические схемы для разработки компоновок зубообрабатывающих станков

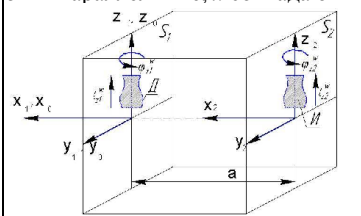
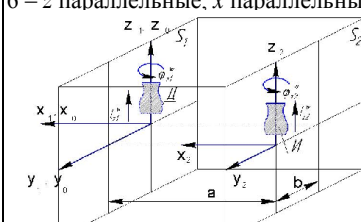
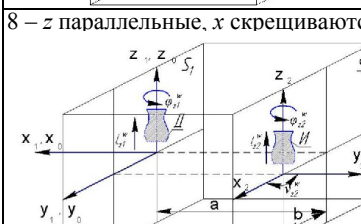
сечения с заготовкой) формообразуемой поверхности при отсутствии особых точек (или ребра излома) на формообразующем зубчатом звене и отсутствии нарушений условий формообразования [13, 16]. Эти условия учитываются логическими связями при разработке блок-схемы и программы расчета математической модели на ПЭВМ.

В соответствии с работой [10] возможны всего 16 вариантов взаимного расположения соседних систем координат и 16 вариантов подмножеств кинематических схем формообразования при двух отображениях аффинного пространства. Эти варианты кинематических схем формообразования зубчатых передач и их математические модели представлены в таблице 1.

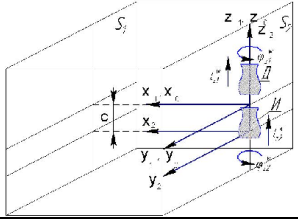
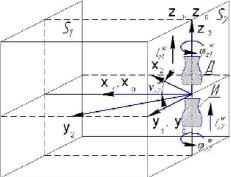
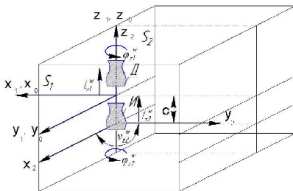
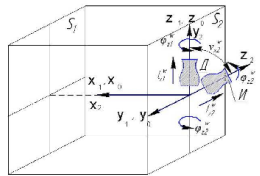
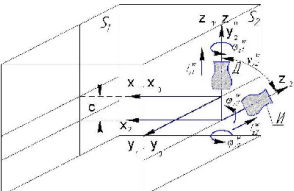
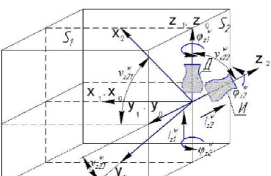
Таблица 1 – Кинематические схемы формообразования зубчатых передач при двух отображениях аффинного пространства и совпадении 1 и 0 реперов

1 – z скрещиваются, x совпадают 	$m_{r\partial H/D} = m_E m_{\phi_1^w l_1^w} m_{v_{xi}^w} m_{c_{xi}^w} \cdot m_{\phi_2^w l_2^w} m_{r2}$ $\phi_1^w = f(\phi_2^w)$ или $\phi_1^w = f(l_2^w)$ или $l_1^w = f(\phi_2^w)$ или $l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$
2 – z скрещиваются, x параллельные 	$m_{r\partial H/D} = m_E m_{\phi_1^w l_1^w} m_{v_{xi}^w} m_{c_{xi}^w} \cdot m_{c_{xi}^w} m_{\phi_2^w l_2^w} m_{r2}$ $\phi_1^w = f(\phi_2^w)$ или $\phi_1^w = f(l_2^w)$ или $l_1^w = f(\phi_2^w)$ или $l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$
3 – z скрещиваются, x пересекаются 	$m_{r\partial H/D} = m_E m_{\phi_1^w l_1^w} m_{v_{xi}^w} m_{v_{xi}^w} \cdot m_{c_{yi}^w} m_{c_{xi}^w} m_{\phi_2^w l_2^w} m_{r2}$ $\phi_1^w = f(\phi_2^w)$ или $\phi_1^w = f(l_2^w)$ или $l_1^w = f(\phi_2^w)$ или $l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$
4 – z скрещиваются, x скрещиваются 	$m_{r\partial H/D} = m_E m_{\phi_1^w l_1^w} m_{v_{xi}^w} m_{v_{xi}^w} \cdot m_{c_{xi}^w} m_{c_{yi}^w} m_{c_{xi}^w} m_{\phi_2^w l_2^w} m_{r2}$ $\phi_1^w = f(\phi_2^w)$ или $\phi_1^w = f(l_2^w)$ или $l_1^w = f(\phi_2^w)$ или $l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$

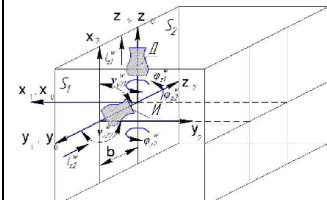
Продолжение таблицы 1

5 – z параллельные, x совпадают 	$m_{r\partial H/D} = m_E m_{\phi_1^w l_1^w} m_{c_{xi}^w} m_{\phi_2^w l_2^w} m_{r2}$ $\phi_1^w = f(\phi_2^w)$ или $\phi_1^w = f(l_2^w)$ или $l_1^w = f(\phi_2^w)$ или $l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$
6 – z параллельные, x параллельные 	$m_{r\partial H/D} = m_E m_{\phi_1^w l_1^w} m_{c_{xi}^w} m_{c_{xi}^w} m_{\phi_2^w l_2^w} m_{r2}$ $\phi_1^w = f(\phi_2^w)$ или $\phi_1^w = f(l_2^w)$ или $l_1^w = f(\phi_2^w)$ или $l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$
7 – z параллельные, x пересекаются 	$m_{r\partial H/D} = m_E m_{\phi_1^w l_1^w} m_{v_{xi}^w} m_{c_{yi}^w} m_{c_{xi}^w} m_{\phi_2^w l_2^w} m_{r2}$ $\phi_1^w = f(\phi_2^w)$ или $\phi_1^w = f(l_2^w)$ или $l_1^w = f(\phi_2^w)$ или $l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$
8 – z параллельные, x скрещиваются 	$m_{r\partial H/D} = m_E m_{\phi_1^w l_1^w} m_{v_{xi}^w} m_{c_{xi}^w} m_{c_{yi}^w} m_{\phi_2^w l_2^w} m_{r2}$ $\phi_1^w = f(\phi_2^w)$ или $\phi_1^w = f(l_2^w)$ или $l_1^w = f(\phi_2^w)$ или $l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$
9 – z совпадают, x совпадают 	$m_{r\partial H/D} = \text{diag}(1,1,1)$ $\phi_1^w = f(\phi_2^w)$ или $\phi_1^w = f(l_2^w)$ или $l_1^w = f(\phi_2^w)$ или $l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$

Продолжение таблицы 1

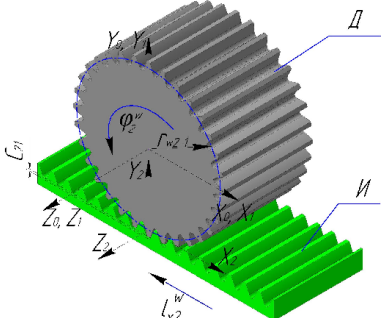
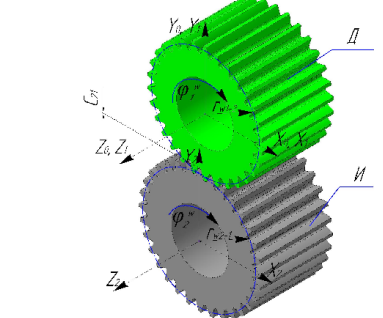
10 – z совпадают, x параллельные	 $m_{r\partial H/D} = m_E m_{\varphi_1^w l_1^w} m_{c_{zi}^w} m_{\varphi_2^w l_2^w} m_{r2}$ $\varphi_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } \varphi_1^w = f(l_2^w)$ или $l_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$
11 – z совпадают, x пересекаются	 $m_{r\partial H/D} = m_E m_{\varphi_1^w l_1^w} m_{v_{zi}^w} m_{\varphi_2^w l_2^w} m_{r2}$ $\varphi_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } \varphi_1^w = f(l_2^w)$ или $l_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$
12 – z совпадают, x скрещиваются	 $m_{r\partial H/D} = m_E m_{\varphi_1^w l_1^w} m_{v_{zi}^w} m_{c_{zi}^w} m_{\varphi_2^w l_2^w} m_{r2}$ $\varphi_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } \varphi_1^w = f(l_2^w)$ или $l_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$
13 – z пересекаются, x совпадают	 $m_{r\partial H/D} = m_E m_{\varphi_1^w l_1^w} m_{v_{xi}^w} m_{\varphi_2^w l_2^w} m_{r2}$ $\varphi_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } \varphi_1^w = f(l_2^w)$ или $l_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$
14 – z пересекаются, x параллельные	 $m_{r\partial H/D} = m_E m_{\varphi_1^w l_1^w} m_{v_{xi}^w} m_{c_{zi}^w} m_{\varphi_2^w l_2^w} m_{r2}$ $\varphi_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } \varphi_1^w = f(l_2^w)$ или $l_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$
15 – z пересекаются, x пересекаются	 $m_{r\partial H/D} = m_E m_{\varphi_1^w l_1^w} m_{v_{xi}^w} m_{v_{zi}^w} m_{\varphi_2^w l_2^w} m_{r2}$ $\varphi_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } \varphi_1^w = f(l_2^w)$ или $l_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$

Продолжение таблицы 1

16 – z пересекаются, x скрещиваются	 $m_{r\partial H/D} = m_E m_{\varphi_1^w l_1^w} m_{v_{xi}^w} m_{v_{zi}^w} m_{c_{zi}^w} m_{\varphi_2^w l_2^w} m_{r2}$ $\varphi_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } \varphi_1^w = f(l_2^w)$ или $l_1^w = f(\varphi_2^w) \text{ или } l_1^w = f(l_2^w)$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$
---	---

Каждой из кинематических схем формообразования представленных в таблице 1 соответствует определенное множество геометро-кинематических схем формообразования. Примеры геометро-кинематических схем формообразования и их математических моделей соответствующие варианту 6 (см. таблицу 1) представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Частные геометро-кинематические схемы формообразования и их математические модели

	
$m_{r\partial H/D(1-2)} = m_E m_{\varphi_1^w} m_{C_{y12}^w} m_{l_{x2}^w} m_{ru2}^w;$ $-\frac{\pi}{4} \leq \varphi_2^w \leq \frac{\pi}{4};$ $l_{x1}^w = K_{l_{x1}^w} \varphi_1^w;$ $K_{lx1} = -r_{w(2-1)};$ $C_{21} = -r_{w(2-1)};$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$	$m_{r\partial H/D(1-2)} = m_E m_{\varphi_1^w} m_{C_{21}^w} m_{\varphi_2^w} m_{ru2}^w;$ $-\frac{\pi}{4} \leq \varphi_2^w \leq \frac{\pi}{4};$ $\varphi_1^w = K_{\varphi_1^w} \varphi_2^w;$ $K_{\varphi_1^w} = r_{w(1-2)} / r_{w(2-1)};$ $C_{21} = r_{w(1-2)} + r_{w(2-1)};$ $n_x v_x + n_y v_y + n_z v_z = 0$

Математические модели формообразования конкретных геометро-кинематических схем получены из обобщенной модели (2) путем вычеркивания не действующих операторов движения и координатных операторов.

В дальнейшем эти математические модели необходимо программно реализовать отдельным пакетом или интегрировать в пакет "КОМПАС" в рамках договора о творческом содружестве с ООО "АСКОН-КР".

Выводы:

1. В приложении к зубчатым передачам акцентировано определение кинематической и геометро-кинематической схем формообразования.

2. Впервые предложен и реализован принцип создания классификаторов (библиотек) геометро-кинематических схем формообразования зубчатых колес, который заключен в разработке подмножеств кинематических схем формообразования.

мообразования соответствующих числу отображений аффинного пространства.

3. Предложена модель перехода от кинематических схем формообразования к схеме компоновки станков.

В дальнейшем необходимо провести классификацию кинематических схем и математических моделей формообразования зубчатых передач для трех отображений аффинного пространства, а также уточнить библиотеки исходных формообразующих звеньев, заготовок формообразуемых звеньев и геометро-кинематических схем формообразования.

Список литературы: 1. Тернюк Н.Э., Ковалюх В.Р., Наседкин Ю.В. Способы обработки сферических зубчатых колес. – в кн. Современные проблемы резания инструментами из сверхтвердых материалов: Тез. докл. всесоюз. Конф. – Харьков, 1981. – С.46-49. 2. Ткач П.Н. Синтез высоконагруженных цилиндрических передач с двояковыпукло-вогнутыми зубьями по геометро-кинематическим критериям. Дисс. ... канд. техн. наук. – Луганск, 2004. – 255с. 3. Аникин Ю.В. Синусоидальное зацепление, основы геометро-кинематической теории. – Воронеж: Изд-во ВГУ, 1975. – 64с. 4. Кириченко А.Ф., Матюшенко Н.В., Павлов А.И. Совершенствование зацепления Новикова. // Вестник НТУ "ХПИ". – Харьков, 2003. – Вып.7, том 2. – С.58-59. 5. Сильвы А.А. Геометрический расчет цилиндрических передач Новикова. – Курган: Изд-во Курганского ун-та. – 2001. – 84с. 6. Цайс Ю.В. Профилирование режущего обкатного инструмента. – М.: Машгиз, 1961. – 156с. 7. Ерихов М.Л. Принципы систематики, методы анализа и вопросы синтеза зубчатых зацеплений Дисс. ... докт. техн. наук. – Хабаровск. 1972 – 324с. 8. Шевелева Г.А. Теория формообразования и контакта движущихся тел: монография. – М.: Изд-во "Станки", 1999. – 494с. 9. Бабичев Д.Т. Основы альтернативной теории формообразования, базирующейся на новых геометрических понятиях // Международная конференция "Техника проводов 03": Секция 1. Теория, расчет и конструирование трансмиссионных элементов. докл. I-58. – Болгария: София. – 2003. – С.270-275. – ISBN 954-90272-95. 10. Кривошея А.В., Сторчак М.Г., Данильченко Ю.М., Кривошея В.В. Обобщенная классификация кинематических схем формообразования зубчатых колес // Високи технології в машинобудуванні: 36. наук. праць НТУ "ХПІ". – Харків, 2006. – Вип.2(13). – С.48-69. 11. Кривошея А.В., Данильченко Ю.М., Сторчак М.Г., Мельник В.Е. Совершенствование обобщенной унифицированной математической модели формообразования и обработки зубчатых колес // Оборудование и инструмент. – №4. – 2010. – С.46-51. 12. Данильченко Ю.М., Кривошея А.В., Сторчак М.Г. Проектирование формообразующего оборудования и инструментальных систем для обработки зубчатых колес // Международный симпозиум "Теория и практика зубчатых передач-2014". – Ижевск, 20-21 января 2014. – С.484-489. 13. Родин П.Р. Основы формообразования поверхностей резанием. – Киев: Выща школа. 1981. – 152с. 14. Лашиев С.И., Юликов М.И. Расчет и конструирование металлорежущих инструментов с применением ЭВМ. – М.: Машиностроение, 1975. – 391с. 15. Перепелица Б.А. Отображения аффинного пространства в теории формообразования поверхностей резанием. – Харьков: Выща школа, 1981. – 152с. 16. Радзевич С.П. Формообразование сложных поверхностей на станках с ЧПУ. – Киев: Выща школа. – 192с. 17. Коновалов Г.Г. Основы новых способов металлообработки. – Минск: Изд-во АН БССР, 1961. – 297с. 18. Грановский Г.И. Кинематика резания. – М.: Машгиз. 1948. – 199с. 19. Кузнецов Ю.Н., Хамуїєла Ж.А., Гєра, Хамуїєла Т.О. Морфологический синтез станков и их механизмов: Монография – К.: ООО "Гнозис", 2012 – 416с. 20. Реиетов Д.Н., Портман В.Т. Точность металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1986. – 336с.

Поступила (received) 20.03.2014

УДК 621.9

Н.Н. КУЗЬМЕНКО, к.т.н., доцент каф. метрологии ВНУ им. В. Даля, Луганск

ФОРМООБРАЗОВАНИЕ ГЛОБОИДНОГО СТАНОЧНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

В статье рассмотрены существующие глобоидные зубчатые передачи, применяемые в различных областях машиностроения, предложено формообразование принципиально нового станочного зацепления квазиглобоидного червяка с цилиндрическим колесом, что позволяет получить линейный контакт касания при любом передаточном отношении, и снижает себестоимость изготовления зубчатых колес.

Ключевые слова: формообразование, квазиглобоидный червяк, передаточное отношение, станочное зацепление, глобоидная передача.

Актуальность задачи.

Несущую способность червячных передач можно повысить, если увеличить число витков червяка, сопрягающихся с червячным колесом, и расположить их на глобоидной поверхности (см. рисунок 1) [1-4]. При этом контактные линии в зацеплении располагаются под большим углом к скорости скольжения, что улучшает условия для образования масляных клиньев в зацеплении. Такие передачи называют глобоидными. Их несущая способность при условии точного изготовления и надлежащего охлаждения существенно больше, чем передач с цилиндрическими червяками, зато изготовление и сборка их несколько сложнее [6].

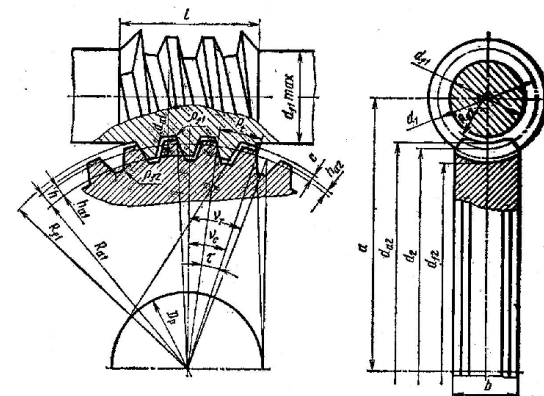


Рисунок 1 – Схема глобоидной передачи

Основная часть. Геометрические расчеты глобоидных передач подобны расчетам червячных передач с цилиндрическим червяком.

В качестве основных геометрических параметров стандартизованы межосевые расстояния a , диаметры окружности выступов d_{a2} и ширины b червячных колес. Это позволяет сократить номенклатуру наиболее дорогих деталей: корпусов и заготовок колес. Стандартизованы также кинематические параметры: передаточные числа и числа зубьев, что важно для сокращения номенклатуры глобоидных фрез. Стандартизация модуля не привела бы к сокращению комплекта инструмента, так как одной глобоидной фрезой все равно нельзя нарезать колеса с разными числами зубьев. Поэтому модули не стандартизируют, и они могут быть дробными.

Профили зубьев червяка в осевом сечении очерчиваются прямыми, касательными к профильной окружности. Диаметр профильной окружности $D_p = a/1,6$ округляют до 25; 31,5; 40мм и далее по ряду межосевых расстояний.

Рассматриваемым червячным глобоидным передачам, как и цилиндрическим червячным передачам с любым профилем присущ один и тот же недостаток – искажение профиля зубьев в результате переточек червячной фрезы или инструментального зубчатого колеса. Иными словами, необходимо добиться того, чтобы червячная фреза или инструментальное зубчатое колесо по своим размерам и профилю соответствовали червяку или зубчатому колесу, с которым должно работать нарезаемое червячное колесо или червяк. Задача исключительно сложная.

Для получения высококачественного зацепления элементов червячной передачи необходимо, чтобы червячная фреза по своим размерам и профилю соответствовала червяку, с которым должно работать нарезаемое ею червячное колесо. Или, другими словами, червячная фреза должна быть копией основного червяка [6].

Каждые вновь изготовленные червячная фреза или инструментальное цилиндрическое колесо удовлетворяют этому требованию только до первой заточки. Заточка затылованной фрезы уменьшает ее диаметр, приближая профиль режущих кромок зубьев к ее оси.

Последнее при нормальной настройке станка вызывает уменьшение высоты зубьев нарезаемого червячного колеса, что исключает возможность правильного зацепления его с червяком, изготовленным по размерам чертежа [3].

Отмеченный недостаток устраняется путем приближения оси червячного коле-