



УДК 621.833.01.

К ВОПРОСУ О ВЫБОРЕ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ДЛЯ ПЛАВНОРЕГУЛИРУЕМОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

А.М. Даньков

ON THE SELECTION INTERNAL GEARING FOR CONTINUOUSLY ADJUSTABLE GEAR TRAIN

A.M. Dankov

Аннотация. В статье обоснована необходимость создания, а также обеспечения высокого уровня эксплуатационных характеристик плавнорегулируемой передачи зацеплением. Показано, что для решения задачи обеспечения кинематической точности передачи необходимо выбрать оптимальные параметры зацепления зубьев сателлита и центрального зубчатого колеса. С этой целью обоснован выбор формы зубьев сателлита и секторов центрального зубчатого колеса планетарной плавнорегулируемой передачи с циклоидальным зацеплением и приведены результаты ее графического моделирования. Обоснованы основные технические решения по конструкции физической модели такой передачи.

Ключевые слова: плавнорегулируемая зубчатая передача; циклоидальное зацепление; графическое моделирование; физическая модель.

Abstract. The article substantiates the necessity of creating and ensuring high level of performance characteristics is continuously-variable transmitting gearing. It is shown that to achieve the kinematic precision it is necessary to choose the optimal parameters of gear teeth of the satellites and the sun gears. To this end Justified the choice of the shape of the tooth of the satellite and sectors of the of planetary continuously adjustable gear train with cycloidal gearings and the results of its graphics simulation. Justified the main technical solutions for the design of physical models of this gear transmission.

Key words: continuously-variable gear drive; cycloid gear; graphical modeling; physical model.

Введение

Актуальность создания плавнорегулируемой трансмиссии для приводов технологического оборудования и транспортных средств подтверждается многочисленными созданными в разное время литературными источниками, авторы которых в качестве основы такой трансмиссии рассматривают как различного рода механические передачи, так и устройства на их базе [1, 2, 3]. Достигнутые на этом поприще с помощью фрикционных вариаторов успехи только стимулируют уже давно не прекращающиеся поиски технологичных и высокоэффективных конструкций плавнорегулируемых передач зацеплением, сам принцип действия которых если принципиально не исключает, то делает поиски именно плавнорегулируемых (а не адаптивных!) передач проблематичными. Известные попытки решения этой проблемы содержат технические решения, отличающиеся или сложностью [4], или неизбежной деградацией качества и нагрузочной способности зацепления из-за использования несовершенных его видов с применением штырей, гребней, упругих зубчатых венцов из пружин, щеток, шариков в качестве промежуточных тел, что только подтверждает неукоснительное действие фундаментальных законов сохранения, в силу которых придание техническому объекту дополнительных функций (не улучшение органически присущих!) путем изменения конструкции влечет за собой те или иные жертвы [4].



Существует целый ряд передач зацеплением без гибкой связи с плавнорегулируемым передаточным отношением, но пока ни одна из них не удовлетворила обоснованно высоким требованиям создателей продукции, где эти передачи могли бы быть востребованы. К их числу принадлежит и зубчатая планетарная плавнорегулируемая передача на базе составных зубчатых колес, конструкция которой описана в [5], приведена на рис. 1 и имеет как очевидные недостатки, так и определенные перспективы совершенствования и развития.

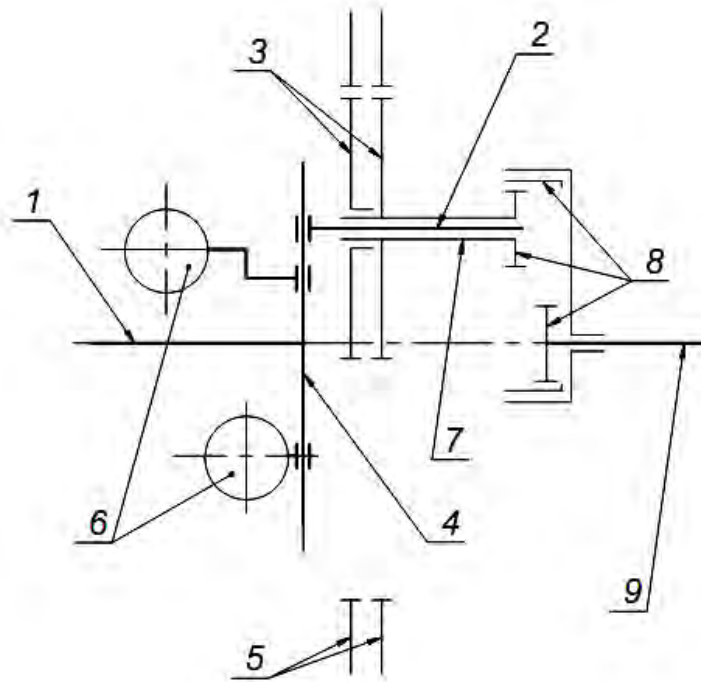


Рисунок 1 – Структурная схема зубчатой планетарной плавнорегулируемой передачи: 1 – ведущий вал, 2 – водило, 3 – зубчатые венцы двухпоточного сателлита, 4 – направляющая, жестко связанная с ведущим валом, 5 – сектора центрального зубчатого колеса, 6 – противовесы, 7 – торсион, 8 – вспомогательная планетарная передача для съема вращения с сателлита, 9 – ведомый вал

Зубчатые передачи вообще и зубчатая планетарная плавнорегулируемая передача в частности – это результат длительного развития простейшего механизма, именуемого рычагом, и принцип ее действия, в отличие от конкурирующих передач зацеплением, основан на использовании фундаментальных свойств рычага, что, к сожалению, искажает близкий к идеальному в случае цельных зубчатых колес процесс зацепления. В силу сказанного, эту передачу, в соответствии с [6] следует отнести к «приближенным», констатация чего далеко не равносильна признанию этой передачи бесперспективной.

Независимо от конструкции и области применения плавнорегулируемой трансмиссии с передачами зацеплением она должна обладать высокой технологичностью и нагрузочной способностью при минимальных габаритах. Этим требованиям способны удовлетворить зубчатые передачи с эвольвентным и циклоидальным зацеплением, поскольку для их более или менее широкой реализации существуют хорошо отработанные высокоэффективные технологии. Именно поэтому для макетов планетарной плавнорегулируемой передачи использованы эвольвентные зубчатые колеса. Главный недостаток планетарной плавнорегулируемой передачи с эвольвентными зубчатыми колесами и секторами – погрешность угла поворота сателлита, связанная с особенностями принципа действия передачи, рассмотрен в [7]. Поскольку потребность в плавнорегулируемой передаче зацеплением и не удовлетворена, и не исчезла, а у планетарной плавнорегулируемой

передачи шансов на успех не меньше, чем у любой другой, представляют практический интерес результаты первичного анализа того, как проявляется указанный недостаток в передаче с циклоидальным зацеплением.

Сателлит и сектора центрального зубчатого колеса планетарной плавнорегулируемой передачи с циклоидальным зацеплением

Использование классического циклоидального зацепления сообщает редукторам целый ряд общеизвестных преимуществ по сравнению с передачами с эвольвентным зацеплением: обеспечивает высокую нагрузочную способность и долговечность передачи благодаря многопарности зацепления; позволяет получить максимальное передаточное отношение в одной ступени; обеспечивает низкий уровень шума. Редукторы с таким зацеплением обладают КПД 85-92% и выдерживают 5-кратные перегрузки. По информации основного мирового производителя таких редукторов их применяемость достигла 30% в Северной Америке и 60% – в Азии.

При максимальном числе цевок центрального зубчатого колеса планетарной плавнорегулируемой передачи с цевочным зацеплением сопряженный профиль зубьев сателлита получается в результате обкатывания centroиды b по centroиде a (рис. 2) [8].

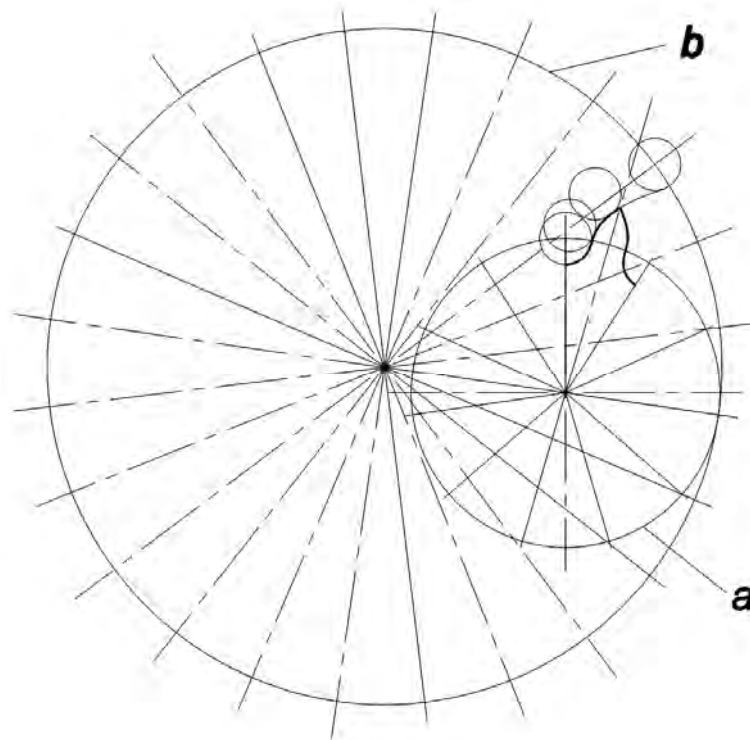


Рисунок 2 – Сопряженный профиль зубьев сателлита при максимальном числе цевок центрального зубчатого колеса

Очевидно, что полученный для условного центрального зубчатого колеса с максимальным числом зубьев профиль зуба сателлита неприемлем для сателлита, сопряженного с условным центральным колесом с минимальным числом зубьев именно по причине чрезмерной высоты зуба. То есть в планетарной плавнорегулируемой передаче должны быть использованы сателлит с профилем зуба, полученным для наименьшего условного центрального зубчатого колеса и зубчатые сектора, вырезанные из наибольшего по диаметру условного центрального зубчатого колеса. Чертежи указанных деталей приведены на рис. 3 и 4.

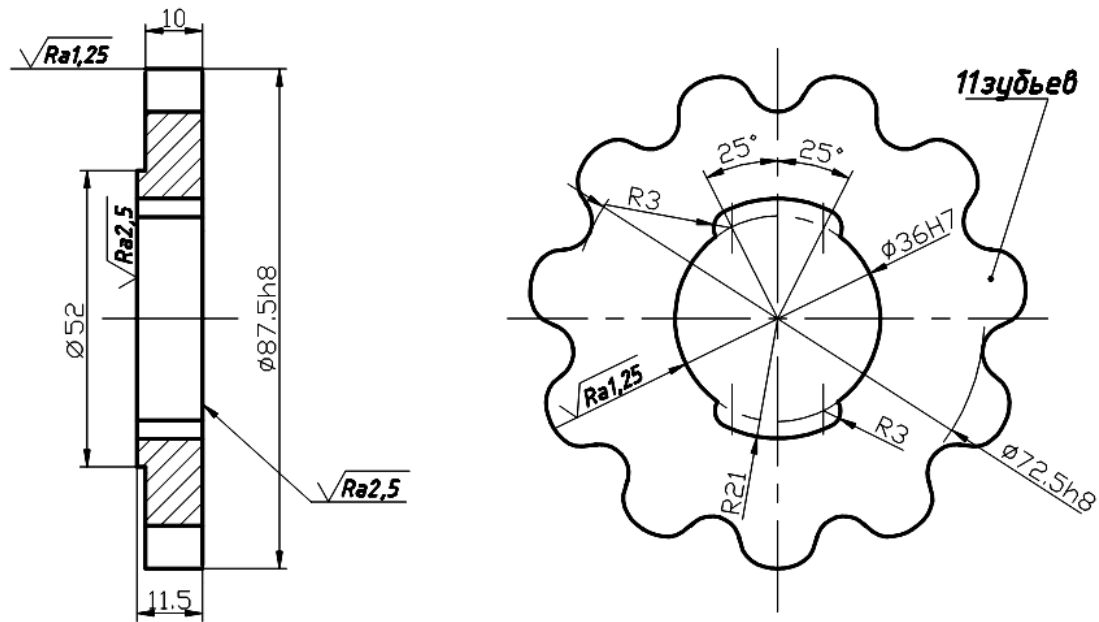


Рисунок 3 – Чертеж зубчатого венца сектора

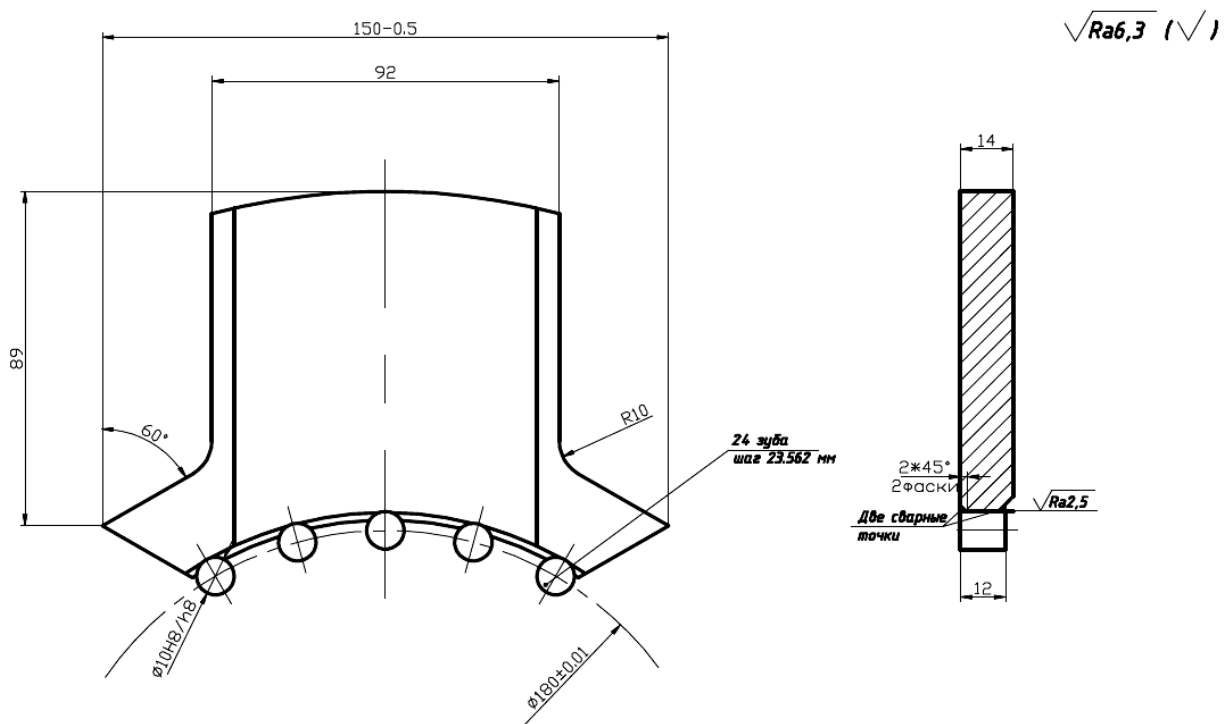


Рисунок 4 – Чертеж зубчатого сектора центрального зубчатого колеса

Графическое моделирование планетарной плавнорегулируемой передачи с циклоидальным зацеплением

Наиболее простым способом получения первичной информации о создаваемой передаче является моделирование. Для первичной оценки погрешности угла поворота сателлита планетарной плавнорегулируемой передачи достаточно графического моделирования или макетирования. Графическое моделирование издавна применяется в практике технического проектирования, а использование компьютера и графических редакторов значительно упростило процесс и сделало его более доступным, что является значительным преимуществом по сравнению с макетированием.

Интересно отметить, что в [6] содержится утверждение, что для нормального

функционирования приближенной передачи необходимо обеспечить для одной пары зубьев среднее значение передаточного отношения равное номинальному, являющееся аксиомой для передач с цельными зубчатыми колесами (однопоточных). Там же обращается внимание на влияние на кинематику традиционных передач высоты головки зуба. Представляет интерес, как эти факторы будут проявляться при графическом моделировании плавнорегулируемой передачи с циклоидальным зацеплением.

Рассмотрим взаимодействие зубьев изображенного на рис. 3 сателлита и цевок изображенного на рис. 4 сектора центрального зубчатого колеса при максимальном вылете секторов, то есть при максимальном числе цевок (24) условного центрального зубчатого колеса. В этом случае передача работает в режиме мультипликатора с номинальным передаточным отношением 0,846. Различные фазы зацепления сателлита центрального зубчатого колеса изображены на рис. 5.

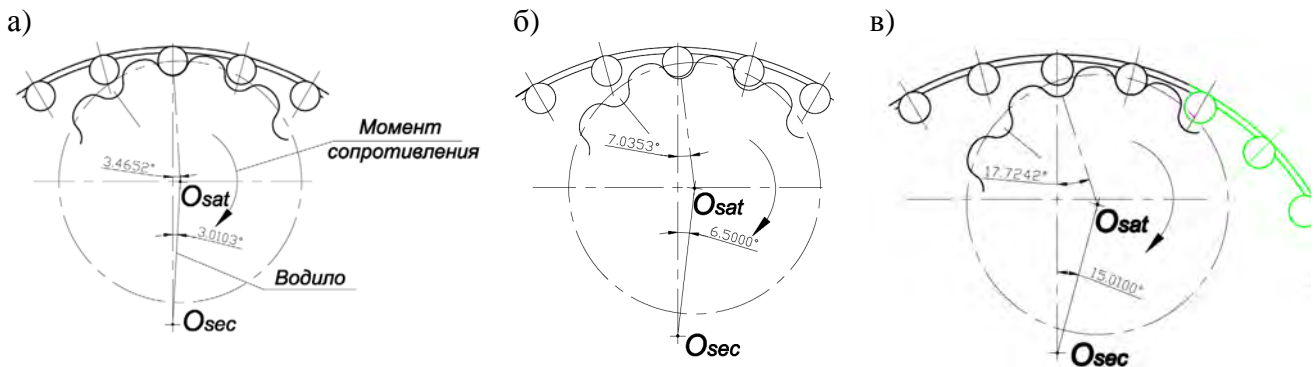


Рисунок 5 – Взаимодействие зубьев сателлита и центрального зубчатого колеса при максимальном числе цевок

Анализ графических моделей показывает, что в данном случае уже при повороте водила $O_{sat}O_{sec}$ на угол $3,0103^\circ$ (рис. 5, а) погрешность передаточного отношения составляет 2,6677%. При дальнейшем повороте водила эта погрешность возрастает до максимума 8,42% в зоне пересопряжения зубьев сателлита (рис. 5, б) и практически равна нулю (0,0795%) при повороте водила на угол, равный угловому шагу цевок центрального зубчатого колеса (15°) (рис. 5, в). В передаче движения в равной мере участвуют все цевки секторов центрального зубчатого колеса обоих силовых потоков. График изменения погрешности передаточного отношения приведен на рис. 6.



Рисунок 6 – Изменение погрешности угла поворота сателлита при максимальном числе цевок центрального зубчатого колеса

Наиболее вероятной причиной повышения погрешности передаточного отношения в зоне пересопряжения зубьев сателлита является их реальная форма (недостаточная высота), подтверждением чему служит рис. 7, где погрешность угла поворота сателлита с сопряженными зубьями принимает значения 1,49543 % при угле поворота водила 8,995 ° (рис. 7, б) и, соответственно, 0,30127 % при 14,980 ° (рис. 7, в).

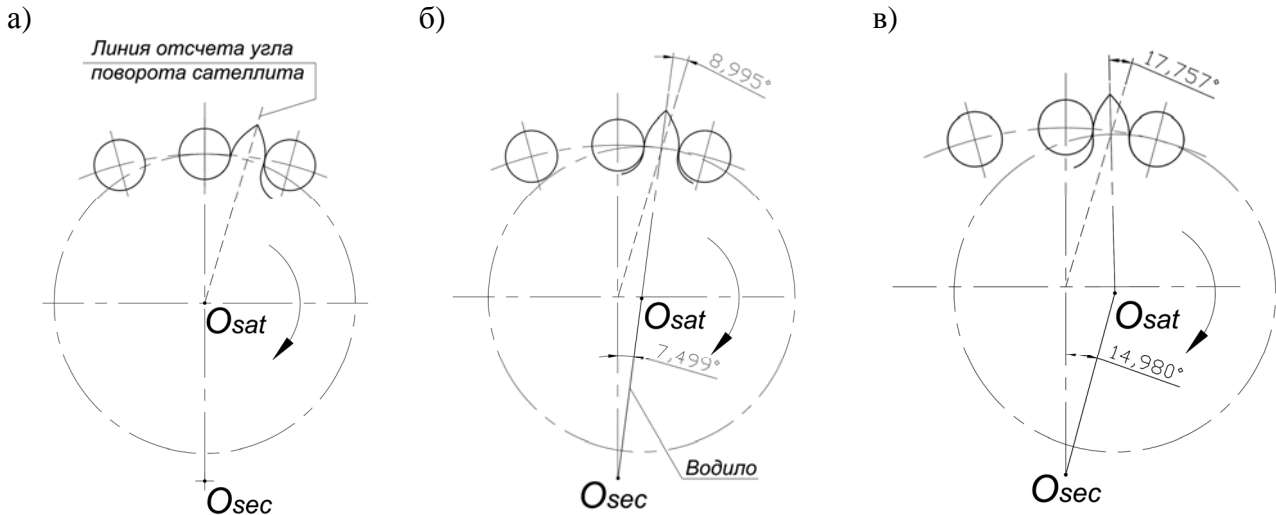


Рисунок 7 – Взаимодействие сопряженных зубьев сателлита и центрального зубчатого колеса

В рассмотренном случае вылет секторов был равен делительному радиусу центрального зубчатого колеса и составлял 90 мм. Смоделируем кинематику планетарной плавнорегулируемой передачи при вылете секторов, равном 65 мм, что соответствует числу цевок 17,333 условного центрального зубчатого колеса или передаточному отношению 1,73685 в режиме редукции. При угле поворота водила на угол от 0° до 10° в зацеплении с сателлитом находится только центральная цевка сектора 1-го силового потока, а погрешность передаточного отношения нарастает до 8,271% (рис. 8, а). В интервале значений угла поворота сателлита 15° – 35° сателлит взаимодействует со второй цевкой того же сектора (рис. 8, б), а погрешность передаточного отношения изменяется от 9,304% до 12,0731% с минимумом (6,155%) приблизительно в середине интервала. Значительная величина минимальной погрешности объясняется искажением углового шага рассматриваемой цевки в реальном центральном зубчатом колесе. При углах поворота сателлита 40° – 55° зубья сателлита находятся в зацеплении с правой крайней цевкой того же сектора, а погрешность передаточного отношения возрастает от 13,985% до 22,872% (рис. 8, в), что объясняется значительным отклонением положения этой цевки от номинального (положения в условном центральном зубчатом колесе). Эта наибольшая на всем рассмотренном интервале углов поворота водила погрешность передаточного отношения в работающей передаче в определенной мере компенсируется отрицательной погрешностью на зубчатом венце второго силового потока сателлита (рис. 8, г). наличие такого рода погрешности объясняется уменьшением окружного шага между центральными цевками секторов различных силовых потоков, вызванным изменением вылета секторов.

Значениям угла поворота сателлита 60° – 65° соответствует взаимодействие сателлита с первой цевкой сектора второго силового потока с погрешностью передаточного отношения, уменьшающейся от 6,3685% до 1,19% (рис. 8, д). При угле поворота сателлита в зацепление с сателлитом входит вторая цевка сектора второго силового потока, а погрешность передаточного отношения меняет свой знак и составляет – 6,0879%. График изменения погрешности передаточного отношения для этого случая приведен на рис. 9.

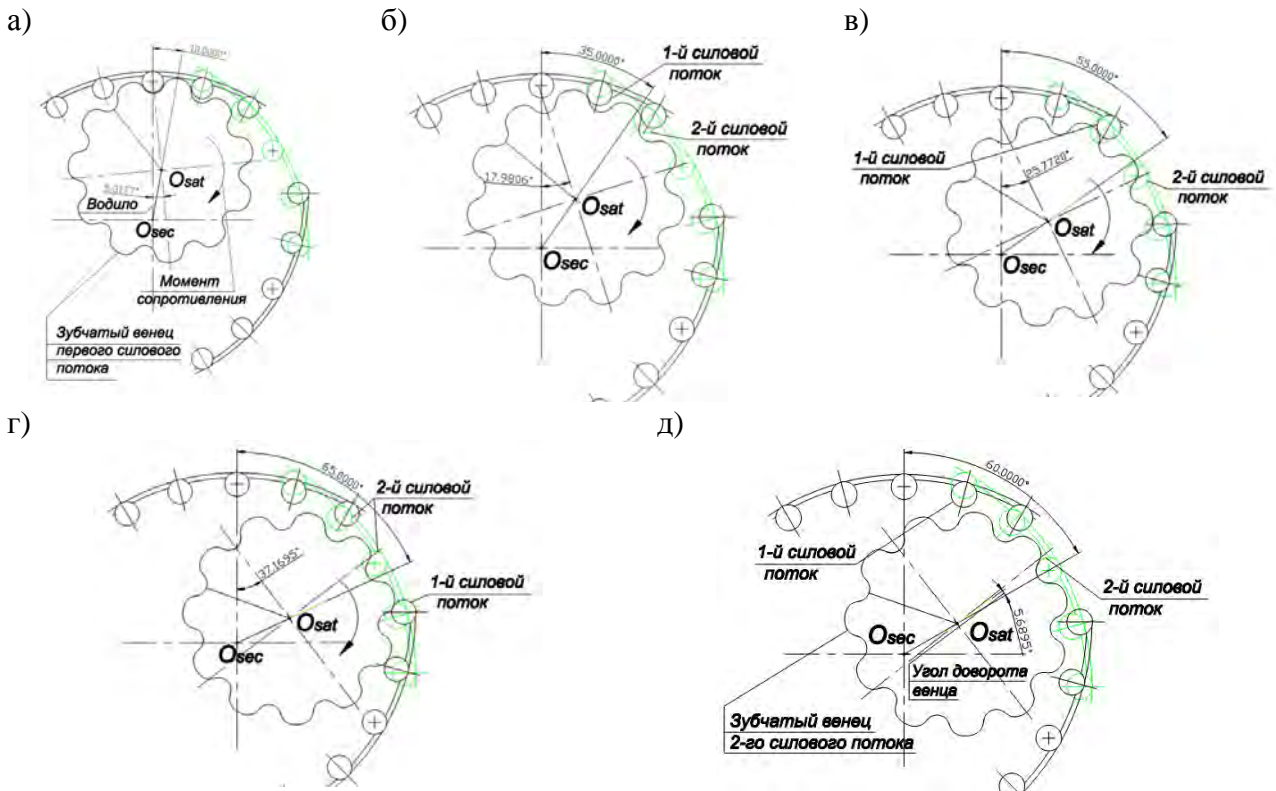


Рисунок 8 – Взаимодействие зубьев спутника и центрального зубчатого колеса при условном числе цевок, равном 17,333

При вылете зубчатых секторов, равном 41,25 мм, что соответствует минимальному радиусу водила 3,75 мм и числу цевок 12 в условном центральном зубчатом колесе, в передаче движения, как это следует из графической модели (рис. 10), участвуют только центральные цевки секторов, а коэффициент торцового перекрытия цевок близок к 1. Номинальное передаточное отношение передачи равно 11. В интервале углов поворота водила $0^\circ - 21,0068^\circ$ в зацеплении с спутником находится центральная цевка первого сектора первого силового потока, а погрешность передаточного отношения возрастает от 0 до максимального значения при углах поворота водила, близких к 30° (рис. 10, а).



Рисунок 9 – Изменение погрешности угла поворота спутника при условном числе

цевок, равном 17,333

Это объясняется тем, что в этой фазе зацепления происходит пересопряжение центральных цевок соседних секторов, принадлежащих к различным силовым потокам. При углах поворота водила $48^\circ - 81^\circ$ (рис. 10, б) в зацеплении с сателлитом находится центральная цевка первого сектора второго силового потока, а небольшая величина погрешности передаточного отношения объясняется близостью значений угла поворота водила к угловому шагу секторов, равному 60° . При угле поворота водила 126° в зацеплении находится центральная цевка второго сектора первого силового потока, а значение угла поворота водила определяет величину погрешности передаточного отношения, равную 0,597% (рис. 10, в).

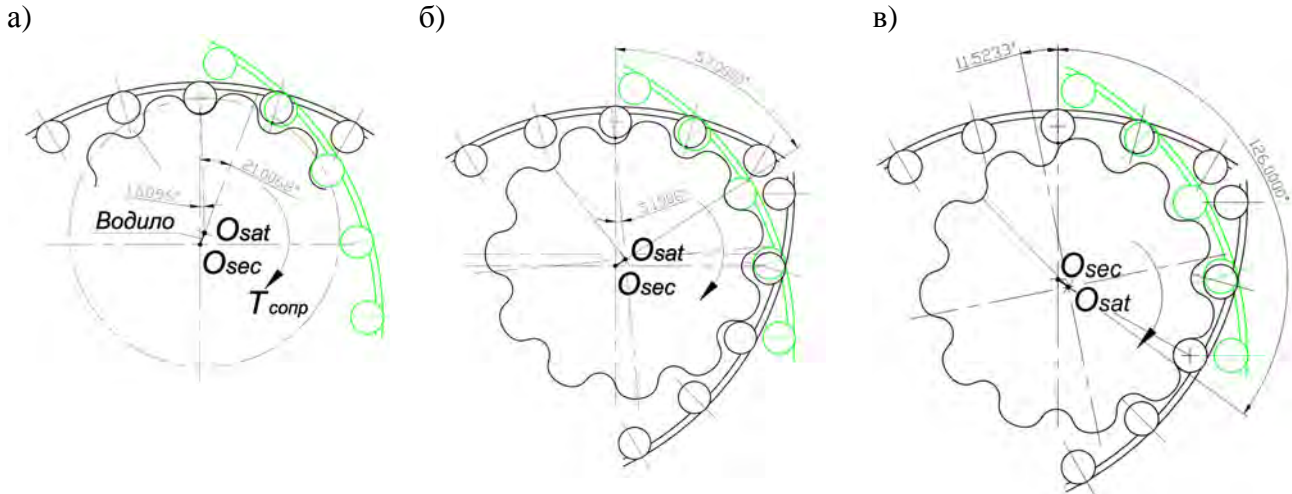


Рисунок 10 – Взаимодействие зубьев сателлита и центрального зубчатого колеса при условном числе цевок, равном 12

График изменения погрешности передаточного отношения приведен на рис. 11.

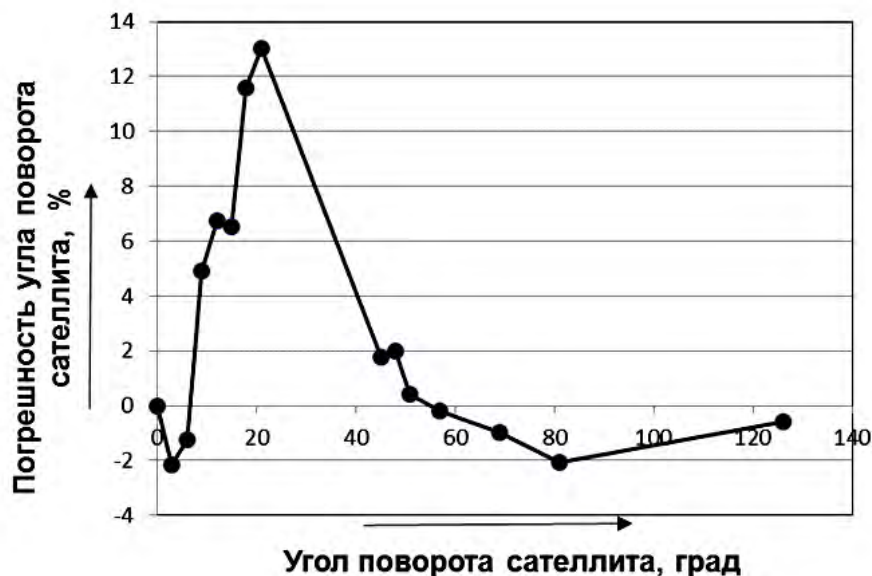
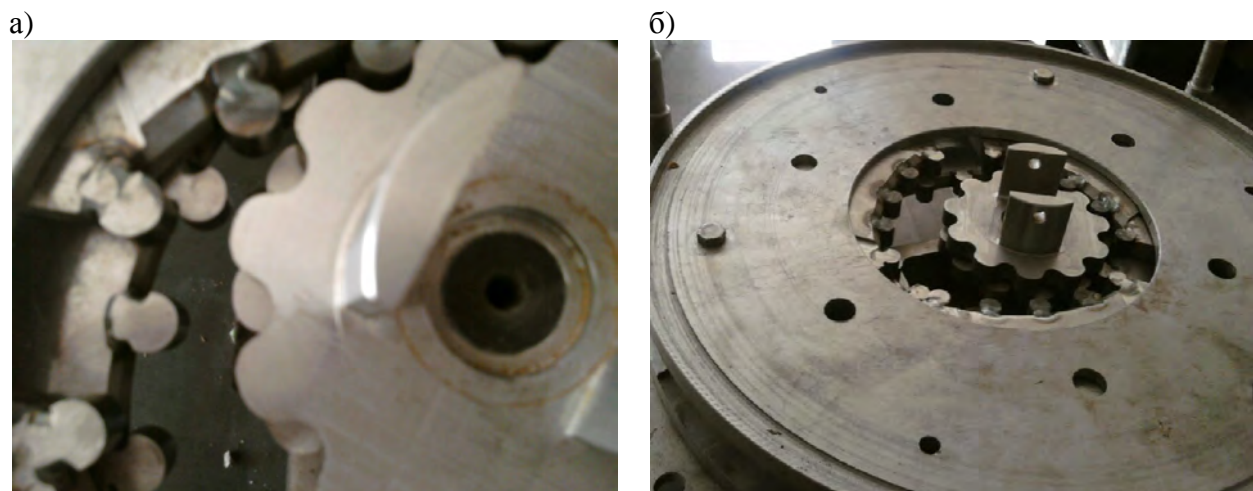


Рисунок 11 – Изменения погрешности угла поворота сателлита при условном числе цевок, равном 12

Физическое моделирование планетарной плавнорегулируемой передачи с циклоидальным зацеплением

Принципы функционирования и конструирования плавнорегулируемых зубчатых

передач на базе составных эвольвентных зубчатых колес можно признать сформировавшимися и получившими свое наиболее эффективное воплощение в двухколесной планетарной передаче, которая включает двухпоточное составное центральное зубчатое колесо, состоящее из шести зубчатых секторов, и двухпоточный сателлит. Характерным недостатком этих передач является кинематическая погрешность, не в последнюю очередь определяемая отклонением положения зубьев зубчатых секторов, расположенных по обе стороны центрального зуба, от номинального положения. Эта погрешность усугубляется специфической формой эвольвентного зуба, при которой его высота больше поперечных размеров, даже у скорректированных зубьев. Компоновка же планетарной плавнорегулируемой передачи с циклоидально-цевочным зацеплением будет отличаться от аналогичной компоновки передачи с эвольвентными зубчатыми колесами только конструктивным исполнением зубчатых венцов секторов центрального зубчатого колеса и сателлита [9], что нашло свое подтверждение на рис. 12.



а) фаза зацепления сателлита с центральной цевкой; б) общий вид макета передачи

Рисунок 12 – Планетарная плавнорегулируемая передача с цевочным зацеплением

В соответствии с этим основополагающим положением компоновка на базе циклоидально-цевочного зацепления плавнорегулируемая передача будет иметь составное центральное зубчатое колесо, состоящее из 6-ти секторов, имеющих 5 цевок каждый, что должно обеспечить приемлемый диапазон регулирования передаточного отношения. Приняв это положение за основу, можно составить упрощенный алгоритм определения основных параметров передачи, обеспечивающих приемлемое качество взаимодействия зубчатых венцов сателлита и секторов центрального зубчатого колеса, принадлежащих различным силовым потокам. Прежде всего, необходимо задаться радиусом окружности центров цевок (условной начальной окружности) условного центрального зубчатого колеса при минимальном вылете его секторов и числом цевок, как правило, кратном 3. Это позволит определить такие параметры, как шаг цевок и его отношение к числу π (условный модуль зацепления). Число зубьев сателлита будет на единицу меньше принятого числа цевок, а радиус цевки может быть принят равным условному модулю зацепления, деленному на 1,3...1,7. Далее в соответствии с приведенными в литературе рекомендациями представляется возможным определить радиус начальной окружности сателлита и величину эксцентриситета начальных окружностей сателлита и условного центрального зубчатого колеса. Геометрия секторов центрального зубчатого колеса предельно проста, а координаты точек центрального профиля (координаты центра цевки, взаимодействующей с профилем зуба сателлита) определяются по формулам, также приведенным в литературе [8]. По чертежам, приведенным на рис. 2 и 3, были изготовлены зубчатые венцы сателлита и сектора



центрального зубчатого колеса передачи с цевочным зацеплением (рис. 12), которыми были заменены соответствующие детали передачи с эвольвентным зацеплением. Обкатывание макета передачи с цевочным зацеплением в ручном режиме показало, что торцовое перекрытие цевок и зубьев сателлита имело место при всех значениях вылета сателлита (радиуса водила) и секторов центрального зубчатого колеса. Это свидетельствует если не о качестве функционирования этой передачи, то, во всяком случае, о ее работоспособности.

Заключение

Значение погрешности передаточного отношения планетарной плавнорегулируемой передачи с эвольвентным зацеплением, полученное в исследованиях этой передачи [7], фактически максимально и, по существу, может служить характеристикой этой передачи. Основанием для таких утверждений является то, что конструкция и принцип функционирования этой передачи предопределяют отсутствие погрешности передаточного отношения при максимальном вылете секторов, так как сами сектора являются элементами именно такого зубчатого колеса. При уменьшении вылета зубчатых секторов указанная погрешность увеличивается до полученного в [7] значения 10,466% и по мере дальнейшего уменьшения вылета секторов уменьшается, потому что зубья секторов, имеющие наибольшее отклонение от номинального положения исключаются из участия в зацеплении с зубьями зубчатых венцов сателлита.

С точки зрения кинематики главным достоинством цевочной планетарной плавнорегулируемой передачи, в отличие от эвольвентной, является практически полное отсутствие влияния отклонения осей симметрии зубьев секторов центрального зубчатого колеса от номинального положения на кинематику передачи при любом вылете секторов. Однако, в планетарной плавнорегулируемой передаче с цевочным зацеплением погрешность передаточного отношения имеет место при любых значениях вылета секторов и достигает большей величины, чем в передаче с эвольвентным зацеплением. Дополнительной причиной этого является то, что параметры передачи с цевочным зацеплением были продиктованы стремлением вписать ее элементы (сателлит и сектора) в конструкцию передачи с эвольвентным зацеплением. Нельзя исключать, что при целенаправленном подборе параметров передачи с цевочным зацеплением, будут получены более благоприятные значения погрешности ее передаточного отношения.

При обработке результатов моделирования было принято, что положительным значениям погрешности угла поворота сателлита соответствуют меньшие по сравнению с номинальными значения действительного угла поворота. Это означает, что практически во всех фазах зацепления зубья сателлита с ударом взаимодействуют с цевками секторов центрального зубчатого колеса. Однако, приведенные в [7] результаты исследований планетарной плавнорегулируемой передачи с эвольвентным зацеплением свидетельствуют о необходимости проведения с целью выбора зацепления и его параметров натурального моделирования модификаций передачи с усовершенствованной конструкцией упругого компенсатора кинематической погрешности. Следует также отметить, что наличие такого компенсатора обеспечивает, пусть и неидеальное, функционирование плавнорегулируемой передачи даже при отсутствии требуемого в [6] равенства для одной пары зубьев среднего значения передаточного отношения номинальному.

В статье рассмотрен только один аспект использования в планетарной плавнорегулируемой передаче циклоидального зацепления, а именно присущая ему погрешность угла поворота сателлита, не являющаяся интегральной характеристикой передачи. Поскольку влияние погрешности угла поворота сателлита на внутреннюю динамику передачи будет определяться ее геометрическими параметрами, конструкцией и упругими характеристиками механизма компенсации этой погрешности и режимом работы передачи, то полученные данные могут послужить основой для определения указанных параметров и характеристик.





СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Антонов А.С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин. Теория и расчет. 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1975. 480 с.
2. Иванов К.С. Теоретические основы зубчатой бесступенчато регулируемой передачи // Теория механизмов и машин, 2010. Т. 8. № 2. С. 36-48.
3. Айтцетмюллер Х. Функциональные свойства и экономичность тракторной и специальной техники с трансмиссиями VDC // Механика машин, механизмов и материалов, 2009. № 1 (6). С. 20-24.
4. Волонцевич Д.О., Ковалюх Р.В., Кондусова Н.В. Основы классификации регулируемых механических зубчатых передач и некоторые вопросы их структурного синтеза // Механiка та машинобудування, 2009. № 2. С. 231-239.
5. Даньков А.М., Иоффе А.З. Синтез и анализ составного центрального зубчатого колеса планетарной плавнорегулируемой передачи нового типа // Механика машин, механизмов и материалов, 2009. № 2. С. 38-42.
6. Тимофеев Б.П., Уланов А.А. Кинематика традиционных зубчатых передач // Теория механизмов и машин, 2013. Т. 11. № 2. С. 73-88.
7. Иоффе А.З. Повышение кинематической точности зубчатой планетарной плавнорегулируемой передачи: автореферат диссертации ... канд. техн. наук: 05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин; Белорусско-Российский университет. Могилев, 2013. 20 с.
8. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. М – Л: Машиностроение, 1966. 307 с.
9. Даньков А.М., Дорошков С.А. Планетарная плавнорегулируемая передача с циклоидально-цевочным зацеплением // Материалы международной научно-технической конференции «Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии». Могилев: Белорусско-Российский университет, 2013. Ч. 1. С. 80-81.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Даньков Александр Михайлович

ГУВПО «Белорусско-российский университет», г. Могилев, Беларусь, доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Основы проектирования машин».

E-mail: amdan@yandex.ru

Dankov Alexander Mikhailovich

SIHPE «Belarusian-Russian University», Mogilev, Belarus, Chairman of The «Fundamentals of Machine Design», Doctor of Technical Science, Assistant professor.

E-mail: amdan@yandex.ru

Корреспондентский почтовый адрес и телефон для контактов с автором статьи:
212008, Могилев, проспект Мира, 43, Белорусско-Российский университет, Даньков А.М.
8 10 375 (222) 25 08 08

