

98 Н·м. Испытания выявили необходимость совершенствования конструкции угловой муфты двухзвенной передачи, оказывающей существенное влияние на эксплуатационные характеристики редуктора, особенно на плавность работы и шум. Ее проектирование осложняет то обстоятельство, что точка пересечения осей генератора и ведомого вала не лежит на оси передачи, не совпадает с центром сферического движения O и в процессе работы перемещается по траектории в виде окружности. Одним из решений может быть применение двойного карданного шарнира, который обеспечит постоянство мгновенного передаточного отношения СРП. Однако при этом значительно возрастут осевые размеры передачи.

Несмотря на указанные недостатки, выявленные в конструкции первого экспериментального образца, его технические характеристики показывают, что при дальнейших исследованиях и решении ряда инженерных задач разработанная двухзвенная СРП по показателям передаваемой мощности, отнесенным к массе или габаритам, может в перспективе составить конкуренцию одноступенчатым планетарным зубчатым передачам, спроектированным по схеме 2К-Н с диапазоном передаточных отношений 2...15.

Библиографические ссылки

1. *An I-Kan, Ilin A. S., Lazurkevich A. V.* Aspects of geometric calculation of the planetary gear train with intermediate rollers. Part 1 [Electronic resource] // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2016. – Vol. 124 : Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (MEACS2015). – 5 p. – URL: <http://iopscience.iop.org/>

Получено 22.12.2016

[article/10.1088/1757899X/124/1/012003/pdf](https://doi.org/10.1088/1757899X/124/1/012003/pdf) (дата обращения: 16.12.2016).

2. *Самсонович С. Л., Константинов С. А., Степанов В. С.* Шариковолновая передача. Основы расчета // Авиакосмическое приборостроение. – 2005. – № 5. – С. 53–59.

3. *Игнатищев Р. М.* Синусошариковые редукторы. – Минск : Выш. шк., 1983. – 107 с. : ил.

4. *Porsche F., Rabe K.* Articulated differential gear, particularly for motor vehicles: pat. 1946358 USA, Cl. 74-7. – Apl. № 664573; fil. 05.04.33 (fil. in Germany 08.04.32); pat. 06.02.34. – 3 p.

5. *Фитцова Е. С.* Силовой анализ сферических передач с промежуточными телами качения // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2014. – № 4. – С. 92–99.

6. *Становской В. В., Ремнева Т. А., Казакевичус С. М.* Передачи со свободными телами качения. Обзор патентной литературы // Прогрессивные зубчатые передачи : сб. науч. тр. – Новоуральск : Изд-во НГТИ, 2003. – С. 61–94.

7. *Lustenkov M. E.* Spherical Planetary Ball Transmissions: Geometrical Synthesis // Open Access Library Journal. – 2014. – Vol. 1. – No 3. – Pp. 1–8. – URL: http://file.scirp.org/pdf/OALibJ_2016022616105810.pdf (дата обращения: 16.12.2016).

8. *Бостан И. А.* Прецессионные передачи с многопарным зацеплением. – Кишинев : Штиинца, 1991. – 386 с.

9. *Маргулис М. В., Шайда А. С.* Методика определения основных параметров силовой волновой передачи с промежуточными телами качения // Вісник Приазовського державного технічного університету. – 2008. – № 18. – С. 125–128.

10. *Черемнов А. В., Алиев Ф. Р., Ан И-Кан.* Определение усилия зацепления конической передачи с промежуточными телами качения // Высокие технологии в современной науке и технике : сб. науч. тр. II Всерос. науч.-техн. конф. молодых ученых, аспирантов и студентов с междунар. участием. – Томск, ТПУ. – 2013. – Т. 2. – С. 323–327.

УДК 621.833.01

А. М. Даньков, доктор технических наук, доцент, Белорусско-Российский университет, Могилёв, Республика Беларусь

БЕЗАЗОРНОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ ЗУБЬЕВ САТЕЛЛИТА И ЦЕНТРАЛЬНОГО ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА ПЛАНЕТАРНОЙ ПЛАВНОРЕГУЛИРУЕМОЙ ПЕРЕДАЧИ: ОСОБЕННОСТИ, ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ

Введение

Нормальная работа зубчатой передачи обеспечивается при наличии необходимых радиального, предназначенного для исключения интерференции профилей зубьев сопряженных колес, компенсации термических деформаций, компенсации погрешностей изготовления и монтажа, свободного доступа смазки к месту контакта зубьев, и бокового, обеспечивающего свободный поворот одного из колес при неподвижном втором колесе, смазывания зубьев, компенсации погрешностей изготовления и монтажа, а также деформаций элементов передачи, обусловленных изменением температуры и влажно-

сти окружающей среды, зазоров [1]. Боковой зазор между зубьями должен быть достаточным для исключения заклинивания передачи во время работы. Если при эксплуатации передачи в зубчатом зацеплении гарантировано исключение размыкания рабочих поверхностей зубьев, величину бокового зазора принципиально можно не ограничивать, и она может быть (с учетом изнашивания боковых поверхностей зубьев) достаточно большой. Но она должна быть минимальной при непостоянстве передаваемого крутящего момента и особенно при возможности возникновения крутильных колебаний, а также в реверсивных передачах.

Предусмотренные в передачах зацеплением (в том числе и планетарной плавнорегулируемой), радиальный и боковой зазоры обеспечиваются геометрией эвольвентного зацепления и жесткой фиксацией геометрических осей зубчатых колес (для плавнорегулируемой передачи – при любых значениях переменного передаточного отношения).

Использование в плавнорегулируемой передаче эвольвентного зацепления

Во всех известных к настоящему времени модификациях плавнорегулируемой зубчатой передачи и их всевозможных описаниях используется эвольвентное зацепление как наиболее технологичное и доступное при изготовлении зубчатых колес этой передачи в условиях неспециализированной производственной базы, вследствие чего она является однопрофильной, то есть контакт зубьев передачи происходит по одной боковой поверхности, а по другой боковой поверхности зуба предусмотрен зазор, обеспечивающий компенсацию силовых и температурных деформаций зубьев, погрешностей изготовления и сборки зубчатых колес, а также размещения сма-

зочного материала. При этом боковой зазор в зацеплении, обеспечивая работоспособность плавнорегулируемой зубчатой передачи (при сложившемся подходе к ее конструкции), предъявляет специфические требования к конструкции ее механизма управления передаточным отношением.

Сохранность бокового зазора в зацеплении в процессе регулирования передаточного отношения достигается в результате реализации одного из трех принципов, на основе которых только и может быть создана конструкция планетарной плавнорегулируемой передачи с эвольвентным зацеплением [2], заключающегося в обеспечении жесткой кинематической связи между перемещениями элементов и достигаемого с помощью механизма, описанного в [3]. Механическая передача этого механизма приведена на рис. 1 и включает две кинематические ветви, одна из которых (конструктивно простая) обеспечивает радиальные перемещения секторов неподвижного центрального зубчатого колеса, а другая (включающая управляющую и замыкающую планетарные передачи) – радиальные перемещения вращающегося сателлита.

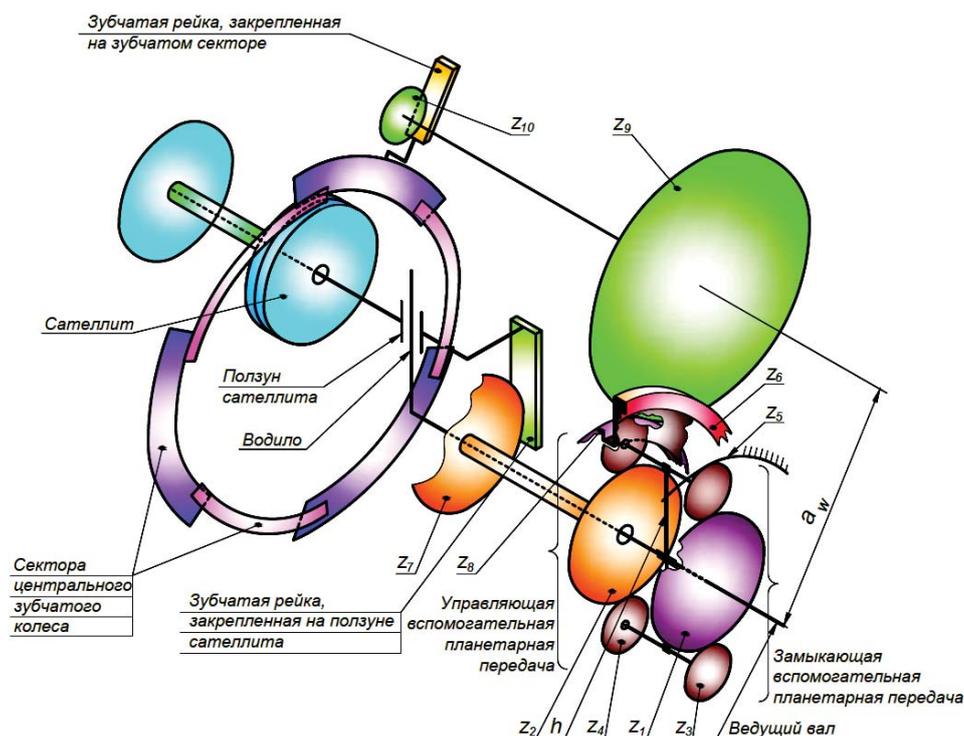


Рис. 1. Схема механической передачи механизма регулирования передаточного отношения

Планетарная плавнорегулируемая передача имеет конструктивно простую, включающую два зубчатых колеса (сателлит и центральное зубчатое колесо), силовую кинематическую цепь, что вызывает естественное желание упростить механизм регулирования передаточного отношения, устранив кинематическую цепь управления радиальными перемещениями сателлита. Достичь этого можно в результате использования беззазорного зацепления сателлита и центрального зубчатого колеса, в котором изменение геометрии (условного начального диаметра цен-

трального зубчатого колеса и радиуса водила) происходит не в результате независимых перемещений сателлита и секторов центрального зубчатого колеса, а в результате изменения только диаметра центрального зубчатого колеса, причем радиальные перемещения сателлита определяются силовым замыканием между ним и центральным зубчатым колесом, в результате чего эвольвентная передача становится двухпрофильной со всеми вытекающими отсюда и рассмотренными ниже последствиями. Очевидно, что в этом случае благодаря возможности

радиальных смещений сателлита обеспечивается сохранение всех выполнявшихся боковым зазором отмеченных выше функций за исключением свобод-ного поворота сателлита (см. ниже).

Замыкающее усилие реализуется только в процессе изменения передаточного отношения передачи и может создаваться не только упругим элементом (пружиной), хотя этот вариант представляется наиболее оптимальным. Геометрическая форма зубчатых секторов и вызванная ею конфигурация центрального зубчатого колеса, далеко не идентичная условному центральному зубчатому колесу (см. рис. 2), обуславливают необходимость при любых изменениях передаточного отношения передачи периодически исключать силовое замыкание и фиксировать сателлит в зоне пересопряжения зубчатых секторов различных силовых потоков в определенном положении, так как в противном случае характерные для планетарной плавнорегулируемой передачи погрешности угла поворота сателлита, вызванные отклонением зубьев секторов центрального зубчатого колеса от номинального положения [4], значительно возрастают из-за недопустимого увеличения радиуса водила.

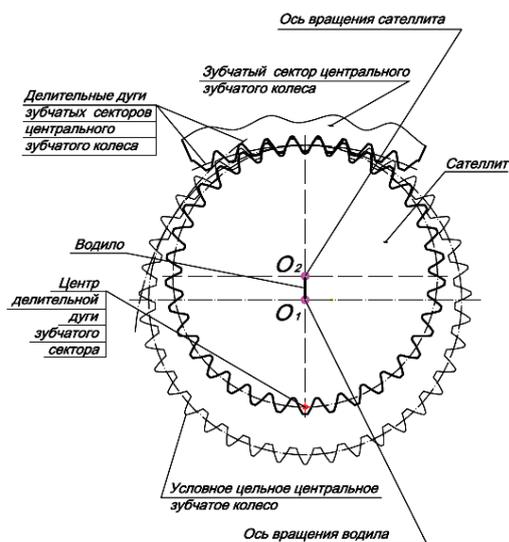


Рис. 2. Зацепление сателлита и сектора центрального зубчатого колеса планетарной плавнорегулируемой передачи

Фиксируемое положение сателлита в передаче с силовым замыканием определяется величиной угла отклонения водила от оси симметрии зубчатого сектора как в направлении его вращения, так и в противоположном, при котором погрешность угла поворота сателлита вокруг собственной оси минимальна и может считаться приемлемой. Удвоенную величину угла отклонения водила назовем углом регулирования, который будет уменьшаться по мере приближения передаточного отношения передачи к максимальному значению. Предельные значения этого угла определяются требованиями к качеству функционирования передачи и за пределами этих изменяющихся в зависимости от значения мгновенного передаточного отношения передачи углов радиальное положение сателлита или изменяющийся в соответствии с формой сектора центрального зубчатого колеса радиус водила должны быть зафиксированы. Значения угла поворота сателлита вокруг своей оси в зависимости от угла отклонения водила от оси симметрии сектора, полученные графическим моделированием передачи с модулем $m = 8$ мм и числами зубьев сателлита $z_{\text{сат}} = 33$, заготовки центрального зубчатого колеса $z_{\text{заг}} = 66$, условного центрального зубчатого колеса $z_{\text{усл}} = 39$, приведены на рис. 3.

Характерно, что полученная при этом величина погрешности угла поворота сателлита, определяемая как разность номинального и фактического угла поворота, изменяется по параболическому закону, который для передачи с вышеуказанными параметрами описывается приведенным на рис. 4 уравнением линии тренда (выделена тонкой линией).

Используя приведенное на рис. 4 уравнение линии тренда, определим величину угла регулирования, задавшись допустимой погрешностью угла поворота сателлита ($-0,1^\circ$). В этом случае угол отклонения водила равен $19,56^\circ$, а угол регулирования равен $39,12^\circ$, что составляет $0,652$ углового шага секторов центрального зубчатого колеса. В точке пересечения делительных дуг секторов центрального зубчатого колеса (см. рис. 2), когда уравнение линии тренда решается при $x = 30^\circ$, погрешность угла поворота составит ($-2,25^\circ$).

Возможность практического использования такой передачи подтверждается пока только компьютерным моделированием, результаты которого приведены на рис. 5.

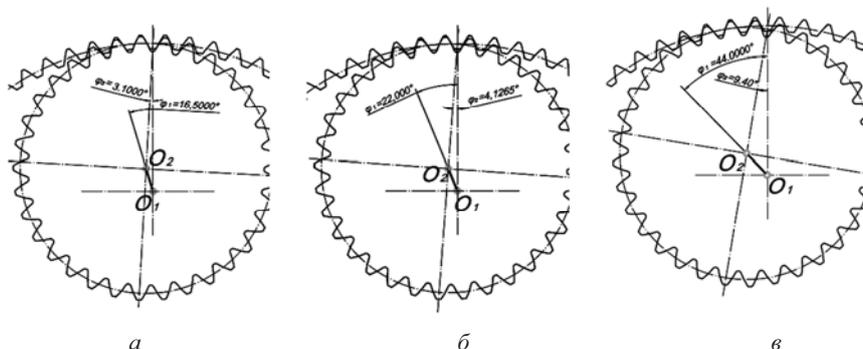


Рис. 3. Беззазорное зацепление эвольвентных зубьев сателлита и сектора центрального зубчатого колеса при углах поворота водила: а – $16,5^\circ$; б – 22° ; в – 44° ; φ_1 – угол отклонения водила от оси симметрии зубчатого сектора; φ_2 – угол поворота сателлита, соответствующий углу φ_1

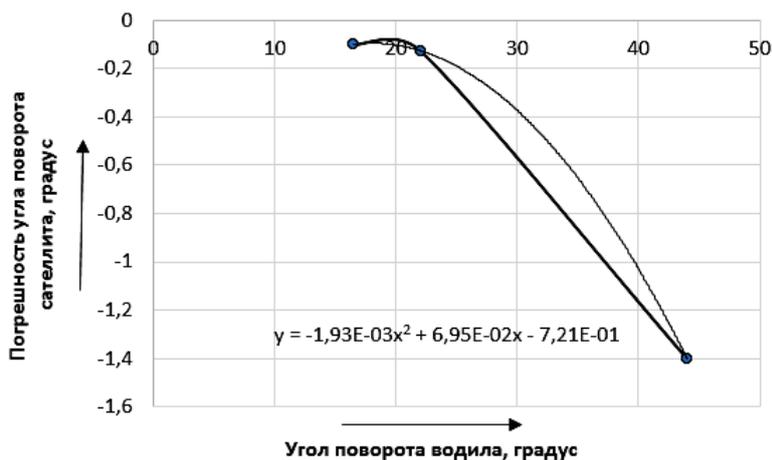


Рис. 4. Погрешность угла поворота спутника плавнорегулируемой передачи с безззорным эвольвентным зацеплением

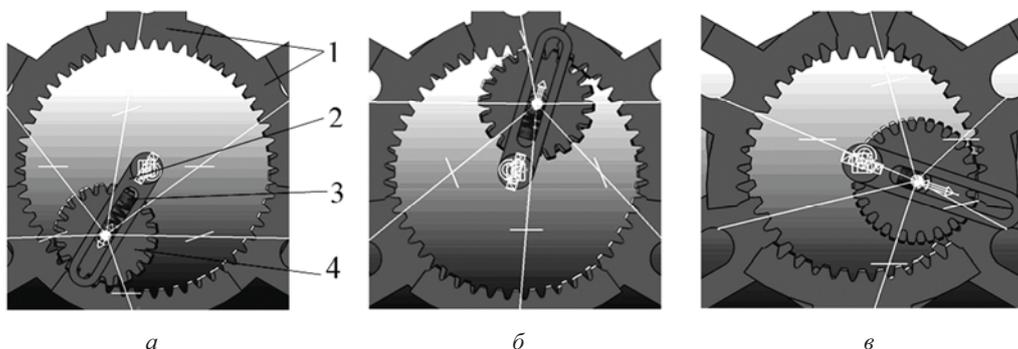


Рис. 5. Стадии регулирования передаточного отношения в плавнорегулируемой передаче с силовым замыканием: а – начальная; б – промежуточная; в – заключительная; 1 – зубчатые сектора центрального зубчатого колеса; 2 – водило; 3 – замыкающая пружина; 4 – спутник

Для сравнения величина угла поворота спутника при тех же углах отклонения водила и в такой же передаче, но без силового замыкания приведена на рис. 6, а полученная при этом погрешность угла поворота спутника иллюстрируются графиком на рис. 7.

В этом случае говорить о величине угла регулирования не имеет смысла, а приемлемый угол отклонения водила от оси симметрии зубчатого сектора при погрешности угла поворота спутника 0,1° составляет 13,23°.

При функционировании с постоянным режимом спутник также фиксируется в требуемом положении. Циклограмма функционирования передачи с силовым замыканием в процессе регулирования передаточного отношения выглядит следующим образом (см. рис. 8).

В качестве фиксатора текущего положения спутника может быть использован гидроцилиндр с магнито-реологической жидкостью. Схема узла спутника такой передачи приведена на рис. 9.

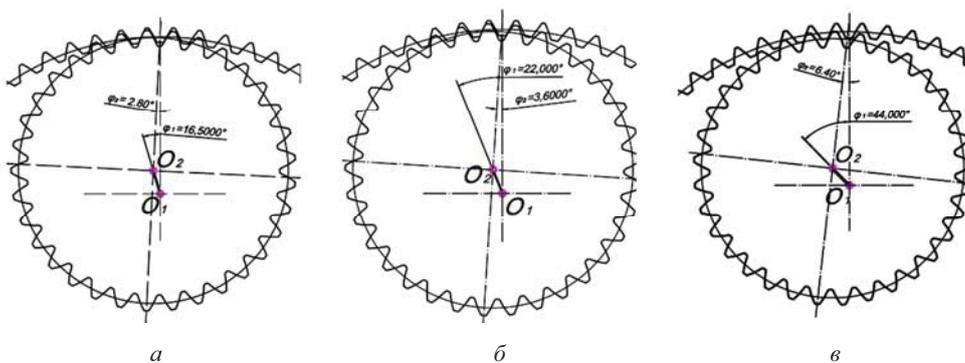


Рис. 6. Зацепление эвольвентных зубьев спутника и сектора центрального зубчатого колеса в передаче без силового замыкания при углах поворота водила: а – 16,5°; б – 22°; в – 44°; ϕ_1 – угол отклонения водила от оси симметрии зубчатого сектора; ϕ_2 – угол поворота спутника, соответствующий углу ϕ_1

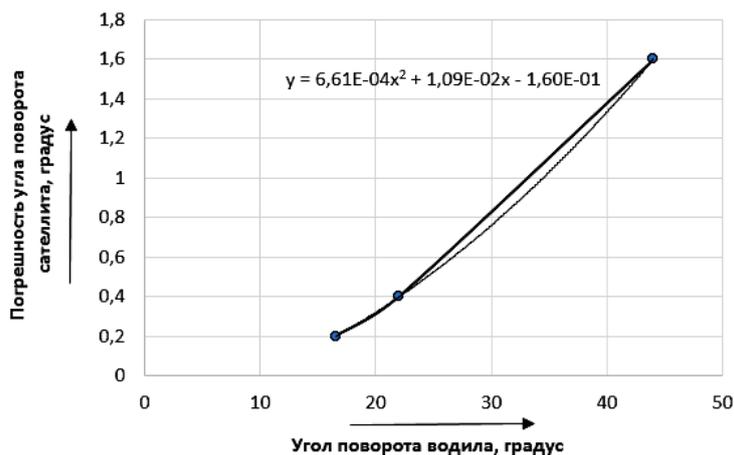


Рис. 7. Погрешность угла поворота спутника плавнорегулируемой передачи без силового замыкания

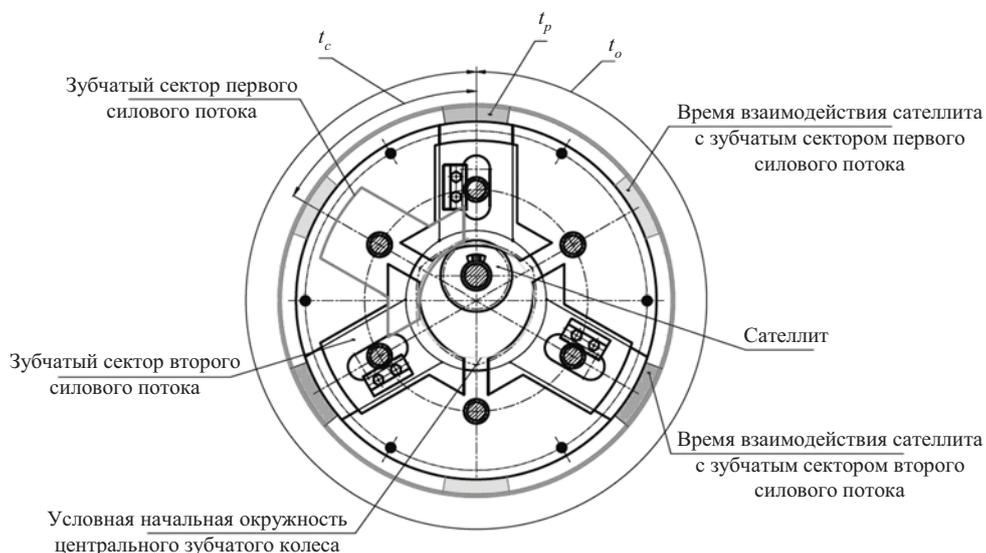


Рис. 8. Циклограмма взаимодействия спутника с секторами центрального зубчатого колеса плавнорегулируемой передачи с силовым замыканием при регулировании передаточного отношения: t_o – время одного оборота водила; t_c – время поворота водила на один угловой шаг секторов центрального зубчатого колеса; t_p – время регулирования, равное времени поворота водила на угол регулирования

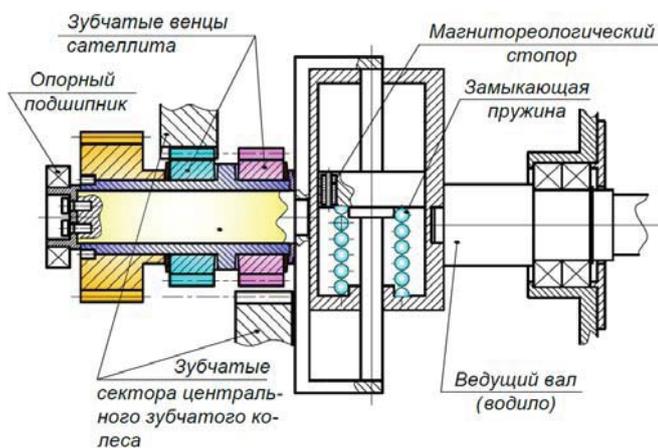


Рис. 9. Узел спутника планетарной плавнорегулируемой передачи с силовым замыканием между спутником и секторами центрального зубчатого колеса

Из приведенной на рис. 8 циклограммы следует, что при вращении ведущего вала с частотой 2000 мин^{-1} время одного оборота составляет $t_0 = 0,03 \text{ с}$, время поворота водила на один угловой шаг $t_c = 0,005 \text{ с}$. Тогда для эвольвентной передачи с силовым замыканием время регулирования составит

$$t_p = 0,652 t_c = 0,652 \times 0,005 = 0,00326 \text{ с}.$$

С учетом упоминающейся в литературе инерционности гидросистем с магнитореологической жидкостью (миллисекунды) это время является приемлемым для эффективного функционирования изображенного на рис. 9 магнитореологического стопора. Надо отметить, что при силовом замыкании сателлита и центрального зубчатого колеса величина угла их свободного взаимодействия увеличивается с уменьшением передаточного отношения, приближаясь к максимальному значению.

Использование в плавнорегулируемой передаче зацеплений с осевым перекрытием зубьев

Использование в плавнорегулируемой зубчатой передаче с силовым замыканием эвольвентного зацепления имеет тот недостаток, что к повышенному скольжению при неkratности окружного шага секторов окружному шагу зубьев, неизбежному в передаче с торцовым перекрытием зубьев, добавляются дополнительные потери на трение при двухпрофильном контакте зубьев (рис. 10) [5].

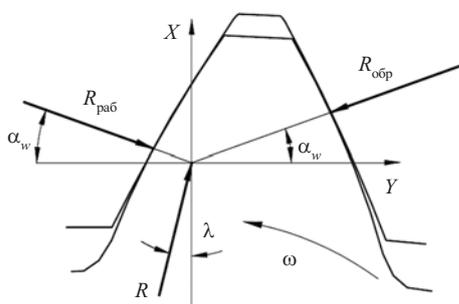


Рис. 10. Силы в беззазорном зацеплении эвольвентных зубьев плавнорегулируемой передачи: $R_{\text{раб}}$ и $R_{\text{обр}}$ – нормальные реакции на рабочей и обратной боковых сторонах зубьев; R – результирующая реакция в кинематической паре; α_w – угол зацепления; λ – угол давления; ω – угловая скорость водила

Представляется, что уменьшить скольжение можно было бы в передаче с осевым перекрытием зубьев, то есть в планетарной плавнорегулируемой передаче желательно использовать известное зацепление с осевым перекрытием зубьев, причем в этом зацеплении должен быть боковой зазор и не должно быть радиального зазора. Условиями поставленной задачи потенциально удовлетворяют хорошо зарекомендовавшее себя зацепление Новикова (круговинтовое) – частично, а также зацепление Гребенюка (эллиптическое).

Вопросы использования зацепления Новикова в передаче $K-H-V$ рассмотрены в [6]. Однако условия

использования его в беззазорной плавнорегулируемой планетарной передаче с силовым замыканием потребуют корректировки исходного контура как допюлюсной, так и дозапюлюсной передач с целью исключения радиального зазора и двухпрофильного контакта, что значительно ограничивает возможности его использования.

Объективно при пространственном точечном зацеплении профили боковых поверхностей зубьев могут быть образованы различными кривыми, простейшей из которых является окружность [7], что создает предпосылки для формирования новых оригинальных зацеплений, таких как зацепление Гребенюка. Имеющиеся описания зацепления Гребенюка [8] позволяют создать графическую модель плавнорегулируемой планетарной передачи с этим зацеплением, результаты исследования которой приведены на рис. 11 и 12.

В передаче с зацеплением Гребенюка и силовым замыканием по приведенному на рис. 12 уравнению тренда угол отклонения водила от оси симметрии зубчатого сектора при значении погрешности угла поворота сателлита ($-0,1^\circ$) составит $27,87^\circ$, а угол регулирования – $55,74^\circ$.

В последнее время в литературных источниках широко освещается эксцентриково-циклоидальное (ЭЦ) зацепление, создавшее прецедент использования косозубых передач с циклоидальным профилем зуба [9]. Использование этого зацепления в плавнорегулируемой передаче невозможно, но представляет по крайней мере академический интерес рассмотрение вопроса использования косозубого циклоидального колеса. При этом, основываясь на вышеприведенной информации из [10], можно с легкостью допустить существование косозубой циклоидально-цевочной передачи, в которой подобно косозубой эвольвентной передаче имеются как торцовое, так и осевое перекрытие зубьев. Тогда, рассматривая приведенные в статье [11] графические модели как торцовые сечения плавнорегулируемой косозубой циклоидально-цевочной передачи с силовым замыканием и текущим передаточным отношением, равным 11, получим приведенные на рис. 13 результаты ее графического моделирования.

График изменения погрешности угла поворота сателлита в этой передаче в зависимости от угла отклонения водила приведен на рис. 14. Можно определить величину угла регулирования, задавшись допустимой погрешностью угла поворота сателлита. Из уравнения линии тренда при значении погрешности угла поворота сателлита, равной $(-0,1)$, получим угол отклонения водила, равный $38,8^\circ$, и угол регулирования, равный $77,6^\circ$. Следует отметить, что при угле поворота водила 30° погрешность угла поворота сателлита составляет $(-0,0055^\circ)$.

Так как полученный угол регулирования больше углового шага секторов центрального зубчатого колеса, погрешность угла поворота сателлита может быть уменьшена.

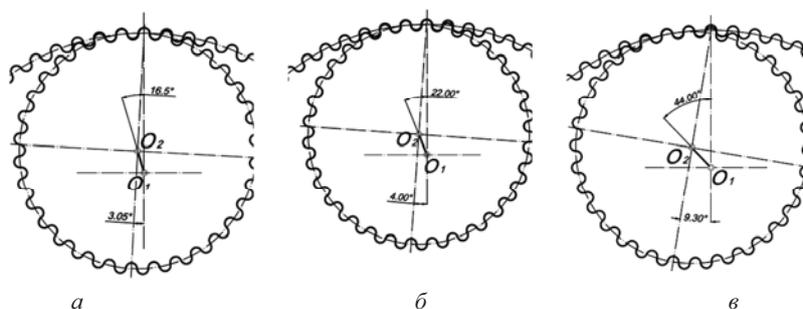


Рис. 11. Плавнорегулируемая передача с силовым замыканием сателлита и сектора центрального зубчатого колеса и зацеплением Гребенюка (торцовое сечение) при углах поворота водила: а – 16,5°; б – 22°; в – 44°; φ_1 – угол отклонения водила от оси симметрии зубчатого сектора; φ_2 – угол поворота сателлита, соответствующий углу φ_1



Рис. 12. Погрешность угла поворота сателлита плавнорегулируемой передачи с силовым замыканием и зацеплением Гребенюка

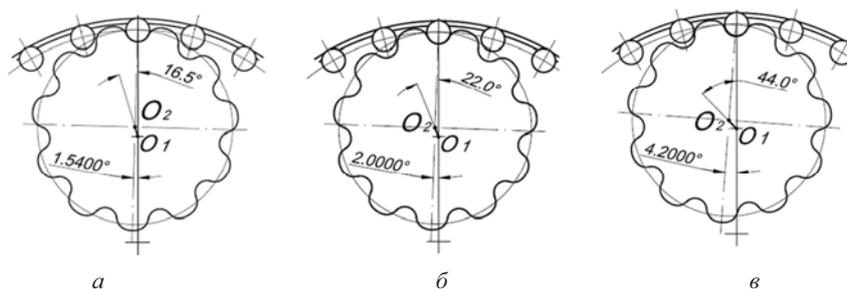


Рис. 13. Плавнорегулируемая передача с силовым замыканием сателлита и сектора центрального зубчатого колеса и циклоидально-цепочным зацеплением (торцовое сечение) при углах поворота водила: а – 16,5°; б – 22°; в – 44°; φ_1 – угол отклонения водила от оси симметрии зубчатого сектора; φ_2 – угол поворота сателлита, соответствующий углу φ_1

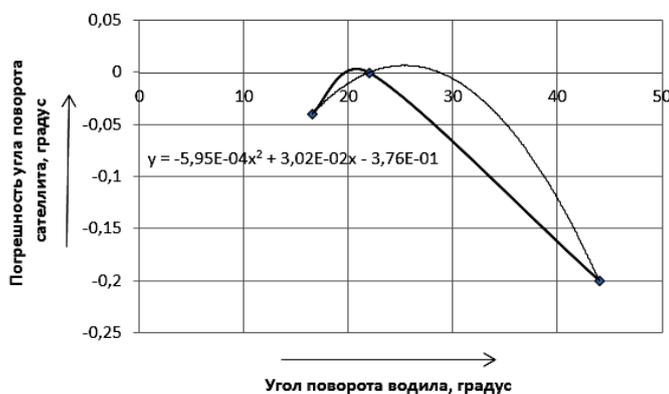


Рис. 14. Погрешность угла поворота сателлита плавнорегулируемой передачи с силовым замыканием и циклоидально-цепочным зацеплением

Заключение

В планетарной плавнорегулируемой передаче с беззазорным зацеплением, реализуемым в результате силового замыкания сателлита и секторов центрального зубчатого колеса, механизм регулирования передаточного отношения может быть значительно упрощен за счет ликвидации кинематической цепи радиального перемещения сателлита, включающей управляющую и замыкающую вспомогательные планетарные передачи. Следовательно, беззазорное зацепление сателлита и центрального зубчатого колеса в плавнорегулируемой передаче является ее достоинством.

Но при этом узел сателлита должен быть оснащен замыкающим упругим элементом и стопором (предположительно, гидроцилиндром с магнитореологической жидкостью), исключающим нежелательное с точки зрения качества функционирования передачи увеличение радиуса водила. Наличие стопора требует наличия электронной системы управления, что можно отнести к недостаткам беззазорной плавнорегулируемой передачи.

При этом в плавнорегулируемой передаче желательно использовать зацепления с осевым перекрытием зубьев и боковым зазором, такие как эллиптическое (зацепление Гребенюка) и косозубое циклоидально-цевочное вместо эвольвентного.

Во всех случаях использования в графических моделях беззазорной плавнорегулируемой передачи эвольвентного, эллиптического и циклоидально-цевочного зацеплений получены удовлетворительные значения углов регулирования, позволяющие обеспечить эффективное функционирование магнитореологического стопора. Наиболее приемлемые значения угла регулирования достигаются в передаче с циклоидально-цевочным зацеплением.

Получено 28.01.2017

Библиографические ссылки

1. Элементы привода приборов: расчет, конструирование, технологии / под ред. Ю. М. Плескачевского. – Минск : Беларус. навука. – 2012. – 769 с.
2. Даньков А. М. Сборка и регулировка основных модификаций плавнорегулируемой зубчатой передачи // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2005. – № 10. – С. 38–43.
3. Даньков А. М. Как управлять передаточным отношением зубчатой планетарной плавнорегулируемой передачи // Наука и техника. – 2016. – № 3. – С. 200–208.
4. Иоффе А. З., Даньков А. М. Конструктивные и кинематические особенности плавнорегулируемых зубчатых передач // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2011. – № 1. – С. 27–38.
5. Колмаков С. В. Силовой анализ безводильных планетарных передач с однозвенными и двухзвенными сателлитами // Современное машиностроение. Наука и образование. – 2013. – № 3. – С. 337–346.
6. Лаутин Ф. Ю. К вопросу применения зацепления Новикова в планетарной передаче типа $K-H-V$ // Современные инструментальные системы, информационные технологии и инновации : материалы VIII Междунар. науч.-техн. конф. Ч. 2. – Курск. – 2011. – С. 110–115.
7. Прикладная механика : учеб. пособие для вузов / под ред. В. М. Осецкого. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1977.
8. Патент 2057267 РФ, МКИ F16H1/24. Зубчатая передача / Г. П. Гребенюк. – Заявл. 07. 04. 93 ; опубл. 27.03.96.
9. Математическое моделирование работы редуктора с циклоидально-эксцентриковым зацеплением / А. М. Бурбенчиков, Н. Р. Щербаков, В. В. Становской, С. М. Казакичюс, Т. А. Ремнева // Вычислительные технологии. – 2009. – Т. 14, № 2. – С. 51–57.
10. Там же.
11. Даньков А. М. К вопросу о выборе зацепления для плавнорегулируемой зубчатой передачи // Вестник науки и образования Северо-Запада России. – 2016. – Т. 2, № 1. – С. 1–11.

УДК 621.833

В. Е. Антонюк, доктор технических наук, ГНУ «Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси», Минск

С. Н. Поддубко, кандидат технических наук, ГНУ «Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси», Минск

ОСОБЕННОСТИ НОРМИРОВАНИЯ И КОНТРОЛЯ НОРМ КОНТАКТА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

Введение

Планетарные передачи широко применяются в механических и гидромеханических передачах современных гусеничных и колесных машин. Однако использование ГОСТ 1643–81 «Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски» [1] применительно к планетарным передачам требует уточнения ряда положений. Приведенный ниже анализ

норм контакта касается наиболее часто применяемых в планетарных передачах гусеничных и колесных машин зубчатых колес с коэффициентом осевого перекрытия $\xi_B \leq 1,2$.

Показатели контакта зубьев в передаче имеют решающее значение для силовых передач, так как недостаточная величина контакта приводит к интенсивному износу и выходу из строя передачи.