

Как управлять передаточным отношением зубчатой планетарной плавно регулируемой передачи

Докт. техн. наук, доц. А. М. Даньков¹⁾

¹⁾Белорусско-Российский университет (Могилев, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2016
Belarusian National Technical University, 2016

Реферат. Известные попытки создать зубчатую плавно регулируемую передачу с цельными зубчатыми колесами привели к разработке ряда так называемых адаптивных зубчатых передач. Наиболее конструктивно простой вариант зубчатой плавно регулируемой передачи – планетарная двухколесная передача. Очевидно, что активное регулирование передаточного отношения этой передачи должно основываться на наличии управляемых элементов (параметров) и механизма управления ими. В упомянутой передаче один из управляемых элементов – составное центральное зубчатое колесо – имеет такой управляемый параметр, как условный начальный диаметр. При этом колесо может вращаться или оставаться неподвижным. Другой управляемый элемент – водило – имеет в качестве управляемого параметра собственный радиус и совершает вращательное движение с большой скоростью ведущего элемента. Назначение механизма управления – обеспечить в работающей передаче радиальные перемещения секторов центрального зубчатого колеса и сателлита. В статье описаны его модификации и рассмотрены два варианта передачи управляющего воздействия от его источника к объекту управления: с помощью механических передач (два варианта) и посредством гидравлики.

Ключевые слова: планетарная плавно регулируемая передача, зубчатые сектора, центральное зубчатое колесо, водило переменного радиуса, механизм управления передаточным отношением

Для цитирования: Даньков, А. М. Как управлять передаточным отношением зубчатой планетарной плавно регулируемой передачи / А. М. Даньков // *Наука и техника*. 2016. Т. 15, № 3. С. 200–208

How to Control Reduction Ratio of Planetary Continuously-Adjustable Gear Train

A. M. Dankov¹⁾

¹⁾Belarusian-Russian University (Mogilev, Republic of Belarus)

Abstract. The known attempts to create a continuously-adjustable gear train with solid gears have led to development of some so-called adaptive gears. The most structurally simple version of continuously-adjustable gear train is a two-wheel planetary gear. It is an obvious fact that an active regulation of gear ratio for the gear should be based on the presence of controlled elements (parameters) and a mechanism for their control. In respect of the mentioned gear one of the controlled elements that is a compound central toothed gear has such controlled parameter as a nominal pitch diameter. In this case it can rotate or remain motionless. Other controlled element which is a planetary carrier has its own radius as a controlled parameter and makes a rotary motion with a great speed of a leading element. The purpose of the control mechanism is to ensure radial displacement of central toothed gear and planet gear sectors in the working gear. The paper describes the mechanism modifications and considers two variants for transfer of control action from its source to an object to be controlled. The transfer is ensured by mechanical gears (two variants) and hydraulics.

Keywords: planetary continuously-adjustable gear train, gear sectors, central toothed gear, planetary carrier with variable radius, control mechanism for reduction ratio

For citation: Dankov A. M. (2016) How to Control Reduction Ratio of Planetary Continuously-Adjustable Gear Train. *Science & Technique*. 15 (3), 200–208 (in Russian)

Адрес для переписки

Даньков Александр Михайлович
Белорусско-Российский университет
просп. Мира, 43, корп. 1,
212000, г. Могилев, Республика Беларусь
Тел.: +375 22 225-08-08
amdan@yandex.ru

Address for correspondence

Dankov Alexsander M.
Belarusian-Russian University
43 Mira Ave., korp. 1,
212000, Mogilev, Republic of Belarus
Tel.: +375 22 225-08-08
amdan@yandex.ru

Введение

К приводам различных технологических машин достаточно давно и все чаще в наше время предъявляются требования не только бесступенчатого регулирования, но и осуществления этого регулирования автоматически, стимулируя поиски специалистами и энтузиастами приемлемых технических решений этой проблемы [1]. Используемые в современном машиностроении плавно регулируемые приводы основаны на гидравлических, электрических, гидромеханических и электрогидравлических передачах, а автомобильные трансмиссии – на фрикционных вариаторах, конструкции которых позволяют с высокой точностью регулировать изменение передаточного отношения согласно заданной программе на ходу и под нагрузкой, что упрощает их автоматическое управление. Приведенный перечень не включает передач зацеплением, потому что известный цепной вариатор [2] имеет невысокие технические характеристики, а созданные на основе цельных зубчатых колес бесступенчато-регулируемые передачи [3] являются скорее адаптивными, а не управляемыми. В то же время на основе использования составных полисекторных зубчатых колес [4] создан ряд модификаций зубчатой плавно регулируемой передачи, выполненных как по развернутой [5, 6], так и по планетарной [7, 8] схемам. Решая вышеуказанные задачи и отличаясь простотой и удовлетворительной потенциальной надежностью при приемлемых габаритах и массе, они пока не получили распространения ни в машино-, ни в автомобилестроении, в том числе и по причине недостаточной проработанности системы управления их передаточным отношением. В статье описаны модификации механизма управления планетарной, представляющейся наиболее перспективной, зубчатой плавно регулируемой передачей, удовлетворяющие принципам ее существования [9].

Планетарная плавно регулируемая зубчатая передача

Наиболее эффективной областью применения плавно регулируемых механических передач вследствие повсеместного распространения регулируемого электропривода стали транс-

миссии транспортных средств, что ни в коем случае не исключает их использования в обоснованных случаях за пределами этой области. Благодаря постоянному и неуклонному ужесточению экологических норм трансмиссии транспортных средств прошли длинный и сложный путь развития от двух-, трехступенчатых до современных 10-ступенчатых трансмиссий (DSG). Этот путь включает этап использования плавно регулируемых механических передач и подтверждает общепризнанный тезис, что развитие и в данной области техники идет по спирали. Следуя формальной логике этого тезиса, можно ожидать, что на смену трансмиссиям DSG придет плавно регулируемая передача более высокого, чем у широко применяющихся в наше время передач, технического уровня.

Класс плавно регулируемых механических передач (исключая так называемые адаптивные зубчатые [3]) на сегодняшний день представлен широко реализованными в ответственных областях техники фрикционными передачами (клиноцепными и клиноременными, а также тороидальными), менее распространенными передачами зацеплением (цепными), а также пока еще остающимися перспективными передачами с составными полисекторными зубчатыми колесами (СПЗК), представителем которых является планетарная плавно регулируемая передача (ППП). Схема силовой кинематической цепи описанной в [10] ППП, приведенная на рис. 1, отличается как очевидной нетривиальностью базового технического решения, так и не менее очевидной сложностью его реализации. Опираясь на результаты достигнутого уровня реализации этой передачи, подтверждающего ее принципиальную работоспособность, и одновременно абстрагируясь от них, рассмотрим другие, не менее важные аспекты ее существования.

Плавно регулируемая механическая передача кроме элементов, обеспечивающих ее способность передавать требуемую нагрузку, должна иметь механизм внешнего управления передаточным отношением, отдельные элементы которого неизбежно должны стать элементами конструкции передачи. Так, в ППП в режиме функционирования с заданным передаточным отношением сателлит и зубчатые сектора центрального зубчатого колеса должны

фиксироваться в определенном положении элементами механизма управления, воспринимающими силы в зацеплении.

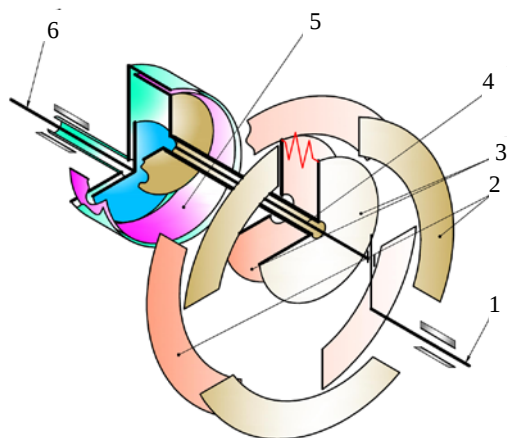


Рис. 1. Схема силовой кинематической цепи ППП:
1 – ведущий вал; 2 – центральное зубчатое колесо;
3 – сателлит; 4 – водило; 5 – передача для съема вращения с сателлита; 6 – ведомый вал

Fig. 1. Scheme of power kinematic chain for planetary continuously-adjustable gear train:
1 – drive shaft; 2 – central toothed gear;
3 – planet gear; 4 – planetary carrier; 5 – gear for removal of twirls from planet gear; 6 – driven shaft

Таким образом, механизм управления – это конструктивный элемент плавно регулируемой передачи, который создает управляющее усилие во время изменения передаточного отношения передачи при помощи электрического или гидравлического привода и удерживает заданное передаточное отношение до поступления очередной команды. Главной особенностью системы управления плавно регулируемой передачей является необходимость сообщать управляющее воздействие и перемещение как не совершающим рабочего вращательного движения, так и вращающимся элементам передачи. Невращающимися являются сектора центрального зубчатого колеса, а вращающимися – сателлит. Причем эти элементы в процессе регулирования передаточного отношения перемещаются поступательно и радиально. Безотносительно к специфике конкретной области применения ППП, накладывающей особые требования на конструкцию передачи и ее элементов, рассмотрим общие принципы построения модификаций (электромеханической и гидромеханической) механизма управления передаточным отношением ППП и оценим степень их влияния на конструкцию передачи.

Электромеханический механизм управления (1-й вариант)

Традиционно считается, что электромеханический привод имеет хорошую управляемость, более высокий КПД, удобство и надежность в эксплуатации и меньшее энергопотребление, но невысокую скорость срабатывания и более низкие массогабаритные характеристики. Основное же преимущество этой модификации механизма управления в данном конкретном случае – возможность обеспечения всех необходимых для регулирования передаточного отношения перемещений элементов передачи с помощью одного сервопривода, включающего электродвигатель, специфическую механическую передачу, датчики, электронный блок управления и исполняющее устройство, взаимодействующие на основе хорошо отработанных принципов.

Источник управляющего воздействия (электродвигатель) пространственно удален от каждого из управляемых элементов, поэтому для передачи указанного воздействия управляемым элементам нужен механизм с разветвляющейся (на каждый управляемый элемент) кинематической цепью. Наиболее компактными являются механизмы для передачи вращательного движения. Следовательно, сообщать регулирующие перемещения секторам и сателлиту необходимо через обеспечивающие компактность конструкции зубчато-реечные механизмы, преобразующие вращательное движение в поступательное. Так как сателлит в работающей передаче совершает вращательное движение вместе с водилом со скоростью ведущего вала, сообщать регулирующее перемещение зубчатому колесу его зубчато-реечного механизма необходимо через дифференциальный механизм, суммирующий вращения ведущего вала и управляющего воздействия. Таким образом, механическая передача механизма управления должна иметь вид, приведенный на рис. 2 (электродвигатель не показан). Передача включает две вспомогательные планетарные передачи: замыкающую, образованную зубчатыми колесами z_1 , z_3 , z_5 , и управляющую, образованную зубчатыми колесами z_2 , z_4 , z_6 . Обе передачи имеют общее водило, свободно вращающееся на ведущем валу, на котором установлены идентичные сателлиты z_3 и z_4 , причем сател-

лит z_4 имеет независимое от сателлита z_3 вращение относительно собственной оси. Центральное зубчатое колесо с внешними зубьями z_1 закреплено на ведущем валу, а имеющее такое же число зубьев зубчатое колесо z_2 свободно вращается на ведущем валу и жестко связано с зубчатым колесом z_7 , находящимся в зацеплении с закрепленной на ползуне сателлита зубчатой рейкой. Центральные зубчатые колеса с внутренними зубьями z_5 и z_6 имеют одинаковое число зубьев, при этом зубчатое колесо z_5 неподвижно закреплено на корпусе передачи, а зубчатое колесо z_6 может вращаться вокруг собственной оси.

Замыкающая вспомогательная планетарная передача определяет закон вращения водила h , общего для замыкающей и управляющей планетарных передач, в результате чего зубчатым колесам z_2 и z_7 сообщается вращение ведущего вала. Поворотом зубчатого колеса z_6 зубчатым колесам z_2 и z_7 может быть сообщено дополнительное управляющее вращение. Таким образом, управляющая вспомогательная планетарная передача исполняет роль вышеупомянутого

дифференциала, а зубчатое колесо z_6 является источником управляющего воздействия и точкой разветвления кинематической цепи механизма управления передаточным отношением ППП. В результате сформирована ветвь кинематической цепи механизма управления, обеспечивающая регулирующие перемещения сателлита. Так как перемещения сателлита и секторов центрального зубчатого колеса ППП строго согласованы, зубчатое колесо z_6 должно быть источником управляющего воздействия и для ветви кинематической цепи механизма управления, обеспечивающей согласованные перемещения секторов центрального зубчатого колеса. По компоновочным соображениям и с целью конструктивного упрощения этой ветви целесообразно зубчатое колесо z_6 жестко соединить с зубчатым колесом z_8 с внешними зубьями, с которым находятся в зацеплении зубчатые колеса z_9 (на схеме показано только одно колесо). На валах зубчатых колес z_9 закреплены зубчатые колеса z_{10} , находящиеся в зацеплении с зубчатыми рейками, закрепленными на секторах центрального зубчатого колеса.

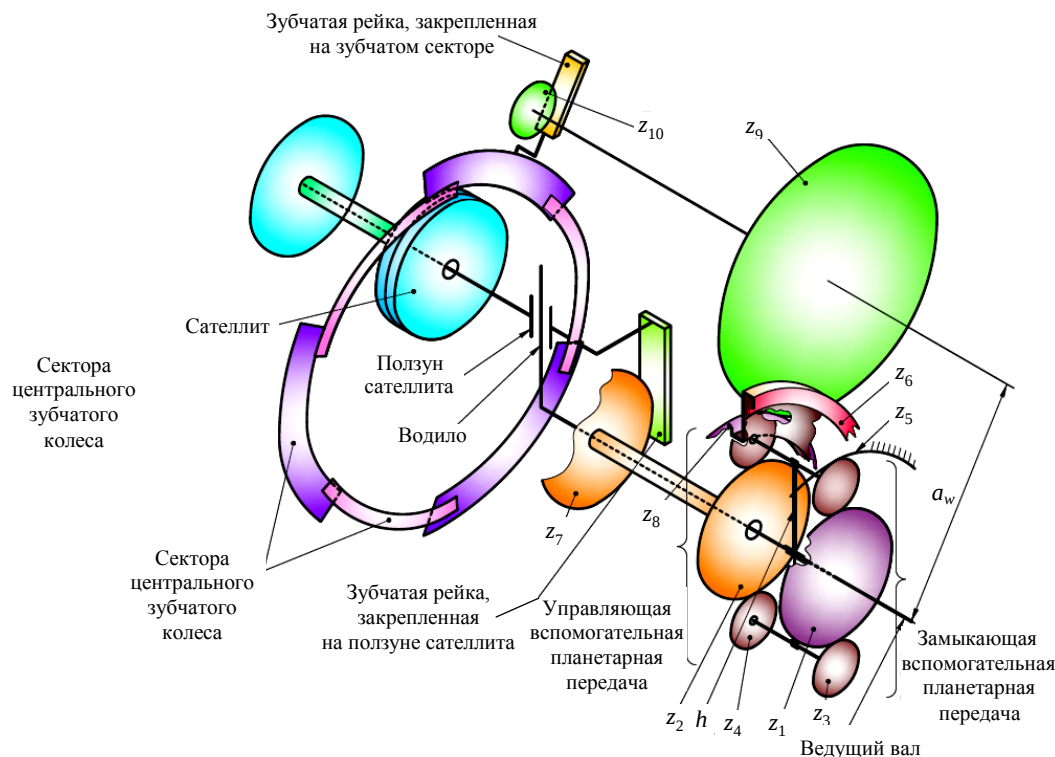


Рис. 2. Схема механической передачи механизма управления ППП

Fig. 2. Scheme of mechanical gearing for control mechanism of planetary continuously-adjustable gear train

Описанная кинематическая схема механизма управления обеспечивает реализацию третьего принципа существования зубчатой плавно-регулируемой передачи (жесткая кинематическая связь между перемещениями элементов передачи [9]), т. е. синхронность перемещений находящихся в зацеплении зубчатых секторов и сателлита. Одинаковая величина линейных перемещений сателлита и секторов центрального зубчатого колеса строго обеспечивается соотношением зубьев зубчатых колес, образующих механизм управления. По компоновочным соображениям зубчатые колеса z_7 и z_{10} выполнять с одинаковым числом зубьев нецелесообразно ($z_7 > z_{10}$). Поэтому передаточное отношение $i_{\text{му}}$ кинематической цепи между зубчатыми колесами z_7 и z_{10} должно быть равно отношению z_7/z_{10} . Следовательно, справедлива зависимость

$$i_{\text{му}} = \frac{z_7}{z_{10}} = \frac{z_4 z_6 z_9}{z_2 z_4 z_8}. \quad (1)$$

Поскольку числа зубьев зубчатых колес z_2 , z_4 , z_6 во многом определяются компоновочными соображениями, зависимость (1) можно использовать для предварительного определения числа зубьев зубчатого колеса z_9 . Межосевое расстояние a_w передачи $z_8 - z_9$ может быть продиктовано компоновочными соображениями, которые будут учитываться при предварительном определении числа зубьев зубчатого колеса z_9 . При незначительном отличии расчетного и требуемого $a_{\text{втрб}}$ значений a_w указанное отличие будет компенсироваться за счет угла наклона зубьев β_{8-9} зубчатых колес z_8 и z_9 , величина которого определяется из формулы

$$\cos \beta = \frac{m(z_8 + z_9)}{2a_{\text{втрб}}}, \quad (2)$$

где m – модуль зацепления передачи $z_8 - z_9$.

Вернемся к формуле (1) с тем, чтобы осветить еще один немаловажный нюанс. Поскольку числа зубьев зубчатых колес z_2 , z_4 , z_6 , z_8 , z_9 – целые числа, значение правой части (1) может отличаться от значения отношения z_7/z_{10} и быть равным, например, $i'_{\text{му}}$. Это расхождение может быть устранено за счет изменения угла наклона зуба зубчатого колеса z_7 . Если $i'_{\text{му}} > i_{\text{му}}$,

искомый угол β_7 наклона зуба найдем из выражения

$$\beta_7 = \arccos \frac{i_{\text{му}}}{i'_{\text{му}}}. \quad (3)$$

Немаловажным представляется определение нагруженности зубчатых передач механизма управления. Упрощая реальную картину, будем считать, что зубчатые рейки, закрепленные на ползуне и секторах центрального зубчатого колеса, будут нагружены только радиальными силами F_r в зацеплении сателлита с центральным зубчатым колесом ППП (рис. 3).

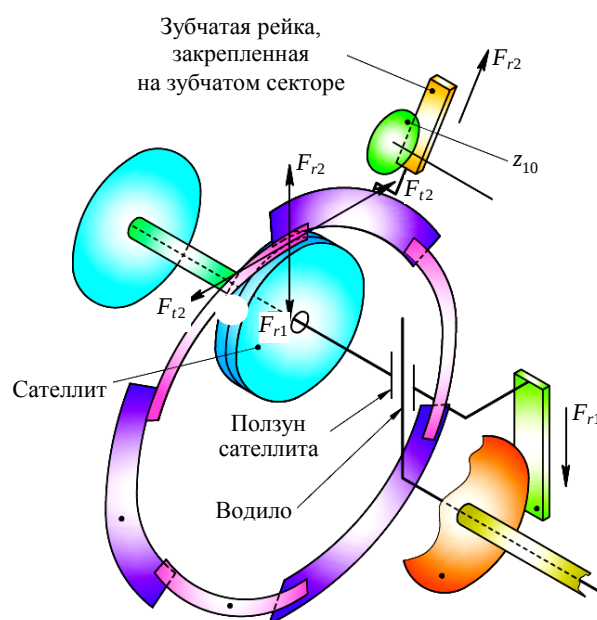


Рис. 3. Схема нагружения элементов механизма управления

Fig. 3. Scheme of loading for elements of control mechanism

Эти силы создают различные по величине крутящие моменты на валах зубчатых колес z_7 и z_{10} , а именно T_1 и T_2 соответственно. Учитывая равенство радиальных сил F_{r1} и F_{r2} , величину этих моментов определяют по формулам:

$$T_1 = F_r r_7 = F_r \frac{m z_7}{2 \cos \beta}; \quad (4)$$

$$T_2 = F_r r_{10} = F_r \frac{m z_{10}}{2}.$$

В точку разветвления кинематической цепи механизма управления данные моменты должны приходить не только трансформированными, но и разнонаправленными с целью минимизации мощности источника управляющего воздействия. Разнонаправленность моментов T_1 и T_2 легко обеспечивается расположением зубчатых реек относительно соответствующих зубчатых колес.

Точкой разветвления кинематической цепи механизма управления наиболее целесообразно выбрать зубчатое колесо с двумя зубчатыми венцами z_6, z_8 . При этом конструктивно реализовать идею минимизации мощности источника управляющего воздействия можно, соединив его с валом зубчатого колеса z_{10} посредством фиксатора, сходного по принципу действия с грузоупорным тормозом, используемым в грузоподъемных механизмах, назначение которого – сохранять в течение заданного промежутка времени заданное передаточное отношение передачи.

Электромеханический механизм регулирования передаточного отношения ППП с оппозиционно расположенными венцами сателлита (2-й вариант)

В этой модификации ППП (рис. 4) зубчатые венцы сателлита установлены на поворотных эксцентриковых втулках регулируемых кулачков, выполненных на ведущем валу передачи, и зафиксированы от вращения вокруг собственной оси (механизм фиксации не показан). Немаловажные достоинства этой модификации ППП – конструктивная простота силовой кинематической цепи, достигаемая вследствие:

- отсутствия необходимости в специальном механизме для съема вращения с сателлита;
- возможности обеспечения балансировки сателлита с помощью противовесов, не совершающих поступательных перемещений при изменении радиуса водила передачи.

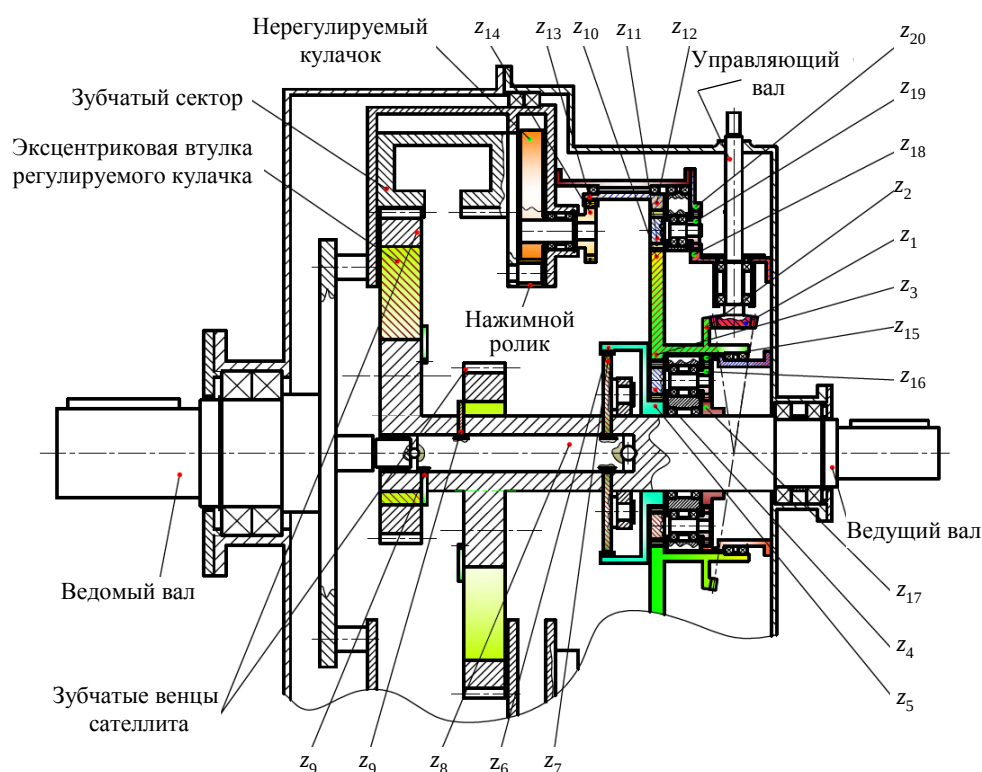


Рис. 4. Схема кинематической цепи управления передаточным отношением ППП при оппозиционном расположении зубчатых венцов сателлита

Fig. 4. Scheme of kinematic chain for control of reduction ratio in planetary continuously-adjustable gear train at horizontally-opposed arrangement of planet gear toothed rings

Положительный эффект этих достоинств ППП в значительной степени снижает ее основной недостаток – повышенные радиальные габариты при приемлемых значениях диапазона регулирования.

Радиус регулируемых кулачков синхронно изменяется поворотом эксцентриковых втулок. Соответствующие изменению радиуса кулачка перемещения секторов центрального зубчатого колеса обеспечиваются многопоточным кулачковым механизмом, нерегулируемые кулачки которых взаимодействуют с нажимными роликами, смонтированными на секторах. Поскольку вращательное движение, причем с разными скоростями, совершают и эксцентриковые втулки регулируемых кулачков, и нерегулируемые кулачки, управляющие секторами центрального зубчатого колеса, для сообщения им управляющих перемещений от одного управляющего вала в каждой кинематической цепи должны быть предусмотрены управляющая и замыкающая планетарные передачи. Так, в кинематических цепях сателлита и центрального зубчатого колеса замыкающие передачи образованы зубчатыми колесами z_{15} , z_{16} , z_{17} и z_{18} , z_{19} , z_{20} соответственно, а управляющие – зубчатыми колесами z_3 , z_4 , z_5 и z_{10} , z_{11} , z_{12} . Управляющее зубчатое колесо z_6 через промежуточные зубчатые колеса z_7 и z_8 сообщает управляющее вращение зубчатым колесам z_9 , закрепленным на эксцентриковых втулках. Управляющее зубчатое колесо z_{12} через зубчатые колеса z_{14} сообщает управляющий поворот нерегулируемым кулачкам. Угол φ_9 поворота эксцентриковой втулки равен углу φ_{14} поворота нерегулируемого кулачка, каждый из которых может быть определен по формулам:

$$\varphi_9 = \frac{\varphi_1}{\frac{z_2 z_4 z_5 z_7 z_8 z_9}{z_1 z_3 z_4 z_6 z_7 z_8}}; \quad (5)$$

$$\varphi_{14} = \frac{\varphi_1}{\frac{z_2 z_{11} z_{12} z_{14}}{z_1 z_{10} z_{11} z_{13}}},$$

где φ_1 – угол поворота управляющего вала.

Совместное решение уравнений (5) позволяет определить числа зубьев зубчатых колес механизма управления, а вышеописанные принципы организации механизма управления остаются актуальными и в этом случае с поправкой на конструктивное усложнение кинематической цепи управления положением зубчатых секторов.

Гидромеханический механизм управления

В механизме управления ППП основная функция гидропривода – преобразование с устранением промежуточных зубчатых передач в кинематической цепи регулирования положения сателлита, механических характеристик приводного двигателя и приведение получаемого результата в соответствие с требованиями нагрузки на выходном валу ППП. Другая функция гидропривода – передача мощности от приводного двигателя к исполнительным устройствам механизма регулирования, которая происходит по классической схеме: приводной двигатель передает вращающий момент на вал насоса, который сообщает энергию рабочей жидкости; рабочая жидкость по гидролиниям через регулируюшую аппаратуру поступает в объемные гидродвигатели, где гидравлическая энергия преобразуется в механическую, после чего рабочая жидкость по гидролиниям возвращается непосредственно к насосу.

То есть гидросистема планетарной плавно регулируемой зубчатой передачи должна включать гидронасос, предназначенный для подачи рабочей жидкости к гидроцилиндру возвратно-поступательного движения и поворотному гидроцилиндру, и гидроаппаратуру (гидрораспределитель, предназначенный для управления изменением передаточного отношения рассматриваемой передачи, делитель потока для обеспечения требуемой подачи рабочей жидкости для гидроцилиндров). Последняя совместно с насосом, в отличие от гидроцилиндров, не является элементом структуры ППП. В таком случае схема механизма управления передаточным отношением ППП с гидроприводом имеет вид, приведенный на рис. 5 (гидронасос и гидролинии не показаны).

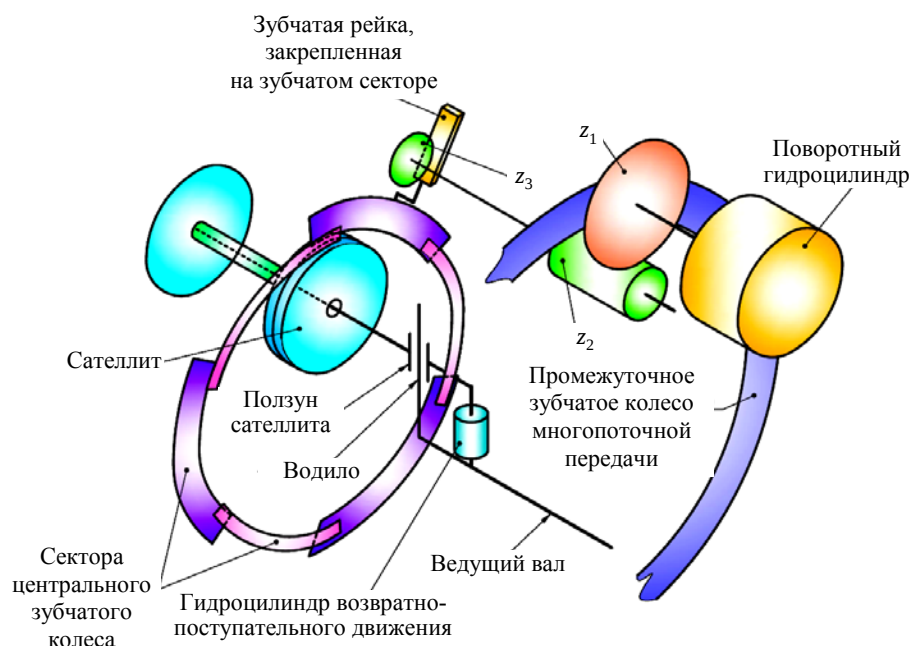


Рис. 5. Схема механизма управления ППП с гидромеханическим приводом

Fig. 5. Scheme of the control mechanism of planetary continuously adjustable gear train with the hydromechanical drive

Применение в качестве источника управляющего воздействия гидропривода не избавляет от необходимости использовать многопоточную механическую передачу для сообщения радиальных перемещений секторам центрального зубчатого колеса и в то же время не препятствует реализации всех его преимуществ, но и не устраняет недостатки. К преимуществам гидропривода следует отнести:

- возможность получения больших сил и мощностей при малых размерах и весе передаточного механизма;
- простоту осуществления различных видов движения – в данном случае поступательного и поворотного;
- возможность частых и быстрых переключений при возвратно-поступательных и вращательных прямых и реверсивных движениях;
- возможность пропорционального распределения усилий при одновременной подаче рабочей жидкости на оба гидроцилиндра;
- упрощенность компоновки основных узлов гидропривода внутри корпуса ППП в сравнении с электромеханическим приводом.

Преимущества гидромеханического привода несколько уменьшаются вследствие присущих ему общеизвестных недостатков, среди которых следует выделить:

- неизбежный, учитывая интенсивность работы привода, нагрев, уменьшение вязкости рабочей жидкости и необходимость применения специальных устройств для ее охлаждения;
- более низкий ожидаемый КПД, чем у вышеописанного электромеханического привода;
- наличие двух гидродвигателей, так как при одном (неполноповоротном) гидродвигателе перемещения сателлиту пришлось бы сообщать посредством двух вышеописанных дифференциалов.

У механизма управления с гидроприводом вместо фиксатора должно предусматриваться устройство (обратный клапан), исключающее возможность самопроизвольного перемещения секторов центрального зубчатого колеса или сателлита.

ВЫВОДЫ

1. Передаточным отношением планетарной плавно регулируемой передачи можно управлять с помощью механизма с одним источником управляющего воздействия, в качестве которого можно использовать как электродвигатель, так и гидронасос, приводимый в действие двигателем любого типа.

2. Использование электромеханического привода приводит к необходимости встраивать в корпус передачи разветвляющуюся механическую систему, способную удовлетворительно решать задачу управления передаточным отношением планетарной плавно регулируемой передачи, но отличающуюся сложностью, возрастающей при попытках упрощения силовой кинематической цепи планетарной плавно регулируемой передачи (модификация с оппозитными зубчатыми венцами сателлита).

3. Использование гидромеханического привода конструктивно упрощает механизм управления передаточным отношением планетарной плавно регулируемой передачи, но требует организации сложной системы гидролиний с достаточно высоким давлением, обусловленным невозможностью развивать поперечные размеры гидроцилиндров для обеспечения требуемой величины управляющих усилий.

ЛИТЕРАТУРА

1. Заблонский, К. И. Плавно регулируемые передачи / К. И. Заблонский, А. Е. Шустер. Киев: «Техника», 1975. 272 с.
2. Решетов, Д. Н. Детали машин / Д. Н. Решетов. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
3. Иванов, К. С. Теоретические основы зубчатой бесступенчатой регулируемой передачи / К. С. Иванов // Теория механизмов и машин. 2010. Т. 8, № 2. С. 36–48.
4. Даньков, А. М. Сборка составных зубчатых колес для регулируемых зубчатых передач / А. М. Даньков // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2002. № 11. С. 7–10.
5. Даньков, А. М. Передаточные механизмы с составными зубчатыми колесами / А. М. Даньков // Весці НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. 1998. № 4. С. 84–90.
6. Даньков, А. М. Эксплуатационные характеристики передач с составными зубчатыми колесами нового типа / А. М. Даньков, А. А. Кузьменков // Теория и практика машиностроения. 2004. № 5. С. 56–60.
7. Даньков, А. М. Синтез и анализ составного центрального зубчатого колеса планетарной плавно регулируемой передачи нового типа / А. М. Даньков, А. З. Иоффе // Механика машин, механизмов и материалов. 2009. № 2. С. 38–42.
8. Даньков, А. М. Конструктивные и кинематические особенности плавно регулируемых зубчатых передач / А. М. Даньков, А. З. Иоффе // Вестник Белорусско-Российского университета. 2011. № 1. С. 27–38.
9. Даньков, А. М. Сборка и регулировка основных модификаций плавно регулируемой зубчатой передачи /

А. М. Даньков // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2005. № 10. С. 38–43.

10. Даньков, А. М. Балансировка деталей планетарной плавно регулируемой передачи / А. М. Даньков, А. З. Иоффе // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2011. № 2. С. 3–8.

Поступила 07.09.2015

Подписана в печать 09.11.2015

Опубликована онлайн 24.05.2016

REFERENCES

1. Zablonksii K. I., Shuster A. E. (1975) *Continuously-Variable Transmission*. Kiev, Tekhnika. 272 (in Russian).
2. Reshetov D. N. (1989) *Machine Components*. 4th ed. Moscow, Mashinostroenie. 496 (in Russian).
3. Ivanov K. S. (2010) Theoretical Foundations of Gear Infinitely Variable Transmission. *Teoriya Mekhanizmov i Mashin* [Theory of Mechanisms and Machines], 8 (2), 36–48 (in Russian).
4. Dankov A. M. (2002) Assembly of Compound Gear Wheels for Variable Gear Transmissions. *Sborka v Mashinostroenii, Priborostroenii* [Assembly in Mechanical Engineering, Instrumentation], (11), 7–10 (in Russian).
5. Dankov A. M. (1998) Transmission Gears with Compound Gear Wheels. *Vestsi Natsionalnay Akademii Navuk Belarusi. Ser. Fiziko-Tekhnicheskikh Nauk* [Proceedings of the National Academy of Sciences of Belarus. Physico-Technical Series], (4), 84–90 (in Russian).
6. Dankov A. M., Kuzmenkov A. A. (2004) Operational Characteristics of Transmissions with Compound Gear Wheels of New Type. *Teoriya i Praktika Mashinostroeniya* [Theory and Practice of Mechanical Engineering], (5), 56–60 (in Russian).
7. Dankov A. M., Ioffe A. Z. (2009) Synthesis and Analysis of Compound Central Gear Wheel of Epicyclic Continuously Variable Gear of New Type. *Mekhanika Mashin, Mekhanizmov i Materialov* [Mechanics of Machines, Mechanisms and Materials], (2), 38–42 (in Russian).
8. Dankov, A. M., Ioffe A. Z. (2011) Constructive and Kinematic Specific Features of Continuously Variable Gear Transmissions. *Vestnik Belorussko-Rossiyskogo Universiteta* [Bulletin of Belarusian-Russian University], (1), 27–38 (in Russian).
9. Dankov A. M. (2005) Assembly and Adjustment of Main Modifications of Continuously Variable Gear Transmissions. *Sborka v Mashinostroenii, Priborostroenii* [Assembly in Mechanical Engineering, Instrumentation], (10), 38–43 (in Russian).
10. Dankov A. M., Ioffe A. Z. (2011) Balancing of Epicyclic Continuously Variable Gear Parts. *Sborka v Mashinostroenii, Priborostroenii* [Assembly in Mechanical Engineering, Instrumentation], (2), 3–8 (in Russian).

Received: 07.09.2015

Accepted: 09.11.2015

Published online: 24.05.2016