

СИНТЕЗ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ С ГИБКИМИ СВЯЗЯМИ**П.Э. Чёрный***Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет», г. Могилев, Беларусь*

Научный руководитель Л.А. Борисенко

Приоритетным направлением развития современного машиностроения является создание новых видов передач, а также разработка методов их синтеза и анализа. Во многих случаях требуется удовлетворение специфическим требованиям к функциональным характеристикам передаточных механизмов. Особенно это относится к автоматическим машинам, работающим в режиме управления в реальном масштабе времени, разнообразным мехатронным устройствам. Наиболее ярким примером в этом случае являются промышленные роботы и манипуляторы с электроприводом. Для достижения требуемых технических характеристик приводы таких машин содержат редукторы с большим передаточным отношением, что позволяет согласовывать оптимальную частоту вращения электродвигателей с частотой вращения исполнительных органов. Требования к редукторам в основном сводятся к минимизации массогеометрических показателей при соблюдении высокой точности и жесткости передачи и при большом передаточном отношении – порядка 100–200. Применение высокооборотных двигателей с частотой вращения более 3000 мин⁻¹ дает выигрыш в массе и мощности привода, но требует редукторов с еще большим передаточным отношением.

В настоящее время для указанных целей наибольшее применение находят редуктора на базе планетарных и волновых передач. Среди планетарных механизмов лучшими массогеометрическими характеристиками обладает передача по схеме КНУ. Использование в этой схеме эвольвентного зацепления ограничено из-за сложности создания безинтерференционного зацепления и малого коэффициента перекрытия, поэтому эффективные передачи реализуются на базе циклоидального зацепления. Наряду с несомненными достоинствами циклоидального зацепления вследствие многопарности зацепления и большого коэффициента перекрытия имеется ряд недостатков. В частности нельзя создать редуктор с малыми размерами зубьев (например, эквивалентными модулю 0,5 эвольвентного профиля) из-за сложности изготовления цевок малого диаметра. Нельзя получить большое передаточное отношение в одной ступени из-за больших габаритов колес. Циклоидальные колеса имеют большой шаг зубьев по сравнению с эвольвентными колесами. Отсюда – большие диаметры колес. Это ограничивает возможность применения таких передач в мехатронных устройствах, где обычно малые передаваемые мощности и большие передаточные отношения.

В цепном редукторе в передаче усилия участвует до половины зубьев звездочки. В то же время, очень важным преимуществом цепного редуктора является простота конструкции и невысокие требования к точности изготовления. Заметим, что в циклоидальном редукторе, напротив, требуется высочайшая точность изготовления на грани технических возможностей производства – в противном случае, редуктор будет неработоспособен.

Связь звездочки-сателлита с выходным валом может быть осуществлена различными способами. Механизмы такого типа в научной литературе получили название механизма *W*. Наиболее известным из них является механизм параллельных кривошипов. Кроме того, рассматривалась возможность применения крестовой муфты (муфты Ольдгейма) и карданного вала. Возможен еще целый ряд способов пере-

дачи движения от прецессирующего колеса на выходной вал, например использование гибкого вала, упругого сильфона, зубчатой муфты и т. д.

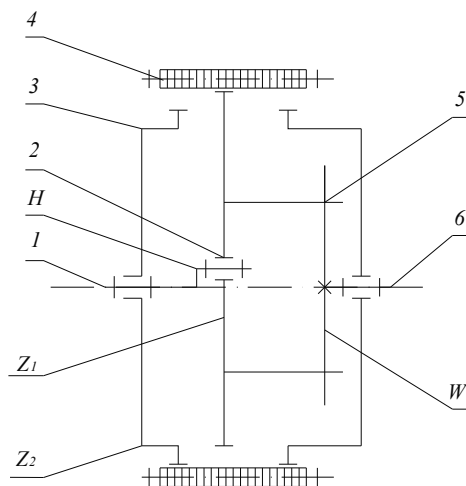


Рис. 1. Схема цепного планетарного редуктора

Движение входного вала 1 через эксцентриковую втулку с регулируемым эксцентриситетом сообщается звездочке-сателлиту 2 (рис. 1). По обеим сторонам звездочки-сателлита расположены две неподвижные звездочки 3 с одинаковым числом зубьев, обеспечивающие симметричность нагружения цепи. Все звездочки снаружи охватываются цепью 4. Разность чисел зубьев звездочек равна единице. Число звеньев цепи на единицу больше числа зубьев большей звездочки. В результате движения обкатывания сателлита по цепи он приобретает собственное вращение, которое затем сообщается выходному валу 5.

Применение в качестве гибкого звена цепи позволяет поднять верхнюю границу диапазона передаваемых мощностей. В настоящее время промышленностью освоены цепи с разрывным усилием несколько десятков кН. Цепь является хорошо известным, надежным и оправдавшим себя на практике средством передачи движения. Наряду с обычными втулочными цепями в ответственных случаях в автомобилестроении и станкостроении находят применение зубчатые цепи с эвольвентным или прямолинейным профилем зуба, не уступающим по своим кинематическим свойствам эвольвентному зубу обычного колеса.

Применение зубчатой цепи взамен использования зубчатых колес имеет целый ряд преимуществ. На основе предложенной схемы можно создать безинтерференционную цепную передачу, оставаясь в пределах обычной геометрии зацепления зуба звездочки с зубом цепи. В связи с одновременным участием в передаче движения большого числа зубьев, уменьшается нагрузка на каждый отдельный зуб, что позволяет уменьшить габариты передачи. Необходимую нагрузочную способность передачи можно обеспечить за счет выбора надлежащей ширины цепи. При взаимодействии зубьев цепи и звездочки отсутствует их относительное движение, вследствие чего устраняется износ рабочих поверхностей и повышается КПД. Передачи с зубчатыми цепями обладают чрезвычайно высоким КПД еще и потому, что в них используются не шарниры трения скольжения, как в обычных втулочных цепях, а шарниры качения. Технология производства цепей и звездочек хорошо освоена. Все это в целом позволяет считать предлагаемую схему цепного планетарного механизма достаточно перспективной.

На схеме механизма (рис. 1) введены дополнительные обозначения: Z_1 – число зубьев звездочки-сателлита; Z_2 – число зубьев неподвижной звездочки; H – водило; W – механизм передачи вращения от сателлита к выходному валу. Основное кинематическое уравнение этой передач получено с использованием известного в теории механизмов метода обращения движения. Сущность его состоит в том, что записывается выражение для передаточного отношения рядовой цепной передачи, а затем из него путем несложных преобразований получается формула для определения передаточного отношения планетарной цепной передачи. Это соотношение имеет вид

$$i = (1 - i_{зп})^{-1},$$

где i – передаточное отношение механизма (т. е. отношение угловой скорости входного вала к абсолютной угловой скорости выходного звена – звездочки-сателлита и вала механизма W); $i_{зп}$ – передаточное отношение рядовой цепной передачи от звездочки-сателлита к неподвижной звездочке $i_{зп} = Z_2 / Z_1$, где Z_2 – число зубьев неподвижной звездочки, Z_1 – число зубьев звездочки-сателлита. Знак передаточного отношения рядовой передачи всегда положительный, т. е. $i_{зп} > 0$, однако она может быть либо редуктором, либо мультипликатором, что определяет важнейшие свойства образованного на ее основе цепного планетарного механизма. Знак передаточного отношения цепного планетарного механизма i может быть либо плюс, либо минус, в зависимости от соотношения чисел зубьев звездочек. Если $Z_2 > Z_1$ то $i < 0$. Если $Z_1 > Z_2$, то $i > 0$.

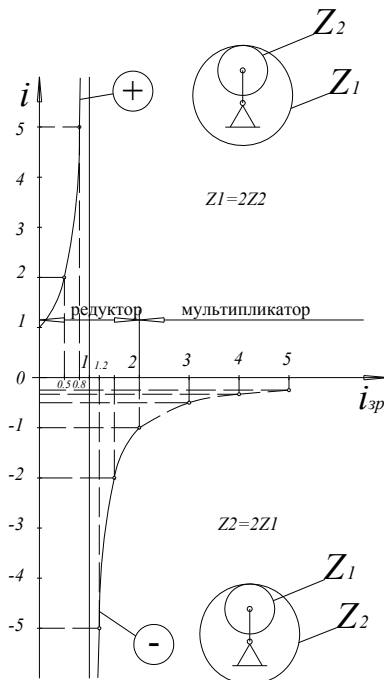


Рис. 2. График зависимости передаточного отношения цепного планетарного редуктора от передаточного отношения соответствующей рядовой зубчатой передачи

На рис. 2 представлен график зависимости передаточного отношения планетарной цепной передачи от передаточного отношения рядовой цепной передачи. График имеет характерный вид гиперболической зависимости. Заметим, что число звеньев цепи не влияет на передаточное отношение и, вообще говоря, может быть любое. Число звеньев цепи определяет эксцентриситет передачи и для его уменьшения принимается минимально возможное число звеньев цепи, т. е. $Z + 1$.

Из анализа графика следует, что у функции, представленной на графике, имеется асимптота при значении $i = 1$ и значение передаточного отношения рассматриваемого механизма i стремится к бесконечности. Физически это означает, что при равенстве диаметров, а значит и чисел зубьев неподвижной и подвижной звездочек, при вращении входного вала выходной вал неподвижен. Точки на звездочке-сателлите движутся по круговой траектории, а сама звездочка совершает круговое поступательное движение, т. е. движение без поворота. Это объясняет отсутствие вращения выходного вала.