

УДК 621.865

Л. А. Борисенко, д-р техн. наук, доц.

НОВЫЕ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ МЕХАТРОННЫХ УСТРОЙСТВ

В статье приводятся результаты исследований в области создания новых схем и конструкций передаточных механизмов с гибкими связями, предназначенных для применения в мехатронных устройствах различного назначения и удовлетворяющих ряду специфических требований. В качестве гибких связей применены зубчатые ремни. Проведено теоретическое обоснование новых схем планетарных зубчато-ременных передач, выявлены их характерные особенности. На этой основе созданы и испытаны макеты таких передач, испытания подтвердили их высокую эффективность с точки зрения удовлетворения специфическим требованиям мехатронных устройств. Рассмотрены конструкции предложенных автором усиленных зубчатых ремней. Для тяжелых режимов работы в силовых передачах рекомендуется применение зубчатых цепей традиционного типа, а также оригинальной цепи, работающей на сжатие.

Специфические требования, предъявляемые к приводу мехатронных устройств, обуславливают необходимость поиска новых схем передаточных механизмов, осуществляющих передачу и преобразование движения от управляемых электродвигателей. В этом отношении представляет интерес применение в мехатронных устройствах планетарных механизмов с гибкими связями. Автором предложена принципиально новая схема передаточного планетарного механизма с гибкими связями [1]. В качестве гибких связей используются поликлиновые и зубчатые ремни, а также цепи. Это новый класс планетарных механизмов, занимающий место между обычными планетарными механизмами с жесткими зубьями и волновыми передачами.

Эту схему можно рассматривать как симбиоз волнового и планетарного механизма с новыми полезными свойствами. Автор определяет ее как планетарную передачу с гибкой связью. Основным активным элементом ее является гибкая связь в виде зубчатого или поликлинового ремня в отличие от гибкой металлической оболочки, используемой в волновых передачах.

Иногда высказывается мнение, что это вариант волновой передачи с одной волной деформации. Однако при внимательном анализе обнаруживается, что ременный планетарный механизм нельзя

отождествить с волновой передачей. Самым существенным признаком отличия является то, что здесь нет относительного перемещения зубьев, т.е. процесса зубчатого зацепления, как это происходит в волновой передаче, – зубья покоятся на дуге обхвата шкива. В волновой передаче имеет место процесс зубчатого зацепления с одновременным перекачиванием и скольжением зубьев.

Планетарные передачи с гибкой связью еще совершенно не изучены, поэтому их исследование представляет теоретический и практический интерес. Взаимодействие зубчатого ремня и шкивов происходит таким же образом, как и в обычной зубчато-ременной передаче, зубчатый ремень осуществляет кинематическую связь между шкивами. Межосевое расстояние в этой передаче равно эксцентриситету входного вала, играющего роль водила в планетарном механизме.

Преимущества этого механизма в значительной мере обусловлены достоинствами зубчатого ремня как активного элемента передачи. Неподвижный шкив выполнен из двух симметричных половин, что обеспечивает равномерное распределение нагрузки по ширине ремня и устраняет возможный перекокс. Благодаря использованию в передаче ремня уменьшается момент инерции подвижных частей. В передаче может быть

применен стандартный ремень, изготовленный из армированной резины или полиуретана. Шкивы, корпус передачи и другие ее элементы могут выполняться из легких сплавов или пластмасс. Снижение веса подвижных частей чрезвычайно важно для привода мехатронных устройств, работающих обычно в режимах разгона и торможения. Общее снижение массы привода также благоприятно сказывается на рабочих качествах машины. При использовании зубчатого ремня из-за наличия большого количества находящихся в зацеплении зубьев (до половины числа зубьев шкива) повышается плавность движения и улучшается динамика рабочего процесса. Ременная передача может работать в условиях отсутствия смазки, что улучшает экологию производства. Она характеризуется пониженным уровнем шума.

Данная схема механизма позволяет использовать поликлиновой ремень – в таком случае она переходит в передачу трения. Шкивы имеют соответствующие канавки под ремень. Устройство предварительного натяжения выполняется в виде эксцентрика с регулируемым эксцентриситетом. Благодаря большому углу обхвата (при малой разности диаметров шкивов он близок к 180°) можно передавать достаточно большие моменты с большим передаточным отношением. В обычной фрикционной ременной передаче это сделать невозможно, так как при реализации большого передаточного отношения на ведущем шкиве получается малый угол обхвата. Диапазон реализуемых передаточных отношений в планетарном механизме ограничен снизу из-за сложности съема движения со шкива-сателлита при большом эксцентриситете. Значение передаточного отношения для фрикционного механизма сверху не ограничено: оно определяется разностью диаметров шкивов и при равных диаметрах равно бесконечности. В зависимости от соотношения диаметров шкивов передаточное отношение может быть положительным или отрицательным. Если диа-

метр шкива-сателлита меньше диаметра неподвижного шкива – отрицательно, если больше – положительно.

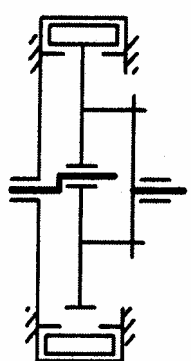
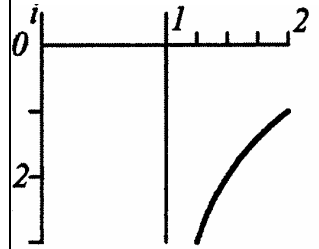
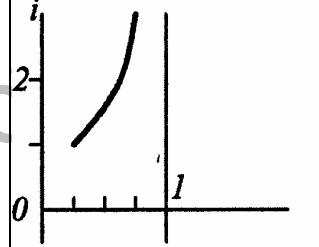
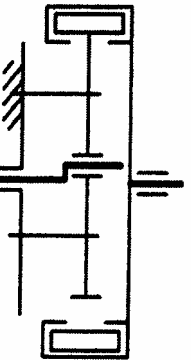
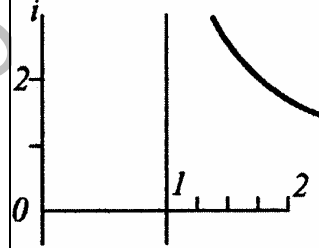
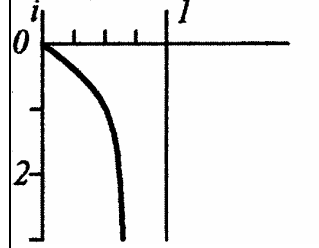
Механизм с гибкой связью может иметь два исполнения: с вращающимся сателлитом и с сателлитом, совершающим круговое поступательное движение без поворота. Модификации этих механизмов и их основные характеристики представлены в табл. 1.

Графики зависимости передаточного отношения планетарной передачи с гибкой связью от передаточного отношения сопутствующей ей рядовой передачи с гибкой связью имеет характерный вид гиперболы. Из анализа графиков следует, что у функции, представленной на графике, имеется асимптота при значении $I = 1$ и передаточное отношение в этой точке стремится к бесконечности. Физически это означает, что при равенстве чисел зубьев неподвижного и подвижного шкивов при вращении входного вала выходной вал неподвижен. В таком случае точки на шкиве – сателлите движутся по круговой траектории, а сам шкив совершает движение без поворота (круговое поступательное движение).

Анализ графиков позволяет выявить еще ряд интересных особенностей этого механизма. В диапазоне передаточных отношений рядовой передачи от 0 до 2 механизм является редуктором, при больших значениях – мультипликатором. При значении $Z_2 = 2 Z_1$ механизм в режиме редуктора замедляет скорость вращения в два раза при сохранении направления вращения, а при $Z_1 = 2 Z_2$ реверсирует входное движение, но сохраняет величину скорости.

Из всего диапазона параметров существования механизма практический интерес представляет участок кривой со значениями передаточного отношения сопутствующей рядовой передачи в районе единицы, т.е. при близости значений чисел зубьев шкивов. При разности чисел зубьев, равной единице, механизм имеет наименьшие габариты.

Табл. 1. Модификации планетарного механизма с гибкой связью

Схема механизма	Числа зубьев колес	Знак передаточного отношения	Формула передаточного отношения	Графики передаточного отношения
	$Z_2 < Z_1$	$i < 0$	$i = 1 / (1 - Z_2 / Z_1)$	
	$Z_2 < Z_1$	$i > 0$		
	$Z_2 < Z_1$	$i > 0$	$i = Z_2 / Z_1 (Z_2 / Z_1 - 1)$	
	$Z_2 < Z_1$	$i < 0$		

Ценным свойством такой передачи является отсутствие интерференции зубьев. Это можно видеть на фрагменте картины зацепления (рис. 1).

Расчеты показывают, что стандартный полиуретановый ремень типа ЛПУ 2-68 шириной 45 мм в механизме с передаточным отношением 68 обеспечивает передачу мощности до 1 кВт и крутящего момента 500 Н·м, что вполне дос-

таточно для большинства роботов среднего размера.

Существенным недостатком стандартного зубчатого ремня является слабая связь тела зуба с кордовой основой несущего полотна. В ряде случаев прочности стандартного зубчатого ремня может оказаться недостаточно. Автором предложена усиленная конструкция зубчатого ремня [2]. В усиленном ремне

корд заходит в тело зуба в его корневой части, поэтому срезающее усилие воспринимается не только телом зуба, но в большей мере кордовой основой (рис. 2). В качестве основы используется стекловолноконный или металлокордный кордшнур. Между нитями корда 1 расположены специальные вставные элементы цилиндрической формы 2, раздвигающие нити корда

до необходимой величины, таким образом формируются выступы 3 на несущей основе ремня. Сквозь вставные элементы проходит уток 4. Постоянство шага выступов обеспечивается при сборке ремня в соответствующем простом приспособлении. После вулканизации в прессформе эти выступы окончательно оформляются в виде зубьев ремня.

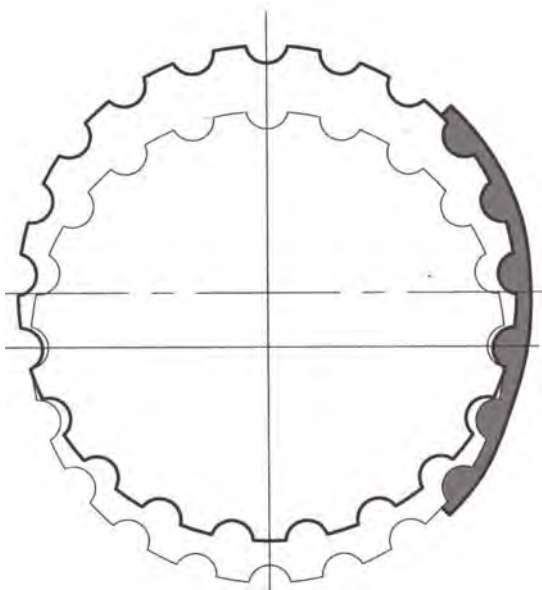


Рис. 1. Фрагмент картины зацепления в зоне перехода ремня с одного шкива на другой

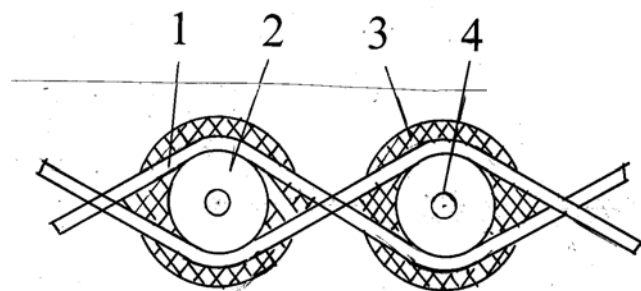


Рис. 2. Зубчатый ремень усиленной конструкции

На рис. 3 приведена фотография собранной на специальном приспособлении металлокордной арматуры ремня с шагом зубьев 25,4 мм с расчетным разрывным усилием порядка 40 000 Н. Это своеобразный плоский трос, обладающий повышенной гибкостью и другими достоинствами проволочного силового троса.

Процесс изготовления ремня состоит из двух этапов. Вначале формируется несущее полотно с утолщениями в районе будущих зубьев, полученными путем армирования зуба ремня металлической втулкой. Этот процесс аналогичен процессу плетения тканей. Во второй части процесса производится окончательное форми-

рование тела ремня в прессформе посредством вулканизации полиуретана или хлорпренового каучука. Следующей операцией является обрезаживание ремня путем вулканизации резины в специальной матрице. Эта операция выполняется обычным методом вулканизации из сырой резиновой смеси. Ремень с измененной геометрией зуба потребует соответствующего профилирования зубьев шкивов.

Для высоконагруженных передач разработан планетарный редуктор с цепной гибкой связью [3]. Его можно рассматривать как альтернативу редуктору с циклоидальным зацеплением. В цепном

планетарном редукторе, как и в циклоидальном, имеет место многопарность зацепления – в передаче усилия участвуют до половины зубьев звездочки. Очень важным достоинством цепного планетарного редуктора, в отличие от циклоидального, является простота конструкции и сравнительно невысокие требования к точности изготовления. Цепной планетарный редуктор выполняется по описанной выше схеме планетарного редуктора с гибкой связью, но в данном случае гибкая связь выполнена в виде стандартной цепи, втулочной или зубчатой. Для редуктора справедливы все приведенные в табл. 1 кинематические соотношения.

Применение в качестве гибкого звена цепи позволяет поднять верхнюю границу передаваемой мощности. Цепь является хорошо известным, оправдавшим себя на практике средством передачи движения. Наряду с широко распространенными втулочными цепями в автомобилестроении и станкостроении находят применение зубчатые цепи с шлифованным зубом с эвольвентным или прямолинейным профилем, по точности не уступающие эвольвентному зубу обычного зубчатого колеса.

Применение зубчатой цепи вместо зубчатых колес имеет ряд преимуществ. Можно создать безинтерференционную планетарную цепную передачу на базе обычной геометрии зацепления зуба звездочки с зубом цепи. В связи с одновременным участием в передаче движения большого числа зубьев, уменьшаются нагрузки на отдельные зубья, что позволяет уменьшить габариты передачи. Необходимую нагрузочную способность можно обеспечить за счет выбора надлежащей ширины цепи. При взаимодействии зубьев цепи и звездочки отсутствует их относительное движение, вследствие чего уменьшается износ рабочих элементов и повышается КПД передачи. Технология производства цепей и звездочек хорошо освоена на производстве.

Разработана принципиально новая конструкция цепи, работающая не на рас-

тяжение, а на сжатие, специально предназначенная для применения в планетарной цепной передаче (рис. 4). Она состоит из отдельных цилиндрических пальцев 1, снабженных контактирующими рабочими цилиндрическими поверхностями 2. С двух сторон пальцев расположены цилиндрические цапфы 3, которые своими рабочими поверхностями взаимодействуют с зубьями звездочки-сателлита и неподвижными звездочками цепной планетарной передачи. На концах пальцев выполнены пазы 4. Диаметр цилиндрических поверхностей 2 равен шагу цепи. В единую систему пальцы объединены посредством двух гибких металлических колец 5, которые свободно проходят сквозь пазы. Гибкие кольца могут быть выполнены из многослойной металлической ленты или сплетены в виде бесконечного плоского троса. Эта цепь в силу своей конструкции в отличие от обычной цепи работает на сжатие. Усилие, которое сообщается ведущей звездочке цепи, передается контактирующим поверхностям цилиндрических пальцев и далее через такие же поверхности следующего пальца к ведомой звездочке. Гибкие кольца не участвуют в передаче усилия, а служат для удержания пальцев.

Это не единственно возможный вариант цепи. Автором разработана конструкция того же принципа действия, но по внешнему виду приближенная к зубчатому ремню. Зубчатая цепь сжатия набрана из отдельных сегментов с двумя или тремя зубьями, выполненных из металла или твердой пластмассы, снаружи охваченных гибким кольцом. Благодаря тому, что элементы цепи работают на сжатие, оказывается возможным значительно уменьшить габариты передачи по сравнению с циклоидальными и обычными планетарными редукторами. Зубья могут выполняться по эвольвентному профилю.

Накопленный к настоящему времени опыт создания планетарных редукторов с гибкой связью свидетельст-

вует, что значительные затруднения возникают при проектировании и реализации механизма передачи движения между параллельными валами так называемого механизма W. Считается, что наилучшим вариантом является модифицированный механизм параллельных кривошипов, в кото-

ром функции реальных кривошипов выполняют пальцы, обкатывающиеся внутри цилиндрических отверстий. Разность диаметров пальцев и отверстий равна удвоенному значению эксцентриситета.



Рис. 3. Арматура усиленного зубчатого ремня

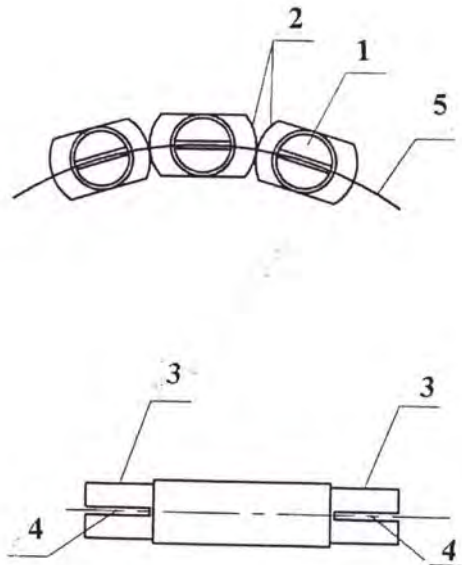


Рис. 4. Фрагмент зубчатой цепи, работающей на сжатие

К достоинствам механизма следует отнести простоту устройства по сравнению с реальным механизмом параллельных кривошипов. В нем отсутствуют кривошипы как таковые и их функции выполняет расстояние между осями пальцев и отверстий. Число кинематических пар не увеличивается. В каждом соединении имеются две кинематические пары. Накопленный к настоящему времени опыт создания зубчатых планетарных редукторов по схеме К–Н–V свидетельствует, что значительные затруднения возникают при проектировании и реализации механизма передачи движения между параллельными валами так называемого механизма W. Считается, что наилучшим вариантом является модифицированный механизм па-

раллельных кривошипов, в котором функции реальных кривошипов выполняют пальцы, обкатывающиеся внутри цилиндрических отверстий. Разность диаметров пальцев и отверстий равна удвоенному значению эксцентриситета пары: одна пара образована втулкой и отверстием, а вторая – втулкой и пальцем. Первая пара является парой качения, а вторая парой скольжения. Модифицированный механизм параллельных кривошипов содержит минимальное количество деталей, он компактен в осевом направлении. Усилие, прилагаемое к зубчатым колесам, приложено в центре отверстий и не вызывает перекоса колес.

Недостаток механизма параллельных кривошипов состоит в том, что в нем существует «мертвое» положение, в котором кривошипы совпадают со стойкой. Механизм параллельных кривошипов по существу является механизмом шарнирного параллелограмма, для существования которого необходимо строгое равенство длин противоположных сторон параллелограмма. В противном случае при прохождении «мертвого» положения возникают большие заклинивающие усилия в подшипниках. Отсюда высокие требования к точности изготовления звеньев. В условиях реальных технологий изготовления деталей требуемой точности достичь трудно. Необходимо с высокой точностью изготовить корпусные детали, кроме того, точно расположить отверстия на шестерне, а также отверстия для пальцев на фланце выходного вала. Для прохождения «мертвого» положения необходимо использовать не два кривошипа, а более – три или четыре. Отсюда – увеличение числа точно выполняемых отверстий и пальцев, обычно до 8 отверстий.

Автором предложен и испытан альтернативный вариант решения проблемы. Он основан на использовании крестовой муфты. Известно использование крестовой муфты в зубчатых планетарных механизмах схемы К–Н–У с одним сателлитом.

Основное достоинство применения крестовой муфты состоит в том, что полностью снимаются все требования к точности изготовления деталей этого узла. Это достоинство вытекает из того факта, что крестовая муфта по своей сущности предназначена для компенсации несоосности валов. Не требуется точное расположение отверстий для запрессовки пальцев на сателлитах, а также на фланце выходного вала. В механизме нет «мертвого» положения и, соответственно, нет заклинивающих усилий.

Недостатки крестовой муфты состоят в следующем. В крестовой муфте втулки пальцев работают в режиме возвратно-

вращательных движений (так же, как втулки карданных подшипников в автомобиле). Частота возвратно-вращательных движений втулок равна частоте вращения водила планетарного механизма, т.е. достаточно велика. Вторым недостатком состоит в том, что пальцы, передающие крутящий момент от сателлитов, расположены за пределами дисков сателлитов, что может вызывать заклинивание зубьев сателлитов в шестерне внутреннего зацепления. Новым решением является вариант размещения пазов не на крестовине, а в теле сателлита. Выполненная таким образом крестовая муфта не уступает механизму параллельных кривошипов.

Помимо применения крестовой муфты возможен еще один вариант механизма W – в виде короткого карданного вала с двухколокольными универсальными шарнирами по концам. В настоящее время проводятся испытания нескольких моделей планетарных механизмов с гибкими связями различного типа и с различными механизмами W. Предложенные решения позволяют использовать планетарные механизмы с гибкими связями, в которых регулируется эксцентриситет, что необходимо для натяжения гибкой связи.

Выводы

Новые схемы планетарных механизмов с гибкими связями обладают рядом существенных преимуществ, позволяющих рекомендовать их для применения в мехатронных устройствах различного назначения. Они обеспечивают большие передаточные отношения при малых габаритах и сниженной металлоемкости, что очень существенно для мехатронных устройств, работающих в тяжелых динамических режимах

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пат. 4493 РБ F 16H 1/32. Ременная планетарная передача / Л. А. Борисенко ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № 19980569 ; заявл.15.06.98 ; опубл. 30.06.2002, Бюл. № 7. – 3 с. : ил.

2. Пат. 5731РБ F 16H 7/02. Ременная передача / Л. А. Борисенко ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № 20000286 ; заяв-

лено 29.03.2000 ; опубл. 30.03.2003, Бюл. № 11. – 3 с. : ил.

3. Борисенко, Л. А. Синтез механических приводов с гибкими связями / Л. А. Борисенко, В. Л. Комар, П. Э. Черный // Перспективные технологии, материалы и системы : сб. науч. тр. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2005. – С. 41–46.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 01.11.2006

L. A. Borisenko
New transmission mechanisms
for mechatronics
Belarusian–Russian University

Given in the paper are the results of the investigation of new schemes and constructions of transmission mechanisms for mechatronics.