

Рис. 3. График зависимости рабочего объема  $q$  героторного насоса от числа зубьев ротора  $z_2$  при изменении коэффициента укорочения  $m$ .

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Бирюков Б.Н. Роторно-поршневые гидравлические машины. — М.: Машиностроение, 1972. — 152 с.: ил.;
2. Берестнев О.В., Янкевич Н.Г. Нагруженность элементов трохойдных передач// Вестник машиностроения. —1990.— №3.— с. 37–40.;
3. Mimmi G.C., Pennacchi P.E. Involute Gear Pumps Versus Lobe Pumps: A Comparison// Transactions of the ASME. — 1997. — Vol. 119. — s. 458–465.

УДК 621.831

Л.А. Борисенко, А.А. Горшкова

### ОБОСНОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ВНУТРЕННЕГО ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ С МАЛОЙ РАЗНОСТЬЮ ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ КОЛЕС В ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРАХ ДЛЯ МЕХАТРОННЫХ УСТРОЙСТВ

*Белорусско-Российский университет  
Могилев, Беларусь*

Важнейшая задача, стоящая перед промышленностью Республики Беларусь, — достижение мирового уровня развития техники и технологий. Разработка и изготовление промышленных роботов являются важными условиями ускорения научно-технического прогресса. Применение роботов обеспечивает значительное повышение производительности труда, снижение себестоимости выпускаемой продукции.

В роботах находят применение механизмы различных типов. Зубчатые механизмы представляют наиболее распространенный в технике вид механизмов. Они имеют ответственное назначение и к ним предъявляются высокие требования по точности и надежности. В приводных устройствах робота находят применение цилиндрические и конические рядовые зубчатые механизмы, червячные передачи, планетарные и дифференциальные механизмы с цилиндрическими и коническими колесами, волновые редукторы.

Большое распространение в приводах роботов получили волновые передачи. Они просты по конструкции, могут реализовывать передаточные отношения порядка 100 – 250 при высоком КПД (0,70 – 0,90), компактны, легко встраиваются в приводные модули, обеспечивают практически беззазорное зацепление. Волновые передачи находят применение в шарнирных роботах, образуя компактные приводные модули в соединении с электродвигателем, и используются в основном в малонагруженных узлах. В волновой передаче в зацеплении может находиться одновременно до 70 % зубьев. Это важное достоинство волновых передач, обеспечивающее повышенную нагрузочную способность и высокую кинематическую точность. Недостатками волновых передач являются: пониженная жесткость, сложность изготовления, сравнительно низкая долговечность, высокие требования к качеству материалов и технологии производства.

В качестве альтернативы описанным выше передачам в данном исследовании предлагается использовать планетарные передачи. Планетарные передачи широко применяют в транспортном машиностроении, станкостроении, приборостроении и других отраслях промышленности. Механизмы с планетарным редуктором успешно используются в производстве, где необходима повышенная компактность и высокий КПД. Использование планетарных редукторов, в свою очередь, ограничено сложностью выборки зазоров и обеспечения высокой точности изготовления и монтажа передачи.

Тем не менее, планетарные передачи – одни из наиболее изученных и широко применяемых передач, известных на сегодняшний день. Можно выделить следующие их достоинства: широкие кинематические возможности планетарной передачи являются одним из основных ее достоинств и позволяют использовать передачу как редуктор, как коробку скоростей, как дифференциальный механизм; компактность, а также малая масса; планетарный принцип позволяет получать большие передаточные отношения без применения многоступенчатых передач; малая нагрузка на опоры, так как при симметричном расположении сателлитов силы в передаче взаимно уравновешиваются; это снижает потери и упрощает конструкцию опор; уменьшение маховых масс планетарной передачи позволяет улучшить динамические характеристики привода; в планетарных передачах наиболее просто решаются задачи по обеспечению больших передаточных отношений, получения нескольких скоростей и реверсирования; КПД планетарной передачи, как правило, выше, чем у обычных передач; благодаря применению планетарных передач механизмы получают новые компоновочные возможности, например, встраивание планетарных передач в барабаны, ходовые колеса, роторы экскаваторов, зубчатые колеса, шкивы ременных передач, тормозов, корпуса электро- и гидродвигателей и т. п.; во многих случаях планетарные передачи являются незаменимыми, так как они могут выполнять ряд функций, которые нерациональны или невозможны для обычных передач.

Все эти достоинства и преимущества планетарных передач могут быть реализованы лишь при правильном выборе схемы и рациональном конструировании. При выборе схемы следует в первую очередь исходить из компоновочных возможностей передачи, ее КПД, веса и габаритных размеров, технологических требований, предъявляемых к ее изготовлению, сложности конструктивного исполнения данной схемы. Определяющими условиями являются также режим работы и мощность привода, компоновка механизмов и узлов машины в целом. Неправильный выбор схемы может привести к завышенным габаритным размерам и весу, машина может оказаться неработоспособной вследствие низкого КПД, интенсивного износа и других причин, связанных с работой передачи.

Среди большого числа известных схем планетарных механизмов особо можно выделить механизмы, относящиеся по существующим классификационным признакам к передачам типа  $K-H-V$  [6]. Неотъемлемой частью этих передач является механизм, осуществляющий передаточное отношение, равное +1, между параллельными валами. В качестве такого механизма может использоваться механизм типа карданного вала, муфта Ольдгейма или механизм параллельных кривошипов. Наиболее совершенным из всех известных является механизм параллельных кривошипов, в котором кривошипы выполнены в виде пальцев, входящих в отверстия. Механизм обеспечивает относительное поступательное круговое движение и передачу движения между параллельными валами. От муфты Ольдгейма этот механизм отличается высокой надежностью и малыми потерями на трение. Кроме того, при его использовании оказывается возможным установить в передаче  $K-H-V$  несколько сателлитов и тем самым обеспечить наибольшую несущую способность, компактность, хорошую уравновешенность и высокие виброакустические свойства. Однако и здесь есть свои трудности. Для реализации механизмов параллельных кривошипов необходимо очень точно выполнять требуемые размеры деталей. В противном случае либо возникают зазоры в соединениях, либо происходит заклинивание механизма.

Передача типа  $K-H-V$  обеспечивает получение сравнительно больших передаточных отношений (7 – 70) при высоком КПД (0,80 – 0,95) [6]. Она весьма компактна, имеет малый вес, характеризуется плавной и бесшумной работой. Но для обеспечения высокого КПД и плавности работы точность изготовления этой передачи должна быть достаточно высокой. Передача этого типа имеет наиболее широкие компоновочные возможности по сравнению с другими типами планетарных передач.

В применении планетарных редукторов с малой разностью чисел зубьев колес заключаются огромные преимущества и резервы снижения материалоемкости машин. Так, например, переход от разности в два зуба к разности в один зуб дает увеличение передаточного отношения в два раза, а, следовательно, и соответствующее снижение металлоемкости.

Внутреннее зубчатое зацепление с разностью чисел зубьев колес, равной единице, используется в планетарных редукторах, имеющих достаточно широкое распространение в промышленности. Широкое и разнообразное применение таких редукторов задерживалось из-за того, что они выполнялись на основе цевочного или специальных видов зацепления. Это значительно увеличивало их стоимость. При всех положительных характеристиках планетарных редукторов с цевочным зацеплением существенным препятствием, определяющим перспективы их внедрения в мехатронных устройствах, является сложная технология изготовления цевочного зацепления, чрезвычайно высокие требования к точности и большие габариты при реализации передаточных отношений порядка 200, необходимого для функционирования относительно тихоходных исполнительных механизмов мехатронных устройств.

Часто возможность осуществления обычного эвольвентного внутреннего зацепления при разности чисел зубьев колес, равной единице, ставилась под сомнение. Многие авторы, исследуя внутреннее эвольвентное зацепление, ограничивались нулевыми и равносмещенными передачами, а расчет внутреннего эвольвентного зацепления производился на основе реечного исходного контура. В этом случае неизбежно возникают ошибки, которые тем больше, чем больше коэффициент смещения колеса и чем меньше разность между числом зубьев колеса и долбяка. Поэтому внутреннее станочное зацепление следует представлять как зацепление колеса с исходным контуром долбяка. Такое представление отражает действительный процесс обработки [2]. Тем не менее, внутреннее зацепление с разностью чисел зубьев колес,

равной единице, вполне осуществимо. Более того, оно осуществимо даже в том случае, если оба колеса нарезаются на обычном зубодолбежном станке стандартным долбяком.

В методике расчета внутреннего эвольвентного зубчатого зацепления, разработанной профессором *МВТУ* им. Баумана Гавриленко В.А., учтены все особенности такого зацепления [5]. Данная методика расчета была применена мною для случая, когда разность чисел зубьев колес равняется единице[1].

Исходными данными являются: модуль, числа зубьев зубчатых колес, коэффициенты смещения зубчатых колес, число зубьев долбяка, коэффициент высоты зуба долбяка, коэффициент радиального зазора передачи. Проводился расчет пар зубчатых колес с разностью чисел зубьев колес, равной единице, при модуле равном единице. Сначала рассчитывались параметры зубчатой передачи – угол зацепления, межосевое расстояние, коэффициент воспринимаемого смещения, коэффициент уравнивающего смещения, геометрические параметры шестерни, колеса и долбяка, а также параметры внешнего и внутреннего станочных зацеплений (углы станочных зацеплений, станочные межосевые расстояния). Затем проводились проверочные расчеты.

Проверка внешнего станочного зацепления колеса с долбяком на срез; для предотвращения явлений подреза и среза зубьев рассчитывались значения необходимых минимальных коэффициентов смещения колеса.

Проверка внутреннего станочного зацепления колеса с долбяком на срез; расчеты проводились для двух случаев возможного среза; рассчитывались величина необходимого смещения исходного контура долбяка и величина минимальной разности коэффициента смещения колеса и коэффициента высоты зуба долбяка для проверки возможного среза в процессе врезания долбяка в заготовку колеса на глубину зуба.

Проверка внутреннего зубчатого зацепления на заклинивание, которое возможно в двух случаях: при соприкосновении вершины зуба одного колеса с галтелью зуба другого колеса и при упоре вершин зубьев колес.

Проверка зубьев колес на заострение; она проводилась с использованием рассчитанных значений радиусов заострения колес и толщин зубьев колес на окружностях заострения.

Расчеты проводились для пар зубчатых колес со значениями чисел зубьев от 49..50 для шестерни и колеса соответственно до 199..200. Значения коэффициентов смещения варьировались от нуля до единицы с шагом 0,1. Предполагаемый зуборезный инструмент – долбяк ГОСТ 9323-79 со стандартными значениями чисел зубьев, равными 26, 38, 50, 76, 100. В процессе исследования рассчитывался также один из качественных показателей зубчатой передачи – коэффициент перекрытия, и была прослежена закономерность его изменения при варьировании значений параметров зубчатой передачи. Он принимает максимальные значения при максимальной разности коэффициентов смещения шестерни и колеса и при максимальной разности чисел зубьев шестерни и долбяка, а также при наибольшем значении числа зубьев долбяка из возможных его значений.

Результаты расчета показали, что внутреннее зубчатое зацепление с разностью чисел зубьев колес, равной единице, осуществимо для шестерен с нулевым и положительным смещением и для колес со смещением не менее 0,9. Возможная область существования пар зубчатых колес весьма мала. Она ограничивается одной – пятью парами зубчатых колес для некоторых из всех возможных комбинаций коэффициентов смещения шестерни и колеса при разности чисел зубьев шестерни и долбяка от единицы до семи. К тому же, характерной особенностью внутреннего зацепления при разности чисел зубьев колес, равной единице, является то, что оно возможно только при больших углах зацепления, рабочий участок линии зацепления

практически «вырождаются». Зубья шестерни имеют только «ножки», а зубья колеса — только «головки».

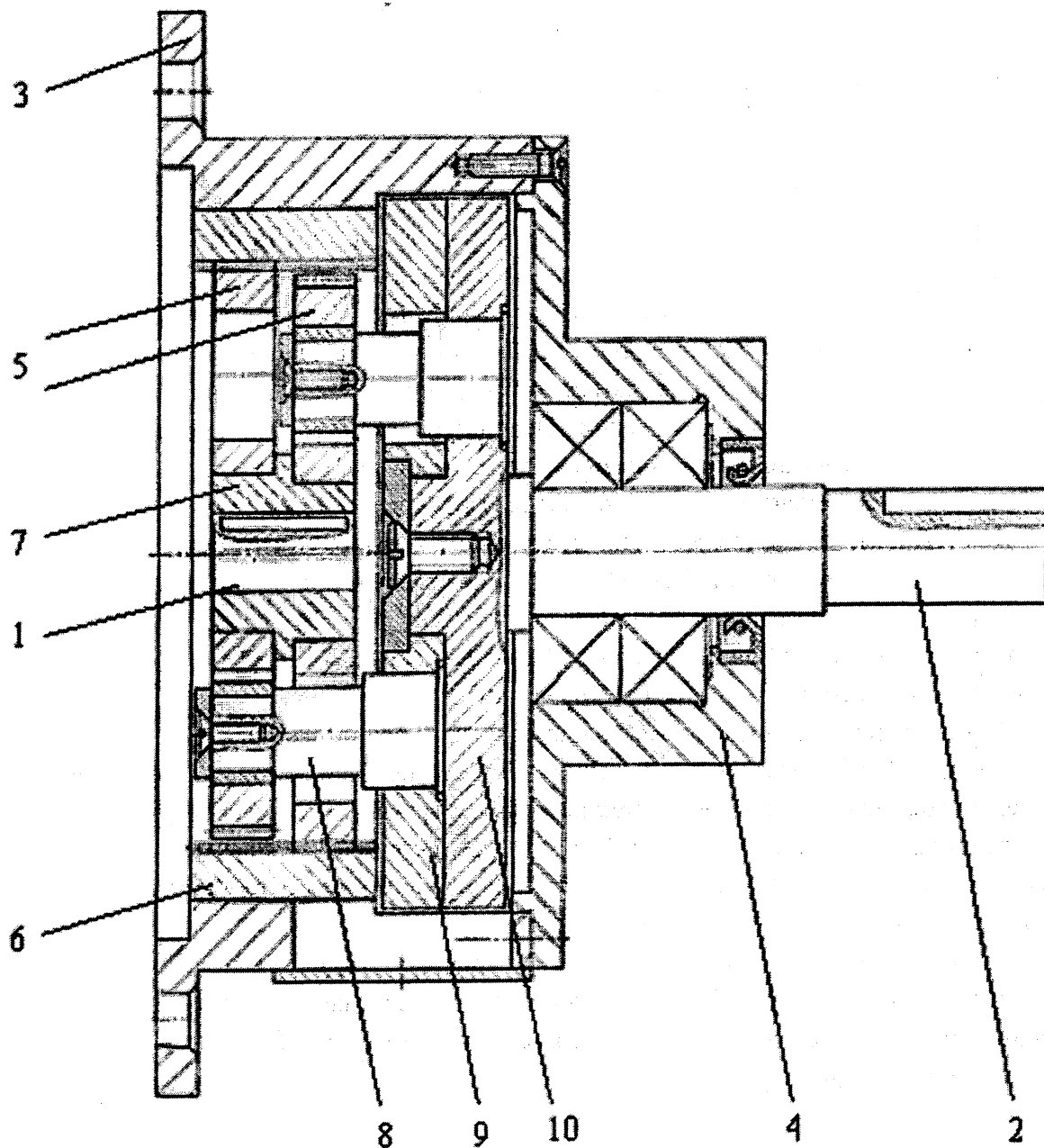


Рис. 1. Малогабаритный планетарный редуктор

Осуществление внутреннего зубчатого зацепления с разностью чисел зубьев колес, равной единице, ограничивается, в первую очередь, интерференцией. Существует несколько специальных способов расчета, предусматривающих ее устранение, но при их использовании реализуется беззазорное зацепление. В разрабатываемой нами методике расчета задача решается принципиально по-другому, и передача реализуется с боковым зазором. Зубчатые колеса проектируются с заведомо увеличенным смещением, при этом межосевое расстояние не увеличивается.

Это приводит к тому, что в зацеплении возникает чрезмерно большой боковой зазор. С одним сателлитом при определенных условиях эксплуатации такая передача работоспособна. При двух сателлитах, развернутых друг относительно друга и упирающихся в противоположные боковые поверхности колеса с внутренним зубом, такая передача может работать и в реверсивном режиме. Переустановив шестерни на валу, повернув их относительно диаметрального размера, вводят в зацепление другие боковые поверхности зубьев, до этого не работавшие и не изношенные. Этим повышается долговечность зацепления. Используя такой способ расчета можно в большей степени варьировать значения параметров зубчатых колес и получать большую гамму пар зубчатых колес с заданными требованиями.

Данная схема реализована в нескольких макетах, которые были спроектированы и изготовлены в Белорусско-Российском университете на кафедре «Основы проектирования машин», и представлена на рис. 1, где приняты следующие обозначения: 1 - входной вал; 2 - выходной вал; 3 - корпус; 4 - крышка; 5 - шестерни; 6 - колесо; 7 - эксцентрик; 8 - пальцы; 9, 10 - диски.

При разработке схемы использовались авторские свидетельства [3, 4].

На одной из научных конференций, проходившей в Белорусско-Российском университете, была проведена демонстрация макета манипулятора, в котором использовались планетарные малогабаритные редукторы с разностью чисел зубьев колес, равной единице. Значения чисел зубьев шестерни и колеса следующие: в первом редукторе – 89 и 90 соответственно при модуле, равном единице, во втором – 177 и 178 соответственно при модуле, равном 0,5. Зубчатые колеса были рассчитаны по разрабатываемой методике. Реализация аналогичных передач с такими же значениями параметров зубчатых колес, рассчитанных по методике Гавриленко В. А. с теоретической точки зрения невозможна.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Скворцова Н.А. Внутреннее эвольвентное зацепление для случая, когда разность чисел зубьев колес равна единице. Труды МВТУ им. Баумана. Расчеты на прочность в машиностроении. Вып. 11. Машгиз, 1950, стр. 143 – 167; 2. Скворцова Н.А. Некоторые особенности внутреннего станочного зацепления. Труды МВТУ им. Баумана. Вопросы теории механизмов и машин. Вып. 23. Машгиз, 1953, стр. 31 - 43; 3. А.С. 1768830 СССР, МКИ<sup>3</sup> F16H1/32 Планетарная передача /Л. А. Борисенко. Заявлено 18.04.89. Опубл. 15.10 92. Бюл. №38-Зс.; 4. А.С. 1768853 СССР, МКИ<sup>3</sup> F16H57/12

Планетарная передача /Л. А. Борисенко. Заявлено 11.04.89. Опубл. 15.10.92. Бюл. №38-3с.; 5. Гавриленко В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. М.: Машиностроение, 1969. - 432 с.; 6. Планетарные передачи. Справочник. Под ред. докторов техн. наук В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. Л.: Машиностроение, 1977. - 536 с.

УДК 629.067

Н.Р. Михальцевич

## ОСОБЕННОСТИ УПРАВЛЕНИЯ ТОРМОЖЕНИЕМ ДВУХКОЛЕСНЫХ МОБИЛЬНЫХ МАШИН С АБС

*Белорусский национальный технический университет  
Минск, Беларусь*

### ВВЕДЕНИЕ

Торможение двухколесной техники, особенно с использованием антиблокировочных тормозных систем, связано с рядом проблем:

1) При движении двухколесных транспортных средств практически всегда имеет место движение колеса с боковым уводом, а при криволинейном манёвре - дополнительно с большим наклоном.

2) При торможении двухколесного транспортного средства не допускается даже мгновенная блокировка переднего колеса, так как это может привести к потере устойчивости транспортного средства, и к его опрокидыванию.

Учитывая данные факты можно сделать вывод, что использование автомобильных антиблокировочных систем на мотоциклах невозможно.

Следовательно, на двухколесной технике должны использоваться совершенно новые системы активной безопасности. Алгоритм управления должен учитывать все факторы, влияющие на устойчивость транспортного средства, но при этом также должна обеспечиваться управляемость транспортного средства.

#### **Вариант алгоритма АБС для мотоцикла.**

Существуют различные алгоритмы управления антиблокировочными системами:

1. Регулирование по скольжению (S-регулирование).
2. Регулирование по изменению коэффициента сцепления  $\mu$  ( $\mu$ -регулирование).
3. Градиентное регулирование.

Для антиблокировочной системы двухколесного транспортного средства наиболее целесообразно использовать градиентный метод регулирования.

Параметром регулирования в этом случае является производная  $d\mu/ds$ . Главное преимущество градиентного регулирования состоит в том, что оно позволяет обеспечить работу колеса в доэкстремальной области  $\mu$ - $s$ -кривой. Выбор граничных условий в этой области для определения порогов срабатывания АБС может обеспечить максимальную эффективность торможения, управляемость и устойчивость движения, а также минимальные энергетические потери в колесе.

Одним из граничных условий является равенство:

$$d\mu/ds = 0 \quad (1)$$