

УДК 621.83
МИНИМИЗАЦИЯ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ
НОВЫХ ТИПОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

* А. Т. СКОЙБЕДА, П. Н. ГРОМЫКО, М. Е. ЛУСТЕНКОВ

* Учреждение образования

«БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Государственное учреждение высшего профессионального образования

«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Механические передачи выполняют функции изменения значений вращающего момента и угловой скорости. Современные механические передачи должны обеспечивать трансформации вращения с минимальными значениями механических потерь, а также с относительно постоянным значением коэффициента редуцирования, что характеризует плавность работы привода. Указанные условия можно достичь, если коэффициент перекрытия зацепления в механической передаче выше единицы, а также минимизированы скорости относительного скольжения звеньев во время их контакта.

Данная задача, во многом, противоречива. Увеличение коэффициента перекрытия хотя и приводит к уменьшению контактных напряжений в каждой из взаимодействующих пар, однако значения относительных скоростей скольжения в зоне контакта возрастают. Поэтому необходимо стремиться к достижению оптимального значения коэффициента перекрытия при обеспечении контактного взаимодействия звеньев в тот промежуток времени, когда значения относительной скорости скольжения контактирующих звеньев зацепления минимальны. Оптимальное значение коэффициента перекрытия позволит также минимизировать значение замкнутых циркулирующих мощностей в контактирующих звеньях механической передачи.

Уменьшение относительных скоростей скольжения точек контакта взаимодействующих звеньев можно достичь за счет выбора оптимальной структуры передачи, а также подбором геометрии зацепления. Под выбором оптимальной структуры понимается такой структурный вариант передачи, который обеспечивает контактное взаимодействие звеньев в те промежутки времени, когда скорости контактного взаимодействия минимальны или равны нулю. Относительные скорости скольжения контактирующих звеньев могут иметь нулевое значение в случаях совпадения направлений и значений по модулю скоростей контактирующих звеньев в точках контакта.

Теоретически разработка механической передачи, имеющей в зоне контакта звеньев минимальные значения относительных скоростей сколь-

жения при обеспечении коэффициента перекрытия больше единицы, возможна. Однако при работе механической передачи под нагрузкой появляются еще как минимум два фактора, существенно влияющих на работу ее зацепления. Это упругие деформации звеньев, а также погрешности их изготовления и сборки. Указанные факторы могут свести на нет все теоретические результаты, на основе которых может быть создана передача с высокими эксплуатационными показателями.

Основной путь, который в настоящее время используется при разработке механических передач с приемлемыми или даже высокими служебными свойствами – это их проектирование с высокими запасами по прочностным и точностным показателям. Изготовление и сборка таких передач возможны только на специализированном оборудовании. При этом применяются дорогостоящие высокопрочные и износостойкие материалы, химико-термическая обработка. Ко всему сказанному выше, следует добавить сложность контроля и необходимость привлечения к изготовлению и сборке механических передач специалистов высокой квалификации. Поэтому изготовление конкурентоспособных механических передач на отечественных предприятиях общемашиностроительного профиля, в настоящее время, невозможно. Создать механическую передачу с приемлемыми для потребителей уровнем выходных показателей и отпускной ценой, изготовление которой возможно на предприятиях со стандартным набором технологического оборудования, является актуальной задачей. Особенно необходимость решения этой задачи важна для хозяйства Республики Беларусь, так как нет ни одного специализированного завода по изготовлению редукторной техники.

Наиболее известные способы минимизации влияния различного рода погрешностей и деформаций на выходные показатели механических передач – это использование бочкообразных контактирующих поверхностей взаимодействующих звеньев, а также придание отдельным элементам контактирующих звеньев упругих свойств. Особенно эффективность указанных способов проявляется при наличии многопарного зацепления. Целесообразность указанных выше способов в некоторых случаях оправдана, однако, конструктивные и технологические сложности при их осуществлении приводят к значительному повышению себестоимости изготовления и сборки механических передач.

Дополнительные возможности улучшения выходных показателей скрываются в выборе оптимальных структурных схем и формы контактирующих поверхностей. Критерием для выбора должно являться обеспечение в механической передаче контакта взаимодействующих поверхностей в тот промежуток времени, когда относительная скорость скольжения контактирующих звеньев имеет минимальное значение. В промежуток времени, когда скорости относительного скольжения имеют высокие значения,

контакт взаимодействующих звеньев должен отсутствовать. Т.е. в указанный промежуток времени между контактирующими звеньями даже в случае, когда на выходном валу приложен максимальный вращающий момент, должен быть обеспечен гарантированный зазор.

Это является необходимым, но недостаточным условием для регламентированных условий работы зацепления механической передачи. При трансформации значительных мощностей из-за упругих деформаций звеньев в механической передаче в контакте могут возникнуть кромочные напряжения, которые приведут сразу или после определенного цикла нагружений к появлению необратимых контактных деформаций. Контакт звеньев зацепления должен обеспечиваться по поверхности или по линии с учетом упругих деформаций звеньев.

Выше было сказано, что для обеспечения этого условия контактирующие поверхности звеньев зацепления должны иметь бочкообразную форму, как это имеет место в компенсирующих зубчатых муфтах. Однако бочкообразная форма поверхности зуба нетехнологична в изготовлении и поэтому лишь в исключительных случаях прибегают к указанному способу компенсации погрешностей в механических передачах.

Имеется еще один способ устранить кромочный контакт, не прибегая к бочкообразной форме поверхности зуба. В прямозубом зацеплении зубчатых колес линия контакта расположена параллельно осям вращения колес, то при косозубом зацеплении линия контакта расположена под углом к указанным осям. При передаче значительных вращающих моментов в зацеплении прямозубых эвольвентных колес возникают из-за упругих деформаций звеньев значительные контактные напряжения. В случае косозубого зацепления в аналогичных условиях работы наклонная линия контакта сместится в ту или иную сторону на величину, зависящую от прилагаемой нагрузки и прочностных свойств контактирующих колес. Можно заранее спроектировать косозубую передачу с определенным углом наклона зуба, который обеспечивал бы при определенном значении нагрузки на выходном звене регламентированные условия работы зацепления, что позволяет без применения бочкообразных зубьев устранить явление кромочного контакта в зацеплении механических передач и создать даже при значительных упругих деформациях звеньев регламентированные условия работы зацепления.

Описанные выше способы минимизации потерь мощности были использованы при проектировании планетарных прецессионных передач [1, 2] и передач с промежуточными телами качения [3].

Планетарная прецессионная передача относится к классу эксцентриковых передач. Основное отличие от широко известных цевочных передач с эксцентриковым кривошипом – это наличие наклонного кривошипа и использование конических роликов. Причем, профиль зубьев сателлита,

контактирующих с коническими роликами, представляет собой профиль зубьев звездочки цепной передачи. Планетарная прецессионная передача имеет все преимущества, которые присущи передачам эксцентрикового типа. Изготовление и сборка планетарной прецессионной передачи возможны на любом машиностроительном предприятии, имеющем в наличии зуборезное оборудование. При этом себестоимость прецессионных редукторов в 1,5–2 раза ниже, чем себестоимость аналогов. Это возможно благодаря реализации при ее проектировании, описанных в данной работе способов минимизации потерь мощности.

Планетарная прецессионная передача нашла свое практическое применение в конструкции приводов контактных разъединителей на электрифицированных участках Белорусской железной дороги, в приводе строительно-отделочных (заглаживающих бетон) машин СО-170, в приводе шнековых конвейеров в сельском хозяйстве, в приводе установки нория, предназначенной для вертикального транспорта сыпучих материалов, в конструкции лебедок для проведения аварийно-спасательных, сельскохозяйственных и ремонтных работ.

Помимо традиционных зубчатых зацеплений в последнее время активно внедряются новые виды механических передач, в частности, волновые передачи с промежуточными элементами, которые с успехом применяются для создания компактных приводов. Малогабаритные механические приводные системы на базе передач с промежуточными телами качения, разрабатываемые в Белорусско-Российском университете, предназначены для передачи полезных усилий в труднодоступные места (трубы, скважины), для встраивания в различные трубчатые корпуса баллонных ключей, гайковертов, устройств, работающих в скважинах и т.д. В основу разработки положены механические передачи нового типа с использованием системы тел качения для передачи нагрузки. Тела качения в процессе работы совершают согласованное волнообразное движение, контактируя с беговыми дорожками (кулачковыми поверхностями) основных звеньев передачи. Преимуществами данной передачи являются компактность, многопоточность, частичная замена трения скольжения трением качения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Планетарные прецессионные передачи (ППП). Кинематический, силовой и технологический аспекты их создания / П. Н. Громыко [и др.]; Под. общ. ред. А. Т. Скойбеда. – Минск : БГПА, 2000. – 252 с. : ил.

2. **Скойбеда, А. Т.** Коническо-цилиндрические прецессионные редукторы / А. Т. Скойбеда, П. Н. Громыко. – Минск : БГПА, 2001. – 187 с. : ил.

3. **Лустенков, М. Е.** Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизации потерь мощности: монография / М. Е. Лустенков. – Могилев: Белорус.-Росс. ун-т, 2010. – 274 с. : ил.