

УДК 621.855

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ БЫСТРОХОДНОЙ СТУПЕНИ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА

Л. А. БОРИСЕНКО, В. Л. КОМАР, Д. Н. КАЛЕЕВ

Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Могилев, Беларусь

При разработке и реализации новой схемы двухступенчатого планетарного механизма по патенту РБ N 7322 наибольшую сложность представляет выбор параметров быстроходной ступени, в качестве которой используется двухколесный планетарный механизм схемы К-Н-V с разностью чисел зубьев колес в один зуб.

Создание двухколесных планетарных механизмов для силовых передач, реализующих в одной ступени большое передаточное отношение не целесообразно из-за ограниченного усилия, которое может воспринимать одна пара зубьев в зацеплении и снижения КПД. В то же время использование этого варианта зацепления в качестве быстроходной ступени с малым передаточным отношением порядка 30 в двухступенчатом механизме в нагруженных передачах возможно и, по-нашему мнению, целесообразно.

Использование в этих передачах обычных эвольвентных зубчатых колес с 20° исходным контуром зубьев представляется на первый взгляд наиболее простым из-за широкой распространенности такого зацепления. Однако в практическом исполнении возникает ряд трудностей.

Из-за малой разности чисел зубьев сателлита и неподвижной шестерни в один зуб (только такой вариант передачи обеспечивает большое передаточное отношение) возникает интерференция зубьев второго рода, т.е. наложение головок зубьев колеса и сателлита. Интерференция первого рода заключающаяся в том, что происходит врезание верхушки зуба одного колеса в переходную кривую у ножки зуба сопряженного колеса.

Интерференция второго рода, как и интерференция первого рода приводит к заклиниванию передачи или невозможности введения внутреннего колеса, т.е. такая передача в принципе невозможна.

Было изготовлено и испытано в лабораторных условиях большое число работоспособных двухколесных планетарных передач с разностью чисел зубьев в один зуб, реализующих широкий диапазон передаточных отношений от 30 до 180.

Достоинство этих передач состоит в том, что при правильном выборе межцентрового расстояния, возникает беззазорное зацепление из-за того, что зубья слева и справа касаются левым и правым боковым профилем. При этом сохраняется боковой зазор, необходимый для смазки зубьев. Величина межосевого расстояния, замеренная по колесам, для передач модуля 1 мм

составляет примерно 1,2 мм вне зависимости от чисел зубьев колес. Выборка зазора осуществляется путем регулирования эксцентриситета сателлита.

В нашем случае тоже имеет место интерференция, но она не приводит к заклиниванию передачи. Передача оказывается работоспособной. При этом на картине зацепления наблюдается отмеченное выше «зависание» колес из-за того, что зубья сопрягающихся колес соприкасаются срединными участками. Такое явление можно назвать интерференцией «третьего» рода.

Проводилась проверка изготовленных пар зубчатых колес на перекрытие зубьев и на «зависание» с помощью пятна контакта. Для этого шестерня с нанесенной на зубья краской устанавливалась внутрь колеса и путем покачивания шестерни получался отпечаток пятна краски на колесе.

В передаче 90–89 модуль 1 мм на колесе симметрично слева и справа было отмечено пятнами краски примерно по 10 разноименных (левых и правых) боковых профилей зубьев. На средних зубьях пятен краски не было, таких зубьев было порядка 10. Следует считать, что в «зависании» оказываются примерно по 10 зубьев с каждой стороны. Касание начинается с кромки вершин зубьев в колесе и распространяется далее к ножке зуба, но не на полную глубину зуба.

В передаче 33–32 модуль 1 мм отмеченными оказались по четыре зуба и непомяченными четыре зуба между ними – в «зависании» четыре зуба.

Примерно такая же ситуация наблюдалась и для других вариантов передач. Рекомендуемые значения коэффициента смещения для передачи 90–89 для колеса составляет от +1,2 до -1,5, для шестерни от 0 до -0,2.

Предпринимались попытки использования колес, изготовленных долбяком с зубьями с эвольвентным 30° исходным контуром. Такой инструмент применяется при изготовлении шлицевого соединения. Никаких проблем при использовании этого инструмента для нарезания эвольвентных зубчатых колес не возникает. Контроль расчетных параметров осуществляется также с помощью роликов, по формулам, откорректированным с учетом измененного угла исходного контура.

Нам удалось реализовать в опытном образце такую передачу. Из анализа картин зацепления можно заключить, что использование такого зацепления уменьшает «зависание» сателлита. Проверка по пятну касания показывает, что в касании находятся 5–6 зубьев практически без «зависания». Кроме того, из-за увеличенной толщины зуба увеличивается прочность колес. Все это существенно увеличивает нагрузочную способность передачи и ведет к снижению потерь в зацеплении и повышению КПД.

Кроме того, что удалось реализовать безинтерференционную передачу внутреннего зацепления с разностью чисел зубьев в один зуб, здесь уменьшено расстояние между полюсом зацепления и зубьями, что, как известно, уменьшает скольжение колес и потери на трение. Найденный вариант передачи можно считать оптимальным компромиссным решением проблемы большого передаточного отношения – уменьшенный КПД передачи.