

3.3 Физика и техническая механика

УДК 621.01

РЫЧАЖНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Уколов С.А., асс., Буткевич В.Г., к.т.н., доц., Дубаневич Д.Т., ст. преп.

*Витебский государственный технологический университет
г. Витебск, Республика Беларусь*

Основным вопросом при анализе любой передачи является оценка ее кинематических и динамических показателей. К кинематическим показателям передач относятся числа оборотов, угловые и окружные скорости отдельных звеньев, передаточные числа передач.

В рассматриваемой передаче вторая степень свободы заключается в возможном независимом вращении эпициклической шестерни. Рассмотрены закономерности взаимодействия угловых скоростей и моментов звеньев дифференциала, приводящие к его силовой адаптации.

Как известно, двухподвижные механизмы или механизмы с двумя степенями свободы (например, механизм зубчатого дифференциала) служат либо для разложения одного движения на два, либо для сложения двух движений в одно (рис. 1).

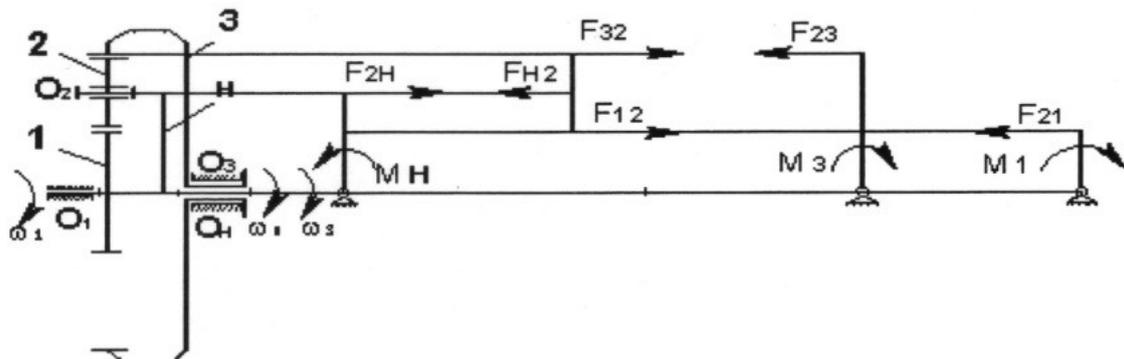


Рисунок 1 – Двухподвижные механизмы или механизмы с двумя степенями свободы

При разложении движений силовой поток входного звена с заданными параметрами, то есть с заданным моментом и угловым перемещением (или угловой скоростью), раскладывается на два силовых потока двух выходных звеньев. В каждом выходном силовом потоке момент зависит от перемещения (скорости), то есть имеет место силовая адаптация каждого выходного звена к внешней нагрузке за счет его перемещения. Всякая дифференциальная передача в общем случае состоит из отдельных связанных между собой трехзвенных зубчатых механизмов. В этом механизме могут быть два входа и один выход или один вход и два выхода. В первом случае зубчатый дифференциал предназначен для сложения движения входных звеньев, во втором случае – для разделения движения входного звена.

Число подвижных звеньев в механизме, число вращательных пар V класса. Это три пары, которые входят звенья 1, 3 и H со стойкой, и пара, в которую входит водило H и звено 2. Число пар IV класса. Это входящие в зацепление колеса 1, 2 и 3, 2. Следовательно, по структурной формуле число степеней подвижности механизма

$$W = 3n - 2p_s - p_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 2 = 2. \quad (1)$$

Таким образом, для определения движения механизма он должен иметь заданными законы движения двух звеньев, то есть иметь две обобщенные координаты. Силовая адаптация зубчатого дифференциала состоит в автоматическом приведении в соответствие внешних моментов изменяющимся моментам сопротивления за счет изменения их угловых скоростей при постоянных параметрах мощности входного звена.

УДК 621.01

СИНТЕЗ ЗУБЧАТО-ПОВОДКОВЫХ ПЕРЕДАЧ

Дубаневич Д.Т., ст. преп., Буткевич В.Г., к.т.н., доц., Уколов С.А., асс.

Витебский государственный технологический университет,

г. Витебск, Республика Беларусь

Важной задачей синтеза зубчатого зацепления является локализация пятна контакта на поверхности зубьев как по высоте зуба, так и по ширине зубчатого венца. В случае приближенного зацепления контакт точечный. При рассмотрении упругой модели зацепления точка контакта преобразовывается в мгновенную площадку контакта, совокупность которых и представляет собой пятно контакта.

Стремление локализовать пятно контакта приводит к снижению нагрузочной способности передачи. Минимизация кинематической погрешности достигается при приложении определенных нагрузок, фиксированных погрешностях изготовления и монтажа.

Погрешности изготовления и монтажа, а также деформации под нагрузкой на практике приводят к появлению кинематических (динамических) погрешностей, а, следовательно, к снижению нагрузочной способности и долговечности передачи. Основные достижения данной области теории зубчатого зацепления получены путем формообразования взаимодействующих поверхностей зубьев в отклонении от номинального, то есть сопряженного зацепления. При этом не существует однозначного выбора между семейством полученных расчетных поверхностей.

При этом рассматривался зазор, возникающий в зацеплении при равномерном вращении ведомого колеса ведущим с постоянным передаточным отношением, то есть ошибки функции перемещения в зацеплении одной пары зубьев.

В цилиндрических зубчатых колесах модуль m – величина, равная отношению шага к числу π . Он связан с делительным диаметром простым соотношением: $d = m \cdot z$. Зубчато-поводковые передачи являются пространственными, и активная действующая линия не лежит в какой-то одной плоскости.

Технологические ограничения при изготовлении зубчато-поводковых колес и функции перемещения для зубчато-поводковых передач на параллельных осях с различными диаметрами поводков и передаточными отношениями. Позволяют сделать вывод о том, что требуется специализированное дорогостоящее зуборезное и зубошлифовальное оборудование.

Максимальное значение из геометрических соображений не лимитируется. Следует отметить, что при увеличении передаточного отношения циклическая погрешность и скачок скорости уменьшаются.