

УДК 621.833.16

О.Е. Печковская

**АНАЛИЗ ГЕОМЕТРИИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ В ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧАХ
2К-Н ПРИ РАЗНОСТИ ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ КОЛЕС, РАВНОЙ ЕДИНИЦЕ**

Рассмотрено внутреннее зубчатое зацепление с позиции многопарности. Показано, что по размерам длин контакта зацепляющихся пар зубьев существует возможность повышения нагрузочной способности передачи и ее кинематической точности.

В приводах машин широко используются планетарные эксцентриковые передачи, сочетающие в себе малые габаритные размеры при значительной удельной мощности и широкие кинематические возможности в части достижения наибольших передаточных отношений. Особенно желательно применение таких передач с разностью чисел зубьев зацепляющихся колес, равной единице, так как это приводит к обеспечению предельных передаточных отношений передачи [1]. Нам удалось реализовать такое зацепление на основе выбора соответствующих диаметральных размеров зубчатых колес и модификации зубьев [2]. Эта задача была решена путем компьютерного моделирования зацеплений с различными параметрами зубчатых колес.

В программном обеспечении AutoCad на языке программирования Visual Basic for Application была составлена программа, алгоритм которой заключается в следующем. Последовательно строятся два зубчатых колеса. При этом диаметры делительной окружности d_2 и окружности выступов d_{2a} выбираются из соотношений: $d_2 = m(Z_1 - 2)$, $d_{2a} = mZ_1$, где Z_1 – число зубьев колеса с внутренними зубьями; m – модуль зацепления, а сателлит располагается эксцентрично относительно оси центрального колеса с эксцентриситетом $e = m$. Затем производится обкат колес, т. е. последовательный поворот зубчатой пары на один зуб и удаление пересечений. Результатом обката является внутреннее эвольвентное зацепление, исключаящее интерференцию первого и второго рода.

Графическое моделирование позволило определить вид и величину интерференции в передаче при различных значениях чисел зубьев колес и модулей зацепления, и предложить способы ее устранения.

Анализ относительного расположения зацепляющихся колес, выполнявшийся в процессе моделирования, позволяет утверждать, что передача с модифицированными зубьями особенно хорошо может зарекомендовать себя в условиях реверсивной работы. Из представленной на рис. 1 схемы следует, что даже при наличии зазоров в зацеплении, которые необходимы для компенсации теплового расширения, ожидается плавная реверсивная работа передачи. Так, при вращении сателлита 2 по часовой стрелке крутящий момент будут передавать пары зацепляющихся зубьев, расположенные слева от вертикальной плоскости симметрии передачи. При вращении сателлита 2 против часовой стрелки крутящий момент будут передавать пары зацепляющихся зубьев, расположенные справа от вертикальной плоскости симметрии передачи. В любом случае в зацеплении оказывается одновременно несколько пар зубьев (согласно рис. 1 не менее трех), что позволяет существенно увеличить нагрузочную способность, уменьшить шумность, снизить износ.

На основе изучения компьютерных моделей была оценена величина коэффициента перекрытия в таких передачах. Коэффициент перекрытия является характеристикой продолжительности зацепления зубьев в передаче и может определяться количеством зубьев зубчатых колес, находящихся в зацеплении. Было установлено, что независимо от количества зубьев сателлита, величины модуля зацепления и направления вращения

нагрузку передают по три пары зацеплений (см. рис. 1). Из схемы видно, что в данный момент, зафиксированный на схеме, одна пара зубьев (средняя из трех, находящихся в контакте) зацепляется практически по всей длине профилей зубьев, а две другие пары - лишь частично. В следующий момент времени происходит перераспределение условий взаимодействия зубьев, однако такая же картина относительного расположения этих зубьев сохраняется.

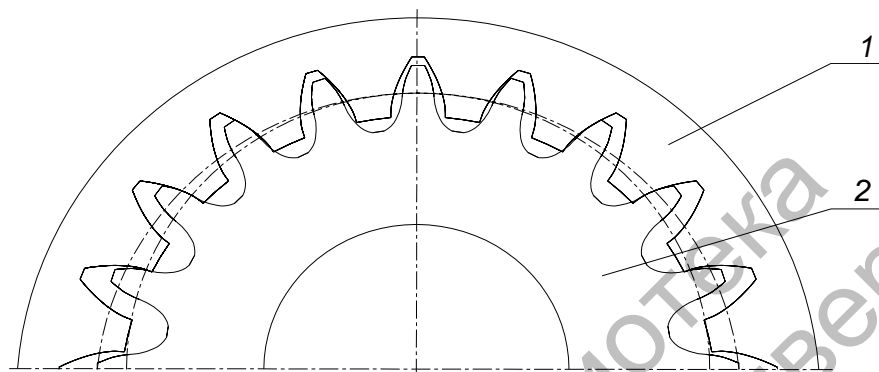


Рис. 1. Схема внутреннего зубчатого зацепления с модифицированными зубьями сателлита ($Z_1 = 21$; $Z_2 = 20$): 1 – центральное колесо, 2 – сателлит

Следует также заметить, что еще два зуба сателлита, находящиеся по две стороны от указанных трех зацепляющихся, расположены на минимальном расстоянии от внутренних зубьев наружного колеса (зазор составляет сотые доли миллиметра), и их при передаче нагрузки можно считать работающими. Поэтому, учитывая наличие погрешностей (аппроксимации, построения, сборки, изготовления), а также упругих деформаций, можно утверждать, что в передаче нагрузки при реверсивном и однонаправленном вращениях ведущего звена одновременно участвует по пять пар зубьев.

Нагружены зубья сателлита неравномерно. Из рассмотрения моделей зацеплений было установлено, что суммарная длина контакта трех пар надежно зацепляющихся зубьев зависит от модуля и колеблется в пределах $(1,4...1,7)m$. Если предположить, что передаваемая парой зубьев нагрузка пропорциональна длине контакта их профилей, то окажется, что независимо от параметров зацепления (Z_2 и m) наиболее нагруженным является средний зуб сателлита, находящийся в контакте с наружным колесом. Этот зуб передает до 60 % общей нагрузки.

Характер же распределения оставшихся 40 % передаваемого момента между двумя зубьями, прилегающими к среднему, меняется с изменением числа зубьев сателлита. Так, при $Z_2 = 20$ большая часть нагрузки (23 %) приходится на зуб, расположенный ближе к вертикальной оси симметрии, и только 7 % - на наиболее удаленный зуб (рис. 2, а). Однако при увеличении числа зубьев сателлита происходит перераспределение нагрузки, и ближайший к оси симметрии зуб зацепления становится наименее нагруженным по отношению к остальным. Например, при $Z_2 = 50$ этот зуб оказывается нагруженным лишь на 5 % (рис. 2, б).

Следует заметить, что более обоснованные (уточненные) выводы о характере распределения передаваемого момента между зубчатыми парами возможны только на основе дополнительных исследований.

Результаты исследования также показали, что группа зубьев сателлита, находящихся в зацеплении, смещена от плоскости симметрии зацепления на различную вели-

чину. С увеличением количества зубьев сателлита это смещение группы контактирующих зубьев увеличивается. Так, при $Z_2 = 20$ в контакте состоят зубья, начиная с третьего зуба сателлита, если считать от оси симметрии, при $Z_2 = 30$ - начиная с четвертого зуба и т. д. То есть порядковый номер зуба, соответствующего началу зацепления при любом модуле, можно определить соотношением $n = 0,1Z_2 + 1$.

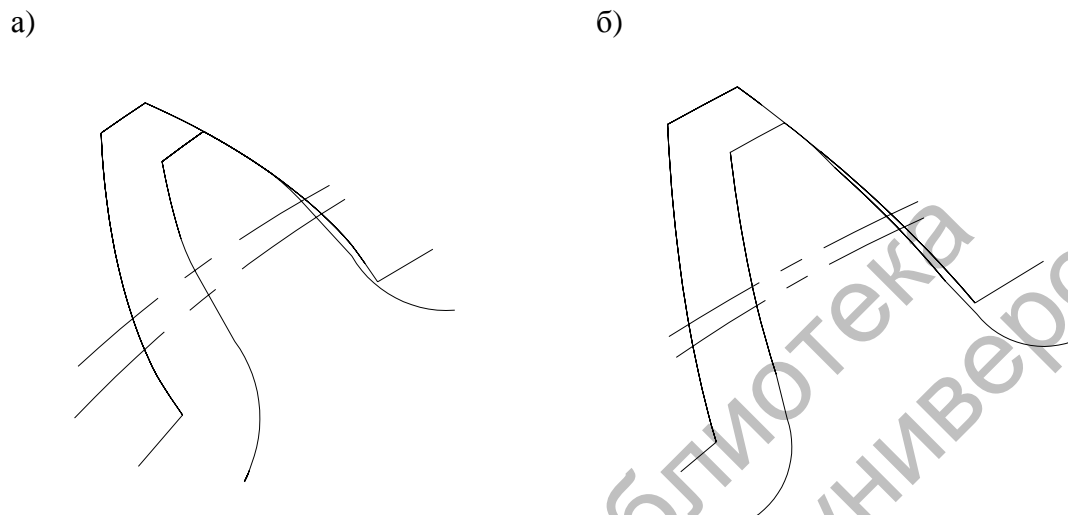


Рис. 2. Пример расположения сопряжения в ближайшей к вертикальной оси симметрии паре контактирующих зубьев: а - при $Z_2 = 20$; б - при $Z_2 = 50$

Таким образом, на основе выполненных исследований можно сделать следующие выводы. При условии разницы чисел зубьев колес, равной единице, возможно достижение предельного передаточного отношения планетарной передачи при обеспечении наименьших ее габаритных размеров. Модификация зубьев зацепляющихся колес, несмотря на их утонение, позволяет существенно повысить нагрузочную способность передачи за счет многопарности зацепления. Это обстоятельство также позволяет прогнозировать высокую плавность работы передачи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кудрявцев, В. Н. Планетарные передачи / В. Н. Кудрявцев. – М. : Машиностроение, 1966. – 307 с. : ил.
2. Пат. 5092 С1 РФ, МПК F 16 H 1/28. Планетарная передача / А. М. Пашкевич [и др.] ; заявитель и патентообладатель Могилев. машиностр. ин-т. - № 19981087 ; заявл. 30.11.98 ; опубл. 30.03.03, Бюл. № 21. – 12 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 25.10.2005

О.Е. Pechkovskaya
The analysis of gearing geometry in planetary engagement 2K-H with the difference of gears teeth numbers equal to one
Belarusian-Russian University

Internal gearing from a position of multipaired relationship is considered. It is shown, that, by the sizes of lengths of teeth pairs contact, it is possible to expect increase of loading capacity of engagement and its kinematic accuracy.