УДК 345.49

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НЕСООСНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Иконников Д. А, Лукашевич С. А.
Научные руководители − профессор Синенко Е. Г., доцент Конищева О. В.
Сибирский федеральный университет

В научных трудах ранее были даны рекомендации для определения основных размеров зубчатых колес при условии, что стандартный модуль соответствует их начальным окружностям, совпадающим с делительными окружностями. Однако это условие накладывает и целый ряд ограничений, затрудняющих конструирование зубчатых передач. Например, это относится к выбору числа зубьев колеса. Уменьшение числа зубьев удешевляет производство, уменьшает размеры конструкции. Но уменьшение числа зубьев может вызвать подрезание ножки зуба, увеличение износа контактных поверхностей, поэтому в тех случаях, когда необходимо по каким-то причинам иметь маленькие числа зубьев, возникает необходимость проектирования зубчатых колес с иными размерами.

Одним из таких случаев, когда необходимо проектировать колеса с различными числами зубьев, является проектирование несоосной планетарной передачи, в которой все сателлиты имеют различное число зубьев. Основной целью, которая преследуется при проектировании этих колес, является улучшение условий работы всех зубчатых колес, особенно с малым числом зубьев, за счет отклонения размеров этих колес от размеров нормальных (некорригированных) колес.

Так как современные зубчатые колеса, как правило, нарезаются методом обкатки, то получение зубчатых колес с зубьями требуемых параметров легче всего может быть достигнуто соответствующим расположением нарезаемого колеса по отношению к инструменту. Определению этого расположения колеса по отношению к инструменту и посвящена данная работа. На рис. 1 представлена одна из возможных схем несоосной планетарной передачи, которая может иметь разное число сателлитов 2, 3, 4, … и т. д. При этом все сателлиты имеют различное число зубьев. В качестве примера рассмотрим передачу, в которой число зубьев центральной шестерни 1 $z_1 = 16$, число зубьев коронного колеса 4 $z_4 = 48$, модуль $m = 5$ мм, эксцентриситет передачи $e = 40$ мм для нормальных колес.

Числа зубьев минимального и максимального сателлитов определяются:

$$z_{2min} = \frac{r_4 - r_1 - e}{m} = \frac{z_4 - z_1}{2} - \frac{e}{m}, \tag{1}$$

$$z_{2max} = \frac{r_4 - r_1 + e}{m} = \frac{z_4 - z_1}{2} + \frac{e}{m}, \tag{2}$$

где r_1 и r_4 – радиусы делительных окружностей шестерни 1 и коронного колеса 4.

С учетом принятых величин по (1) и (2) получим

$$z_{2min} = \frac{48-16}{2} - \frac{40}{5} = 8,$$

$$z_{2max} = \frac{48-16}{2} + \frac{40}{5} = 24.$$

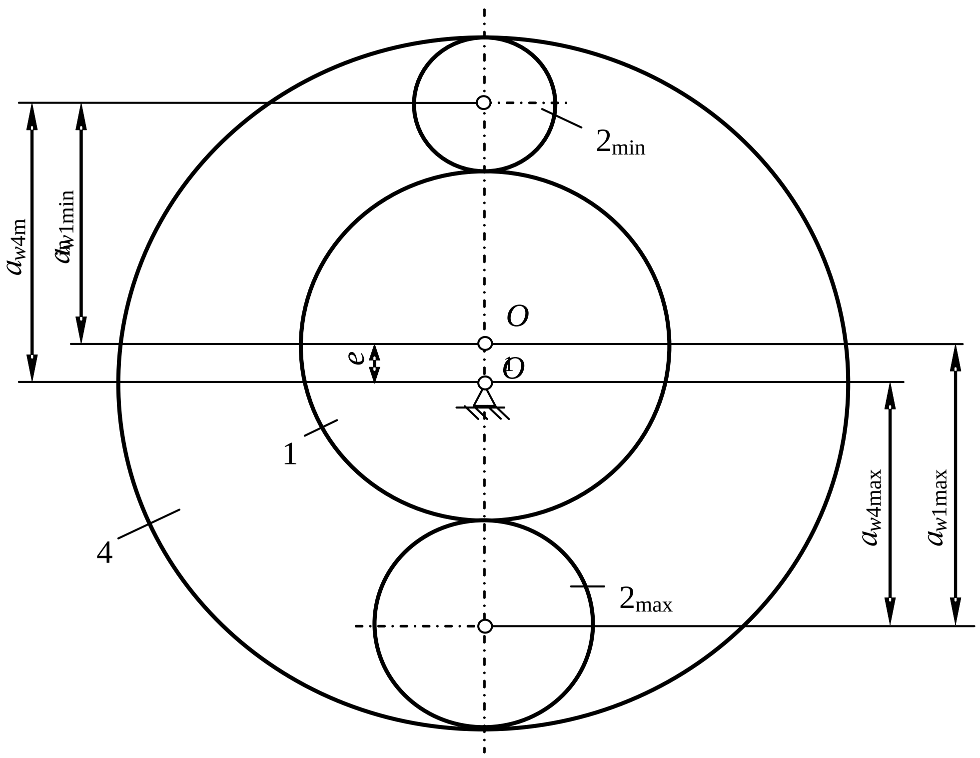

Рисунок 1

Таким образом, в несоосной планетарной передаче числа зубьев минимального и максимального сателлитов отличаются на $\frac{2e}{m}$. Но передачу необходимо проектировать таким образом, чтобы условия зацепления всех сателлитов были одинаковыми. Это возможно только в случае, если смещение инструмента при нарезании разных сателлитов будет различным.

Назначим для минимального сателлита коэффициент смещения $x_{2\min} = 0{,}529$, исходя из условия минимального смещения при отсутствии подрезания ножки зуба. Это смещение вызовет изменение межосевых расстояний, углов зацепления и в итоге изменит величину эксцентриситета e. Тогда смещения для всех остальных сателлитов необходимо выбирать с учетом измененного эксцентриситета e. В рамках данной работы ограничимся определением смещения для максимального сателлита.

Выразим значение e через межосевые расстояния:

$$e = a_{w4\min} - a_{w1\min} = a_{w1\max} - a_{w4\max}, \tag{3}$$

где межосевое расстояние между колесом 4 и сателлитом 2_{min}:

$$a_{w4min} = \frac{m \cdot \cos(\alpha)}{2 \cdot \cos(\alpha_{w4min})}(z_4 - z_{2min});$$

межосевое расстояние между колесом 1 и сателлитом 2_{min}:

$$a_{w1min} = \frac{m \cdot \cos(\alpha)}{2 \cdot \cos(\alpha_{w1min})}(z_1 + z_{2min});$$

межосевое расстояние между колесом 1 и сателлитом 2_{max}:

$$a_{w1max} = \frac{m \cdot \cos(\alpha)}{2 \cdot \cos(\alpha_{w1max})}(z_1 + z_{2max});$$

межосевое расстояние между колесом 4 и сателлитом 2_{max}:

$$a_{w4max} = \frac{m \cdot \cos(\alpha)}{2 \cdot \cos(\alpha_{w4max})}(z_4 - z_{2max}).$$

здесь $\alpha_{w4\min}$, $\alpha_{w1\min}, \alpha_{w1\max}, \alpha_{w4\max}$ – соответствующие углы зацеплений колес с сателлитами.

Преобразуем выражение (3):

$$f = \frac{2e}{m \cdot \cos(\alpha)} = \frac{z_4 - z_{2min}}{\cos(\alpha_{w4min})} - \frac{z_1 + z_{2min}}{\cos(\alpha_{w1min})} = \frac{z_1 + z_{2max}}{\cos(\alpha_{w1max})} - \frac{z_4 - z_{2max}}{\cos(\alpha_{w4max})}. \quad (4)$$

Углы зацепления определяются по формулам

$$\mathrm{inv}(\alpha_{w1min}) = \mathrm{inv}(\alpha) + \frac{2x_{2min}\,\mathrm{tg}(\alpha)}{z_1 + z_{2min}};$$

$$\mathrm{inv}(\alpha_{w4min}) = \mathrm{inv}(\alpha) + \frac{2(-x_{2min})\,\mathrm{tg}(\alpha)}{z_1 - z_{2min}}.$$

Запишем систему уравнений для определения коэффициента смещения максимального сателлита:

$$\begin{cases} \mathrm{inv}(\alpha_{w1max}) = \mathrm{inv}(\alpha) + \dfrac{2x_{2max}\,\mathrm{tg}(\alpha)}{z_1 + z_{2max}}; \\ \mathrm{inv}(\alpha_{w4max}) = \mathrm{inv}(\alpha) + \dfrac{2(-x_{2max})\,\mathrm{tg}(\alpha)}{z_4 - z_{2max}}; \\ \dfrac{z_4 - z_{2min}}{\cos(\alpha_{w4min})} - \dfrac{z_1 + z_{2min}}{\cos(\alpha_{w1min})} = \dfrac{z_1 + z_{2max}}{\cos(\alpha_{w1max})} - \dfrac{z_4 - z_{2max}}{\cos(\alpha_{w4max})}. \end{cases} \quad (5)$$

Решение уравнений системы (5) дало следующие результаты: $x_{2\max}$ = - 0,529, e = 34,620 мм.

Полученные результаты показали, что противоположные сателлиты должны иметь коэффициенты смещения равные по модулю и противоположные по знаку, при этом значение эксцентриситета уменьшается на величину $(2 \cdot x \cdot m)$ по сравнению с передачей, не имеющей корригированные сателлиты.