

УДК 621.833.6

Ф. И. Плеханов, доктор технических наук, профессор

И. А. Блинов, кандидат технических наук, доцент

Л. Л. Кутявина, кандидат педагогических наук, доцент

Глазовский инженерно-экономический институт (филиал) ИжГТУ имени М. Т. Калашникова

ГЕОМЕТРИЯ ВНУТРЕННЕГО ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕС С МАЛОЙ РАЗНИЦЕЙ ЧИСЕЛ ИХ ЗУБЬЕВ И ЕЕ ВЛИЯНИЕ НА НАГРУЗОЧНУЮ СПОСОБНОСТЬ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ

В статье рассмотрена геометрия внутреннего эвольвентного зацепления колес планетарной передачи. Приведены формулы для определения зазоров в зацеплении, исследовано влияние их на распределение нагрузки между парами зубьев и на нагрузочную способность передачи.

Ключевые слова: планетарная передача, геометрия, нагрузочная способность.

В ответственных приводах и трансмиссиях часто используются планетарные механизмы, обладающие высокой нагрузочной способностью, надежностью, малыми потерями мощности на трение, соосностью. Среди них все большее распространение получают передачи, содержащие один-два сателлита, колесо с внутренними зубьями и механизм снятия движения с сателлитов (рис. 1) [1, 2].

Важнейшей особенностью планетарных передач с внутренними зацеплениями колес при небольшой разнице чисел их зубьев является малость зазоров между зубьями, что при правильном подборе параметров зацепления обеспечивает его многопарность и высокую нагрузочную способность механизма

[3]. В связи с этим представляется важной задача точного определения зазоров и исследования влияния их на несущую способность передачи при геометрических параметрах (угол зацепления, высота зубьев), обеспечивающих отсутствие интерференции эвольвентных профилей и заклинивание механизма [4].

Рассмотрим зацепление с минимально допустимым коэффициентом перекрытия и фазой, соответствующей моменту пересопряжения, когда нагрузка приложена к вершинам зубьев колес, и определим зазоры между зубьями слева от нижней граничной точки однопарного зацепления и справа от верхней его граничной точки (рис. 2).

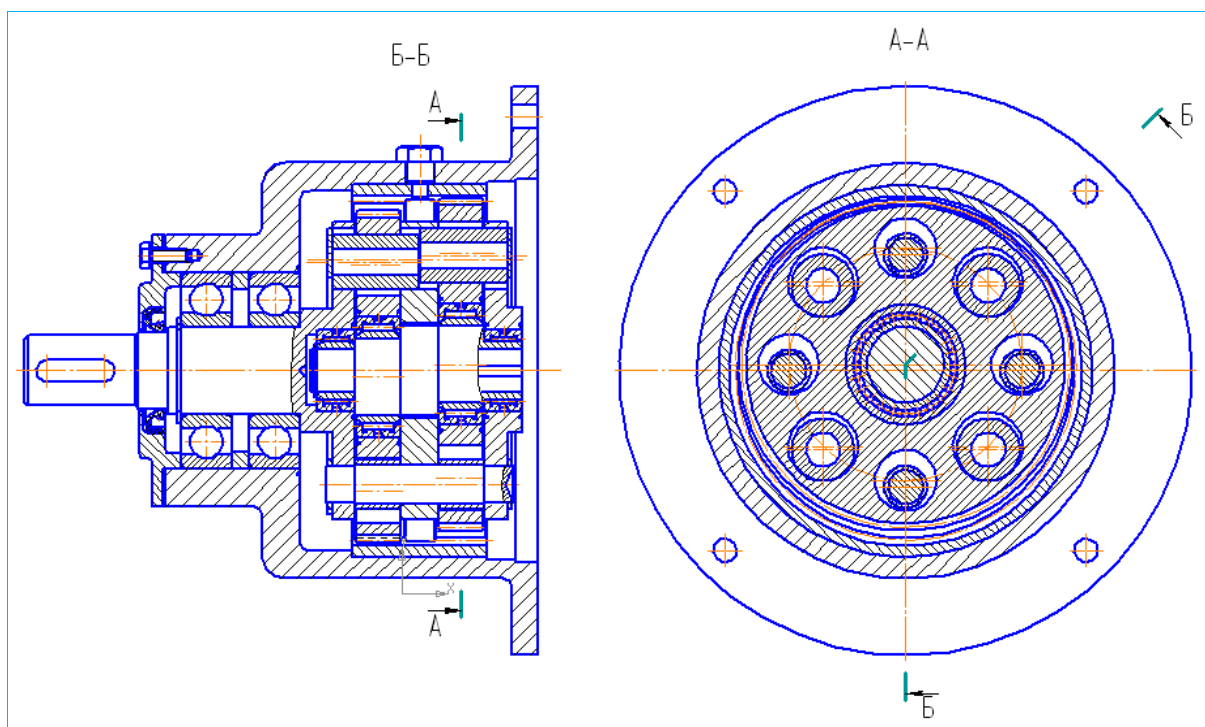


Рис. 1. Планетарная передача с внутренними зацеплениями колес

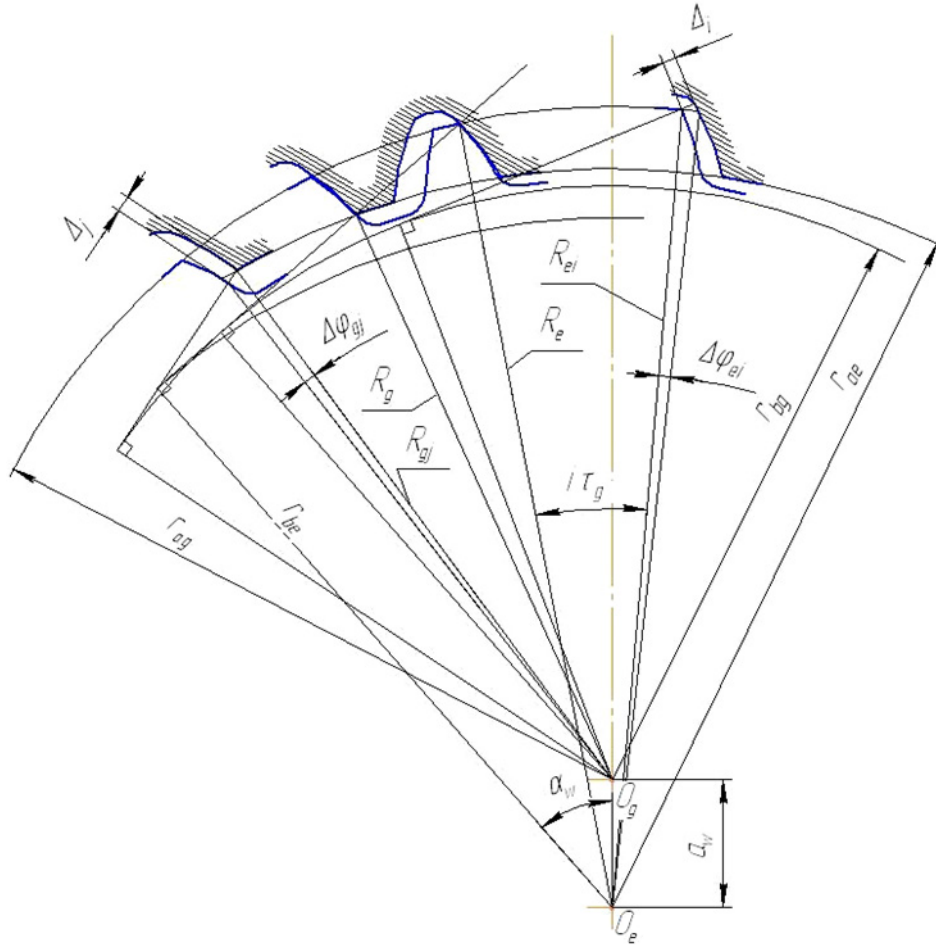


Рис. 2. К определению зазоров во внутреннем зацеплении колес

Зазор между зубьями i -й пары справа от верхней граничной точки:

$$\Delta_i = \Delta\phi_{ei} R_{ei} \frac{\cos(i\tau_e - \alpha_w - \beta_i + v_{ei} + \Delta inv_i + 0,5\Delta\phi_{ei})}{\cos[\beta_i + i(\tau_g - \tau_e)]}, \quad (1)$$

где $R_{ei} = \sqrt{a_w^2 + r_{ag}^2 + 2a_w r_{ag} \cos v_{gi}}$,

$$\beta_i = \operatorname{tg} \left[\arccos \left(\frac{r_{be}}{R_{ei}} \right) \right] - \operatorname{tg} \left[\arccos \left(\frac{r_{be}}{R_e} \right) \right],$$

$$v_{ei} = \alpha_w - \tau_e i - \arccos \left(\frac{r_{be}}{R_e} \right),$$

$$\Delta inv_i = \beta_i - \arccos \left(\frac{r_{be}}{R_{ei}} \right) + \arccos \left(\frac{r_{be}}{R_e} \right),$$

$$R_e = \sqrt{r_{be}^2 + (a_w \sin \alpha_w + \sqrt{r_{ag}^2 - r_{bg}^2})^2},$$

$$\Delta\phi_{ei} = \arccos \left(\frac{a_w + r_{ag} \cos v_{gi}}{R_{ei}} \right) - v_{ei} - \Delta inv_i,$$

$$v_{gi} = \alpha_w - \tau_g i - \arccos \left(\frac{r_{bg}}{r_{ag}} \right),$$

r_{be} – радиус основной окружности колеса;

r_{ag} – радиус окружности вершин зубьев сателлита;

a_w – межосевое расстояние передачи;

τ_g и τ_e – угловые шаги зубьев сателлита и колеса.

Зазор между зубьями j -й пары слева от нижней граничной точки (см. рис. 2):

$$\Delta_j = \Delta\phi_{gj} R_{gj} \times \cos \left[\alpha_w + j\tau_g + \beta_j - 0,5\Delta\phi_{gj} - \arccos \left(\frac{r_{ae} \cos v_{ej} - a_w}{R_{gj}} \right) \right], \quad (2)$$

где $R_{gj} = \sqrt{a_w^2 + r_{ae}^2 - 2a_w r_{ae} \cos v_{ej}}$,

$$\beta_j = \operatorname{tg} \left[\arccos \left(\frac{r_{bg}}{R_{gj}} \right) \right] - \operatorname{tg} \left[\arccos \left(\frac{r_{bg}}{R_g} \right) \right],$$

$$v_{ej} = \alpha_w + \tau_e j - \arccos \left(\frac{r_{be}}{r_{ae}} \right),$$

$$\Delta inv_j = \beta_j - \arccos \left(\frac{r_{bg}}{R_{gj}} \right) + \arccos \left(\frac{r_{bg}}{R_g} \right),$$

$$R_g = \sqrt{r_{bg}^2 + (\sqrt{r_{ae}^2 - r_{be}^2} - a_w \sin \alpha_w)^2},$$

$$v_{gj} = \alpha_w + \tau_g j - \arccos \left(\frac{r_{bg}}{R_g} \right),$$

$$\Delta\phi_{ej} = v_{gj} + \Delta inv_j - \arccos\left(\frac{r_{ae} \cos v_{ej} - a_w}{R_{gj}}\right),$$

r_{ae} – радиус окружности вершин зубьев колеса.

На рис. 3 представлена компьютерная модель внутреннего эвольвентного зацепления, показывающая характер сопряжения зубьев колес при малой их разнице ($z_g = 60$, $\Delta z = 2$, $\alpha_w = 50^\circ$).

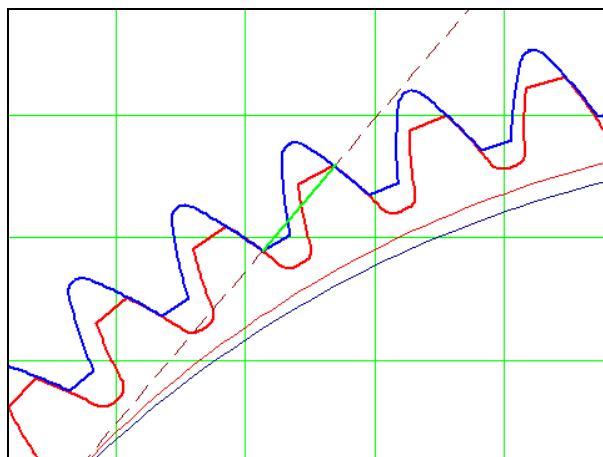


Рис. 3. Компьютерная модель внутреннего зацепления

Составляющие нагрузки в каждом зацеплении определяются с учетом найденных величин зазоров Δ_i , Δ_j между зубьями и деформации последних из решения систем уравнений совместности перемещений и уравнения статики, позволяющих установить число пар зубьев, несущих нагрузку, и ее распределение.

Уравнения для определения сил в зацеплении сателлита с колесом имеют следующий вид [5]:

$$\left. \begin{aligned} F_{01} &= \delta c_{01} b = \frac{\sigma_{FP} b m}{Y_F K_{F\Sigma} \cos \alpha}, \\ F_i &= (\delta - \Delta_i) b c_i, \\ F_{02} &= \delta c_{02} b, \\ F_j &= (\delta - \Delta_j) b c_j, \\ \sum F &= F_{01} + F_{02} + \sum_{i=1}^n F_i + \sum_{j=1}^k F_j. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

В этих выражениях F_0 – нормальная сила в сопрягаемых парах зубьев; F_i – сила в i -й паре зубьев справа от сопрягаемой пары; F_j – сила в j -й паре зубьев слева от сопрягаемой пары; δ – деформация наиболее нагруженной пары зубьев; b – ширина венца сателлита; c – жесткость пары контактирующих зубьев (жесткости отдельных пар зубьев близки друг другу и равны примерно $0,075E$ [6]), σ_{FP} – допустимое напряжение изгиба зуба, определяемое по известной формуле расчета на прочность; m – модуль зацепления; α – угол профиля исходного контура; $K_{F\Sigma}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине

зуба, геометрические параметры и динамику передачи; Y_F – коэффициент формы зуба; n – число пар контактирующих зубьев справа от верхней граничной точки зацепления; k – число пар контактирующих зубьев слева от нижней граничной точки.

На рис. 4 приведены графики зависимости $\Sigma = \frac{\sum F}{E b m}$ от числа зубьев сателлита z_g и разницы чисел зубьев колес $\Delta z = z_e - z_g$ при коэффициенте перекрытия $\varepsilon = 1$, углах зацепления $\alpha_w = 60^\circ$ ($\Delta z = 1$) и $\alpha_w = 50^\circ$ ($\Delta z = 2$), $\alpha = 20^\circ$, $K_{F\Sigma} = 1,5$, $Y_F = 3,75$, допустимой относительной нагрузке $\frac{F_{01}}{b m E} = 3,4 \cdot 10^{-4}$, что соответствует колесам с твердостью цементованных зубьев HRC 57-63, $\sigma_{FP} = 375$ МПа и $\frac{F_{01}}{b m E} = 2,1 \cdot 10^{-4}$ (объемная закалка, HRC 45-55, $\sigma_{FP} = 230$ МПа). Высота зубьев колеса уменьшена на $0,1m - 0,15m$ по сравнению с зубьями сателлита для обеспечения их изгибной равнопрочности.

Найденные значения относительных погонных нагрузок в контактирующих парах зубьев колес позволяют определить суммарную нагрузку в каждом зацеплении и при заданном моменте на выходном валу найти требуемый модуль зацепления m и ширину зубчатого венца сателлита b . Сравнительный анализ кривых графика показывает, что увеличение допустимой погонной нагрузки на 60 % ведет к возрастанию нагрузочной способности механизма на 80–100 % за счет увеличения числа пар контактирующих зубьев колес нагруженной передачи.

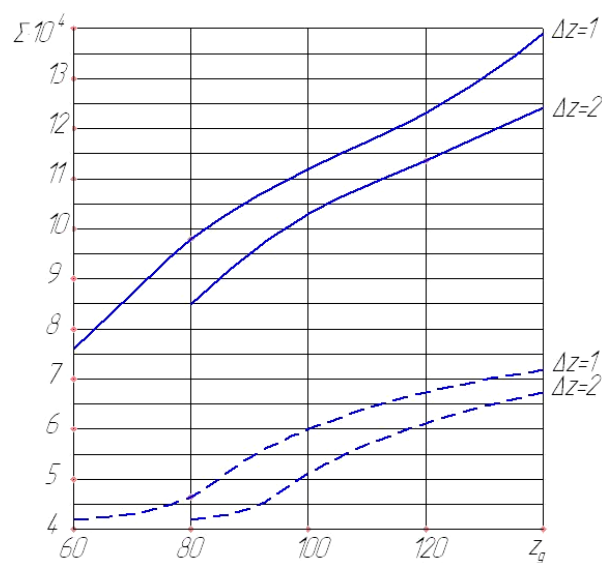


Рис. 4. Зависимость относительной суммарной нагрузки в зацеплении сателлита с колесом передачи от z_g и Δz : — — — твердость зубьев HRC 57-63 (цементация); - - - - - твердость зубьев HRC 45-55 (объемная закалка)

Планетарные передачи с внутренними зацеплениями колес при малой разнице чисел их зубьев обладают высокой нагрузочной способностью благодаря малости зазоров между зубьями в зоне их сопряжения и многопарности зацепления (в контакте одновременно находится до шести пар зубьев). Приведенные зависимости позволяют определить рациональные геометрические параметры внутреннего зацепления, оценить показатели его прочности и осуществить проектирование эффективной и перспективной планетарной передачи.

Библиографические ссылки

1. Конструктивные исполнения планетарно-цевочных редукторов для высокоточных следящих приводов / А. С. Иванов, М. М. Ермолаев, Д. Э. Крикунов, А. А. Ми-

рошник, С. К. Руднев, А. В. Чиркин // Вестник машиностроения. – 2013. – № 3. – С. 9–11.

2. Патент РФ № 2531430. Планетарная передача / Ф. И. Плеханов, А. В. Монаков, И. Н. Санников. – Опубл. 20.10.2014, БИ № 29.

3. Singh A. Epicyclic load sharing map – development and validation // Mechanism and Machine Theory, pp. 632–646, 2011.

4. Плеханов Ф. И. Влияние геометрии зацепления колес планетарной передачи типа К-Н-V на показатели ее прочности // Вестник машиностроения. – 2013. – № 3. – С. 16–20.

5. Plekhanov F. I., Ovsyannikov A. V. Load Capacity of Planetary Transmission with Internal Gear Engagement // Russian Engineering Research. – 2011. Vol. 31. – № 9. – Pp. 825–827.

6. Кудрявцев В. Н., Кирдяшев Ю. Н. Планетарные передачи: справочник. – М. : Машиностроение, 1977. – 535 с.

* * *

Plekhanov F.I., DSc in Engineering, Professor, Glazov Institute of Engineering and Economics;

Blinov I.A., PhD in Engineering, Associate Professor, Glazov Institute of Engineering and Economics;

Kutyavina L.L., PhD in Education, Associate Professor, Glazov Institute of Engineering and Economics

Geometry of internal involute mesh with small tooth number difference and its influence on load capacity of planetary gear

The paper studies geometry of internal involute mesh of a planetary gear. Equations for determining the clearances in the gear mesh are presented, and their influence on load distribution between tooth pairs and on load capacity of the gear is investigated.

Keywords: planetary gear, geometry, load capacity.

Получено: 07.07.15