

УДК 621.833.6

Ф. И. Плеханов, доктор технических наук, профессор;
 Глазовский инженерно-экономический институт (филиал)
 Ижевского государственного технического университета имени М. Т. Калашникова
 С. М. Молчанов, кандидат технических наук
 ОАО «Редуктор» (Ижевск)

ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВЫСОКОНАГРУЖЕННОЙ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ С РОЛИКОВЫМ МЕХАНИЗМОМ СНЯТИЯ ДВИЖЕНИЯ

Приведен метод определения составляющих нагрузки во внутреннем эвольвентном зацеплении колес нетрадиционной планетарной передачи, позволяющий оценить нагрузочную способность механизма и осуществить рациональное его проектирование. Метод основан на использовании уравнений совместности перемещений зубьев и их изгибной прочности.

Ключевые слова: планетарная передача, нагрузочная способность, прочность

В авиационной, космической технике, роботах и мехатронных системах широко используются механические зубчатые передачи. Важнейшими требованиями, предъявляемыми к ним, являются высокая нагрузочная способность, низкие потери мощности на трение, хорошие массогабаритные показатели. Чаще всего в указанных системах используются волновые передачи, обладающие высокой несущей способностью при малых габаритах и массе, однако они имеют низкую долговечность из-за наличия в конструкции гибкого элемента (зубчатого колеса с тонкостенным ободом) и сравнительно низкий коэффициент полезного действия. Еще менее эффективными являются планетарные передачи с эксцентриковым водилом и двумя внутренними зацеплениями сателлита.

В связи с этим актуальной является задача разработки и исследования планетарных механизмов, которые бы обладали не только хорошими массогабаритными показателями при высокой нагрузочной способности, но и большим сроком службы, малыми потерями мощности на трение.

Весьма эффективными в отношении массогабаритных показателей, нагрузочной способности, ре-

сурса, передаточного отношения (до 150 в одной ступени) и коэффициента полезного действия являются планетарные передачи, содержащие центральное колесо с внутренними зубьями, один-два сателлита, эксцентриковое водило и механизм снятия движения с сателлитов. Фактором, сдерживающим широкое распространение передач данного типа, является неэффективность механизма снятия движения, цевочное исполнение которого резко снижает коэффициент полезного действия, а выполнение его в виде параллельных кривошипов с опорами качения усложняет конструкцию, делает ее нетехнологичной. Предложенные нами передачи этого типа с роликовым механизмом снятия движения лишены указанных недостатков [1–3].

На рис. 1 показана планетарная передача, в которой ролики, свободно установленные в сателлитах и жестко связанных друг с другом дисках (щечках) ведомого звена, в процессе работы перекатываются по сопрягаемым с ними поверхностям, обеспечивая высокий коэффициент полезного действия передачи без ее усложнения.

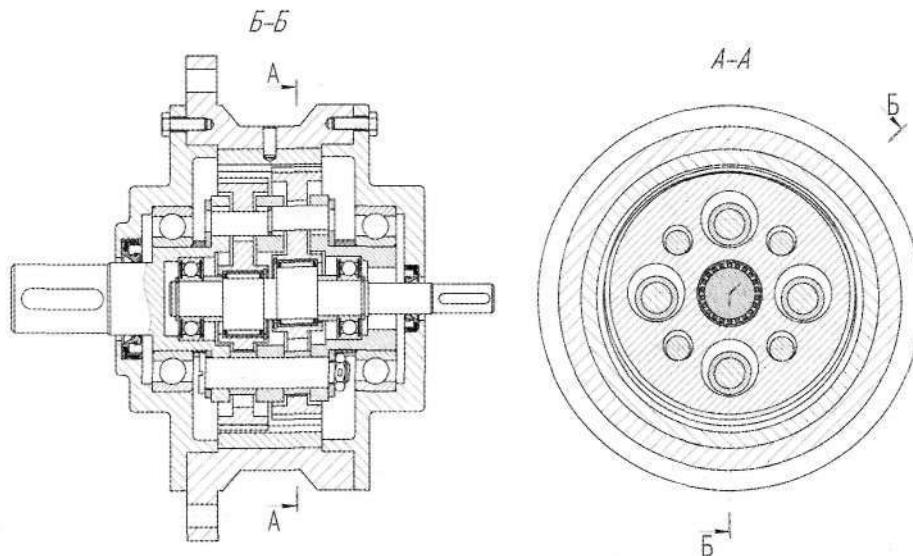


Рис. 1. Планетарная передача с внутренними зацеплениями колес и роликовым механизмом снятия движения с сателлитов

В данном механизме имеет место небольшая разница чисел зубьев сателлита и неподвижного центрального колеса (1–3 зуба), в результате чего в зацеплении находятся одновременно несколько пар зубьев (до 7), что благоприятно сказывается на нагрузочной способности привода, которая зависит от распределения нагрузки между зубьями. При этом чем выше момент на выходном валу передачи, тем большее число пар зубьев входит в зацепление друг с другом за счет выборки зазоров, которые при небольшой разнице чисел зубьев колес малы.

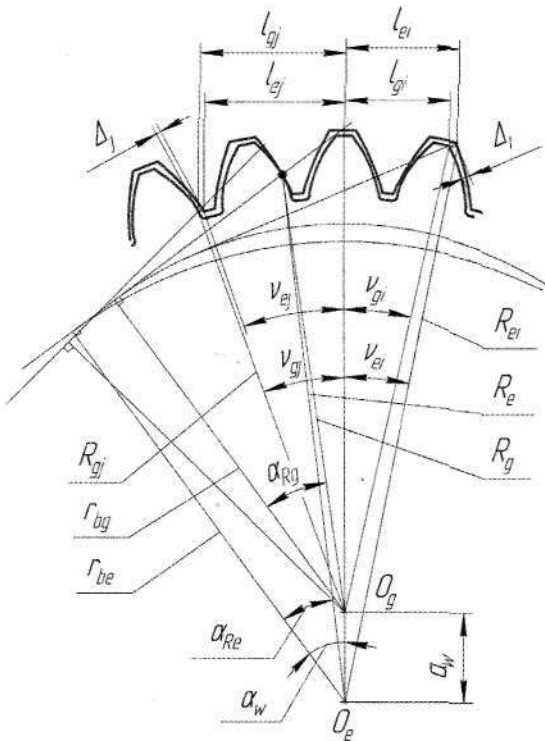


Рис. 2. Внутреннее эвольвентное зацепление колес

Составляющие нагрузки в зацеплении определяются с учетом начальной величины зазоров Δ_i , Δ_j между зубьями (рис. 2) и их деформации из решения уравнений совместности перемещений и уравнения статики, позволяющих установить число пар зубьев, несущих нагрузку, ее распределение и осуществить проекторочный расчет зацепления:

$$\left. \begin{aligned} F_0 &= \delta bc = f(\sigma_p), \\ F_{i-1} &= (\delta - \Delta_{i-1})bc, \\ F_{j-1} &= (\delta - \Delta_{j-1})bc, \\ &\dots\dots\dots \\ F_{i-n} &= (\delta - \Delta_{i-n})bc, \\ F_{j-m} &= (\delta - \Delta_{j-m})bc, \end{aligned} \right\} (1)$$

где F_0 – нормальная сила в наиболее нагруженной паре зубьев; F_i – сила в i -й паре зубьев справа от наиболее нагруженной пары; F_j – сила в j -й паре

зубьев слева от наиболее нагруженной пары; δ – деформация наиболее нагруженной пары зубьев; b – ширина венца сателлита; c – жесткость зацепления ($c = 0,075E$, E – модуль Юнга [4]), σ_p – допустимое напряжение (σ_{HP} – при расчете на контактную прочность, σ_{FP} – при расчете на изгиб).

При расчете зацепления на контактную прочность по формуле Герца для стальных колес

$$f(\sigma_p) = 5,72 \frac{\rho b \sigma_{HP}^2}{EK_{H\Sigma}},$$

при расчете зуба сателлита на изгиб

$$f(\sigma_p) = \frac{\sigma_{FP} b m}{Y_F K_{F\Sigma} \cos \alpha}.$$

В этих выражениях ρ – приведенный радиус кривизны профилей зубьев; 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; m – модуль зацепления.

Первое уравнение системы (1) позволяет найти допустимую по условиям прочности относительную погонную нагрузку $\Phi_0 = F_0 / bm$ на наиболее нагруженном зубе сателлита и соответствующую ей деформацию δ / m . После этого определяются относительные погонные нагрузки на других зубьях, входящих в зацепление с неподвижным колесом (число контактирующих пар зубьев определяется числом положительных сил, полученных из решения уравнений системы (1) и учитываемых при дальнейших расчетах).

Входящие в уравнения совместности перемещений зазоры между парами зубьев выражаются через модуль зацепления в соответствии с рис. 2 и с учетом фазы зацепления наиболее нагруженного зуба (неблагоприятной с точки зрения изгибной прочности является фаза зацепления, при которой вершина зуба сателлита сопрягается с зубом неподвижного колеса, контактной прочности – фаза зацепления, соответствующая контакту зубьев в средней части активного участка линии зацепления):

$$\Delta_i = (R_{ei} \sin v_{ei} - l_{gi}) \cos(\alpha_{ag} - v_{gi}),$$

$$\Delta_j = (R_{gj} \sin v_{gj} - l_{ej}) \cos(\alpha_{ae} - v_{ej}),$$

где α_{ag}, α_{ae} – углы профилей зубьев сателлита g и неподвижного колеса e на окружностях выступов.

В соответствии с этим коэффициент распределения нагрузки, показывающий, какая доля общей нагрузки в зацеплении приходится на наиболее нагруженный зуб,

$$\Psi = \Phi_0 / \left(\sum_{i=1}^n \Phi_i + \sum_{j=1}^m \Phi_j + \Phi_0 \right). \quad (2)$$

На рис. 3 приведены кривые зависимости Ψ от числа зубьев сателлита z_g при различных значениях $\Delta z = z_c - z_g$, построенные по выражению (2) для реверсивной передачи с колесами из термоулучшенной стали, нагрузочная способность которой лимитируется изгибной прочностью зубьев сателлита. Угол зацепления и высота зубьев сателлита подбирались исходя из условий обеспечения начального коэффициента перекрытия $\varepsilon \geq 1,05$ и отсутствия интерференции второго рода.

Полученные значения относительных погонных нагрузок в контактирующих парах зубьев колес позволяют определить суммарную нагрузку и при заданном моменте на выходном валу T найти требуемый модуль зацепления m . Так, для двухсателлитной конструкции передачи

$$T / (mbr_{bg}) = 2 \left(\sum_{i=1}^n \Phi_i + \sum_{j=1}^m \Phi_j + \Phi_0 \right),$$

или в безразмерном выражении

$$T^* = T / (Em^3) = z_g \bar{b} \cos \alpha \left(\sum_{i=1}^n \Phi_i + \sum_{j=1}^m \Phi_j + \Phi_0 \right) / E,$$

где $\bar{b} = b / m$, r_{bg} – радиус основной окружности сателлита.

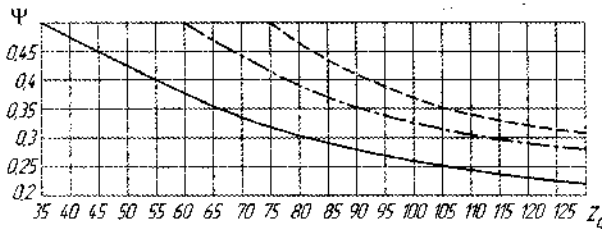


Рис. 3. Зависимость коэффициента распределения нагрузки Ψ от числа зубьев сателлита z_g и разности чисел зубьев колес Δz : — $\Delta z = 1$; - - - $\Delta z = 2$; - · - $\Delta z = 3$

График зависимости величины T^* от z_g и Δz при $\bar{b} = 15$ показан на рис. 4. Из него следует, что с ростом числа зубьев сателлита z_g и снижением величины Δz нагрузочная способность передачи растет. Это вызвано уменьшением зазоров в зацеплении и увеличением числа пар зубьев, несущих нагрузку.

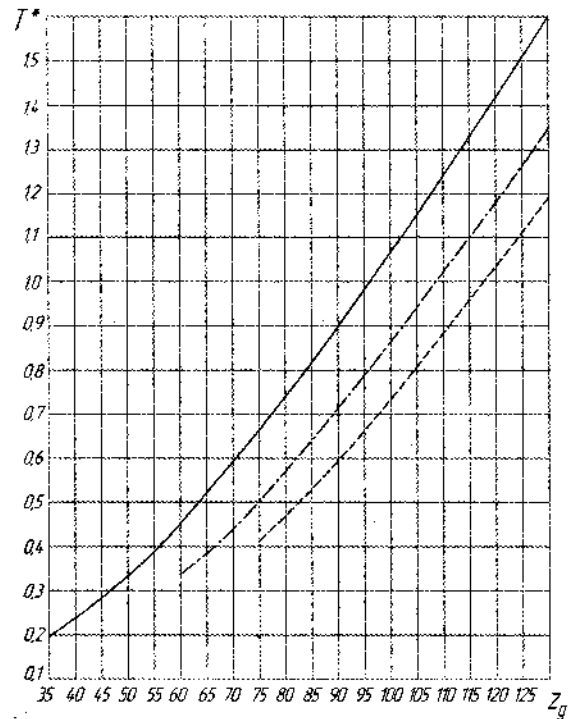


Рис. 4. Зависимость относительного момента на выходном валу T^* от z_g и Δz : — $\Delta z = 1$; - - - $\Delta z = 2$; - · - $\Delta z = 3$

Таким образом, приведенные расчетные зависимости позволяют оценить показатели прочности, несущую способность и осуществить рациональное проектирование предложенной эффективной нетрадиционной планетарной передачи.

Библиографические ссылки

1. Планетарная передача: пат. 2402709, Рос. Федерация, № 2009137003/11, заявл. 06.10.2009, опубл. 27.10.2010. Бюл. № 30.
2. Планетарная передача: пат. 2445529, Рос. Федерация, № 2010151701/11, заявл. 15.12.2010, опубл. 20.03.2012. Бюл. № 8.
3. Плеханов Ф. И., Овсянников А. В. Исследование распределения нагрузки по длине ролика зубчато-роликковой планетарной передачи // Вестн. машиностроения. – 2011. – № 3. – С. 12–14.
4. Айрапетов Э. Л., Генкин М. Д., Ряснов Ю. А. Статика зубчатых передач. – М.: Наука, 1983. – 142 с.

F. I. Plekhanov, DSc in Engineering, Professor, Glazov Engineering Economic Institute (branch) of Kalashnikov Izhevsk State Technical University
S. M. Molchanov, PhD in Engineering, OJSC "Reductor" (Izhevsk)

Design issues of high-loaded planetary gear with roller mechanism of movement withdrawal

The paper presents a method of determining the load components in the inner involute engagement of gearwheels of a non-traditional planetary gear, which allows evaluating the load-carrying capacity of the mechanism and implement its rational design. The method is based on application of equations of teeth displacement compatibility and teeth bending strength.

Keywords: planetary gearing, load-carrying capacity, strength

Получено: 02.11.12