



ПЛЕХАНОВ

Федор Иванович

доктор технических наук,
профессор, директор
Глазовского инженерно-
экономического института
(филиал Ижевского
государственного
технического
университета)



ОВСЯННИКОВ

Алексей Владимирович

аспирант кафедры
«Специальные инженерные
науки»
(Ижевский
государственный
технический университет)

Силовой расчет механизма восприятия момента зубчато-роликовой планетарной передачи

Ф.И. Плеханов, А.В. Овсянников

Приведен аналитический метод определения нагрузки в зонах сопряжения роликов, сателлита и дисков зубчато-роликовой планетарной передачи, основанный на решении уравнений совместности перемещений, вызванных деформацией сопрягаемых элементов механизма.

Ключевые слова: зубчато-роликовая планетарная передача, внутреннее зацепление, зона сопряжения, деформация, распределение нагрузки.

The article presents an analytical method to determine a load in the rollers, planetary pinion and disks interfaces of the gear-and-roller planetary gearing based on the solution of compatibility equations of motion caused by deformation of the mechanism mating elements.

Keywords: gear-and-roller planetary gearing, internal engagement, interface, deformation, load distribution.

Планетарные передачи с одним внутренним зацеплением колес и малой разницей в числах их зубьев (передачи К—Н—V) выгодно отличаются от планетарных передач других типов простотой конструкции и высокой несущей способностью при хороших массогабаритных показателях [1]. Наиболее эффективной из них является передача К—Н—V с роликовым механизмом восприятия момента (механизмом V) [2]. Движение от сателлита к тихоходному валу передается через ролики, располагаемые в отверстиях сателлита, и жестко связанные с тихоходным валом диски (щеки) (рис. 1). Диаметры указанных отверстий D больше диаметров роликов d на величину межосевого расстояния a_w . В процессе работы планетарной передачи ролики перекатываются по поверхностям отверстий сателлита и дисков, что благоприятно сказывается на коэффициенте полезного действия и прочности механизма (в аналогичных передачах с цевочным механизмом восприятия момента имеет место скольжение сопрягаемых деталей).

Для расчета на прочность роликового механизма восприятия момента следует установить величины сил, действующих в зонах сопряжения роликов с сателлитом и дисками (рис. 2).

В процессе работы передачи нагрузку воспринимает половина роликов, вторая половина работает на холостом ходу. Причем силы P_j , действующие на сателлит и на диски со стороны роликов, не одинаковы. Для определения указанных сил запишем уравнения связи их с перемещениями, вызванными деформацией сопрягаемых тел:

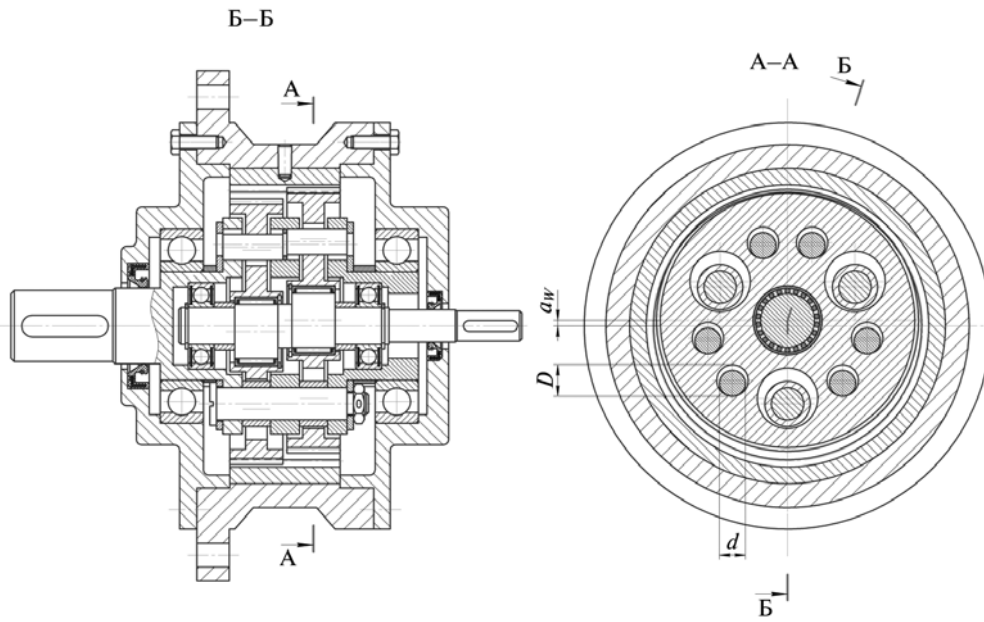


Рис. 1. Зубчато-роликовая планетарная передача К–Н–V

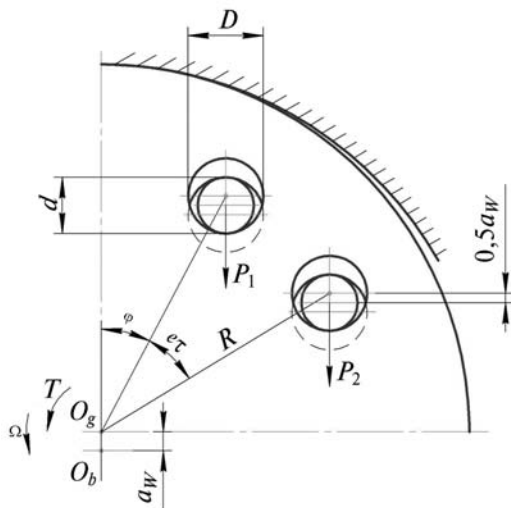


Рис. 2. К определению сил в зонах сопряжения роликов с сателлитом и дисками механизма передачи движения

$$\left. \begin{aligned}
 P_1 &= 0,5bc\delta R \sin \varphi, \\
 \text{-----}, \\
 P_j &= 0,5bc\delta R \sin[\varphi + \tau(j-1)], \\
 \text{-----}, \\
 P_{n/2} &= 0,5bc\delta R \sin[\varphi + \tau(0,5n-1)], \\
 \sum_{j=1}^{n/2} P_j R \sin[\varphi + \tau(j-1)] &= T,
 \end{aligned} \right\} (1)$$

где n — число роликов; τ — угловой шаг отверстий сателлита при равномерном их распреде-

лении по окружности радиуса R ($\tau = 2\pi/n$); δ — элементарный угол поворота сателлита, обусловленный суммарной деформацией сопрягаемых тел; T — передаваемый одним сателлитом момент; φ — фаза взаимного положения элементов передачи ($0 \leq \varphi \leq \tau$); R — радиус окружности центров отверстий сателлита; b — рабочая длина ролика в зоне контакта с сателлитом; c — удельная жесткость сопряжения ролик — сателлит или ролик — диск (при $b/d \leq 1$ $c \approx E/4$ [3]).

Уравнения (1) записаны для передачи с одинаковой погонной нагрузкой в зонах сопряжения ролика с сателлитом и дисками механизма восприятия момента, когда суммарная толщина дисков равна длине ролика в зоне контакта с сателлитом b , что рационально с точки зрения равнопрочности элементов механизма и осевого размера передачи.

Решение системы уравнений (1) имеет следующий вид:

$$P_j = \frac{T \sin[\varphi + \tau(j-1)]}{R \sum_{j=1}^{n/2} \sin^2[\varphi + \tau(j-1)]}. \quad (2)$$

На рис. 3 и рис. 4 приведены кривые зависимости (2) при $n = 8$ и $n = 6$, $P_j^* = P_j R / T$.

Из графиков следует, что при $n = 8$ и $\varphi = 0$ наиболее нагруженным является сопряжение третьего ролика с цилиндрической поверхностью сателлита. При изменении фазы взаимного положения элементов планетарного механизма на угол φ , равный угловому шагу отверстий τ , максимум нагрузки переходит ко второму ролику, затем к первому и поочередно к другим роликам механизма.

При $n = 6$ наиболее нагруженным является второй ролик, затем максимум нагрузки переходит к первому ролику и т. д.

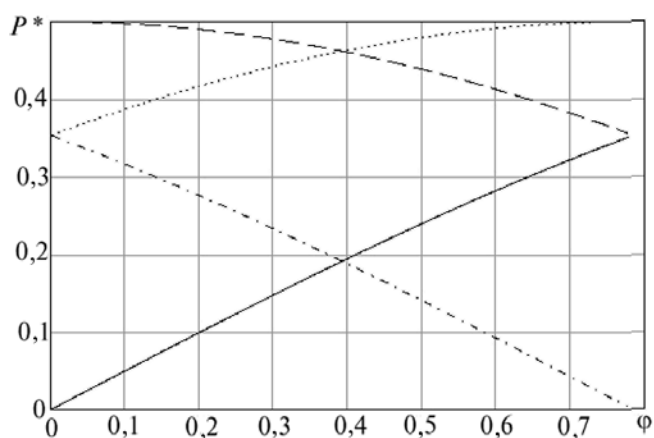


Рис. 3. Зависимость относительных сил в зонах сопряжения роликов и сателлита от фазы взаимного положения элементов передачи при $n = 8$:
 — P_1^* ; P_2^* ; - - - - P_3^* ;
 - · - · - P_4^*

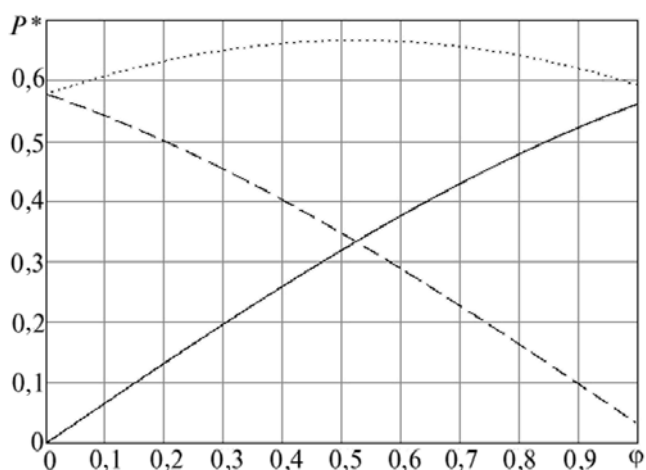


Рис. 4. Зависимость относительных сил в зонах сопряжения роликов и сателлита от фазы взаимного положения элементов передачи при $n = 6$:
 — P_1^* ; P_2^* ; - - - - P_3^*

Погрешности изготовления и монтажа передачи приводят к изменению соотношения между силами, действующими на ролики и сопрягаемые с ними детали, что следует учитывать при проектировании планетарного механизма.

Рассмотрим наиболее неблагоприятный в отношении распределения нагрузок случай, когда ролик, несущий максимальную нагрузку, имеет диаметр, больший на величину Δd диаметров остальных нагруженных роликов, а соответствующие этому ролику диаметры отверстий меньше на ΔD диаметров других отверстий. При выполнении отверстий дисков и сателлита в сборе погрешности их расположения ΔR и $\Delta \tau$ практически не оказывают влияния на распределение нагрузок.

В соответствии с этим система уравнений (1) примет следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= k \sin \varphi, \\ &-----, \\ P_j &= k \sin[\varphi + \tau(j-1)], \\ P_{j_m} &= k \sin[\varphi + \tau(j_m - 1)] + 0,5bc\Delta, \\ &-----, \\ P_{n/2} &= k \sin[\varphi + \tau(0,5n - 1)], \\ T &= kR \sum_{j=1}^{n/2} \sin^2[\varphi + \tau(j-1)] + 0,5Rbc\Delta \sin[\varphi + \tau(j_m - 1)], \end{aligned} \right\} (3)$$

где $k = 0,5bc\delta R$; $\Delta = \Delta d + |\Delta D|$; P_{j_m} — сила, действующая на наиболее нагруженный ролик при заданном их числе n .

Отсюда

$$k = \frac{T - 0,5R\Delta bc \sin[\varphi + \tau(j_m - 1)]}{R \sum_{j=1}^{n/2} \sin^2[\varphi + \tau(j-1)]}, \quad (4)$$

$$F^* = P_m \frac{R}{T} = \Delta^* + \frac{1 - \Delta^* \sin[\varphi + \tau(j_m - 1)]}{\sum_{j=1}^{n/2} \sin^2[\varphi + \tau(j-1)]} \times \sin[\varphi + \tau(j_m - 1)], \quad (5)$$

где $\Delta^* = \frac{R\Delta bc}{2T}$.

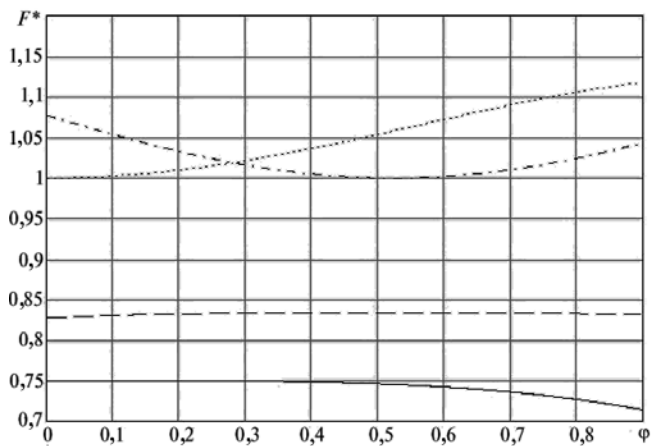


Рис. 5. График зависимости относительных сил F^* от φ :
 ————— $n = 8, \Delta^* = 0,5$; $n = 8, \Delta^* = 1$;
 - - - - - $n = 6, \Delta^* = 0,5$; - · - · - $n = 6, \Delta^* = 1$

На рис. 5 представлен график зависимости максимальной относительной силы F^* от фазы взаимного положения элементов передачи φ и относительной погрешности Δ^* при $n = 6$ и $n = 8$.

Выводы

Из выполненных расчетов и построенных по ним графиков следует, что зубчато-роликовая

передача К—Н—V очень чувствительна к погрешностям изготовления роликов и сопрягаемых с ними поверхностей (Δd и ΔD). При относительной погрешности $\Delta^* = 1$ и определенных значениях фазы взаимного положения элементов передачи нагрузку несет практически один ролик.

Таким образом, при расчете сопряжения ролик — спутник или ролик — диск на прочность следует учитывать погрешности изготовления передачи и определять нагрузку в соответствии с приведенными зависимостями.

Литература

1. Кудрявцев В.Н., Кирдяшев Ю.Н., Гинзбург Е.Г. Планетарные передачи: Справочник. Л.: Машиностроение, 1977. 563 с.
2. Пат. № 2402709, РФ, МПК F16H 1/32. Планетарная передача / Плеханов Ф.И., Веретенников Н.Д., Каркин Н.А., Казаков И.А. Оpubл. 27.10.2010, бюл. № 30.
3. Плеханов Ф.И., Овсянников А.В., Казаков И.А. Экспериментальное исследование деформативности элементов планетарных передач // Научно-технические и социально-экономические проблемы регионального развития: Материалы научной конференции. Глазов, 2010. С. 76—78.

Статья поступила в редакцию 13.01.2011 г.