

УДК 621. 833. 6
DOI 10.22213/2413-1172-2019-2-39-46

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ С КАЧАЮЩИМИСЯ РОЛИКАМИ МЕХАНИЗМА СНЯТИЯ ДВИЖЕНИЯ С САТЕЛЛИТА

А. В. Овсянников, кандидат технических наук, доцент, Глазовский инженерно-экономический институт (филиал) ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Глазов, Россия

Л. П. Перминов, соискатель, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия

Г. Н. Главатских, доцент, Глазовский инженерно-экономический институт (филиал) ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Глазов, Россия

Е. В. Салтыкова, Глазовский инженерно-экономический институт (филиал) ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Глазов, Россия

Рассмотрены рациональные конструкции планетарных передач с внутренним зацеплением колес, небольшой разницей в числе их зубьев и механизмом снятия движения с сателлита, содержащим цилиндрические и качающиеся ролики.

Представлены особенности расчета на прочность элементов планетарной передачи с качающимися роликами с учетом погрешностей изготовления механизма. При наличии таких погрешностей снизить неравномерность распределения нагрузки между роликами можно путем повышения их изгибной податливости, уменьшив диаметр ролика до величины, обеспечивающей его усталостную прочность.

Определены нагрузки, действующие в наиболее опасных сечениях ролика. Получена система уравнений, описывающая распределение нагрузки между роликами при наиболее неблагоприятном случае расположения отверстий в сателлитах и дисках и позволяющая определить коэффициент неравномерности распределения нагрузки между роликами.

Получены формулы для расчета жесткости ролика и напряжения, возникающего в опасном сечении ролика. Построены графики зависимостей относительной жесткости ролика от его относительной длины, коэффициента неравномерности распределения нагрузки между роликами от относительной погрешности изготовления механизма, относительного напряжения в наиболее опасном сечении самого нагруженного ролика от его относительной длины.

Полученные зависимости позволяют осуществить проверочный расчет роликов на прочность при заданных геометрических параметрах и точности позиционирования отверстий в сателлитах и дисках.

Ключевые слова: планетарная передача, внутреннее зацепление, роликовый механизм, прочность.

Введение

В современных условиях зубчатые передачи, применяемые в машиностроительной практике, должны обеспечивать хорошие массогабаритные характеристики, большие передаточные отношения, высокий коэффициент полезного действия [1–5].

Вышеуказанные показатели обеспечиваются в конструкциях планетарных передач с внутренним зацеплением колес и небольшой разницей в числе их зубьев [6–11]. Достаточно простыми и эффективными из них являются передачи с роликовыми механизмами снятия движения с сателлита, выполненные в виде дисков с отверстиями, в которых установлены ролики [12–14].

Конструкция передачи с цилиндрическими роликами механизма снятия движения с сателлита показана на рис. 1 (Пат. 2460917, РФ. Планетарная передача).

В процессе работы ролики не скользят, а перекатываются по поверхностям отверстий дисков, что обеспечивает высокий КПД.

В данной передаче вместо цилиндрических возможно использование качающихся роликов (рис. 2) (Пат. 2475662, РФ. Планетарная передача). Качающиеся ролики 1 в отличие от цилиндрических не обкатываются по поверхностям отверстий дисков 2, 3, а совершают качающиеся движения. Использование таких роликов способствует равномерному распределению нагрузки между сателлитами 4, а самоустановка сателлитов компенсирует неточности изготовления передачи и увеличивает ее нагрузочную способность.

Расчет на прочность элементов планетарной передачи с цилиндрическими роликами механизма снятия движения с сателлита достаточно подробно рассмотрен в работе [15]. Однако передачи с качающимися роликами механизма снятия движения с сателлита практически не изучены.

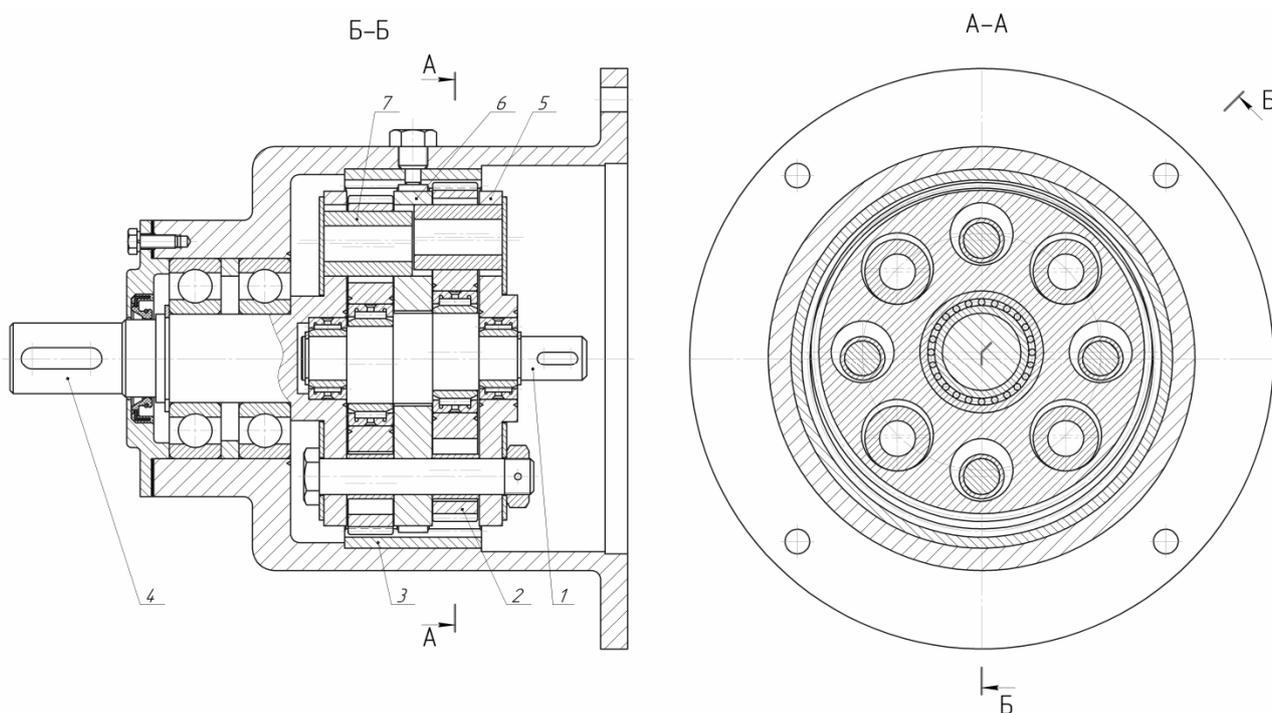


Рис. 1. Конструкция планетарной передачи с цилиндрическими роликами механизма снятия движения с сателлита: 1 – водило эксцентриковое; 2 – сателлит; 3 – неподвижное центральное колесо с внутренними зубьями; 4 – вал выходной; 5, 6 – диски; 7 – ролик цилиндрический

Fig. 1. The design of the planetary gear with cylindrical rollers of the mechanism for torque absorption from the satellite: 1 - eccentric carrier; 2 - satellite; 3 - fixed central wheel with internal teeth; 4 - output shaft; 5, 6 - disks; 7 - cylindrical roller

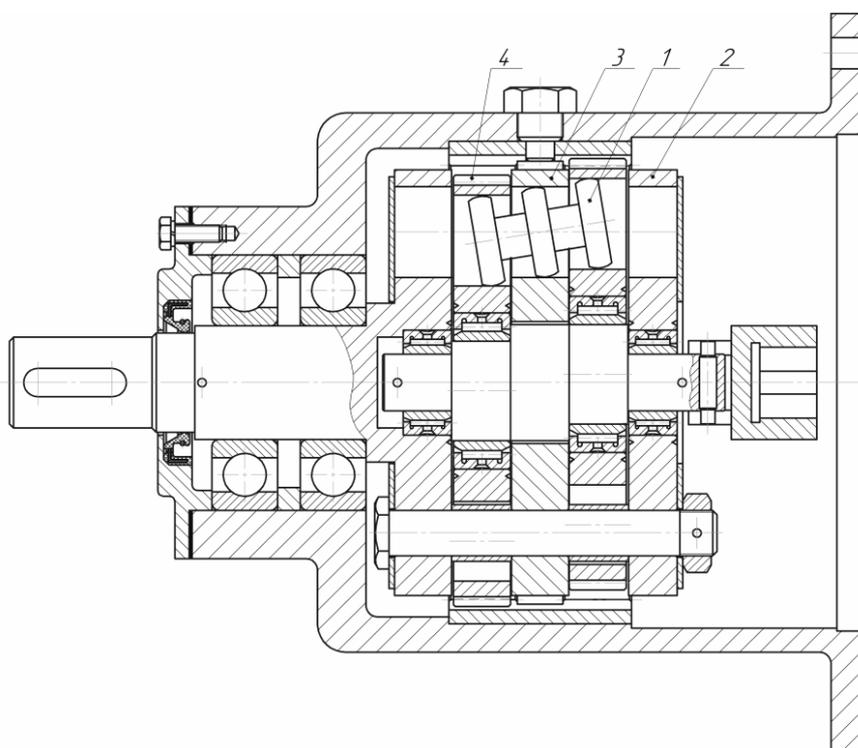


Рис. 2. Конструкция планетарной передачи с качающимися роликами механизма снятия движения с сателлита: 1 – ролик качающийся; 2, 3 – диски; 4 – сателлит

Fig. 2. The design of the planetary gear with swinging rollers of the mechanism for torque absorption from the satellite: 1 - swinging roller; 2, 3 - disks; 4 - satellite

Целью настоящего исследования является получение расчетных зависимостей, позволяющих осуществить проверочный расчет качающихся роликов зубчатой планетарной передачи на прочность при заданных геометрических параметрах и точности позиционирования отверстий в сателлитах и дисках.

Определение нагрузок, действующих в наиболее опасных сечениях ролика планетарной передачи

В зубчато-роликовых планетарных передачах, содержащих качающиеся ролики (см. рис. 2), общая нагрузка распределяется между ними равномерно при высокой степени точности изготовления роликов и отверстий в дисках и сателлитах. При наличии погрешностей снизить неравномерность распределения нагрузки между роликами можно путем повышения их изгибной податливости. Указанные элементы передачи представляют собой цилиндрические балки круглого сечения с тремя сферическими участками.

Повысить изгибную податливость такого ролика можно путем уменьшения диаметра

ролика d до величины, обеспечивающей его усталостную прочность. Очевидно, наиболее опасными являются сечения, расположенные вблизи центрального сферического участка, так как здесь действует максимальный изгибающий момент, а также имеется концентратор напряжения в виде перепада диаметра. Ввиду малости межосевого расстояния в передачах с малой разницей чисел зубьев колес угол наклона роликов относительно общей оси передачи также невелик (обычно длина ролика превышает межосевое расстояние не менее чем в 10 раз, что соответствует углу наклона роликов, приближенно равному 12). Поэтому можно считать, что ролики расположены параллельно оси передачи. Кроме того, такое расположение роликов является наиболее опасным, так как при этом силы, действующие на ролики со стороны сателлитов, направлены перпендикулярно оси ролика, что создает максимальный изгибающий момент. Схема приложения сил к ролику представлена на рис. 3.

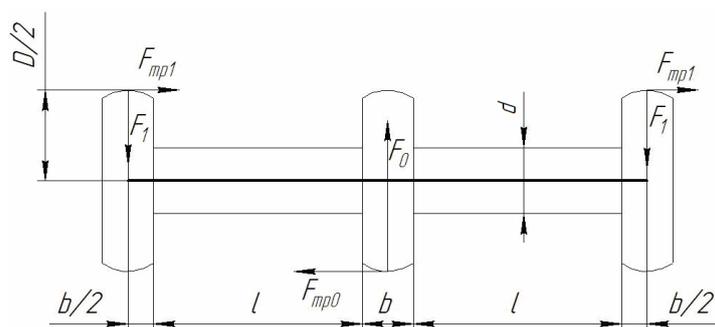


Рис. 3. Схема приложения сил к ролику

Fig. 3. The scheme of application of force to the roller

На средний сферический участок ролика действует нормальная сила

$$F_0 = \frac{\Psi T_{\text{вых}}}{nR}, \tag{1}$$

где $T_{\text{вых}}$ – крутящий момент на выходном валу передачи; n – количество роликов механизма снятия движения с сателлитов; R – расстояние между главной осью передачи и осями отверстий для роликов в центральном диске; Ψ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между роликами, показывающий превышение нагрузки, действующей на наиболее нагруженный ролик, над средней нагрузкой.

Данная сила направлена противоположно силам F_1 , приложенным на крайних сфериче-

ских участках ролика, и вдвое превосходит их по модулю:

$$F_1 = \frac{\Psi T_{\text{вых}}}{2nR}. \tag{2}$$

В процессе работы передачи на ролики действуют изменяющиеся по направлению силы трения со стороны отверстий в диске и сателлитах. Момент, создаваемый силой трения $F_{\text{тр1}}$ на крайних сферических участках, можно определить по формуле

$$M_{\text{тр1}} = \frac{DkF_1}{2}, \tag{3}$$

где D – диаметр сферического участка ролика; k – коэффициент трения.

Изгибающий момент, действующий в наиболее опасном сечении,

$$M_{\text{изг0}} = (l + 0,5b)F_1 + M_{\text{тр1}}, \quad (4)$$

где l – длина цилиндрического участка ролика; b – ширина сферического участка ролика.

Распределение нагрузки между роликами и расчет коэффициента неравномерности распределения нагрузки

Рассматриваемая передача является самоустанавливающейся и позволяет компенсировать некоторые погрешности взаимного расположения элементов, такие как несоосности и непараллельности осей сателлитов относительно друг друга и ведомого диска. При этом не имеет значения, чем эти погрешности вызваны – неточностью изготовления или деформациями, возникающими при работе передачи под действием внутренних сил. Фактические зазоры в соединениях ролик – сателлит и ролик – диск в такой передаче выбираются.

На неравномерность распределения нагрузки между роликами доминирующее влияние оказывает позиционный допуск отверстий под ролики ввиду того, что смещение оси отверстия на некоторую величину приводит к такому же смещению центра рабочего участка ролика. На работу передачи также могут повлиять отклонения диаметров отверстий и рабочих поверхностей роликов, но эти параметры проще контролируются, а размеры роликов и отверстий выполняются, как правило, с малыми допусками, соответствующими 6-7-му квалитетам. При этом погрешность указанных размеров, являющихся диаметрными, приводит лишь к половинному смещению центра рабочей поверхности ролика.

В связи с этим рассмотрен наиболее неблагоприятный случай расположения отверстий, когда отверстия в сателлитах и дисках смещены таким образом, что ось одного из них в каждой детали смещена в тангенциальном направлении на величину позиционного допуска χ , а все остальные отверстия смещены в противоположном направлении на ту же величину. Причем направления смещения в сателлитах совпадают, а конфигурация диска является их зеркальным отражением.

Для данной конфигурации запишем систему уравнений, описывающую распределение нагрузки между роликами:

$$\begin{cases} \frac{T_{\text{вых}}}{2R} = \sum_{i=1}^n F_i, \\ F_1 = c\Delta, \\ F_2 = F_3 = \dots = F_n = c(\Delta - 4\chi), \end{cases} \quad (5)$$

где Δ – тангенциальное смещение отверстий диска относительно отверстий сателлитов под нагрузкой; c – жесткость ролика; $F_1 \dots F_n$ – силы, действующие на ролики со стороны сателлита.

Системы уравнений подобного типа используются для раскрытия статической неопределенности механической системы в строительной механике, в многосателлитных планетарных передачах и других механизмах [16].

Представленная система уравнений позволяет записать выражение для определения коэффициента неравномерности распределения нагрузки между роликами

$$\Psi = \frac{F_1}{F_{\text{cp}}} = 1 + \frac{4(n-1)}{n} \frac{c\chi}{F_{\text{cp}}} \quad (6)$$

и выражение для определения перемещения

$$\Delta = \frac{T_{\text{вых}}}{2Rcn} + \frac{4\chi}{n}(n-1). \quad (7)$$

Здесь $F_{\text{cp}} = \frac{T_{\text{вых}}}{2Rn}$ – средняя сила, действующая на ролики со стороны сателлитов.

Расчет жесткости ролика и напряжения, возникающего в опасном сечении ролика

Величина Δ также является величиной прогиба наиболее нагруженного ролика, который можно рассматривать как консольную балку. Из решения уравнения упругой линии балки с учетом деформации от действия поперечной силы получим

$$\Delta = \frac{(F_{\text{тр}} 0,5D + F_1 0,5b)l^2}{2EI} + \frac{F_1 l^3}{3EI} + \frac{1,11F_1 l}{GS} + \Theta(l) \frac{b}{2}, \quad (8)$$

где E – модуль упругости первого рода материала ролика; G – модуль упругости второго рода материала ролика; $I = \frac{\pi d^4}{64}$ – осевой момент инерции сечения; $S = \frac{\pi d^2}{4}$ – площадь сечения; $\Theta(l)$ – угол поворота упругой линии балки в точке, удаленной от опасного сечения на расстояние l .

Зная прогиб и приложенную силу, можно определить жесткость

$$c = \frac{F_1}{\Delta} = \frac{1}{\frac{l}{EI} \left(\frac{(kD+b)l}{4} + \frac{l^2}{3} + \frac{b(l+kD+b)}{4} \right) + \frac{1,11}{GS} \left(l + \frac{b}{2} \right)}. \quad (9)$$

Представленное выражение запишем с использованием относительных величин:

$$\bar{c} = \frac{F_1}{bE\Delta} = \frac{\pi}{64\bar{b}\bar{l} \left(\frac{(k\bar{D} + \bar{b})\bar{l}}{4} + \frac{\bar{l}^2}{3} + \frac{\bar{b}(\bar{l} + k\bar{D} + \bar{b})}{4} \right) + \frac{4,44\bar{b}E}{G} \left(\bar{l} + \frac{\bar{b}}{2} \right)}, \quad (10)$$

где $\bar{l} = l/d$; $\bar{b} = b/d$; $\bar{D} = D/d$.

Используя выражения (4), (6) и (8), запишем уравнение для определения силы F_1 :

$$F_1 = \frac{T_{\text{вых}}}{2Rn} + \frac{4\chi(n-1)}{\frac{nl}{EI} \left(\frac{(kD+b)l}{4} + \frac{l^2}{3} + \frac{b(l+kD+b)}{4} \right) + \frac{1,11}{GS} \left(l + \frac{b}{2} \right)}. \quad (11)$$

Напряжение, возникающее в опасном сечении ролика:

$$\sigma = \frac{K_\sigma M_{\text{изг0}}}{W} = K_\sigma (2l + b + kD) \left(\frac{8T_{\text{вых}}}{Rn\pi d^3} + \frac{16\chi(n-1)}{\frac{Ed}{G} \left(\frac{(kD+b)l}{4} + \frac{l^2}{3} + \frac{b(l+kD+b)}{4} \right) + \frac{1,11d}{G} \left(l + \frac{b}{2} \right)} \right), \quad (12)$$

где $W = \frac{\pi d^3}{32}$ – осевой момент сопротивления круглого сечения; K_σ – коэффициент концентрации напряжений в опасном сечении.

То же выражение с использованием относительных величин:

$$\bar{\sigma} = \frac{\sigma}{E} = K_\sigma (2\bar{l} + \bar{b} + k\bar{D}) \left(\frac{8\bar{T}_{\text{вых}}}{Rn\pi} + \frac{16\bar{\chi}(n-1)}{16n\bar{l} \left(\frac{k\bar{D} + \bar{b}}{4} + \frac{\bar{l}^2}{3} + \frac{\bar{b}(\bar{l} + k\bar{D} + \bar{b})}{4} \right) + 2,22(1 + \mu) \left(\bar{l} + \frac{\bar{b}}{2} \right)} \right), \quad (13)$$

где $\bar{R} = R/d$; $\bar{T}_{\text{вых}} = T_{\text{вых}} / (Ed^3)$; $\bar{\chi} = \chi/d$; μ – коэффициент Пуассона.

Анализ результатов исследования

Полученные результаты можно отобразить графически, используя наиболее распространенные параметры передачи.

График зависимости относительной жесткости ролика \bar{c} от его относительной длины \bar{l} при $\bar{b} = 0,8$, $\bar{D} = 1,5$, $k = 0,16$, $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па, $G = 7,8 \cdot 10^{10}$ Па представлен на рис. 4.

При определении коэффициента неравномерности распределения нагрузки между элементами передачи удобнее пользоваться относительной погрешностью изготовления механизма, так как величина коэффициента неравномерности зависит не только от абсолютной величины погрешности, но и от сил, действующих на элементы механизма [17, 18].

На рис. 5 изображен график зависимости коэффициента неравномерности распределения нагрузки между роликами Ψ от относительной

погрешности изготовления механизма $\delta = \frac{c\chi}{F_{\text{cp}}}$

для наиболее распространенного числа роликов передачи $n = 4$.

Если относительная погрешность δ больше 1, то всю нагрузку воспринимает один ролик, и расчет на прочность следует вести по формуле

$$\sigma' = K_\sigma (2l + b + kD) \left(\frac{8T_{\text{вых}}}{R\pi d^3} \right) \quad (14)$$

или по формуле с использованием относительных величин

$$\bar{\sigma}' = \frac{\sigma'}{E} = K_\sigma (2\bar{l} + \bar{b} + k\bar{D}) \left(\frac{8\bar{T}_{\text{вых}}}{R\pi} \right). \quad (15)$$

Для снижения концентрации напряжений следует выполнять ролики с галтелями.

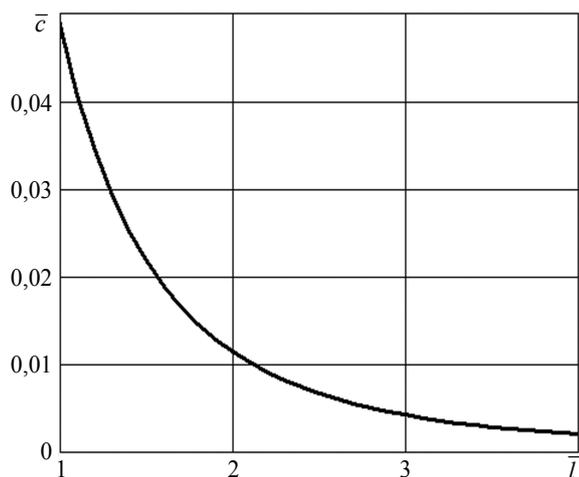


Рис. 4. Зависимость относительной жесткости ролика \bar{c} от его относительной длины \bar{l}

Fig. 4. Dependence of roller relative rigidity \bar{c} vs. its relative length \bar{l}

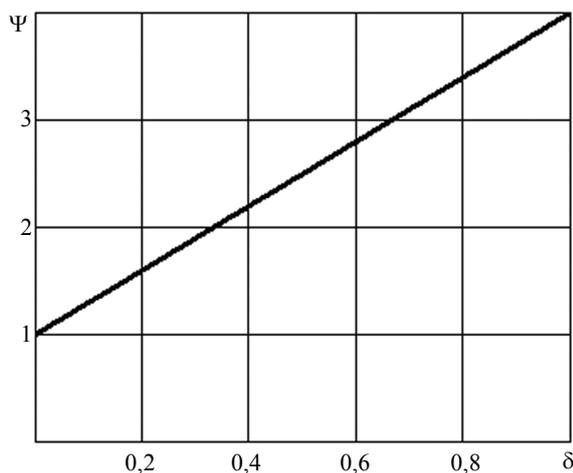


Рис. 5. График зависимости коэффициента неравномерности распределения нагрузки Ψ от относительной погрешности δ

Fig. 5. The diagram of the dependence of the coefficient of uneven distribution of the load Ψ vs. the relative error δ

На рис. 6 построены графики зависимости относительного напряжения $\bar{\sigma}$ в наиболее опасном сечении самого нагруженного ролика от относительной длины ролика \bar{l} для ряда значений относительного позиционного допуска $\bar{\chi}$, устанавливаемого на отверстия в диске и сателлитах, для следующих исходных данных: $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па; $G = 7,8 \cdot 10^{10}$ Па; $\mu = 0,3$; $K_{\sigma} = 2$; $\bar{b} = 0,8$; $\bar{D} = 1,5$; $\bar{R} = 3$; $n = 4$; $k = 0,16$; $\bar{T}_{\text{вых}} = 0,001$.

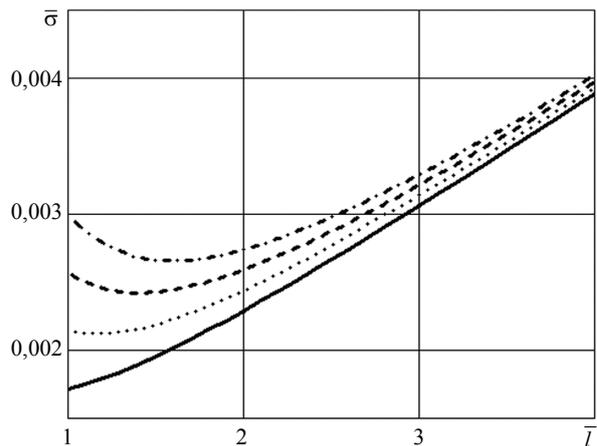


Рис. 6. График зависимости относительного напряжения $\bar{\sigma}$ в наиболее нагруженном ролике от его относительной длины \bar{l} : — для $\bar{\chi} = 0,0001$; для $\bar{\chi} = 0,0002$; - - - - для $\bar{\chi} = 0,0003$; ·-·-·- для $\bar{\chi} = 0,0004$

Fig. 6. The diagram of the dependence of relative stress $\bar{\sigma}$ in the most loaded roller vs. its relative length \bar{l} : — for $\bar{\chi} = 0,0001$; for $\bar{\chi} = 0,0002$; - - - - for $\bar{\chi} = 0,0003$; ·-·-·- for $\bar{\chi} = 0,0004$

Выводы

Таким образом, в работе представлены особенности расчета на прочность элементов планетарной передачи с качающимися роликами с учетом погрешностей изготовления механизма. Определены нагрузки, действующие в наиболее опасных сечениях ролика; описано распределение нагрузки между роликами при наиболее неблагоприятном случае расположения отверстий в сателлитах и дисках, что позволило определить коэффициент неравномерности распределения нагрузки между роликами; получены формулы для расчета жесткости ролика и напряжения, возникающего в опасном сечении ролика.

Представленные уравнения позволяют осуществить проверочный расчет роликов планетарной передачи на прочность при заданных геометрических параметрах и точности позиционирования отверстий в сателлитах и дисках.

Библиографические ссылки

1. Мельников В. З. Зубчатые передачи с многопарным зацеплением. М. : МГИУ, 2006. 60 с.
2. Зубчатые передачи. Нормативно-методическое обеспечение точности зубчатых передач на этапе проектирования / В. Е. Антонюк, В. Л. Басинюк, П. С. Серенков [и др.]. Минск : Белорусская наука, 2016. 252 с.

3. Tobias Schulze. Design and Optimization of Planetary Gears Considering All Relevant Influences. *Geartechnology*, November-December 2013, pp. 96-102.

4. Bernd-Robert Höhn, Karsten Stahl and Philipp Gwinner. Light-Weight Design for Planetary Gear Transmissions. *Geartechnology*, September 2013, pp. 96-103.

5. Louis Mignot, Loic Bonnard, Vincent Abou-sleiman. Analysis of Load Distribution in Planet Gear Bearings. *Geartechnology*, September 2011, pp. 44-50.

6. Плеханов Ф. И. Зубчатые планетарные передачи : монография. Ижевск : Удмуртия, 2003. 200 с.

7. Плеханов Ф. И. Типы и рациональные конструкции планетарных передач // Наука Удмуртии. 2008. № 7 (26). С. 123–129.

8. Плеханов Ф. И., Глебов С. В., Перминов Л. П. Геометрия внутренних зацеплений планетарной передачи с малой разницей чисел зубьев колес // Известия вузов. Машиностроение. 2013. № 1. С. 22–26.

9. Плеханов Ф. И., Блинов И. А. Исследование влияния геометрии зацепления планетарной передачи на распределение нагрузки между зубьями колес // Вестник ИжГТУ. 2010. № 3. С. 32–34.

10. Напряженно-деформированное состояние неэвольвентного зуба колеса планетарной передачи / Ф. И. Плеханов, Р. С. Музафаров, П. Е. Манохин, А. С. Сунцов // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2017. Т. 20, № 3. С. 28–30.

11. Исследование распределения нагрузки в зацеплениях колес многопоточных планетарных передач и его влияния на технико-экономические показатели привода / Ф. И. Плеханов, Е. Ф. Вычужанина, И. А. Пушкарев, А. С. Сунцов // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2017. Т. 20, № 2. С. 29–35.

12. Овсянников А. В., Перминов Л. П., Главатских Г. Н. Исследование напряженно-деформированного состояния элементов зубчато-роликовой планетарной передачи // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2016. № 3. С. 18–20.

13. Овсянников А. В., Перминов Л. П. Экспериментальное определение КПД планетарных передач типа К-Н-V с роликовыми механизмами снятия движения с сателлита // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2013. № 2. С. 29–32.

14. Plekhanov F.I. Structures and Strength Properties of Planetary Gear with Internal Wheel Strength. *Eastern European Scientific Journal*, 2014, no. 1, pp. 144-156.

15. Плеханов Ф. И., Овсянников А. В. Силовой расчет механизма восприятия момента зубчато-роликовой планетарной передачи // Известия вузов. Машиностроение. 2011. № 3. С. 26–29.

16. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи. Л. : Машиностроение, 1966. 307 с.

17. Заблонский К. И. Зубчатые передачи. Распределение нагрузки в зацеплении. Киев : Техника, 1977. 208 с.

18. Plekhanov F.I., Goldfarb V.I., Vychuzhanina E.F. Load Distribution in Meshing of Planetary Gearwheels and Its Influence on the Technical and Economic Per-

formance of the Mechanism. *Mechanisms and Machine Science*, 2018, vol. 51, pp. 117-137.

References

1. Melnikov V.Z. *Zubchatyye peredachi s mnogoparnym zatsepleniyem* [Gears with multi-pair meshing]. Moscow, Moscow State Industrial University, 2006, 60 p. (in Russ.).

2. Antonyuk V.E., Basinyuk V.L., Serenkov P.S. *Zubchatyye peredachi. Normativno-metodicheskoye obespecheniye tochnosti zubchatykh peredach na etape proyektirovaniya* [Gears. Regulatory and methodological support for the accuracy of gears at the design stage]. Minsk, Belorusskaya nauka, 2016, 252 p. (in Russ.).

3. Tobias Schulze. Design and Optimization of Planetary Gears Considering All Relevant Influences. *Geartechnology*, November-December 2013, pp. 96-102.

4. Bernd-Robert Höhn, Karsten Stahl and Philipp Gwinner. Light-Weight Design for Planetary Gear Transmissions. *Geartechnology*, September 2013, pp. 96-103.

5. Louis Mignot, Loic Bonnard, Vincent Abou-sleiman. Analysis of Load Distribution in Planet Gear Bearings. *Geartechnology*, September 2011, pp. 44-50.

6. Plekhanov F.I. *Zubchatyye planetarnyye peredachi* [Planetary gears]. Izhevsk, Udmurtiya Publ., 2003, 200 p. (in Russ.).

7. Plekhanov F.I. [Types and rational designs of planetary gears]. *Nauka Udmurtii*, 2008, № 7, pp. 123-129 (in Russ.).

8. Plekhanov F.I., Glebov S.V., Perminov L.P. [The geometry of the internal meshing of the planetary gear with a small difference in the number of teeth of the wheels]. *Izvestiya vuzov. Mashinostroyeniye*, 2013, no. 1, pp. 22-26 (in Russ.).

9. Plekhanov F.I., Blinov I.A. [Research of the influence of the geometry of meshing of the planetary gear on the distribution of the load between the teeth of the wheels]. *Vestnik IzhGTU imeni M. T. Kalashnikova*, 2010, no. 3, pp. 32-34 (in Russ.).

10. Plekhanov F.I., Muzafarov R.S., Manokhin P.E., Suntsov A.S. [The stress-strain state of an involute tooth of a wheel of the planetary gear]. *Vestnik IzhGTU imeni M. T. Kalashnikova*, 2017, no. 3, pp. 28-30 (in Russ.).

11. Plekhanov F.I., Vychuzhanina E.F., Pushkarev I.A., Suntsov A.S. [Research of the load distribution in meshing of wheels of multi-threaded planetary gears and its influence on the technical and economic indicators of the drive]. *Vestnik IzhGTU imeni M. T. Kalashnikova*, 2017, no. 2, pp. 29-35 (in Russ.).

12. Ovsyannikov A.V., Perminov L.P., Glavatskikh G.N. [Research of the stress-strain state of the elements of the tooth-roller planetary gear]. *Vestnik IzhGTU imeni M. T. Kalashnikova*, 2016, no. 3, pp. 18-20 (in Russ.).

13. Ovsyannikov A.V., Perminov L.P. [Experimental determination of the efficiency of planetary gears of the type K-H-V with roller mechanisms for torque absorption from the satellite]. *Vestnik IzhGTU imeni M. T. Kalashnikova*, 2013, no. 2, pp. 29-32 (in Russ.).

14. Plekhanov F.I. Structures and Strength Properties of Planetary Gear with Internal Wheel Strength. *Eastern European Scientific Journal*, 2014, no. 1, pp. 144-156.

15. Plekhanov F.I., Ovsyannikov A.V. [Force calculation of the mechanism of perception of the moment of a tooth-roller planetary gear]. *Izvestiya vuzov. Mashinostroyeniye*, 2011, no. 3, pp. 26-29 (in Russ.).

16. Kudryavtsev V.N. *Planetarnyye peredachi* [Planetary gears]. Leningrad, Mashinostroyeniye Publ., 1966, 307 p. (in Russ.).

17. Zablonskiy K.I. *Zubchatyye peredachi. Raspredeleniye nagruzki v zatseplenii* [Gears. Load distribution in meshing]. Kiyev, Tekhnika, 1977, 208 p. (in Russ.).

19. Plekhanov F.I., Goldfarb V.I., Vychuzhanina E.F. Load Distribution in Meshing of Planetary Gearwheels and Its Influence on the Technical and Economic Performance of the Mechanism. *Mechanisms and Machine Science*, 2018, vol. 51, pp. 117-137.

Strength Calculation of Planetary Gear Elements with Swinging Rollers of the Mechanism for Torque Absorption from the Satellite

A.V. Ovsyannikov, PhD in Engineering, Associate Professor, Glazov Institute of Engineering and Economics, Branch of Kalashnikov ISTU, Glazov, Russia

L.P. Perminov, Applicant, Kalashnikov ISTU, Izhevsk, Russia

G. N. Glavatskikh, Associate Professor, Glazov Institute of Engineering and Economics, Branch of Kalashnikov ISTU, Glazov, Russia

E.V. Saltykova, Glazov Institute of Engineering and Economics, Branch of Kalashnikov ISTU, Glazov, Russia

The paper describes rational designs of planetary gears with internal meshing of wheels, a small difference in the number of their teeth and a mechanism for torque absorption from the satellite, containing cylindrical and swinging rollers.

Specific features of the strength calculation of planetary gear elements with swinging rollers are considered taking into account the manufacturing errors of the mechanism. In the presence of such errors, it is possible to reduce the uneven distribution of load between the rollers by increasing their flexural compliance, by reducing the diameter of the roller to a value providing its fatigue strength.

The loads acting in the most critical sections of the roller are determined. The system of equations is obtained that describes the distribution of the load between the rollers in the most unfavorable case of the location of the holes in the satellites and the disks. This system allows for determining the coefficient of uneven distribution of the load between the rollers.

Formulas are obtained for calculating roller rigidity and stress arising in a critical section of the roller. The diagrams of dependencies of roller relative rigidity vs. its relative length, the coefficient of uneven distribution of load between rollers vs. the manufacturing relative error of the mechanism, the relative stress in the most critical section of the loaded roller vs. its relative length are constructed.

The obtained dependences make it possible to carry out the checking strength calculation of the rollers for given geometric parameters and the accuracy of positioning holes in satellites and disks.

Keywords: planetary gear, internal meshing, roller mechanism, strength.

Получено 14.03.2019

Образец цитирования

Расчет на прочность элементов планетарной передачи с качающимися роликами механизма снятия движения с сателлита / А. В. Овсянников, Л. П. Перминов, Г. Н. Главатских, Е. В. Салтыкова // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2019. Т. 22, № 2. С. 39–46. DOI 10.22213/2413-1172-2019-2-39-46.

For Citation

Ovsyannikov A.V., Perminov L.P., Glavatskikh G.N., Saltykova E.V. [Strength calculation of planetary gear elements with swinging rollers of the mechanism for torque absorption from the satellite]. *Vestnik IzhGTU imeni M. T. Kalashnikova*, 2019, vol. 22, no. 2, pp. 39-46 (in Russ). DOI 10.22213/2413-1172-2019-2-39-46.