

УДК 621.833.6

Ф. И. Плеханов, доктор технических наук, профессор, Глазовский инженерно-экономический институт (филиал) Ижевского государственного технического университета имени М. Т. Калашникова
Е. Ф. Вычужанина, кандидат экономических наук, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

РАЦИОНАЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ, ОСОБЕННОСТИ ИХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Планетарные передачи с внутренними зацеплениями колес обладают высокой нагрузочной способностью, хорошими массогабаритными показателями и большим передаточным отношением в одной ступени, благодаря чему находят все большее практическое применение. В статье представлены новые конструкции передач указанного типа и метод определения их нагрузочной способности, основанный на решении уравнений совместности перемещений с учетом геометрических параметров и материала колес. Выработанные рекомендации позволяют спроектировать эффективную высоконагруженную планетарную передачу с высоким коэффициентом полезного действия и большим передаточным отношением в одной ступени.

Ключевые слова: планетарные зубчатые передачи, высоконагруженные зацепления колес, технико-экономические показатели.

Важнейшими требованиями, предъявляемыми к изделиям машиностроения и в частности к зубчатым механизмам как составной части большинства современных машин, являются хорошие массогабаритные показатели, высокая нагрузочная способность, надежность, низкие потери мощности на трение. Наиболее полно указанным требованиям удовлетворяют планетарные передачи с внутренними зацеплениями колес при малой разнице чисел их зубьев, обладающие большим приведенным радиусом кривизны профилей зубьев и высоким коэффициентом перекрытия зацепления (рис. 1) [1–6]. Особенно эффективны передачи с роликовым механизмом снятия движения с сателлитов (рис. 2–4), удовлетворяющие всем вышеприведен-

ным требованиям при сравнительной простоте и технологичности конструкции [7].

Особенности проектирования указанных передач связаны с опасностью их заклинивания в результате интерференции профилей зубьев колес в процессе работы механизма, а также с малыми зазорами в зацеплении и его многопарностью. Поэтому геометрические параметры зацепления колес с малой разницей чисел их зубьев ΔZ определяются из условий обеспечения требуемой величины коэффициента перекрытия ($\epsilon \geq 1$), исключения интерференции кромки зуба одного колеса с переходной поверхностью зуба другого и интерференции продольной кромки внешнего зуба с главной поверхностью внутреннего.

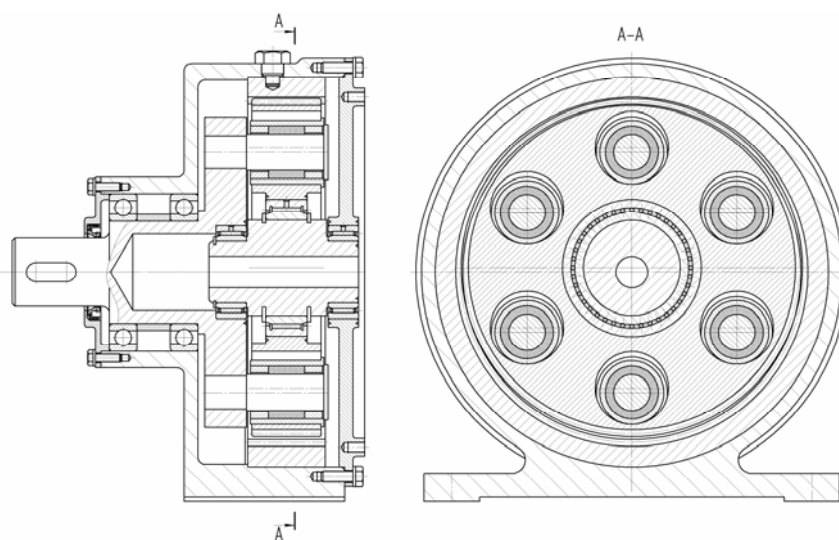


Рис. 1. Планетарная передача с внутренним зацеплением колес и цевочным механизмом снятия движения с сателлита

Кроме того, учитывая, что нагрузочная способность планетарной передачи в большинстве случаев лимитируется изгибной прочностью зубьев сателлита, радиусы окружностей вершин зубьев колеса r_{ae} и са-

теллита r_{ag} целесообразно определять из решения следующей системы уравнений, обеспечивающей минимальную при заданном коэффициенте ϵ высоту зуба сателлита и максимальную его изгибную прочность:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{\pi m} \cos \alpha &= \sqrt{r_{ag}^2 - r_{bg}^2} - \sqrt{r_{lg}^2 - r_{bg}^2}, \\ \varepsilon_{\pi m} \cos \alpha &= \sqrt{r_{ag}^2 - r_{bg}^2} - \sqrt{r_{ae}^2 - r_{be}^2} + a_w \sin \alpha_w. \end{aligned} \right\}$$

Здесь α_w – угол зацепления; a_w – межосевое расстояние передачи; радиус окружности вершин зубьев колеса должен удовлетворять соотношению $r_{ae} \geq r_0 + a_{w0} - m$.

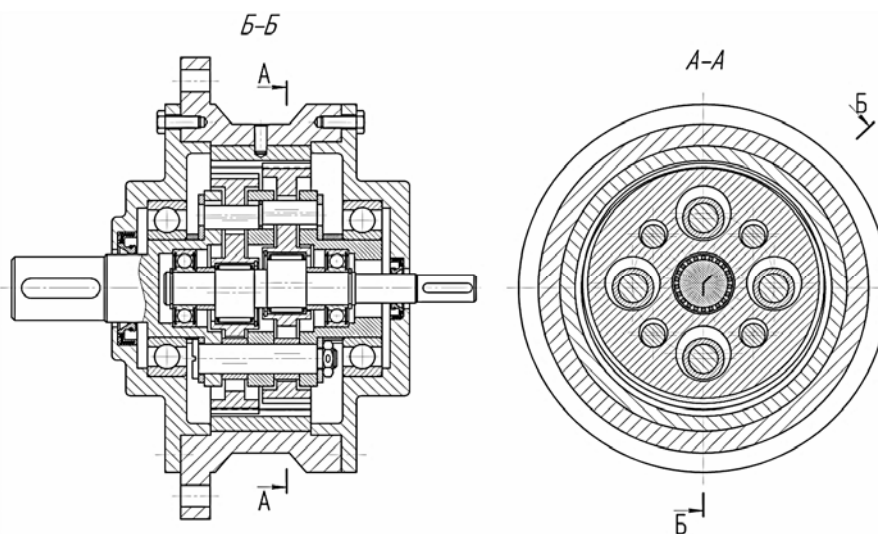


Рис. 2. Планетарная передача с внутренними зацеплениями колес и роликовым механизмом снятия движения с спутников (пат. 2445529 Рос. Федерации: МПК F16Н1/32)

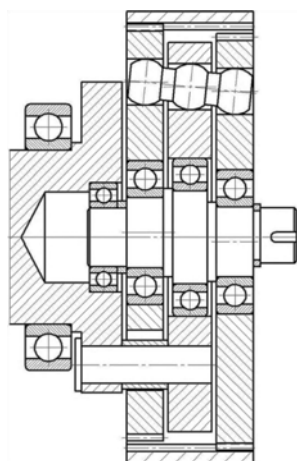


Рис. 3. Планетарная передача с качающимися роликами (пат. 2475665 Рос. Федерации: МПК F16Н1/32)

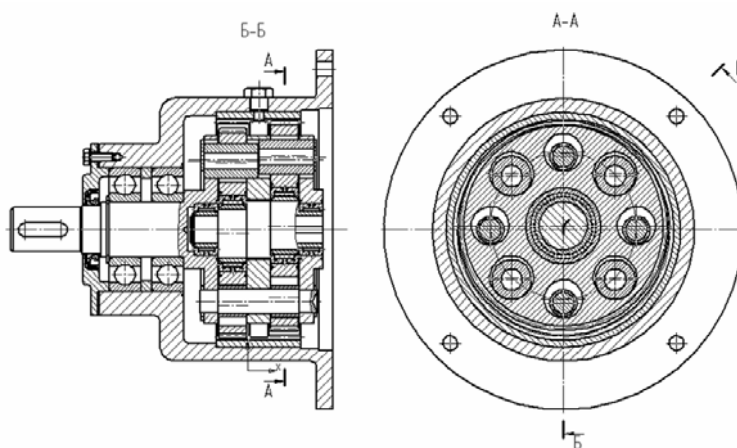


Рис. 4. Вариант планетарной передачи с внутренними зацеплениями колес и роликовым механизмом снятия движения с спутников (пат. РФ № 2492376)

Из геометрического синтеза зацепления, выполненного с учетом приведенных зависимостей, следует, что при числе зубьев сателлита $Z_g = 40 \dots 140$, коэффициенте смещения его исходного контура $X_g = 0$ и глубине захода зубьев, соответствующей коэффициенту перекрытия $\varepsilon = 1,05$, явление интерференции отсутствует, если угол зацепления $\alpha_w = 40 \dots 60^\circ$ (меньшее значение соответствует $\Delta Z = Z_e - Z_g = 3$, большее – $\Delta Z = 1$).

Важнейшими технико-экономическими показателями передач являются их удельная масса и коэффициент полезного действия.

Первый из указанных показателей определяется по формуле

$$\bar{M} = M / T, \quad (1)$$

где масса передачи

$$M = 0,25\pi n_w (mZ_e)^2 b_w K \gamma;$$

момент на выходном валу, найденный с учетом многопарности зацепления,

$$T = 0,5n_w b_w mZ_e \cos \alpha \sum_{i=0}^n W_i. \quad (2)$$

В этих выражениях W_i – нормальная погонная нагрузка в сопряжении i -й пары зубьев ($W_i = [W_0] - \Delta_i C_i = m\sigma_{FP} / (Y_F K_F \cos \alpha) - \Delta_i C_i$); $[W_0]$ – допустимое значение W_0 ; Δ_i – начальный (при отсутствии нагрузки) зазор между зубьями i -й пары, определяемый из геометрии зацепления [7]; C_i – суммарная погонная податливость пары зубьев ($C_i \cong 0,075E$, E – модуль упругости первого рода); n_w – число сателлитов; b_w – рабочая ширина венца сателлита; m – модуль зацепления; α – угол профиля исходного контура; Y_F – коэффициент формы зуба; K_F – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, геометрические параметры и динамику передачи; σ_{FP} – допустимое напряжение изгиба; K – коэффициент, учитывающий толщину щек механизма снятия движения с сателлита и размеры корпусных деталей; γ – удельная масса деталей передачи.

Полученные таким образом значения относительных погонных нагрузок в контактирующих парах зубьев колес позволяют определить суммарную нагрузку и при заданном моменте на выходном валу найти требуемый модуль зацепления.

На рис. 5, 6 приведены кривые зависимостей $\bar{T} = T / (Em^3)$ и $M^* = M / T$ от числа зубьев колес двухсателлитной конструкции при $\Delta Z = Z_e - Z_g = 1 \dots 2$, угле зацепления $\alpha_w = 40 \dots 60^\circ$ (большее значение для $\Delta Z = 1$), $K = 3$, построенные по выра-

жениям (1), (2) для зацепления колес из термоулучшенной стали (при определении \bar{T} принималось $b_w / m = 15$).

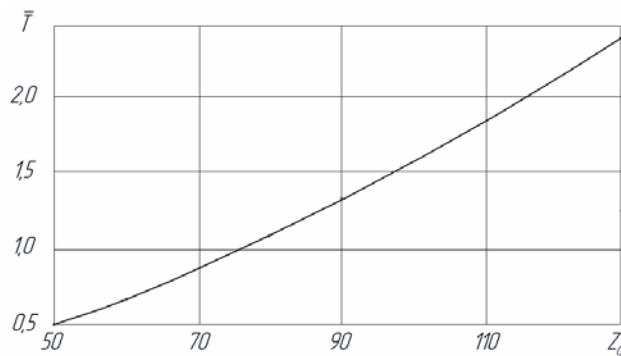


Рис. 5. Зависимость относительного момента от числа зубьев сателлита при $\Delta Z = 1 \dots 2$

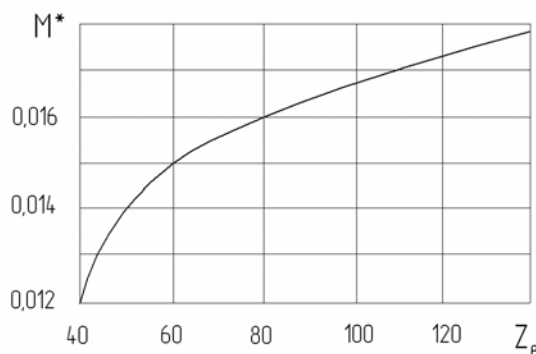


Рис. 6. Зависимость удельной массы двухсателлитной передачи от числа зубьев колеса при $\Delta Z = 1 \dots 2$

Угол зацепления и высота зуба сателлита подбирались исходя из условий обеспечения начального коэффициента перекрытия $\varepsilon = 1,05$ и отсутствия явления интерференции профилей.

Напряжения в зонах контакта роликов с сателлитами и дисками выходного звена не оказывают влияния на нагрузочную способность передачи, так как в процессе работы механизма ролики перекатываются по сопрягаемым поверхностям без скольжения, а приведенный радиус их кривизны имеет большую величину.

Определить потери мощности на трение теоретическим методом затруднительно, поэтому такой важный показатель эффективности передачи, как коэффициент полезного действия, оценивался экспериментально (рис. 7).



Рис. 7. Испытательный стенд

Испытания планетарной передачи, выполненной в соответствии с приведенными рекомендациями, показали высокую ее нагрузочную способность и малые потери мощности на трение (коэффициент полезного действия 90...95 %).

Предложенные конструкции планетарных передач с роликовым механизмом снятия движения с сателлитов при рациональном их проектировании технологичны и эффективны, как в отношении нагрузочной способности, так и в отношении потерь мощности на трение.

Библиографические ссылки

1. Крайнев А., Саламандра К., Рагхаван М. Синтез двухпоточных трансмиссий // Сб. трудов 4-й междунар. конф. по механическим передачам. – Синайя, Румыния, 2012. – С. 335–345.

2. Lin J., Parker G. R. Planetary gear parametric instability caused by mesh stiffness variation // Journal of Sound and

Vibration. – 2002. – Vol. 249. – No. 1. – P. 38–48. – DOI:10.1006/jsvi.2001.3848.

3. Parker G. R., Agashe V., Vijayakar M. S. Dynamic response of a planetary gear system using a finite element / contact mechanics model // Transactions of the ASME. – 2000. – Vol. 122. – P. 304-310. – DOI:10.1115/1.1286189.

4. Тимофеев Г. А., Самойлова М. В. Геометро-кинематическое исследование комбинированного планетарно-волнового механизма // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Машиностроение. – 2012. – № 1. – С. 70–80.

5. Лопатин Б. А., Полуэктов Е. А., Хаустов С. А. Формирование внутреннего приближенного зацепления цилиндрико-конических передач // Вестник ЮУрГУ. Сер. «Машиностроение». – 2011. – № 17. – С. 39–48.

6. Конструктивные исполнения планетарно-цевочных редукторов для высокоточных следящих приводов / А. С. Иванов, М. М. Ермолаев, Д. Э. Крикунов, А. А. Мирошник, С. К. Руднев, А. В. Чиркин // Вестник машиностроения. – 2013. – № 3. – С. 9–11.

7. Плеханов Ф. И. Влияние геометрии зацепления колес планетарной передачи типа $K-H-V$ на показатели ее прочности // Вестник машиностроения. – 2013. – № 3. – С. 16–20.

F. I. Plekhanov, DSc in Engineering, Professor, Glazov Engineering and Economical Institute (branch) of Kalashnikov Izhevsk State Technical University

E. F. Vyichuzhanina, PhD in Economics, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

Planetary Gear Transmissions: Rational Design, Design Specifics, Cost and Performance Data

Internal epicyclic gears are characterized by high load capacity, attractive weight and dimensions, and high speed ratio per stage. As a result, they keep gaining wider application. The paper presents new design of the gearing and a method for the analysis of load capacity based on the solution of displacement compatibility equations with account of gear material and geometry. Recommendations presented in the paper allow to design planetary gears with high efficiency, load capacity, and speed ratio per stage.

Keywords: planetary gear transmissions, high-load gears, cost and performance data.

Получено 11.04.14