

References

1. Kumar M.S., Vijayarangan S. Static analysis and fatigue life prediction of steel and composite leaf spring for light passenger vehicles // Journal of Scientific & Industrial Research. – 2007. – No. 66(2). – P. 128–134.
2. Kumar M.S., Vijayarangan S. Analytical and experimental studies on fatigue life prediction of steel and composite multi-leaf spring for light passenger vehicles using life data analysis // Materials Science. – 2007. – No. 13(2). – P. 141–146.
3. Ghodake A. P., Patil K. N. Analysis of Steel and Composite Leaf Spring for Vehicle // IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering. – 2013. – No. 5(4). – P. 68–76.
4. Sancaktar E., Gratton M. Design, analysis, and optimization of composite leaf springs for light vehicle applications // Composite Structures. – 1999. – No. 44(2-3). – P. 195–204.
5. Al-Qureshi H.A. Automobile leaf springs from composite materials // Journal of Materials Processing Technology. – 2001. – No. 118(1–3). – P. 58–61.
6. Shankar G. S. S., Vijayarangan S. Mono Composite Leaf Spring for Light Weight Vehicle–Design, End Joint Analysis and Testing // Materials Science. – 2006. – No. 12(3). – P. 220–225.
7. Modeling and Analysis of Laminated Composite Leaf Spring under the Static Load Condition by using FEA / M. Raghavendra [et al.] // International Journal of Modern Engineering Research. – 2012. – No. 2(4). – P. 1875–1879.
8. Kumar K., Aggarwal M. L. Computer Aided FEA Comparison of Mono Steel and Mono GRP Leaf Spring // International Journal of Advanced Engineering Research and Studies. – 2012. – No. 1(2). – P. 155–158.
9. Pinfold M. K. Composite mechanical properties for use in structural analysis. – UK : University of Warwick, 1995.
10. Quinn J. A. Composites design manual. – U.S. ed. ed. – Lancaster, Penn : Technomic, 1999.
11. Lo K. H., Chim E. S.-M. Compressive Strength of Unidirectional Composites // Journal of Reinforced Plastics and Composites. – 1992. – No. 11(8). – P. 838–896.
12. Beer F. P. Mechanics of materials. 6th ed. ed. – New York : McGraw-Hill Higher Education, 2012 ; London : McGraw-Hill [distributor].
13. Nakasone Y., Yoshimoto S., Stolarski T. A. Engineering analysis using ANSYS software. – Oxford : Elsevier Butterworth-Heinemann, 2006.

Сохер А. Р. Нага, кандидат технических наук, Хелуанский университет, Каир, Египет
 Тамер А. Эль-Саед, кандидат технических наук, доцент, Хелуанский университет, Каир, Египет
 Эхаб Солиман, магистр, аспирант, Египетско-Российский университет, Бадр Сити, Каир, Египет

Подход к проектированию композитной монолистовой рессоры с использованием метода конечных элементов

Целью работы является проектирование автомобильной монолистовой композитной рессоры меньшего веса и той же жесткости, как и традиционная стальная монолистовая рессора. Методом конечных элементов с использованием ANSYS 14 был выполнен анализ стальной рессоры и рессоры, изготовленной из материала UEC (однонаправленных волокон алюмо-боро-силикатного стекла E-glass и эпоксидного связующего) с объемом волокна (V_f) 0,5, 0,6 и 0,7. Для каждого значения V_f оценивалась толщина рессоры из условия получения такой же жесткости, как и у стальной монолистовой рессоры. Анализ показал, что безопасная композитная монолистовая рессора с такими же параметрами жесткости, запасаемой энергии деформации, и с уменьшенной массой по сравнению со стальной рессорой может быть спроектирована путем изменения толщины рессоры в зависимости от параметра V_f .

Ключевые слова: рессоры, композитный материал, энергия деформации.

УДК 621.833.6

И. В. Кузнецов, аспирант, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

РАСЧЕТ НАГРУЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ РОЛИКА ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ ТИПА К-Н-V

Представлен расчет распределения нагрузки по длине ролика с учетом поперечной силы и изгибающего момента, действующих со стороны как диска, так и сателлита зубчато-роликковой планетарной передачи, основанный на решении дифференциальных уравнений совместности перемещений сопрягаемых элементов механизма.

Ключевые слова: планетарная передача, ролик, нагруженно-деформированное состояние.

Планетарные передачи с одним или двумя внутренними зацеплениями зубчатых колес при небольшой разнице в числах их зубьев выгодно отличаются от других типов планетарных передач простотой конструкции, высоким КПД, большим передаточным отношением в одной ступени [1]. Основным недостатком, сдерживающим их применение, является необходимость использования

неэффективного механизма восприятия момента сил, действующих на сателлит.

Наиболее эффективной является передача с внутренними зацеплениями колес и механизмом восприятия момента в виде дисков с отверстиями, в которых установлены цельные или составные ролики (рис. 1). Отверстия такого же диаметра имеют и сателлиты [2]. Разница диаметров отверстий дисков,

сателлитов (D) и роликов (d) равна эксцентриситету a_w ведущего вала-водила. Конструкция проста и в то же время не приводит к большим потерям мощности

на трение, так как ролики в процессе работы передачи перекатываются по цилиндрическим поверхностям дисков.

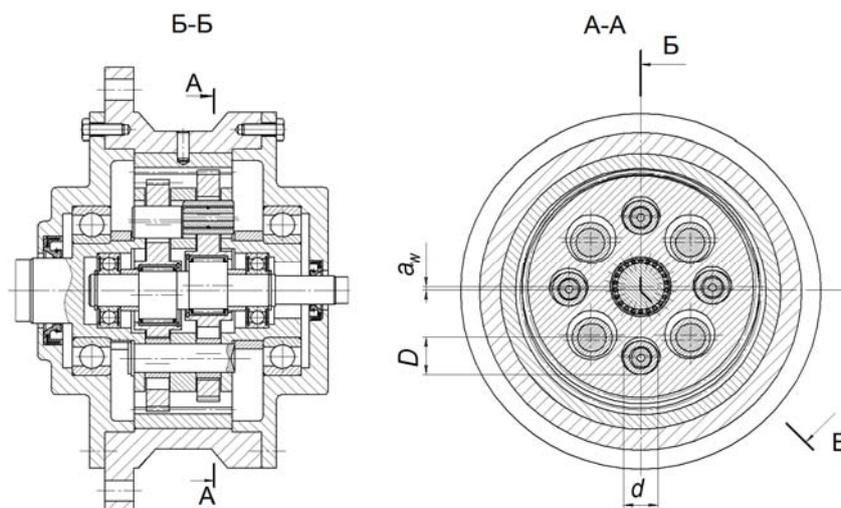


Рис. 1. Зубчато-роликотая планетарная передача с составными роликами

Для расчета данной планетарной передачи на прочность необходимо знать законы распределения нагрузки в зонах контакта ролика с сателлитом и диском. В существующих методах расчета распределение нагрузки по длине ролика определялось с учетом изгибающего момента только со стороны контакта с сателлитом [3]. Найдем закон распределения нагрузки в зонах контакта с учетом изгибающего момента, действующего как в зоне контакта с диском, так и с сателлитом.

В зоне контакта ролика с сателлитом распределенная нагрузка $\omega(x) = [y(x) + \delta]C$, где $C = E/4$ – удельная контактная жесткость сопряжения [3], E – модуль упругости первого рода; $\delta = \text{const}$; $y(x)$ – перемещение на участке длиной l (l – половина длины площадки контакта ролика с сателлитом). Тогда уравнение упругой линии на данном участке примет вид

$$y''(x) \cdot C = \omega''(x) = C \left(\frac{M(x)}{JE} + K \frac{\omega(x)}{FG} \right); \quad (1)$$

здесь $M(x) = M_0 - \int_0^x \omega(\xi)(x - \xi)d\xi$; $K = 1,11$;

$G = E/2,5$ – модуль упругости второго рода;

$F = \frac{\pi d^2}{4}$ и $J = \frac{\pi d^4}{64}$ – площадь и осевой момент

инерции сечения соответственно; M_0 – момент изгиба ролика в среднем его сечении (при $x = 0$).

Из уравнения (1) следует

$$\omega''''(x) - \frac{KC}{FG} \omega''(x) + \frac{C}{JE} \omega(x) = 0. \quad (2)$$

Выражение (2) представляет собой однородное дифференциальное уравнение, характеристическое уравнение которого имеет следующий вид:

$$k^{IV} - \frac{KC}{FG} k^{II} + \frac{C}{JE} = 0. \quad (3)$$

Отсюда

$$k_{1-4} = \sqrt[4]{\frac{C \cdot K}{F \cdot G} \left(\pm \cos \left(0,5 \arccos \frac{K \sqrt{JEC}}{2GF} \right) \right) \pm i \sin \left(0,5 \arccos \frac{K \sqrt{JEC}}{2GF} \right)}. \quad (4)$$

В соответствии с этим решение дифференциального уравнения (2) можно представить в виде

$$\omega(x) = C_1 sh(\alpha x) \sin(\lambda x) + C_4 ch(\alpha x) \sin(\lambda x) + C_3 sh(\alpha x) \cos(\lambda x) + C_2 ch(\alpha x) \cos(\lambda x), \quad (5)$$

где

$$\alpha = \sqrt[4]{\frac{C \cdot K}{F \cdot G} \cos \left(0,5 \arccos \frac{K \sqrt{JEC}}{2GF} \right)};$$

$$\lambda = \sqrt[4]{\frac{C \cdot K}{F \cdot G} \sin \left(0,5 \arccos \frac{K \sqrt{JEC}}{2GF} \right)}.$$

Аналогично, в зоне контакта ролика с диском нагрузка $q(z) = [y(z) + \Delta]C$, $\Delta = \text{const}$, и уравнение упругой линии

$$y''(z) \cdot C = q''(z) = C \frac{M_2(z)}{J \cdot E} + \frac{K \cdot C}{F \cdot G} \cdot q(z); \quad (6)$$

здесь $M_2(z) = -\int_0^z q(\xi) \cdot (z - \xi)d\xi$.

Тогда

$$q^{IV}(z) - \frac{KC}{FG} q''(z) + \frac{C}{JE} q(z) = 0. \quad (7)$$

Решая уравнение (7), получим

$$q(z) = C_5 sh(\alpha x) \sin(\lambda x) + C_6 ch(\alpha x) \sin(\lambda x) + C_7 sh(\alpha x) \cos(\lambda x) + C_8 ch(\alpha x) \cos(\lambda x). \quad (8)$$

Постоянные интегрирования $C_1 \dots C_8$ определяются из уравнений статики и граничных условий (см. рис. 2):

1. При $x = 0$ $\omega'(x) = 0$ по условиям симметрии кривой распределения нагрузки $C_3 = C_4 = 0$.

2. В зоне действия диска на ролик сила $P/2$ равна интегралу от распределенной нагрузки $q(z)$ на участке длиной b :

$$\frac{1}{b} \int_0^b q(z) dz = \frac{P/2}{b} = q.$$

3. Аналогично, в зоне действия сателлита на ролик сила $P/2$ равна интегралу от распределенной нагрузки $\omega(x)$ на участке длиной l :

$$\frac{1}{l} \int_0^l \omega(x) dx = \frac{P/2}{l} = q.$$

4. Угол наклона упругой линии ролика в зоне его взаимодействия с диском равен углу наклона кривой в зоне взаимодействия ролика с сателлитом:

$$q'(z = b) = \omega'(x = l).$$

5. На границе участков справедливо равенство

$$\omega''(x = l) = \frac{C}{J \cdot E} \cdot \int_0^b q(z) \cdot (b - z) dz + \frac{K \cdot C}{F \cdot G} \cdot \omega(x = l).$$

6. При $z = 0$ изгибающий момент $M_2(z) = 0$:

$$q''(z = 0) = \frac{K \cdot C}{F \cdot G} \cdot q(z = 0).$$

7. Сумма изгибающих моментов относительно точки упругой линии ролика в целом, лежащей у его торца, равна нулю:

$$\int_0^b q(z) dz \cdot z + \int_0^b q(z) dz \cdot (b + 2l + b - z) + P(b + l) = 0.$$

На рис. 3 представлены графики распределения нагрузки при $l = b = 1$, $d = 1$ и $q = \omega = 1$, из которых следует, что при отношении длины ролика к его диаметру $l/d \geq 3$ имеет место недопустимо большая неравномерность распределения нагрузки.

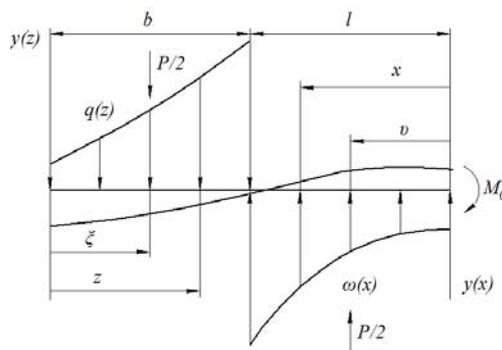


Рис. 2. Схема нагруженно-деформированного состояния ролика механизма снятия момента

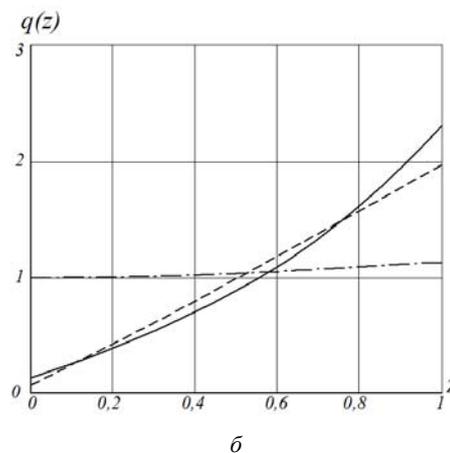
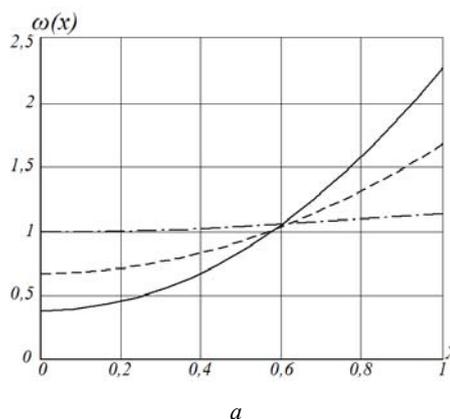


Рис. 3. Распределение нагрузки по длине ролика в зонах контакта с сателлитом (а) и диском (б)

— $l/d = 1$; - - - $l/d = 0,7$, - · - · - $l/d = 0,5$

Полученные зависимости позволяют определить законы распределения нагрузки на участке сопряжения ролика с сателлитом и дисками и рационально спроектировать планетарную передачу с роликовым механизмом снятия момента с сателлитов.

Библиографические ссылки

1. Кудрявцев В. Н., Кирдяшев Ю. Н., Гинзбург Е. Г. Планетарные передачи : справочник. – Л. : Машиностроение, 1977. – 563 с.

2. Пат. 2399813 Рос. Федерация, МПК F16H 1/32. Планетарная передача.

3. Плеханов Ф. И., Овсянников А. В. Исследование распределения нагрузки по длине ролика зубчато-роликковой планетарной передачи // Вестник машиностроения. – 2011. – № 3. – С. 12–14.

4. Плеханов Ф. И., Овсянников А. В., Казаков И. А. Экспериментальное исследование деформативности элементов планетарных передач // Научно-технические и социально-экономические проблемы регионального развития : научн. конф. (Глазов, 2010). – С. 76–78.

I. V. Kuznetsov, Post-graduate, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

Calculation of Load Deformation State of Roller for K-H-V Planetary Gear

The paper presents calculation of load distribution along roller length with account of lateral force and bending moment, operating from both the disk and satellite of the tooth-and-roller planetary gear. It is based on solution of differential equations of the displacements compatibility for mated elements of the mechanism.

Key words: planetary gear, roller, load deformation state.

УДК 658.511

Р. Л. Фоминых, кандидат технических наук, доцент, Воткинский филиал ИжГТУ имени М. Т. Калашникова
М. В. Ельцов, ЗАО «Ижевский нефтяной научный центр»

Н. С. Сулоев, аспирант, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

И. Г. Щенин, студент, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАСЧЕТА ОПТИМАЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ОРГАНИЗАЦИОННО-ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ СИСТЕМЫ ВЫСОКОТЕХНОЛОГИЧНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ МАКСИМАЛЬНЫЙ СУММАРНЫЙ ПОКАЗАТЕЛЬ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ СИСТЕМЫ

Представлена математическая модель расчета оптимальных значений показателей организационно-технического уровня производственных систем, оказывающих наибольшее влияние на реализацию приоритетных целевых программ развития предприятия, направленных на обеспечение конкурентоспособности производимой гражданской продукции высокотехнологичных предприятий машиностроительного комплекса в рамках ВТО. Представленная в данной статье математическая модель позволяет не только решать задачу расчетов рациональных значений показателей организационно-технического уровня, но и проводить стоимостную оценку организационно-технического уровня производственной системы.

Ключевые слова: машиностроение, организационно-технический уровень, гражданская продукция, эффективность, математическая модель.

Актуальность поиска механизмов обеспечивающих конкурентоспособность производства гражданской продукции для отечественных промышленных предприятий вследствие вступления России в ВТО трудно переоценить. В работе [1] предложена концепция организационно-технической модернизации высокотехнологичных предприятий машиностроительного комплекса, направленной на производство гражданской продукции. Данная концепция заключается в определении оптимальных значений показателей организационно-технического уровня производственных систем, оказывающих наибольшее влияние на реализацию приоритетных целевых программ развития предприятия, направленных на обеспечение конкурентоспособности производимой гражданской продукции высокотехнологичных предприятий машиностроительного комплекса в рамках ВТО.

Преимущество концепции [1] заключается в расчете единицы измерения эффективности производственной системы, которая может быть приведена в денежном выражении, а не в численно-абстрагированном виде, которую можно использовать лишь при ее сравнении с показателями, относящимися к другим производственным системам. Вторым преимуществом концепции является возможность получения показателя, способного оценить разнородные показатели функционирования всей производственной системы и, как следствие, ее эффективность и конкурентоспособность.

Следует отметить использование в предложенной методике реализации приоритетных целевых программ развития предприятия, направленных на обеспечение конкурентоспособности гражданской продукции высокотехнологичных предприятий машиностроительного комплекса [1], показателя конст-