

УДК 621.833.6

DOI 10.18698/0536-1044-2017-1-24-30

Распределение нагрузки в зацеплениях колес многорядной планетарной передачи и его влияние на технико-экономические показатели механизма

Ф.И. Плеханов, Е.Ф. Вычужанина, А.С. Сунцов

ФГБОУ ВО «Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова», 426069, Ижевск, Удмуртская республика, Российская Федерация, Студенческая ул., д. 7

Load Distribution in Engaged Multi-Row Planetary Gears and its Impact on Technical and Economic Performance of the Mechanism

F.I. Plekhanov, E.F. Vychuzhanina, A.S. Suntsov

Federal State Budget Educational Institution of Higher Education Kalashnikov Izhevsk State Technical University, 426069, Izhevsk, Udmurt Republic, Russian Federation, Studencheskaya St., Bldg. 7



e-mail: fplekhanov@list.ru, 11041995@list.ru, Alexandrsun4009@gmail.com



При ограниченном радиальном размере планетарной передачи сложно расположить в сателлитах подшипники требуемой грузоподъемности, поэтому такие передачи обычно выполняют многорядными. Однако деформация кручения солнечной шестерни, имеющей в этом случае большую ширину, приводит к неравномерному распределению нагрузки по рядам сателлитов, что снижает эффект многопоточности передачи. В связи с этим исследование распределения нагрузки в зацеплениях колес и выработка мер, направленных на снижение ее неравномерности, являются актуальными задачами. К важным проблемам, требующим решения, относятся установление степени влияния параметров передачи на распределение нагрузки по рядам сателлитов, разработка рациональной конструкции водила и оптимизация параметров механизма. Для определения коэффициента неравномерности распределения нагрузки, вызванной деформацией солнечной шестерни, найдены углы ее кручения в сечениях, проходящих через плоскости симметрии венцов сателлитов, и составлена система уравнений совместности перемещений элементов передачи. Выполнение водила с разной шириной перемычек способствует выравниванию нагрузок в зацеплениях колес, поэтому размеры перемычек были подобраны так, чтобы их деформация соответствовала деформации кручения солнечной шестерни и изгибу осей сателлитов. Отношение массы передачи к моменту на выходном валу определено из расчета внешнего зацепления на прочность. Установлено, что при числе рядов сателлитов, равном трем и более, коэффициент неравномерности распределения нагрузки в зацеплениях колес недопустимо велик. Использование предложенной конструкции водила и выбор его рациональных параметров позволяют минимизировать указанную неравномерность, уменьшить массу передачи, а следовательно, и ее себестоимость.

Ключевые слова: многорядная планетарная передача, распределение нагрузки, деформация кручения солнечной шестерни, отношение массы к моменту.



As the radial dimension of a planetary gear is limited, it is difficult to place bearings of the required capacity in the satellites, therefore such gears are usually arranged in multiple rows. However, the torsional deformation of the sun gear, having in this case a greater width, leads to uneven load distribution on the rows of satellites, thus reducing the effect of multi-row

transmission. In this regard, the study of load distribution in the engaged gears and the development of measures aimed at reducing its unevenness is relevant. Important issues to address are the extent of the impact of the gear parameters on load distribution in the rows of satellites, development of a rational design of the carrier, and optimization of the mechanism parameters. To determine the coefficient of uneven load distribution caused by the deformation of the sun gear, the angles of the gear torsion in the section passing through the plane of symmetry of the rims of satellites are determined, and a system of equations for simultaneity of displacements of the transfer elements is formulated. Having the carrier with bridges of different widths facilitates balancing the loads in the engaged gears, so the dimensions of the bridges are chosen so that their deformation is consistent with the torsional deformation of the sun gear and bending of the satellite axes. The ratio of the gearing mass to the torque on the output shaft is determined by performing the external gear strength analysis. It has been found that when the number of satellites is equal to three or more, the coefficient of uneven load distribution in the engaged gears is unacceptably high. By using the proposed design of the carrier and selecting its rational parameters, it is possible to minimize this unevenness, reduce the gearing mass, and consequently, reduce its cost.

Keywords: multi-row planetary gear, load distribution, torsional deformation of the sun gear, mass-to-torque ratio.

Планетарные механизмы с самоустанавливающимися звеньями широко распространены в технике благодаря близкому к равномерному распределению нагрузки в зацеплениях колес и высокой несущей способности [1]. Однако при ограниченном радиальном размере планетарной передачи сложно обеспечить самоустанавливаемость сателлита вследствие невозможности расположения в нем сферического подшипника требуемой грузоподъемности, а установка сателлита на цилиндрические или игольчатые ролики не позволяет исключить кромочный контакт и требует принятия специальных мер для выравнивания нагрузки [2–4]. Поэтому передачу с ограниченным радиальным размером целесообразно выполнять многорядной (рис. 1) [5, 6]. В этом случае нагрузка по ширине каждого венца сателлита распределяется практически равномерно, но имеет место неравномерность ее распределения по рядам. Причем большое отрицательное влияние на распределение нагрузки оказывает деформация кручения солнечной шестерни (рис. 2).

Улучшение условий работы планетарного механизма возможно при выполнении его неподвижного центрального колеса в виде ряда узких колес, сопрягаемых коническими поверхностями с аналогичными поверхностями фрикционных колец, которые позволяют узким колесам проворачиваться при большой нагрузке в рядах сателлитов [7]. Но такая конструкция сложна, нетехнологична и дает возможность выравнивать нагрузку только при определенном моменте на выходном валу. Выполнение же неподвижного центрального

колеса гибким в целях снижения неравномерности распределения нагрузки в зацеплениях может привести к ухудшению динамики передачи или преждевременному выходу ее из строя

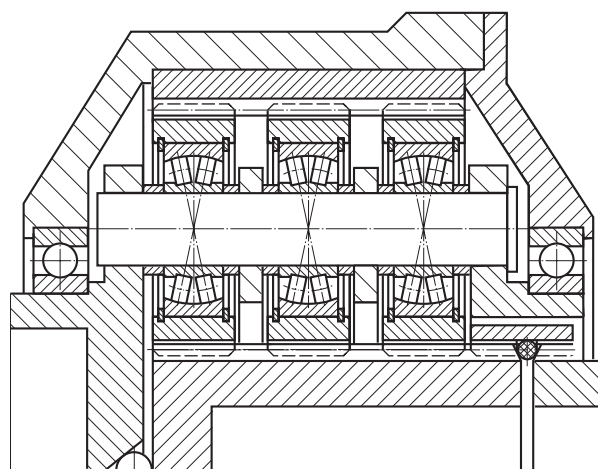


Рис. 1. Многорядная планетарная передача

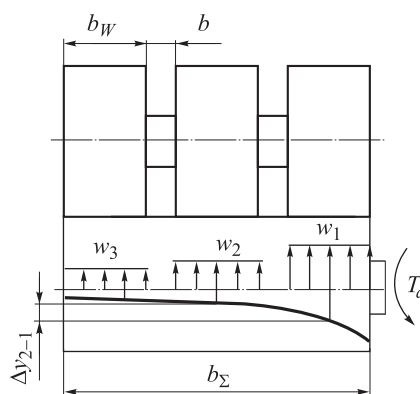


Рис. 2. Схема нагружения и деформации солнечной шестерни

вследствие поломки колеса [8]. Распределение нагрузки по сателлитам однорядного планетарного механизма исследовалось многими авторами [1, 5, 9].

Цель работы — установление зависимости коэффициента неравномерности распределения нагрузки по рядам сателлитов от параметров передачи и выработка рекомендаций по ее снижению и улучшению технико-экономических показателей привода без существенного усложнения его конструкции.

Учитывая ступенчатый характер распределения нагрузки в зацеплениях центральных колес с сателлитами (см. рис. 2), определим углы кручения солнечной шестерни в сечениях, проходящих через плоскости симметрии венцов сателлитов, относительно первого со стороны подвода момента сечения φ_{i-1} :

$$\left. \begin{aligned} I_{pa}G\varphi_{2-1} &= (T_a - w_1r_{ba}b_Wn_W)(b_W + b) + \\ &+ 0,125r_{ba}b_W^2n_W(w_1 - w_2); \\ I_{pa}G\varphi_{3-1} &= [2(T_a - w_1r_{ba}b_Wn_W) - w_2r_{ba}b_Wn_W] \times \\ &\times (b_W + b) + 0,125r_{ba}b_W^2n_W(w_1 - w_3); \\ I_{pa}G\varphi_{4-1} &= [3(T_a - w_1r_{ba}b_Wn_W) - 2w_2r_{ba}b_Wn_W - \\ &- w_3r_{ba}b_Wn_W](b_W + b) + 0,125r_{ba}b_W^2n_W(w_1 - w_4); \\ &\dots\dots\dots \end{aligned} \right\}$$

где I_{pa} — полярный момент инерции поперечного сечения солнечной шестерни; G — модуль упругости второго рода; T_a — момент на валу солнечной шестерни; w_N — погонная нагрузка в зацеплении солнечной шестерни с сателлитом в N -м ряду; r_{ba} — радиус основной окружности солнечной шестерни; b_W — ширина венца сателлита; n_W — число сателлитов в одном ряду; b — толщина щеки водила.

Тогда система уравнений совместности перемещений элементов зацепления может быть представлена в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} w_1 - w_2 &= 0,5C\Delta y_{2-1} = 0,5Cr_{ba}\varphi_{2-1}, \\ w_1 - w_3 &= 0,5C\Delta y_{3-1} = 0,5Cr_{ba}\varphi_{3-1}, \\ &\dots\dots\dots \\ w_1 - w_n &= 0,5C\Delta y_{n-1} = 0,5Cr_{ba}\varphi_{n-1}, \\ \sum_{N=1}^n w_N &= wn = \frac{T_a}{n_W b_W r_{ba}}, \end{aligned} \right\} (1)$$

где C — жесткость зацепления, $C \cong 0,075E$ [1] (E — модуль упругости первого рода); Δy_{N-1} — смещение зубьев солнечной шестерни в соответствующих ее сечениях (см. рис. 2); n — число рядов сателлитов; w — среднее значение погонной нагрузки.

Из уравнений (1) определяют составляющие нагрузки в зацеплениях колес, ее максимальное значение w_1 и коэффициент неравномерности распределения нагрузки по рядам сателлитов $K = w_1/w$.

На рис. 3 представлен график зависимости коэффициента неравномерности K от относительной ширины солнечной шестерни $B = b_\Sigma/d_a$ (b_Σ — ширина солнечной шестерни, $b_\Sigma = b_Wn + b(n-1)$; d_a — диаметр ее делительной окружности), числа рядов n сателлитов и числа сателлитов в ряду n_W (график соответствует сплошному сечению солнечной шестерни, $b/b_W = \bar{b} = 0,25$). Из рис. 3 следует, что при $B \geq 2,4$ и $n \geq 3$ коэффициент K превышает 1,5, что снижает эффект многопоточности передачи.

Для выравнивания нагрузки между рядами сателлитов следует использовать водило с разной шириной перемычек (рис. 4) [10], размеры которых в отдельных j -х рядах надо подобрать так, чтобы в результате их деформации разница перемещений осей сателлитов в средних частях соседних пролетов между щеками водила Δy_{0j} равнялась половине разницы перемещений зубьев солнечной шестерни в соответствующих ее сечениях:

$$\begin{aligned} \Delta y_{0j} &= 0,5r_{ba}[\varphi_{(j+1)} - \varphi_j] = \\ &= \frac{r_{ba}(b_W + b)}{2I_{pa}G}(T_a - n_W w r_{ba} b_W j). \end{aligned}$$

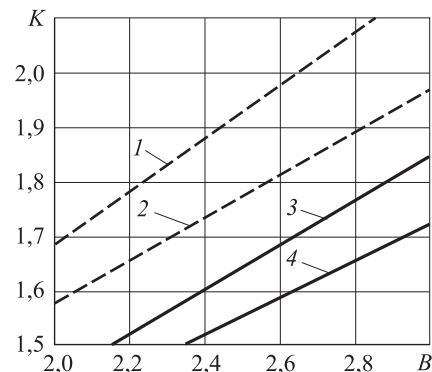


Рис. 3. Зависимость коэффициента неравномерности K от относительной ширины солнечной шестерни B , числа рядов n и числа сателлитов в ряду n_W :
 1 — $n = 4, n_W = 5$; 2 — $n = 3, n_W = 5$; 3 — $n = 4, n_W = 3$;
 4 — $n = 3, n_W = 3$

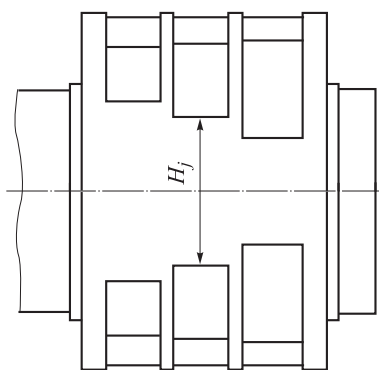


Рис. 4. Рациональная конструкция водила многорядной планетарной передачи

Увязав перемещение осей сателлитов с перемещениями перемычек водила и выразив их через податливости δ_0, δ_{hj} указанных элементов передачи и через реакции последних на действие сил со стороны сателлитов, получим

$$\delta_0 F_t \left[\frac{j-0,5}{1 + \frac{\delta_0}{\delta_{hj}} \left(\frac{a_h}{a_w}\right)^2} + \frac{j+0,5}{1 + \frac{\delta_0}{\delta_{h(j+1)}} \left(\frac{a_h}{a_w}\right)^2} \right] = (b_w + b) \frac{2(1+\mu)n_{ba}}{I_{pa}E} (T_a - n_w w r_{ba} j b_w). \quad (2)$$

Здесь $F_t = 2w \cos \alpha_w$; a_h — радиус окружности центров тяжести поперечных сечений перемычек водила; μ — коэффициент Пуассона; $T_a = w n_{ba} b_w n_w n$;

$$\delta_0 = \frac{l}{E} \left[\frac{l^2}{12I_0} + \frac{2,2(1+\mu)}{S_0} \right];$$

$$\delta_{hj} = \frac{l}{E} \left[\frac{l^2}{12I_{hj}} + \frac{2,4(1+\mu)}{S_{hj}} \right],$$

где l — длина пролета между щеками водила, $l \cong b_w$; I_0, I_{hj} и S_0, S_{hj} — осевые моменты инерции и площади поперечных сечений соответственно осей сателлитов и перемычек (ось — сплошная диаметром d , перемычка — прямоугольная шириной H_j и толщиной h); α_w — угол зацепления колес.

В таблице приведены значения отношения ширины перемычек в рядах H_j , начиная с ряда, расположенного со стороны подвода момента к шестерне, к ширине наиболее жесткой перемычки H_{max} , расположенной со стороны снятия момента с водила. Указанные относительные размеры перемычек рассчитаны по уравнению (2) при параметрах передачи, выраженных через модуль зацепления m , число зубьев шестерни z_a и сателлита z_g , передаточное отношение механизма i : $d_a = z_a m = 18m$; $b = 0,25b_w$; $h = d = 0,5b_w$; $a_h = 0,5[d_a(i-1) - 2,5m - h]$; $n_w = 3$; $H_{max} = [2\pi a_h / n_w - m(z_g + 1)]$.

Распределение относительной ширины перемычки водила H_j/H_{max} по рядам сателлитов

i	H_j/H_{max}						
	n = 4, B = 4				n = 3, B = 3		
	Номер ряда						
	1	2	3	4	1	2	3
4	0	0,25	0,98	1,00	0	0,47	1,00
6	0	0,12	0,43	0,43	0	0,22	0,46
10	0	0,06	0,19	0,19	0	0,10	0,21

Из данных таблицы следует, что для обеспечения распределения нагрузки по рядам сателлитов, близкого к равномерному, при большой относительной ширине солнечной шестерни ($B \geq 3$) связь первой щеки со второй следует осуществлять только посредством осей сателлитов.

Важнейшими технико-экономическими показателями передачи являются ее коэффициент полезного действия η и относительная масса M (отношение массы к моменту на выходном валу). Первый из них, как показывают многочисленные исследования [1, 11], имеет достаточно высокое значение (95...99 %), а второй определяют из расчета внешнего зацепления колес на контактную прочность, лимитирующую нагрузочную способность привода. Для этого размеры зубчатых колес выражают через диаметр и ширину солнечной шестерни, а последние — через момент на выходном валу. Таким образом, получена следующая приближенная зависимость:

Важнейшими технико-экономическими показателями передачи являются ее коэффициент полезного действия η и относительная масса M (отношение массы к моменту на выходном валу). Первый из них, как показывают многочисленные исследования [1, 11], имеет достаточно высокое значение (95...99 %), а второй определяют из расчета внешнего зацепления колес на контактную прочность, лимитирующую нагрузочную способность привода. Для этого размеры зубчатых колес выражают через диаметр и ширину солнечной шестерни, а последние — через момент на выходном валу. Таким образом, получена следующая приближенная зависимость:

$$M = \frac{\rho K E}{\eta (\sigma_{HP} / 0,418)^2 n n_w (i-2) \sin \alpha_w} \times \{ 8\bar{t}(i-1)^2 [\bar{b}(n+1) + n + 0,25] + k_a [\bar{b}(n-1) + n] + k_g n n_w (0,5i-1)^2 + \bar{b}(n+1)(0,5i)^2 \},$$

где ρ — плотность материала колес; \bar{t} — отношение толщины обода неподвижного колеса, корпуса и крышек передачи к диаметру колеса; \bar{b} — отношение толщины щеки водила к ширине венца сателлита; k_a и k_g — коэффициент заполнения солнечной шестерни и сателлита; σ_{HP} — допустимое контактное напряжение через зубьев.

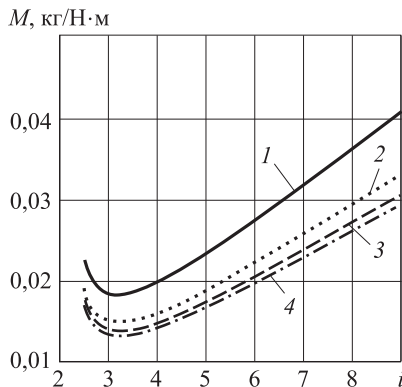


Рис. 5. Зависимость относительной массы M трехсателлитной передачи от ее передаточного отношения i при различном числе рядов сателлитов: 1 — $n = 1$; 2 — $n = 2$; 3 — $n = 3$; 4 — $n = 4$

На рис. 5 приведен график зависимости относительной массы M передачи от передаточного отношения и числа рядов сателлитов при равномерном распределении нагрузки в зацеплениях колес ($K = 1$); $t = 0,06$; $k_g = 0,7$; $k_a = 1$; $\bar{b} = 0,25$; $\sigma_{HP} = 600$ МПа; $\rho = 7800$ кг/м³; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $\eta = 0,95$; $\alpha_w = 20^\circ$; $n_w = 3$. Из рис. 5 следует, что минимальное значение относительной массы имеет место при $i \approx 3,5$. Причем с ростом числа рядов сателлитов, а следовательно, и относительной ширины передачи при прочих равных условиях массогабаритные показатели механизма улучшаются, что положительно сказывается на его себестоимости. При отсутствии мер, направленных на выравнивание нагрузки в зацеплениях колес, относительная масса передачи пропорциональна коэффициенту неравномерности.

Литература

- [1] Плеханов Ф.И. *Зубчатые планетарные передачи. Типы, основы кинематики, геометрии и расчета на прочность*. Ижевск, Удмуртия, 2003. 200 с.
- [2] Тимофеев Г.А., Самойлова М.В. Силовой расчет комбинированного планетарно-волнового механизма с генератором волн внешнего деформирования. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2010, № 4, с. 17–22.
- [3] Talbot D., Li.S., Kahraman A. Prediction of mechanical power loss of planet gear roller bearings under combined radial and moment loading. *Journal of mechanical design*, 2013, vol. 135, is. 12, article no. 121007.
- [4] Kissling U., Dinner H. A procedure to determine the optimum flank line modification for planetary gear configurations. *International gear conference, 26–24 august 2014, France, Lyon-Villeurbanne*, pp. 65–76.
- [5] Решетов Л.Н. *Самоустанавливающиеся механизмы. Справочник*. Москва, Машиностроение, 1991. 288 с.
- [6] Плеханов Ф.И., Тонких А.С., Вычужанина Е.Ф. Особенности проектирования и технико-экономические показатели планетарных передач буровых установок. *Нефтяное хозяйство*, 2015, № 6, с. 44–46.

Приведенные зависимости позволяют подобрать рациональные значения параметров планетарной передачи, обеспечивающие близкое к равномерному распределению нагрузки в зацеплениях колес, а следовательно, высокую нагрузочную способность механизма при хороших массогабаритных показателях и высоком коэффициенте полезного действия.

Выводы

1. При числе рядов сателлитов не менее трех и отношении ширины солнечной шестерни к ее делительному диаметру не менее 2,4 коэффициент неравномерности распределения нагрузки по рядам, вызванной деформацией кручения шестерни, превышает 1,5.

2. С возрастанием числа рядов сателлитов при заданном отношении ширины солнечной шестерни к ее диаметру коэффициент неравномерности распределения нагрузки по рядам возрастает.

3. Выполнение водила многорядной планетарной передачи с разной шириной перемычек и выбор рациональных параметров механизма позволяют обеспечить близкое к равномерному распределению нагрузки по рядам его сателлитов.

4. Отношение массы планетарной передачи к моменту на ее выходном валу уменьшается с увеличением числа рядов сателлитов, что при прочих равных условиях снижает себестоимость планетарного механизма.

- [7] Волков Г.Ю., Ратманов Э.В., Курасов Д.А. Адаптивная система коррекции погрешностей наклона зубьев в зубчатых передачах. *Вестник машиностроения*, 2013, № 3, с. 14–16.
- [8] Parker R., Wu X. Parametric instability of planetary gears with elastic continuum ring gears. *Journal of vibration and acoustics*, 2012, vol. 134, is. 4, article no. 041011.
- [9] Boduski B., Kahraman A., Nishino T. A new method to measure planet load sharing and sun gear radial orbits of planetary gear sets. *Journal of mechanical design*, 2012, vol. 134, is. 7, article no. 071002.
- [10] Плеханов Ф.И., Плеханов А.Д. *Многорядная планетарная передача*. Пат. 2581222 РФ, МПК F16H 1/32, 2015, Бюл. № 30.
- [11] Talbot D., Kahraman A., Singh A. An experimental investigation of the efficiency of planetary gear sets. *Journal of mechanical design*, 2012, vol. 134, is. 2, article no. 021003.

References

- [1] Plekhanov F.I. *Zubchatye planetarnye peredachi. Tipy, osnovy kinematiki, geometrii i rascheta na prochnost'* [Planetary gear transmission. Types, basics of kinematics, geometry and strength calculation]. Izhevsk, Udmurtiia publ., 2003. 200 p.
- [2] Timofeev G.A., Samoilova M.V. Silovoi raschet kombinirovannogo planetarno-volnovogo mekhanizma s generatorom voln vneshnego de-formirovaniia [Stress analysis of Combined Planetary-Wave Gear with Generator of Waves of External Deformation]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering]. 2010, no. 4, pp. 17–22.
- [3] Talbot D., Li.S., Kahraman A. Prediction of mechanical power loss of planet gear roller bearings under combined radial and moment loading. *Journal of mechanical design*, 2013, vol. 135, is. 12, article no. 121007.
- [4] Kissling U., Dinner H. A procedure to determine the optimum flank line modification for planetary gear configurations. *International gear conference, 26–24 august 2014*, France, Lyon –Villeurbanne, pp. 65–76.
- [5] Reshetov L.N. *Samoustanavlivaiushchiesia mekhanizmy. Spravochnik* [Aligning mechanisms. Directory]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1991. 288 p.
- [6] Plekhanov F.I., Tonkikh A.S., Vychuzhanina E.F. Osobennosti proektirovaniia i tekhniko-ekonomicheskie pokazateli planetarnykh peredach burovykh ustanovok [Planetary gear rigs: design features and technical-economic indicators]. *Neftianoe khoziaistvo* [Oil Industry]. 2015, no. 6, pp. 44–46.
- [7] Volkov G.Iu., Ratmanov E.V., Kurasov D.A. Adaptivnaia sistema korrektsii pogreshnostei naklona zub'ev v zubchatykh peredachakh [Self-organizing system of adjustment of inclination teeth error in gear units]. *Vestnik mashinostroeniia* [Russian Engineering Research]. 2013, no. 3, pp. 14–16.
- [8] Parker R., Wu X. Parametric instability of planetary gears with elastic continuum ring gears. *Journal of vibration and acoustics*, 2012, vol. 134, is. 4, article no. 041011.
- [9] Boduski B., Kahraman A., Nishino T. A new method to measure planet load sharing and sun gear radial orbits of planetary gear sets. *Journal of mechanical design*, 2012, vol. 134, is. 7, article no. 071002.
- [10] Plekhanov F.I., Plekhanov A.D. *Mnogoriadnaia planetarnaia peredacha* [Multiple-row epicyclic gear]. Patent RF no. 2581222, 2015.
- [11] Talbot D., Kahraman A., Singh A. An experimental investigation of the efficiency of planetary gear sets. *Journal of mechanical design*, 2012, vol. 134, is. 2, article no. 021003.

Информация об авторах

ПЛЕХАНОВ Федор Иванович (Ижевск) — доктор технических наук, профессор кафедры «Промышленное и гражданское строительство». ФГБОУ ВО «Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова» (426069, Ижевск, Удмуртская республика, Российская Федерация, Студенческая ул., д. 7, e-mail: fplehanov@list.ru).

ВЫЧУЖАНИНА Елена Федоровна (Ижевск) — кандидат экономических наук, доцент кафедры «Менеджмент». ФГБОУ ВО «Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова» (426069, Ижевск, Удмуртская республика, Российская Федерация, Студенческая ул., д. 7, e-mail: 11041995@list.ru).

СУНЦОВ Александр Сергеевич (Ижевск) — аспирант кафедры «Промышленное и гражданское строительство». ФГБОУ ВО «Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова» (426069, Ижевск, Удмуртская республика, Российская Федерация, Студенческая ул., д. 7, e-mail: Alexandrsun4009@gmail.com).

Information about the authors

PLEKHANOV Fyodor Ivanovich (Izhevsk) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Industrial and Civil Engineering. Federal State Budget Educational Institution of Higher Education Kalashnikov Izhevsk State Technical University (426069, Izhevsk, Udmurt Republic, Russian Federation, Studencheskaya St., Bldg. 7, e-mail: fplehanov@list.ru).

VYCHUZHANINA Elena Fyodorovna (Izhevsk) — Candidate of Science (Economics), Associate Professor, Department of Management. Federal State Budget Educational Institution of Higher Education Kalashnikov Izhevsk State Technical University (426069, Izhevsk, Udmurt Republic, Russian Federation, Studencheskaya St., Bldg. 7, e-mail: 11041995@list.ru).

SUNTSOV Aleksandr Sergeevich (Izhevsk) — Postgraduate, Department of Industrial and Civil Engineering. Federal State Budget Educational Institution of Higher Education Kalashnikov Izhevsk State Technical University (426069, Izhevsk, Udmurt Republic, Russian Federation, Studencheskaya St., Bldg. 7, e-mail: Alexandrsun4009@gmail.com).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышло в свет 2-е издание учебника
Э.А. Гладкова, В.Н. Бродягина, Р.А. Перковского

«Автоматизация сварочных процессов»

Приведено описание основных элементов автоматизации сварочных установок. Даны принципы построения и примеры реализации современных систем управления оборудованием и процессами дуговой, контактной и электронно-лучевой сварки. Рассмотрены системы управления пространственным положением источника нагрева относительно линии стыка, автоматизированные комплексы с микроконтроллерами и ЭВМ для управления качеством сварного соединения, а также проблемы роботизации дуговой и контактной сварки.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru