

УДК 621.83.06

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ МЕЖДУ ЗВЕНЬЯМИ ПЛАНЕТАРНОЙ ТОРОВОЙ ВИНТОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

А. П. ПРУДНИКОВ, А. Д. БОДУНОВА

*Межгосударственное образовательное учреждение
высшего образования «Белорусско-Российский
университет», г. Могилев, Республика Беларусь*

Преимуществами планетарной торовой винтовой передачи являются широкий диапазон передаточных отношений и высокая нагрузочная способность при малых габаритных размерах. Для снижения массогабаритных параметров передачи и повышения ее энергоэффективности необходимо проанализировать распределение сил между звеньями планетарной торовой винтовой передачи. На основе проведенного исследования разработана математическая модель для определения сил, действующих в передаче. Проанализированы факторы, влияющие на величины этих сил и коэффициент полезного действия. Определена зависимость коэффициента полезного действия передачи от угла поворота составного ролика. Выполненное моделирование позволило установить параметры планетарной торовой винтовой передачи, обеспечивающие высокий коэффициент полезного действия и малую удельную массу передачи.

Ключевые слова: механическая передача, составной ролик, силовой анализ.

DISTRIBUTION OF FORCES BETWEEN UNITS PLANETARY TORUS SCREW GEAR

A.P. PRUDNIKOV, A.D. BODUNOVA

*State Institution of Higher Professional Education
«Belarusian-Russian University», Mogilev,
Republic of Belarus*

The advantages of planetary torus screw transmission are a wide range of gear ratios and high load capacity with small overall dimensions. In order to reduce the weight and size parameters of the transmission and increase its energy efficiency, it is necessary to analyze the distribution of forces between the units of the planetary torus screw transmission. Based on the research, a mathematical model was developed to determine the forces acting in the transmission. The article analyzes the factors influencing the values of these forces and the efficiency factor. Dependence of gear efficiency on rotation angle of composite roller is determined. The simulation made it possible to establish the parameters of the planetary torus screw transmission, which provide a high efficiency and a low specific mass of the transmission.

Keywords: mechanical transmission, composite roller, force analysis.

Введение

Областью применения планетарной торовой винтовой передачи [1] являются приводные системы, для которых необходим редуцирующий узел с большим передаточным отношением, встраиваемый в малые габаритные размеры, а именно, мехатронные модули, роботы, мотор-редукторы, механизированные приспособления.

Для выполнения требования малых массогабаритных параметров при высокой нагрузочной способности необходимо проанализировать распределение сил между звеньями планетарной торовой винтовой передачи, определить факторы, влияющие на величины этих сил и коэффициент полезного действия передачи. Проведенный анализ позволит установить конструктивные и геометрические параметры передачи, обеспечивающие высокий КПД и малую удельную массу передачи.

Математическая модель для силового анализа

С целью силового анализа передачи разработана математическая модель, описывающая силы, действующие на составной ролик (наиболее нагруженное звено), передающий нагрузку между звеньями передачи. Для упрощения математической модели не учитывались силы тяжести (вследствие малых габаритов передачи их влияние незначительно). Схема сил, действующих на составной ролик, передающий нагрузку, представлена на рис. 1.

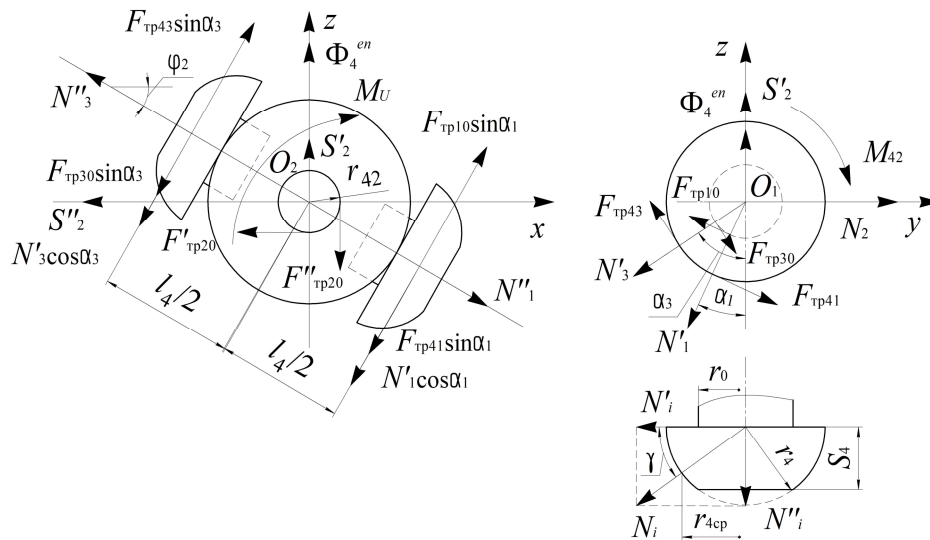


Рис. 1. Схема действующих на составной ролик сил

Угол γ отклонения реакции N_i , возникающей при взаимодействии пальца составного ролика с беговой дорожкой, от плоскости перпендикулярной оси вращения пальца [2] определяется как: $\gamma = \text{atg}(S_4 / 2r_{4cp})$, где S_4 – высота части пальца, контактирующей с беговой дорожкой, м; r_{4cp} – радиус наружной поверхности пальца, на котором располагается середина линии контакта с беговой дорожкой, м.

Уравнения для математической модели выводились на базе метода кинестатики. При этом учитывались заданная внешняя нагрузка (вращающий момент на ведомом валу), реакции связи и силы инерции, действующие на составной ролик. Для упрощения математической модели рассматривались силы трения, возникающие при взаимодействии составного ролика с ведомым валом, пальцев составного ролика с беговыми дорожками, пальцев с самим роликом.

Рассмотрим систему уравнений винтовой линии в декартовых координатах более технологичной радиальной компоновки передачи [3]:

$$\begin{cases} \rho = r + h\theta; \\ x_p = \rho \cos \theta; \\ y_p = \rho \sin \theta; \\ z_p = \sqrt{R_r^2 - (R_r - (\rho - r))^2}, \end{cases} \quad (1)$$

где ρ – радиальная координата (рис. 2), м; r – начальный радиус винтовой линии (Архимедовой спирали), м; h – шаг винтовой линии, м; θ – центральный угол (угловая координата), рад; R_r – радиус образующей окружности торовой поверхности, м.

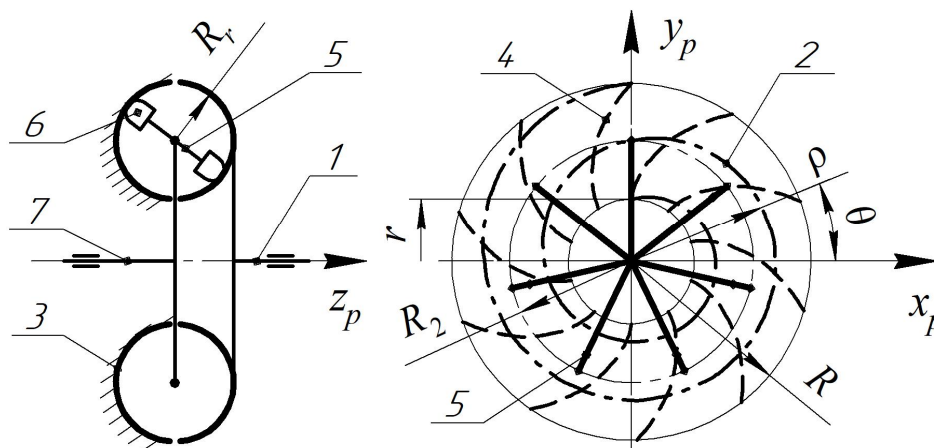


Рис. 2. Схема планетарной торовой винтовой передачи:
 1 – ведущий вал; 2, 4 – беговые дорожки; 3 – зафиксированное звено;
 5 – составной ролик; 6 – палец составного ролика; 7 – ведомый вал

При построении винтовой линии для ведущего звена центральный угол θ_1 изменяется в диапазоне от 0 до $2\pi Z_1$, где Z_1 – число витков винтовой линии, образующей беговую дорожку на ведущем звене. Шаг винтовой линии при этом определяется по формуле

$$h = \frac{R - r}{Z_1 2\pi}, \tag{2}$$

где R – конечный радиус винтовой линии, м.

При построении винтовой линии для заторможенного звена центральный угол θ_3 изменяется в диапазоне от 0 до $2\pi Z_3$, где Z_3 – число канавок, представляющих собой часть винтовой линии, и образующих беговые дорожки на заторможенном звене. Шаг винтовой линии при этом определяется по формуле

$$h = \frac{(R - r)Z_3}{2\pi}. \tag{3}$$

Углы подъема кривых, образующих беговые дорожки, определяются через отношение производных уравнений координат x_p и y_p этих кривых для ведущего и заторможенного звеньев передачи. Ниже приведены зависимости для определения углов подъема кривых, образующих соответствующие беговые дорожки:

$$\alpha_1 = \arctan \left(\frac{\frac{dx_p}{d\theta_1}}{\frac{dy_p}{d\theta_1}} \right); \tag{4}$$

$$\alpha_3 = \arctan \left(\frac{\frac{dx_p}{d\theta_3}}{\frac{dy_p}{d\theta_3}} \right). \tag{5}$$

Воздействие сил инерции на составной ролик учитывается посредством центробежной силы инерции, создаваемой при вращении ролика относительно оси вращения ведомого вала, и момента сил инерции, возникающего при совершении роликом вращательного движения относительно своей оси вращения. Момент сил инерции, действующий на составной ролик, определяется по формуле

$$M_U = \frac{m_4 l_4^2 \varepsilon_4}{2}, \quad (6)$$

где m_4 – масса составного ролика, м; l_4 – длина составного ролика (рис. 1), м; ε_4 – угловое ускорение составного ролика относительно своей оси вращения, рад/с².

Центробежная сила инерции, действующая на составной ролик, определяется по формуле, приведенной в [2]: $\Phi_4^{en} = m_4 \omega_2^2 R_2$, где ω_2 – угловая скорость вращения ведомого вала, с⁻¹; R_2 – расстояние от оси вращения передачи до центра образующей окружности торовой поверхности, м (рис. 2).

Угловые скорость и ускорение, возникающие при вращении ролика относительно своей оси, определяются по следующим зависимостям:

$$\omega_4 = \frac{2 \cdot \sqrt{\left(\frac{dz_p}{d\theta_1}\right)^2 + \left(\frac{dy_p}{d\theta_1}\right)^2}}{l_4}; \quad (7)$$

$$\varepsilon_4 = \frac{2 \cdot \sqrt{\left(\frac{d^2 z_p}{d\theta_1^2}\right)^2 + \left(\frac{d^2 y_p}{d\theta_1^2}\right)^2}}{l_4}. \quad (8)$$

Для нахождения неизвестных составляются уравнения проекций сил на соответствующие оси и суммы моментов относительно центров O_1 и O_2 (рис. 1):

$$\sum x = 0: N_1'' \cos \varphi_2 - N_1' \cos \alpha \sin \varphi_2 - F_{\text{тр}41} \sin \alpha_1 \sin \varphi_2 + F_{\text{тр}10} \sin \alpha_1 \sin \varphi_2 - N_3'' \times \\ \times \cos \varphi_2 - N_1' \cos \alpha \sin \varphi_2 + F_{\text{тр}43} \sin \alpha_3 \sin \varphi_2 - F_{\text{тр}30} \sin \alpha_3 \sin \varphi_2 - F'_{\text{тр}20} - S_2'' = 0; \quad (9)$$

$$\sum y = 0: -N_1 \sin \alpha_1 + F_{\text{тр}41} \cos \alpha_1 - N_3' \sin \alpha_3 - F_{\text{тр}43} \cos \alpha_3 + F_{\text{тр}30} \times \\ \times \cos \alpha_3 + N_2 - F_{\text{тр}10} \cos \alpha_1 = 0; \quad (10)$$

$$\sum z = 0: -N_1' \sin \varphi_2 - N_1' \cos \alpha_1 \cos \varphi_2 - F_{\text{тр}41} \sin \alpha_1 \cos \varphi_2 + F_{\text{тр}10} \sin \alpha_1 \cos \varphi_2 + \\ + N_3'' \sin \varphi_2 - N_3' \cos \alpha_3 \cos \varphi_2 + F_{\text{тр}43} \sin \alpha_3 \cos \varphi_2 - F_{\text{тр}30} \sin \alpha_3 \cos \varphi_2 - \\ - F''_{\text{тр}20} + S_2' + \Phi_4^{en} = 0; \quad (11)$$

$$\sum M_{O_1} = 0: -F_{\text{тр}41} r_{4\text{cp}} + F_{\text{тр}10} r_0 + F_{\text{тр}43} r_{4\text{cp}} - F_{\text{тр}30} r_0 + M_{42} = 0; \quad (12)$$

$$\sum M_{O_2} = 0: N_1' \cos \alpha_1 \frac{l_4}{2} + F_{\text{тр}41} \sin \alpha_1 \frac{l_4}{2} - F_{\text{тр}10} \sin \alpha_1 \frac{l_4}{2} - N_3' \cos \alpha_3 \frac{l_4}{2} + \\ + F_{\text{тр}43} \sin \alpha_3 \frac{l_4}{2} - F_{\text{тр}30} \sin \alpha_3 \frac{l_4}{2} + F'_{\text{тр}20} r_{42} + F''_{\text{тр}20} r_{42} + M_U = 0, \quad (13)$$

где N_1, N_3, N_2 – реакции, действующие на составной ролик со стороны соответствующей беговой дорожки и ведомого вала, Н; φ_2 – угол поворота составного ролика относительно своей оси вращения, рад; $F_{\text{тр}41}, F_{\text{тр}43}$ – силы трения качения, возникающие при взаимодействии пальца составного ролика с соответствующей беговой дорожкой, Н; $F_{\text{тр}10}, F_{\text{тр}30}$ – силы трения скольжения, возникающие в месте установки пальца в составном ролике, Н; $F_{\text{тр}20}, F'_{\text{тр}20}$ – силы трения скольжения, создаваемые в месте установки составного ролика на ведомом валу, Н; S'_2, S''_2, M_{42} – составляющие реакции на составной ролик со стороны ведомого вала, Н; r_0 – радиус цилиндрической поверхности цапфы пальца, посредством которой он устанавливается в составном ролике, м; r_{42} – радиус цилиндрической поверхности цапф составного ролика, с помощью которых он установлен на ведомом валу, м.

Для решения системы уравнений (9)–(13) матричным методом [4, с. 120] представим их в следующем виде:

$$\sum x = 0: N_1[\sin \gamma \cos \varphi_2 + \sin \varphi_2(-\cos \gamma \cos \alpha_1 - \delta_r \sin \alpha_1 + \delta_c \sin \alpha_1)] + N_3[-\sin \gamma \cos \varphi_2 + \sin \varphi_2(\cos \gamma \cos \alpha_3 + \delta_r \sin \alpha_3 - \delta_c \sin \alpha_3)] - S'_2 \delta_c - S''_2 = 0; \quad (14)$$

$$\sum y = 0: N_1(-\cos \gamma \sin \alpha_1 + \delta_r \cos \alpha_1 - \delta_c \cos \alpha_1) + N_3(-\cos \gamma \sin \alpha_3 - \delta_r \cos \alpha_3 + \delta_c \cos \alpha_3) = -\frac{M_2}{n_p R_2}; \quad (15)$$

$$\sum z = 0: N_1[-\sin \gamma \sin \varphi_2 + \cos \varphi_2(-\cos \gamma \cos \alpha_1 - \delta_r \sin \alpha_1 + \delta_c \sin \alpha_1)] + N_3[-\sin \gamma \sin \varphi_2 + \cos \varphi_2(-\cos \gamma \cos \alpha_3 + \delta_r \sin \alpha_3 - \delta_c \sin \alpha_3)] + S'_2 - S''_2 \delta_c = -\Phi_4^{en}; \quad (16)$$

$$\sum M_{O_1} = 0: N_1(-\delta_r r_{4cp} + \delta_c r_0) + N_3(\delta_r r_{4cp} - \delta_c r_0) + M_{42} = 0; \quad (17)$$

$$\sum M_{O_2} = 0: N_1 \frac{l_4}{2} (\cos \gamma \cos \alpha_1 + \delta_r \sin \alpha_1 - \delta_c \sin \alpha_1) + N_3 \frac{l_4}{2} \times (-\cos \gamma \cos \alpha_3 + \delta_r \sin \alpha_3 - \delta_c \sin \alpha_3) + (S'_2 + S''_2) \delta_c r_{42} = -M_U, \quad (18)$$

где δ_c – коэффициент трения скольжения; δ_r – коэффициент трения качения; M_2 – вращающий момент на ведомом валу, Н · м; n_p – число составных роликов.

При решении системы уравнений матричным методом (с помощью обратной матрицы) вводятся матрицы на базе системы уравнений (14)–(18): X – матрица неизвестных переменных; A – матрица коэффициентов при неизвестных переменных; B – матрица свободных членов. Соответственно, решение системы уравнений матричным методом выполняется в виде

$$X = A^{-1}B. \quad (19)$$

Вращающий момент на ведущем валу определяют по формуле

$$M_1 = n_p N_1 \cos \gamma \sin \alpha_1 R_2. \quad (20)$$

Коэффициент полезного действия передачи вычисляется как $\eta = M_2 / (M_1 u)$, где u – передаточное число.

С помощью полученной математической модели, представленной системой уравнений (14)–(18), определим силы, действующие на составной ролик, и теоретический КПД планетарной торовой винтовой передачи.

В качестве исходных данных принимаем момент на ведомом валу $M_2 = 150 \text{ Н} \cdot \text{м}$; число витков винтовой линии для соответствующих беговых дорожек $Z_1 = 4$; $Z_2 = 12$; $u = 48$; $n_p = 7$; $R_2 = 25 \text{ мм}$; $N_2 = 857,14 \text{ Н}$; $l_4 = 28 \text{ мм}$; $r_{4\text{сп}} = 5 \text{ мм}$; $r_0 = 3,5 \text{ мм}$; $r_{42} = 5 \text{ мм}$; $m_4 = 0,075 \text{ кг}$; $\delta_r = 0,002$; $\delta_c = 0,05$; $\varphi_2 = 54^\circ$.

По форме наружной поверхности пальцы составных роликов, взаимодействующие с беговыми дорожками, могут быть цилиндрическими и сферическими [3]. С точки зрения технологичности изготовления (беговые дорожки нарезаются сферической фрезой) рациональной является сферическая форма поверхности указанных элементов составных роликов.

Для сферической формы пальцев составных роликов получены следующие результаты расчета сил: $N_1 = 272,53 \text{ Н}$; $N_3 = 1184,17 \text{ Н}$; $S'_2 = 340,8 \text{ Н}$; $S''_2 = 654,75 \text{ Н}$; $M_{42} = 0,09 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $M_1 = 4,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $\eta = 0,78$.

Полученные результаты показывают, что максимальные нагрузки действуют на составной ролик со стороны зафиксированного звена, КПД передачи соответствует однозаходным червячным редукторам [5]. Анализ математической модели, представленной системой уравнений (14)–(18), позволил установить, что размеры составного ролика на КПД передачи влияют незначительно.

В случае цилиндрической формы поверхности пальцев угол γ в полученной математической модели равен нулю. При принятых выше исходных параметрах получаются следующие результаты: $N_1 = 160,61 \text{ Н}$; $N_3 = 844,47 \text{ Н}$; $S'_2 = 172,42 \text{ Н}$; $S''_2 = 263,85 \text{ Н}$; $M_{42} = 0,06 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $M_1 = 3,33 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $\eta = 0,936$.

Как видно из полученных результатов, КПД вырос на 15,6 % и значительно снизились нагрузки, действующие на составной ролик и узлы передачи. Уменьшение нагрузок в процентном соотношении приведено на диаграмме (рис. 3).

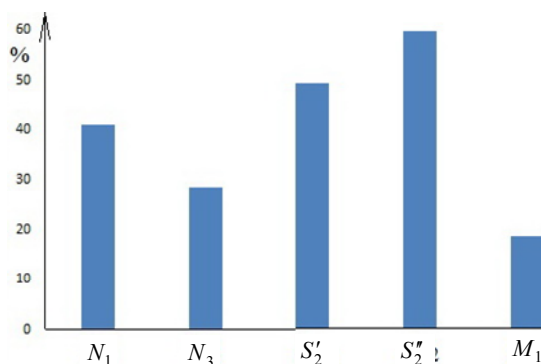


Рис. 3. Уменьшение сил, действующих на составной ролик, в случае цилиндрической формы пальцев поверхности по сравнению со сферической

Проанализируем КПД (рис. 4) в зависимости от угла поворота составного ролика с пальцами со сферической наружной поверхностью.

График, на котором изображена зависимость КПД передачи от 1/4 части поворота ролика, показывает, что минимальные значения КПД возникают при нахождении

пальцев составного ролика в крайних положениях беговых дорожек, а максимальное – на середине участка беговой дорожки, что соответствует полученным ранее результатам при компьютерном моделировании [6]. Соответственно, для повышения КПД передачи и снижения сил, действующих на составной ролик, необходимо увеличивать число пальцев на составном ролике.

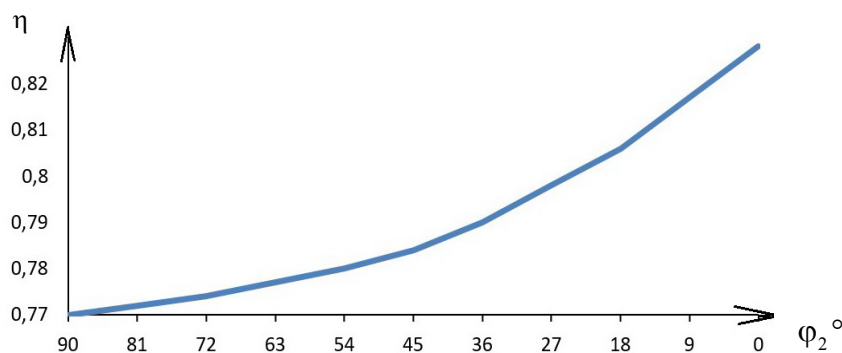


Рис. 4. КПД передачи в зависимости от угла поворота составного ролика

Вычислительный эксперимент для силового анализа передачи

Посредством компьютерного моделирования в САЕ-системе NX для подтверждения адекватности разработанной математической модели определим и проанализируем нагрузки на звенья и КПД торовой винтовой передачи в зависимости от трех факторов: 1 фактор – сферическая форма наружной поверхности пальцев для случая двух пальцев в каждом составном ролике; 2 фактор – цилиндрическая форма наружной поверхности пальцев для случая двух пальцев в каждом составном ролике; 3 фактор – цилиндрическая форма наружной поверхности пальцев для случая четырех пальцев в каждом составном ролике.

Зададим граничные условия для расчета исследуемой передачи:

- геометрические параметры передачи примем аналогичными заданным при анализе математической модели: $Z_1 = 4$; $Z_2 = 12$; $u = 48$; $n_p = 7$; $R_2 = 25$ мм; радиус образующей окружности для торовой поверхности – 12,5 мм; $l_4 = 28$ мм; $r_{4cp} = 5$ мм; $r_0 = 3,5$ мм; $r_{42} = 5$ мм; радиус фрезы для нарезания беговых дорожек – 5,5 мм;

- вращающий момент на ведомом звене $M_2 = 150$ Н · м; заторможенное звено зафиксировано; для остальных звеньев задана возможность вращения относительно своих осей; время эксперимента соответствует одному повороту ведущего звена;

- параметры трения: статический – 0,08; динамический – 0,05; скорость статического трения – 0,1 мм/с; скорость сдвига – 10 мм/с (по рекомендациям Siemens PLM Software для задания свойств материалов при моделировании 3D-контактов).

В результате получим графики изменения вращающего момента на ведущем валу в зависимости от рассматриваемых факторов, которые приведены на рис. 5.

Выполним проверку полученных данных для отсеивания возможных ошибок, вызванных наличием неконтролируемых параметров (например, неточностями в модели беговой дорожки, которая образуется путем вычитания из 3D-модели звена передачи большого количества сфер заданного радиуса, расположенных вдоль кривой, являющейся образующей для беговой дорожки).

Результаты эксперимента, выходящие за пределы доверительного интервала $\Delta_{\text{дов}}$, определяемого по формуле [7, с. 47], принимают в качестве отсеиваемых ошибок:

$$\Delta_{\text{дов}} = kS, \quad (21)$$

где k – квантиль распределения Стьюдента; S – среднее квадратическое отклонение выборки.

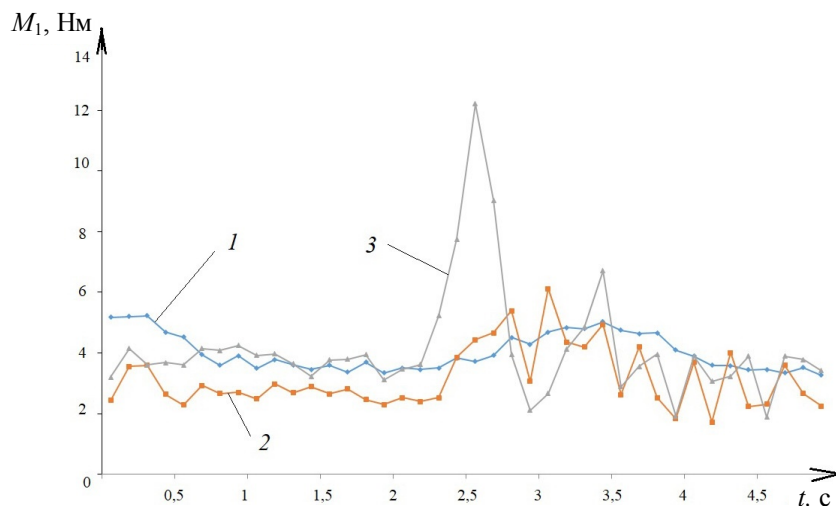


Рис. 5. Графики изменения вращающего момента на ведущем валу в зависимости от рассматриваемых факторов:
1 – первый фактор; 2 – второй фактор; 3 – третий фактор

Максимальные и минимальные значения, ограничивающие поле рассеивания, определяются с учетом формулы (21):

$$[y_{\min}; y_{\max}] = [\bar{y} - \Delta_{\text{дов}}; \bar{y} + \Delta_{\text{дов}}], \quad (22)$$

где \bar{y} – среднее значение вращающего момента на ведущем валу для рассматриваемого фактора.

Рассчитанные максимальные и минимальные значения, ограничивающие поле рассеивания, для каждого полученного набора данных приведены в таблице.

Максимальные и минимальные значения, ограничивающие поле рассеивания

Значения	1 фактор	2 фактор	3 фактор
y_{\min}	2,780	1,127	0,351
y_{\max}	5,265	5,184	7,909

Исключаем значения, не входящие в пределы теоретического поля рассеивания, и пересчитываем средние значения полученных данных для всех факторов: $\bar{y}_1 = 4,013$; $\bar{y}_2 = 3,257$; $\bar{y}_3 = 3,788$.

Соответственно, зная моменты на ведущем и ведомом валах и передаточное отношение, можно определить КПД торовой винтовой передачи в зависимости от формы наружной поверхности пальцев и их количества: $\eta_1 = 0,78$; $\eta_2 = 0,95$; $\eta_3 = 0,82$.

Таким образом, цилиндрическая форма наружной поверхности пальцев позволила повысить КПД передачи на 17 % по сравнению со сферической формой. В то же время увеличение числа пальцев на составных роликах с двух до четырех привело к снижению КПД на 13 %, что объясняется возросшей неравномерностью распределения нагрузки между составными роликами. Для снижения влияния на КПД передачи указанного недостатка необходимо разработать для планетарной торовой винтовой передачи механизм выравнивания нагрузки между составными роликами.

Полученные результаты также подтверждают адекватность разработанной математической модели торовой винтовой передачи для определения сил, действующих на ее звенья. Так, для случаев со сферическими и цилиндрическими пальцами составных роликов разница между результатами, полученными с помощью математической модели и вычислительного эксперимента, не превысила по КПД – 2 %, по моменту на ведущем валу – 3 %.

Заключение

Проведенный силовой анализ позволил разработать математическую модель для определения сил, действующих на составной ролик. Установлено, что максимальные нагрузки действуют на составной ролик со стороны зафиксированного звена. При этом размеры составного ролика на КПД передачи влияют незначительно.

Сравнение пальцев составных роликов со сферической и цилиндрической наружной поверхностью показало, что во втором случае силы в передаче были меньше на 20–60 %, а КПД – выше на 13–17 %. Однако необходимо учитывать, что нарезание беговых дорожек для цилиндрических пальцев более трудоемко, чем для сферических. Проведенный вычислительный эксперимент в САЕ-системе NX подтвердил адекватность полученной математической модели.

Литература

1. Prudnikov, A. P. Planetary torus helical transmission / A. P. Prudnikov // International Conference on Mechanical Engineering and Modern Technologies, Tomsk, 28 Oct. – 1 Nov. 2019 / IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – Tomsk, Russian Federation, 2020. – Vol. 795. – P. 1–6.
2. Прудников, А. П. Силовой и прочностной анализ передачи с фиксированным расположением промежуточных тел качения / А. П. Прудников, А. Д. Бодунова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2020. – № 3 (68). – С. 86–96.
3. Прудников, А. П. Сферическая передача с фиксированным расположением промежуточных тел качения / А. П. Прудников // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 25–26 апр. 2019 г. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во науки и высш. образования Рос. Федерации, Белорус.-Рос. ун-т ; редкол.: М. Е. Лустенков (гл. ред.) [и др.]. – Могилев, 2019. – С. 100.
4. Прудников, А. П. Определение действующих сил в планетарной торовой винтовой передаче / А. П. Прудников // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности : материалы междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых, Могилев, 29–30 окт. 2020 г. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во науки и высш. образования Рос. Федерации, Белорус.-Рос. ун-т ; редкол.: М. Е. Лустенков (гл. ред.) [и др.]. – Могилев, 2020. – С. 68.

5. Бодунова, А. Д. Компьютерный анализ распределения сил между составными ро-
ликами в планетарной торовой винтовой передаче / А. Д. Бодунова // Новые мате-
риалы, оборудование и технологии в промышленности : материалы междунар. на-
уч.-техн. конф. молодых ученых, Могилев, 29–30 окт. 2020 г. / М-во образования
Респ. Беларусь, М-во науки и высшего образования Рос. Федерации, Белорус.-Рос.
ун-т ; редкол.: М. Е. Лустенков (гл. ред.) [и др.]. – Могилев, 2020. – С. 55.
6. Пашкевич, В. М. Научные основы технологии машиностроения. Обработка и ана-
лиз экспериментальных данных : учеб. пособие / В. М. Пашкевич. – Могилев : Бе-
лорус.-Рос. ун-т, 2018. – 236 с.

Получено 16.02.2021 г.