

УДК 621.83.06

*А. П. Прудников*

## ПРОЧНОСТНОЙ АНАЛИЗ ПЕРЕДАЧИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

UDC 621.83.06

*A. P. Prudnikov*

## STRENGTH ANALYSIS OF TRANSMISSION WITH INTERMEDIATE ROLLING BODIES

### Аннотация

Приведены результаты анализа динамического нагружения и способ модификации профиля кулачков. Представлены алгоритм определения сил, возникающих при взаимодействии составных роликов со звеньями передачи, и зависимости для нахождения величины прогибов стенок между соседними пазами, выполненными на ведомом валу.

### Ключевые слова:

механическая передача, промежуточные тела качения, составной ролик, силовой анализ, жесткость.

### Abstract

The results of analysis of dynamic loading are given and the method of modifying the cam profile is described. The paper also presents algorithms for determining forces acting in the interaction of compound rollers with transmission links and the formula to determine deflection of the walls between adjacent grooves on the driven shaft.

### Key words:

mechanical transmission, intermediate rolling bodies, composite roller, load analysis, rigidity.

Преимуществами передач с промежуточными телами качения являются высокая нагрузочная способность вследствие многопоточности при передаче нагрузки и малые габаритные размеры. При этом необходимо учитывать, что из-за подрезания вершин профилей многопериодных торцевых кулачков в передаче нагрузки участвует не более  $2/3$  всех тел качения (чем выше передаточное отношение, тем меньше тел качения передают нагрузку в передаче) [1]. Характерными особенностями также являются возникновение сил инерции из-за значительных ускорений центров масс промежуточных тел качения, перемещающихся по беговым дорожкам, и соударение тел качения с основными звеньями пере-

дачи (ведущее, ведомое, заторможенное), т. е. наблюдается динамическое нагружение. При этом в деталях редуктора при передаче нагрузки появляются значительные напряжения, соответственно, немаловажны при проектировании передач с промежуточными телами качения и прочностные расчеты.

Для передач с промежуточными телами качения прочностные расчеты представлены в [2–4]. Учет влияния динамики, в частности ударов, возникающих при взаимодействии тела качения с беговыми дорожками, отражен в [4] применительно к передачам с промежуточными телами качения плоского типа. В [2, 3] были приняты во внимание появляющиеся при дви-

жении тел качения силы инерции, при этом тела качения рассматривались как цельные, а не составные.

Величины ускорений и сил инерции, возникающих при движении промежуточных тел качения, зависят от вида кривых, используемых для получения периодических торцовых поверхностей кулачков, образующих беговые дорожки. Наиболее распространены кусочно-винтовая кривая, синусоида и циклоида. С точки зрения достижения максимально возможного КПД лучшей является кусочно-винтовая кривая, худшей – циклоида [3, с. 195]. При этом минимальные величины ускорений достигаются с применением циклоиды,

максимальные – кусочно-винтовой кривой [4, с. 53–61]. Синусоида занимает промежуточное положение по указанным показателям и поэтому получила наибольшее распространение.

Рассмотрим характерные зоны синусоидального профиля беговых дорожек, в которых возникают удар и динамическое нагружение, с учетом применения в качестве промежуточных тел качения составных роликов. Проанализируем конструкцию составного ролика, в которой стержень контактирует с неподвижной многопериодной беговой дорожкой, обеспечивающей максимальный КПД [5] (рис. 1).

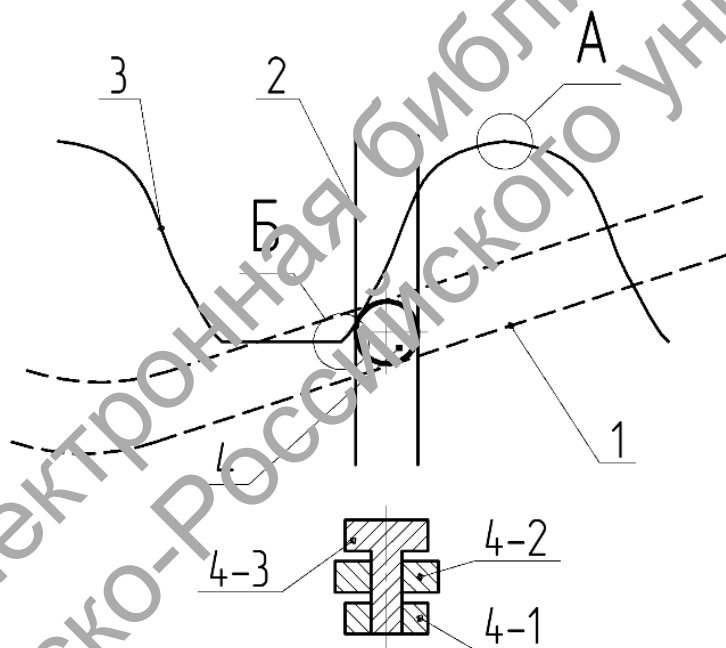


Рис. 1. Схема взаимодействия составного ролика с основными звеньями передачи с промежуточными телами качения: 1 – однопериодная беговая дорожка; 2 – ведомый вал с пазами; 3 – многопериодная беговая дорожка; 4 – промежуточное тело качения; 4-1 – элемент составного ролика, контактирующий с однопериодной беговой дорожкой; 4-2 – элемент составного ролика, контактирующий с ведомым валом; 4-3 – элемент составного ролика, контактирующий с многопериодной беговой дорожкой

Зона А представляет собой момент нахождения тела качения 4 во впадинах беговых дорожек 1 и 3 (т. е. в конце цикла перемещения вдоль паза ведомого вала происходит реверс направления движения тела качения вдоль оси вращения передачи). Соответственно, воз-

никает удар в результате контакта элемента составного ролика 4-1 с однопериодной беговой дорожкой 1 и элементом 4-3, на котором он базируется. Однако, вследствие подрезания вершин многопериодного торцового профиля 3, в этот момент времени составной ролик

не передает нагрузку, поэтому на основные узлы передачи будут воздействовать только силы инерции.

Зона Б представляет собой момент силового замыкания тела качения с многопериодной беговой дорожкой 3. Поскольку ролик при этом движется вдоль данной беговой дорожки, удар (элементов составных роликов 4–3 и 4–2 друг с другом, а также с многопериодной беговой дорожкой 3 и пазами ведомого вала 2 соответственно) будет происходить вследствие неточности из-

готовления деталей и присутствующих зазоров. Возникающие силы инерции зависят от точности изготовления и сборки редуктора.

На рис. 2 представлен график зависимости относительного ускорения  $a_r$  промежуточного тела качения, возникающего при его перемещении вдоль паза ведомого вала, от угла поворота ведущего вала  $\varphi_1$ , полученный для редуктора с передаточным отношением, равным 5, и диаметром корпуса 95 мм

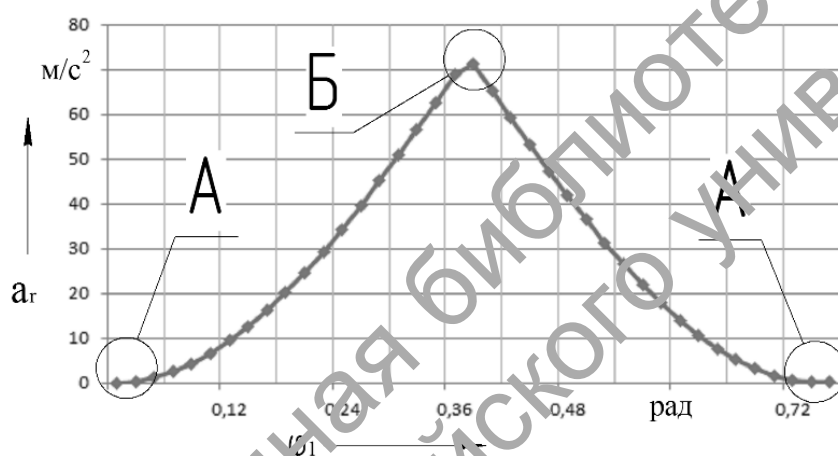


Рис. 2. График изменения относительного ускорения тела качения

Минимальные значения относительного ускорения соответствуют положению тела качения в начале и конце цикла перемещения вдоль паза ведомого вала, т. е. в зоне А (см. рис. 1). Поскольку ускорения здесь имеют малые величины, то и возникающие силы инерции будут незначительны. Расположение зон Б зависит от величины подрезания вершин многопериодного торцового профиля, которая, в свою очередь, зависит от диаметра редуктора и передаточного отношения. Для передач с диаметром более 80 мм и передаточным отношением более 3, исходя из графика (см. рис. 2), ускорение промежуточного тела качения будет достигать больших величин. Динамическое нагружение при этом будет зависеть от

точности изготовления и сборки деталей передачи.

Для снижения динамических нагрузок и уровня шума редуктора необходимо уменьшить влияние неточностей изготовления и сборки узлов передачи на изменение ускорения в момент силового замыкания тела качения с многопериодной беговой дорожкой. С этой целью предлагается изготавливать кулачки с галтелью на вершинах многопериодного торцового профиля, где выполняется их подрезание. Это также приведет к снижению концентраторов напряжения. Для получения галтелей на вершинах выступов кулачков необходимо вывести соответствующие уравнения траектории движения центра сферической фрезы. Требуемые уравнения аналогичны урав-

нениям [2], используемым при фрезеровании профиля торцевой поверхности многопериодных кулачков, при этом для них сохраняются все те же параметры, меняется лишь величина амплитуды  $A_v$  синусоиды. Также для них следует ввести корректирующий коэффициент  $k$ , определяющий расстояние, на которое нужно сместить синусоиду вдоль оси вращения передачи  $z$ .

Необходимая величина амплитуды может быть определена как  $1/3$  от исходной амплитуды. Искомый корректирующий коэффициент  $k$  зависит от величины подрезания вершин выступов кулачков  $h_v$ , которая была найдена в [6]. Корректирующий коэффициент  $k$  определяется по формуле

$$k = A_v - \frac{1}{3} A_v - \frac{1}{2} h_v = \frac{2}{3} A_v - \frac{1}{2} h_v. \quad (1)$$

При этом параметрические уравнения для траектории движения центра

сферической фрезы, используемой для образования галтелей, примут следующий вид:

$$\begin{aligned} x &= R \cos\left(\frac{s_t}{R}\right); \\ y &= R \sin\left(\frac{s_t}{R}\right); \\ z &= \left(\frac{1}{3} A_v\right) \sin\left(\frac{n_b s_t}{R}\right) - k, \end{aligned}$$

где  $R$  – радиус окружности, являющейся образующей для цилиндрической поверхности, на которой расположена синусоида,  $m$ ;  $s_t$  – параметр, изменяемый от 0 до  $2\pi k, m$ ;  $n_b$  – число периодов синусоиды.

Траектории движения центра сферической фрезы при изготовлении торцевой поверхности кулачка и галтелей на вершинах выступов представлены на рис. 3

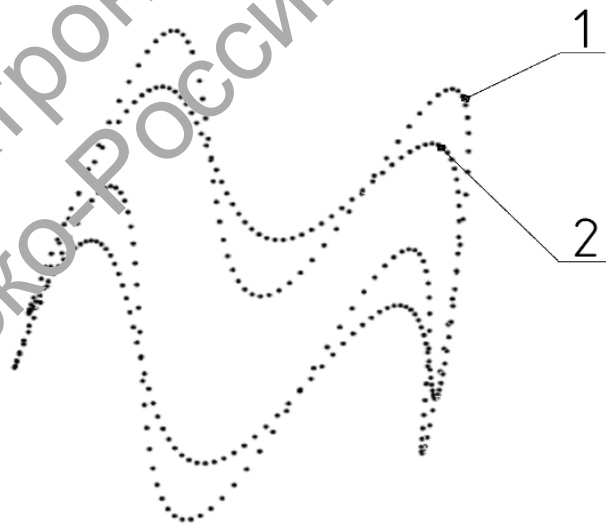


Рис. 3. Траектории движения центра сферической фрезы: 1 – при фрезеровании профиля торцевой поверхности кулачка; 2 – при фрезеровании галтелей

Для выполнения прочностного расчета деталей редуктора необходимо, применяя метод кинестатики, проана-

лизировать силы, действующие при передаче нагрузки. Для этого рассмотрим равновесие составного ролика, переда-

ющего нагрузку.

Схема сил, действующих на со-

ставной ролик, передающий нагрузку, представлена на рис. 4.

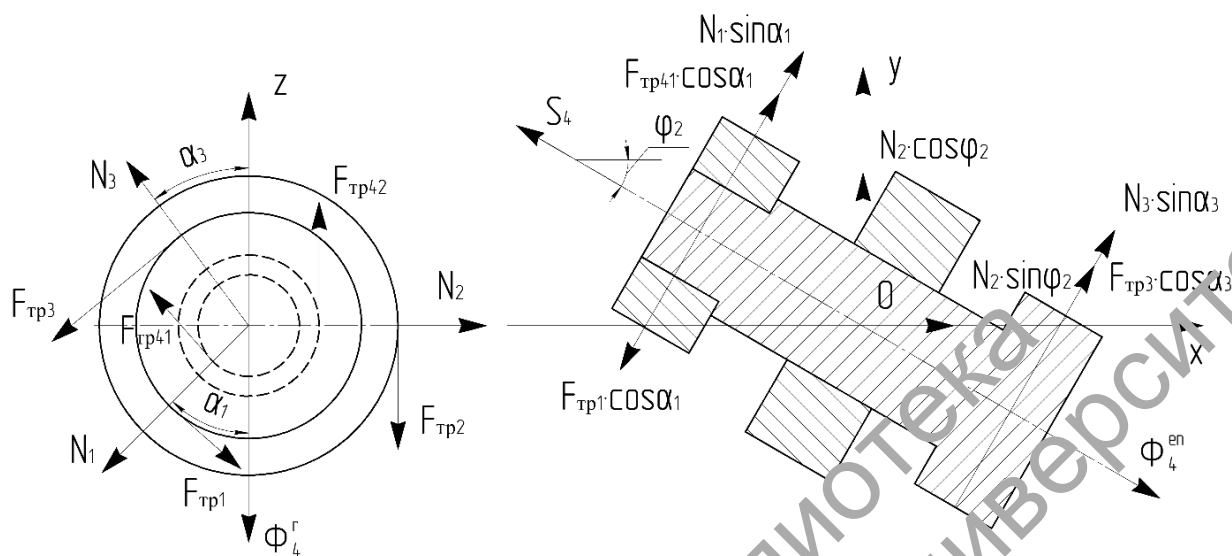


Рис. 4. Схема сил, действующих на составной ролик, передающий нагрузку

Вследствие малого влияния сила тяжести, действующая на составной ролик, не учитывается. При этом необходимо принять во внимание силы трения, возникающие при взаимодействии элементов составного ролика с одно- и многопериодной беговыми дорожками и ведомым валом соответственно ( $F_{тр1}$ ,  $F_{тр3}$ ,  $F_{тр2}$ ), а также появляющиеся при взаимодействии элементов составного ролика со стержнем, на котором базируются остальные два элемента ( $F_{тр42}$ ,  $F_{тр41}$ ).

Силы  $F_{тр1}$ ,  $F_{тр3}$ ,  $F_{тр2}$  рассматриваются как силы трения качения, определяемые по формуле

$$F_{три} = N_i \frac{k}{r_{4i}},$$

где  $N_i$  – сила, действующая со стороны элемента составного ролика на соответствующее звено редуктора, Н;  $k$  – коэффициент трения качения, м;  $r_{4i}$  – радиус элемента составного ролика, контактирующего с соответствующим звеном передачи, м.

Силы  $F_{тр42}$ ,  $F_{тр41}$  рассматриваются как силы трения скольжения (поскольку контактирующие при этом элементы составного ролика вращаются с разной угловой скоростью [7]), определяемые по формуле

$$F_{тр4i} = N_i f,$$

где  $f$  – коэффициент трения скольжения.

Центробежная и относительная силы инерции учитываются для составного ролика в целом. Центробежная сила инерции определяется по формуле

$$\Phi_4^{en} = m_4 \omega_2^2 R_4,$$

где  $m_4$  – масса составного ролика, кг;  $\omega_2$  – угловая скорость вращения ведомого вала, рад/с;  $R_4$  – радиус окружности, являющейся образующей для цилиндрической поверхности, на которой расположены центры масс составных роликов, м.

Относительную силу инерции можно найти по формуле

$$\Phi_4^r = m_4 a_r.$$

Силы, действующие на составной ролик, проецируются на соответствующие

оси:

$$\sum X = N_1 \sin \alpha_1 \sin \varphi_2 - F_{\text{тр}1} \cos \alpha_1 \sin \varphi_2 + F_{\text{тр}41} \cos \alpha_1 \sin \varphi_2 + N_3 \sin \alpha_3 \sin \varphi_2 + F_{\text{тр}3} \cos \alpha_3 \sin \varphi_2 - S_4 \cos \varphi_2 + N_2 \sin \varphi_2 + \Phi_4^{\text{en}} \cos \varphi_2 = 0; \quad (2)$$

$$\sum Y = N_1 \sin \alpha_1 \cos \varphi_2 - F_{\text{тр}1} \cos \alpha_1 \cos \varphi_2 + F_{\text{тр}41} \cos \alpha_1 \cos \varphi_2 + N_3 \sin \alpha_3 \cos \varphi_2 + F_{\text{тр}3} \cos \alpha_3 \cos \varphi_2 + S_4 \sin \varphi_2 + N_2 \cos \varphi_2 - \Phi_4^{\text{en}} \sin \varphi_2 = 0; \quad (3)$$

$$\sum Z = -N_1 \cos \alpha_1 - F_{\text{тр}1} \sin \alpha_1 + F_{\text{тр}41} \sin \alpha_1 + N_3 \cos \alpha_3 - F_{\text{тр}3} \sin \alpha_3 + F_{\text{тр}42} - F_{\text{тр}2} - \Phi_4^r = 0 \quad (4)$$

где  $\alpha_i$  – угол наклона кривых синусоиды, являющейся образующей для торцевой поверхности соответствующего торцевого кулачка, в точке контакта составного ролика с беговой дорожкой, рад;  $S_4$  – реакция на составной ролик со стороны других тел, Н.

Значение угла  $\alpha_i$  принимается наибольшее, что соответствует максимальным значениям действующих в передаче сил. Величина силы  $N_2$  определяется исходя из заданного вращающего

момента на ведомом валу и числа составных роликов, передающих нагрузку.

Кроме составных роликов и ведомого вала, наиболее нагруженным звеном передачи являются торцевые кулачки, образующие неподвижную многопериодную беговую дорожку. С целью их дальнейшего расчета на прочность определим действующие на них силы, составив уравнения кинетостатического равновесия.

$$\sum X = -S_{3y} + N_3 n_{\Pi} \sin \alpha_3 \sin \varphi_2 + F_{\text{тр}3} n_{\Pi} \cos \alpha_3 \sin \varphi_2 = 0; \quad (5)$$

$$\sum Y = N_3 n_{\Pi} \sin \alpha_3 \cos \varphi_2 + m_3 g - S_{3y} + F_{\text{тр}3} n_{\Pi} \cos \alpha_3 \cos \varphi_2 = 0; \quad (6)$$

$$\sum Z = -S_{3z} - N_3 j_0 \cos \alpha_3 + F_{\text{тр}3} j_0 \sin \alpha_3 = 0; \quad (7)$$

$$\sum Mz = M_3 - N_3 n_{\Pi} R_3 \sin \alpha_3 - F_{\text{тр}3} n_{\Pi} R_3 \cos \alpha_3 = 0, \quad (8)$$

где  $n_{\Pi}$  – число составных роликов, передающих нагрузку;  $m_3$  – масса кулачков, закрепленных в корпусе, кг;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $j_0$  – коэффициент, равный 1, если число составных роликов, передающих нагрузку, нечетное, в обратном случае равный 0;  $R_3$  – радиус окружности, являющейся образующей для цилиндрической поверхности, проходящей через середину линии контакта составного ролика с неподвижной многопериодной беговой до-

рожкой, с центром в начале введенной системы координат (рис. 5), м.

Из уравнения (8) определяем крутящий момент, действующий на торцевые кулачки, образующие неподвижную многопериодную беговую дорожку:

$$M_3 = N_3 n_{\Pi} R_3 \sin \alpha_3 + F_{\text{тр}3} n_{\Pi} R_3 \cos \alpha_3. \quad (9)$$

Прочность деталей передачи с

промежуточными телами качения, участвующих в передаче нагрузки от ведущего вала к рабочему органу, из-за малых габаритов редукторов определяется в основном по контактным напряжениям. Расчет на изгиб элементов со-

ставных роликов можно не проводить вследствие их малых размеров. Проверка по контактным напряжениям производится на базе формулы Герца для контакта цилиндра с плоскостью [8, с. 531].

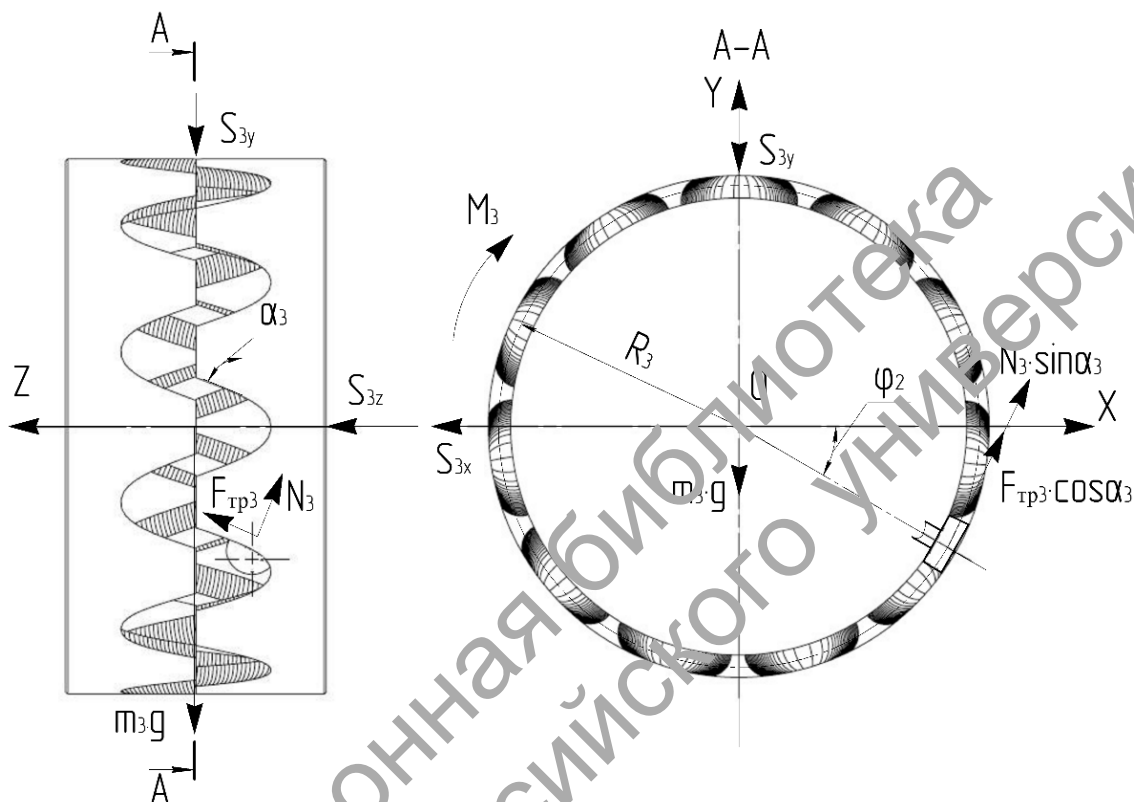


Рис. 5. Схема сил, действующих на кулачки, закрепленные в корпусе

Поскольку торцовые кулачки, образующие неподвижную многопериодную беговую дорожку и ведомый вал конструктивно представляют собой втулки, имеющие небольшую толщину вследствие малых габаритов передачи, то их необходимо рассчитывать на прочность и жесткость по зависимостям

$$\tau_{\max} = \frac{M_i}{W_{\rho i}} \leq [\tau]; \quad \theta = \frac{M_i}{GJ_{\rho i}} \leq \theta_{\text{adm}},$$

где  $M_i$  – крутящий момент, действующий на ведомом валу или торцовых кулачках, Н·м;  $W_{\rho i}$  – полярный момент сопротивления сечения, м<sup>3</sup>;  $[\tau]$  – допустимое касательное напряжение, Па;

$G$  – модуль упругости второго рода, Па;  $J_{\rho i}$  – полярный момент инерции сечения, м<sup>4</sup>;  $\theta_{\text{adm}}$  – допустимый угол закручивания единицы длины рассматриваемого звена, рад.

Малые габаритные размеры передачи и многопоточность при передаче нагрузки приводят к тому, что угол между соседними составными роликами и радиус окружности, являющейся образующей для цилиндрической поверхности, на которой расположены их центры масс, имеют малое значение. Соответственно, величины прогибов выступов торцовых кулачков и стенок между пазами, выполненными на ведомом валу, должны находиться в преде-

лах образованных при изготовлении и сборки узлов передачи зазоров между составными роликами и указанными пазами с неподвижной беговой дорожкой. Иначе будут возрастать действующие на тела качения силы или даже происходить заклинивание в редукторе отдельных тел качения.

Найдем величину прогиба стенки между соседними пазами, выполненными

ми на ведомом валу. Стенку между двумя пазами можно рассматривать как балку, закрепленную посредством защемлений с двух сторон (рис. 6). Перемещение определим методом Мора [9, с. 188]. Эпюры в статически неопределимой системе, которой является рассматриваемая балка, построены методом перемещений (см. рис. 6).

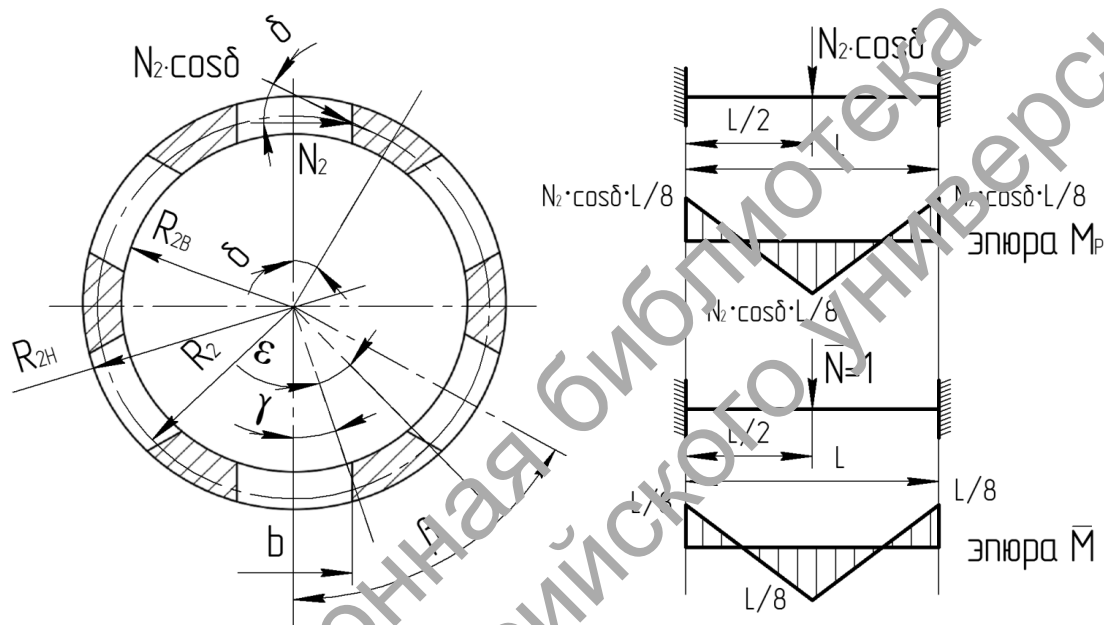


Рис. 6. Схема для определения прогиба стенки между соседними пазами

Величина прогиба определяется на середине длины паза при расположении нагрузки в этой же точке, поскольку здесь будет наблюдаться максимальная величина прогиба, как вследствие геометрии, так и из-за того, что со стороны составного ролика будет действовать наибольшая сила.

Соответственно, искомое перемещение  $\Delta$  можно найти по формуле

$$\Delta = \frac{1}{EI} \int_0^L \overline{M} M_p, \quad (10)$$

где  $E$  – модуль упругости первого рода, Па;  $I$  – осевой момент инерции сечения,  $m^4$ ;  $L$  – длина паза на ведомом

валу, м;  $\overline{M}$  – эпюра моментов, построенная от единичной силы;  $M_p$  – эпюра моментов, построенная от внешней нагрузки,  $H \cdot m$ .

Осевой момент инерции определяется по следующим формулам:

$$I = \frac{R_{2H}^2 - R_{2B}^2}{8} (\varepsilon - \sin \varepsilon); \quad (11)$$

$$\varepsilon = \beta - 2\gamma = \frac{2\pi}{u} - 2 \arcsin \frac{b}{2R_2}, \quad (12)$$

где  $R_{2H}$  – радиус окружности, являющейся образующей для наружной цилиндрической поверхности ведомого вала, м;  $R_{2B}$  – радиус окружности, яв-



ляющей образующей для внутренней поверхности ведомого вала,  $m$ ;  $u$  – передаточное отношение;  $b$  – ширина паза,  $m$ ;  $R_2$  – радиус окружности, являющейся образующей для цилиндрической поверхности, проходящей через середину линии контакта составного ролика с ведомым валом,  $m$ .

Методом Мора определяем искомое перемещение, используя формулы (10)–(12) с учетом того, что  $\delta = \pi/u$ :

$$\Delta = \frac{L^3 N_2 \cos\left(\frac{\pi}{u}\right)}{48E(R_{2H}^2 - R_{2B}^2)(\varepsilon - \sin \varepsilon)}. \quad (13)$$

Полученное значение должно быть меньше величины зазора между составным роликом и пазом, выполненным на ведомом валу. При этом главным способом уменьшения прогиба без

изменения основных параметров передачи, исходя из формулы (13), является увеличение толщины стенки ведомого вала ( $R_{2H} - R_{2B}$ ) за счет уменьшения диаметра ведущего вала.

Проверка адекватности полученной зависимости (13) выполнена с помощью метода конечных элементов. В качестве исходных данных для расчета была принята передача с передаточным отношением, равным 5; диаметром 95 мм; материал деталей передачи – сталь 40Х. Значения сил задавались исходя из момента на ведомом валу  $M_2 = 100 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

На рис. 7 представлены сетка разбиения на конечные элементы, сила и ограничения, а также деформация стенки между соседними пазми ведомого вала.

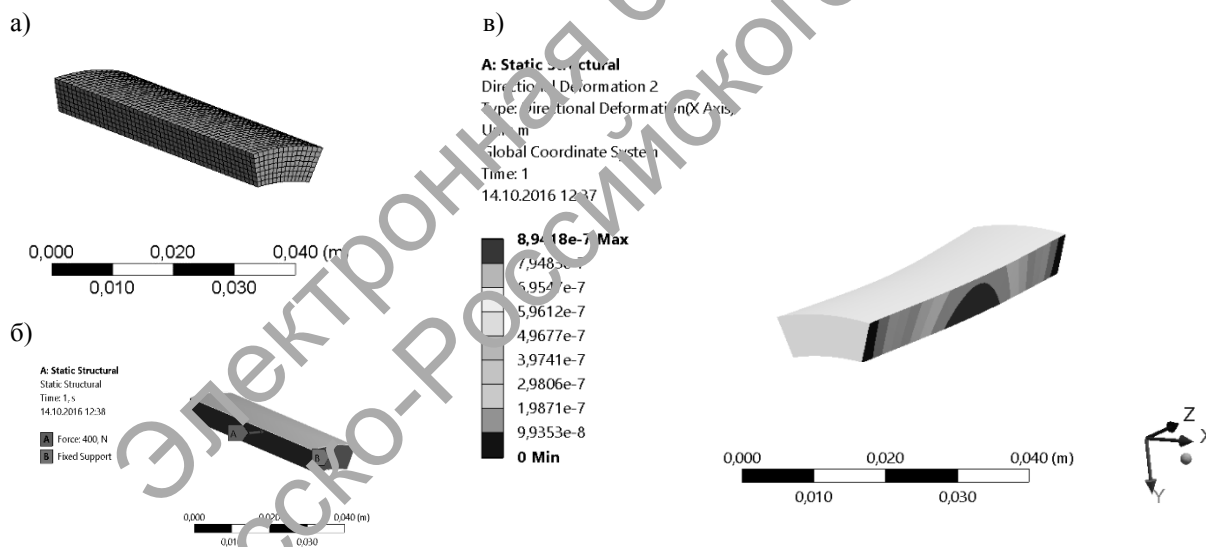


Рис. 7. Расчет величины прогиба стенки паза на ведомом валу: а – сетка разбиения на конечные элементы; б – действующие силы и ограничения; в – деформация

расхождения между результатами расчета, полученными с помощью метода конечных элементов и формулы (13), составляет 4,2 %, что подтверждает адекватность выведенных зависимостей.

Определение величины прогибов для выступов кулачков вследствие их

переменной жесткости по высоте рационально выполнять также посредством метода конечных элементов.

На рис. 8 представлены сетка разбиения на конечные элементы, сила и ограничения, а также возникающая деформация выступа торцового кулачка.

Причем будет рассматриваться наихудший случай расположения силы, действующей на выступ, – на вершине выступа. Выступы кулачков изготовлены без галтелей на вершинах.

Анализ деформации выступа кулачка показывает, что максимальное перемещение имеет вершина выступа, причем оно составляет 5 мкм и находится в пределах требуемого зазора.

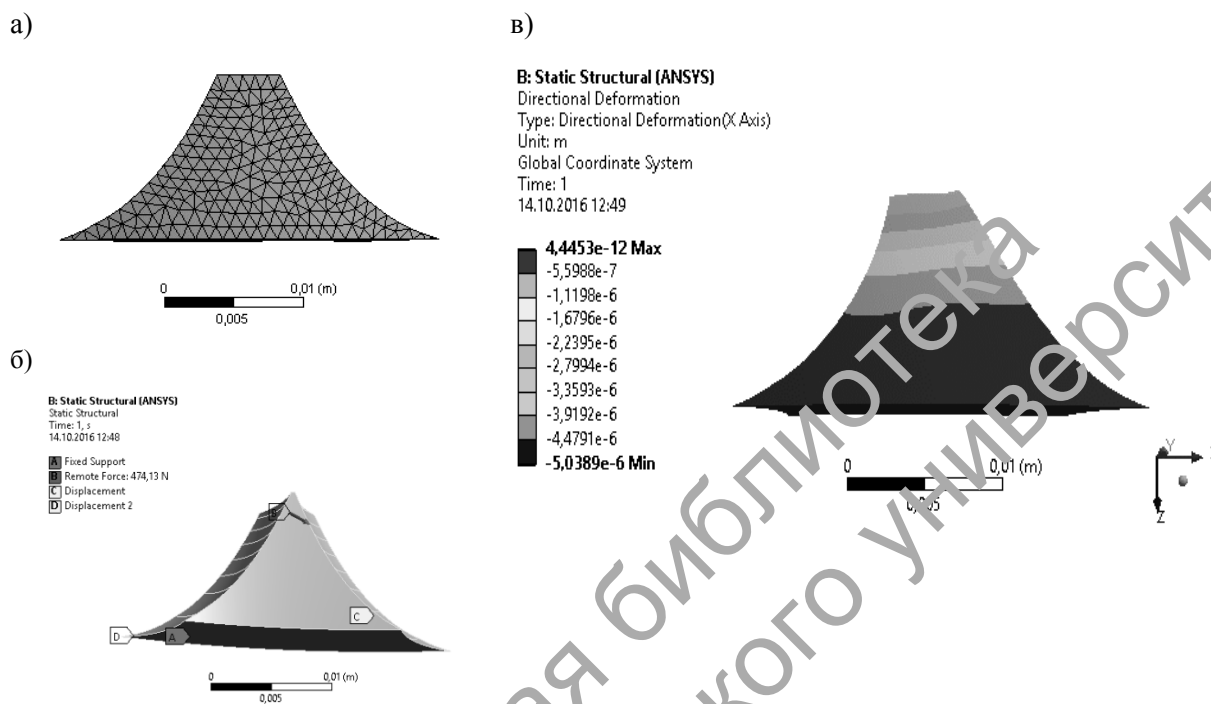


Рис. 8. Расчет величины прогиба выступа торцового кулачка: а – сетка разбиения на конечные элементы; б – действующие сила и ограничения; в – деформация

Влияние модификации профиля (за счет галтелей на вершинах выступов) торцовых кулачков, соразучающих многопериодную беговую дорожку, на характеристики передачи оценивалось экспериментально. В качестве объекта испытаний выступал стыкнутый образец редуктора с двумя комплектами торцовых кулачков (с базовым и модифицированным профилями). В процессе работы передачи производилось измерение уровня шума с помощью цифрового шумомера (модель Testo 816-1).

На рис. 9 представлены графики зависимости уровня шума dB от частоты вращения ведущего вала  $n_1$  для случаев использования кулачков с базовым и модифицированным профилями, из анализа которых можно сделать вывод,

что применение модифицированного профиля кулачков привело к снижению шума на 18 %.

Таким образом, в ходе проведенного исследования проанализированы характерные зоны синусоидального профиля беговых дорожек передачи с промежуточными телами качения, в которых возникает удар, и предложен способ снижения появляющегося динамического нагружения. Разработан алгоритм определения сил, возникающих при взаимодействии составных роликов со звеньями передачи; получены зависимости для нахождения величины прогибов стенки между соседними пазами, выполненными на ведомом валу, адекватность которых подтверждена с помощью метода конечных элементов.

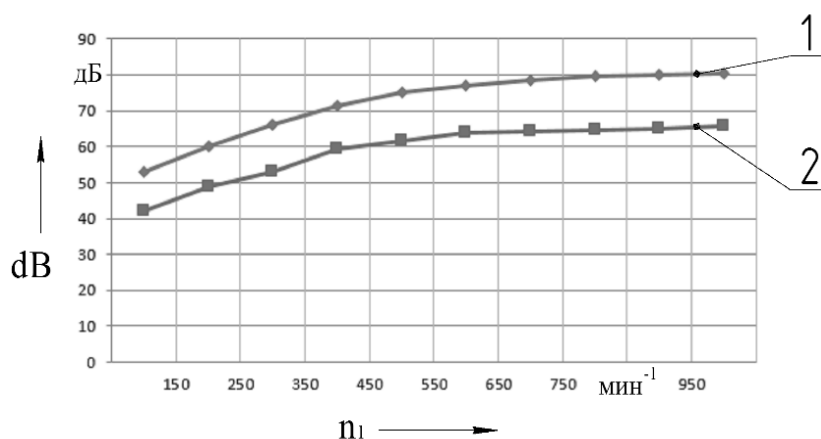


Рис. 9. График зависимости уровня шума от частоты вращения ведущего звена. 1 – кулачки с базовым профилем; 2 – кулачки с модифицированным профилем

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Совершенствование конструкции передач с промежуточными телами качения / И. С. Сазонов, М. Е. Лустенков, А. П. Прудников, Е. С. Фитцова // Горная механика и машиностроение. – 2012. – № 1. – С. 74–83.
2. Лустенков, М. Е. Планетарные шариковые передачи цилиндрического типа : монография / М. Е. Лустенков, Д. М. Макаревич. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2005. – 123 с.
3. Лустенков, М. Е. Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизация потерь мощности : монография / М. Е. Лустенков. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 274 с.
4. Пашкевич, М. Ф. Планетарные шариковые и роликовые редукторы и их испытания / М. Ф. Пашкевич, В. В. Геращенко. – Минск : БелНИИИТН, 1992. – 248 с.
5. Экспериментальное обоснование конструкции составных роликов в передачах с промежуточными телами качения / И. С. Сазонов, А. П. Прудников, М. Е. Лустенков, Ю. В. Машин // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2016. – № 2 (51). – С. 83–91.
6. Лустенков, М. Е. Коэффициент перекрытия роликовых планетарных передач / М. Е. Лустенков, А. П. Прудников // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. : в 2 ч. / Белорус.-Рос. ун-т ; редкол. : И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. – Могилев, 2011. – Ч. 1. – С. 137.
7. Исследование износа составных роликов в передачах с промежуточными телами качения / И. С. Сазонов, А. П. Прудников, М. Е. Лустенков, Е. С. Фитцова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2015. – № 2 (47). – С. 58–57.
8. Биргер, И. А. Расчет на прочность деталей машин : справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1993. – 640 с.
9. Дарков, А. В. Строительная механика : учебник / А. В. Дарков, Н. Н. Шапошников. – 12-е изд., стер. – СПб. : Лань, 2010. – 656 с. : ил.

Статья сдана в редакцию 15 сентября 2016 года

Александр Петрович Прудников, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет. E-mail: prudnikov\_a@tut.by.

Aleksandr Petrovich Prudnikov, PhD (Engineering), Belarusian-Russian University. E-mail: prudnikov\_a@tut.by.