

УДК 621.83.06

М. Е. Лустенков

КРИТЕРИИ ПРОЧНОСТИ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ С СОСТАВНЫМИ ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ КАЧЕНИЯ

UDC 621.83.06

M. Y. Lustenkov

STRENGTH CRITERIA OF MECHANICAL TRANSMISSIONS WITH COMPOUND INTERMEDIATE ROLLING ELEMENTS

Аннотация

Рассмотрены критерии, по которым оценивается прочность передач с составными роликами. Приведены конструкции механизмов регулирования положения кулачков, образующих беговые дорожки. Регулировка позволяет компенсировать износ рабочих поверхностей деталей передач. Исследовано напряженно-деформированное состояние элементов качения. Произведена теоретическая оценка ресурса передач. Результаты расчетов исследуемых передач сопоставлены с результатами расчета зубчатой планетарной передачи.

Ключевые слова:

механическая передача, промежуточные тела качения, составной ролик, прочность, износ, ресурс.

Abstract

The article describes the criteria for assessing strength of transmissions with compound rollers. The designs of mechanisms regulating the position of cams, which form bearing races, are given. Adjustment allows compensating for wear of the working surfaces of transmissions elements. The stress-strain state of rolling elements is studied. The theoretical evaluation of the resource of transmissions is given. The calculation results of the transmissions under investigation are compared with those of the planetary gear transmission.

Key words:

mechanical transmission, intermediate rolling bodies, compound roller, strength, wear, durability.

Введение и постановка задачи

В механических передачах с промежуточными телами (элементами) качения (ППТК), разрабатываемых в Белорусско-Российском университете [1], передача нагрузки осуществляется с помощью составных роликов, которые перемещаются по двум беговым дорожкам, образованным торцовыми кулачками, и вдоль осевых пазов сепаратора. В [2] приведена методика инженерного расчета данных передач, в которой определено, что основными критериями прочности ППТК являются:

- максимальные напряжения смятия, возникающие при взаимодействии наружной поверхности стержня и внутренних поверхностей элементов качения составного ролика (втулок);
- максимальные контактные напряжения, действующие на линиях контакта поверхностей элементов качения и беговых дорожек.

Такой критерий, как износостойкость поверхностей элементов передачи, ранее детально не изучался. В [3] приведены результаты исследования износа наружных поверхностей элемен-

тов качения, который, однако, не является основным фактором, определяющим долговечность механизма. Цель работы – обоснование критериев расчета прочности передач с составными промежуточными элементами качения, а также разработка алгоритма теоретической оценки ресурса в связи с конструктивной новизной объекта исследований и со сложностью проведения полномасштабных ресурсных испытаний.

Анализ напряженно-деформированного состояния элементов передачи

Расчеты по предложенной методике [2] были автоматизированы с помощью системы проектирования Siemens NX и пакетов прикладных программ математического анализа. В качестве объекта исследований была рассмотрена передача со следующими параметрами: радиус средней окружности (окружности в основании цилиндрической поверхности, на которой расположены траектории центров масс тел качения) $R = 40$ мм; амплитуда беговых дорожек как периодических кривых, замкнутых на цилиндрической поверхности, $A = 19$ мм; число периодов беговых дорожек, образованных торцовыми кулачками на внутреннем (ведущем) и наружном (ведомом) валах, $Z_1 = 1$, $Z_3 = 4$ соответственно. Передаточное отношение ППТК i принималось равным 5. Каждый промежуточный элемент (ролик) состоял из трех частей с цилиндрическими наружными поверхностями, контактирующими в процессе работы с беговой дорожкой ведущего вала, сепаратора и беговой дорожкой, выполненной в корпусе. Длины этих частей (контактных линий) соответственно принимались равными: $l_{r1} = 4,45$ мм, $l_{r2} = 4,5$ мм, $l_{r3} = 5,6$ мм. Радиусы наружных цилиндрических поверхностей всех ступеней ролика $r_{s1} = r_{s2} = r_{s3} = 6$ мм. Материалом для изготовления всех деталей передачи являлась улучшенная сталь 45. Ее предел текучести $\sigma_T = 360$ МПа

[4, с. 54, табл. 1.1], что соответствует стали без термообработки. Это снижает допускаемые напряжения, однако учитывает возможные перегрузки и повышает коэффициенты запаса прочности.

Рассматривался периодический режим работы с редкими пиковыми перегрузками. Опытный образец данной передачи был изготовлен и испытан с целью определения его КПД. Смазочный материал – консистентная композиция, представляющая собой смесь графита и масла ТАД-17 и закладываемая при сборке. Приведенный коэффициент трения f' , учитывающий сопротивление качению и скольжению, принимался равным 0,05 [5].

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_s] = 25$ МПа принимались как для подвижных шпоночных соединений [4, с. 94]. Допускаемые напряжения среза определялись по формуле $[\tau_N] = 0,2\sigma_T = 78$ МПа согласно [4, с. 55, табл. 1.2] как для болтов, поставленных без зазора при переменной нагрузке. Допускаемые контактные напряжения вычислялись по выражению $[\sigma_H] = 2,8\sigma_T = 1008$ МПа как для зубчатых передач при периодическом режиме работы с кратковременными единичными перегрузками. Допускаемые напряжения изгиба также определялись по методике расчета зубчатых зацеплений, изложенной в [6, с. 186]: $[\sigma_F] = 206$ МПа.

Проводились вычисления действующих напряжений в опасных сечениях при изменении значения вращающего момента на ведомом валу T_2 . При этом анализировалось выполнение условий прочности. Первым было нарушено условие прочности по напряжениям смятия, действующим в контакте «втулка–стержень ролика», при превышении T_2 значения 75 Н·м. При достижении моментом значения 85 Н·м нарушилось условие контактной прочности. Эти два критерия были признаны основными [7], т. к. аналогичная

картина наблюдалась при варьировании геометрическими параметрами элементов передачи. При условии увеличения отношения диаметра стержня ролика к наружному диаметру его втулок более 0,6 критерий контактной прочности будет являться основным.

Напряжения изгиба в материале сепаратора в сечениях между его прорезами определялись как отношение максимального изгибающего момента, равного $0,5N_2 \cdot l_p$ (N_2 – сила, действующая на боковую поверхность паза сепаратора со стороны ролика; l_p – длина пазов сепаратора без учета скругленных участков), к моменту сопротивления сечения, который зависит от диаметра и конструкции втулки ролика, контактирующей с сепаратором. По результатам расчетов устанавливалась высота участка выступа наружных кулачков (от вершины к торцу), на котором в сечениях, перпендикулярных

оси передачи, напряжения изгиба превышают их допустимые значения. Данный участок необходимо срезать при изготовлении кулачка с целью недопуска его скола во время эксплуатации. Критерий изгибной прочности оказался третьим по значимости. Расчеты деталей передачи по напряжениям изгиба и среза выполнялись как проверочные.

В программе ANSYS было проведено компьютерное моделирование нагружения составных элементов ролика с вышеуказанными параметрами. Результаты моделирования представлены на рис. 1...3.

Расхождение между величинами контактных напряжений, напряжений смятия и среза, полученными по теоретическим зависимостям и на основе компьютерного моделирования, составило 4,9, 1,9 и 4,3 % соответственно.

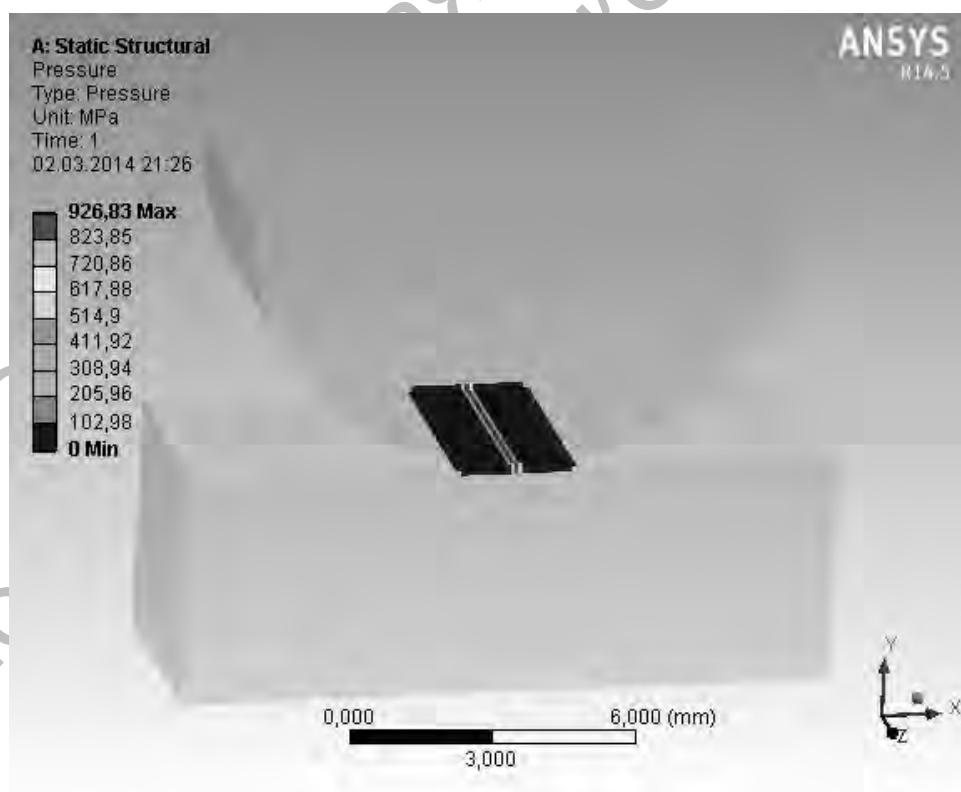


Рис. 1. Результаты компьютерного моделирования для определения контактных напряжений

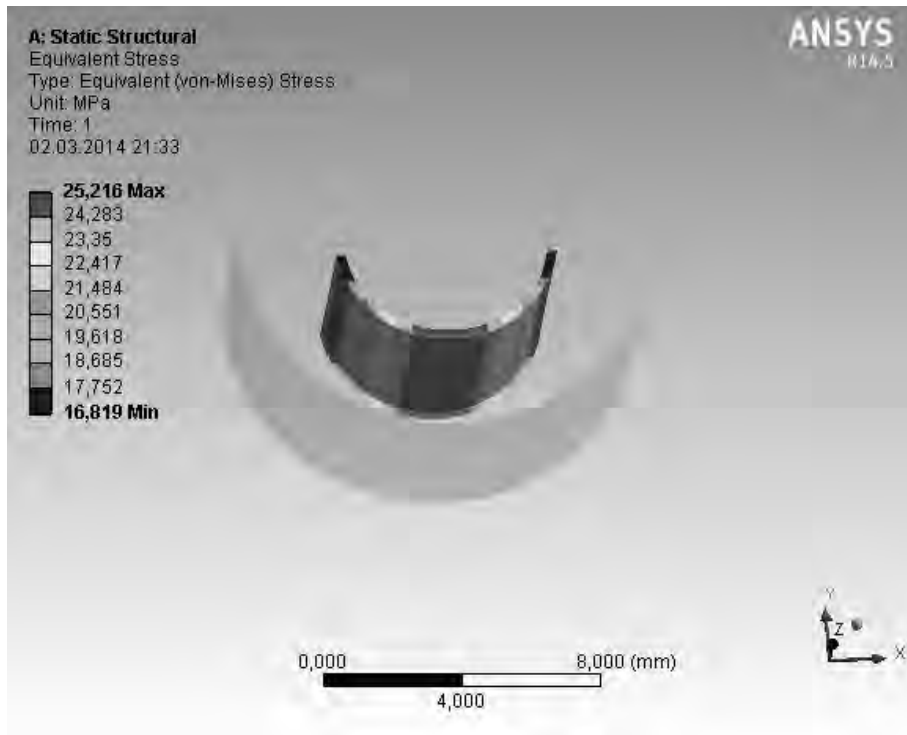


Рис. 2. Результаты компьютерного моделирования для определения напряжений смятия

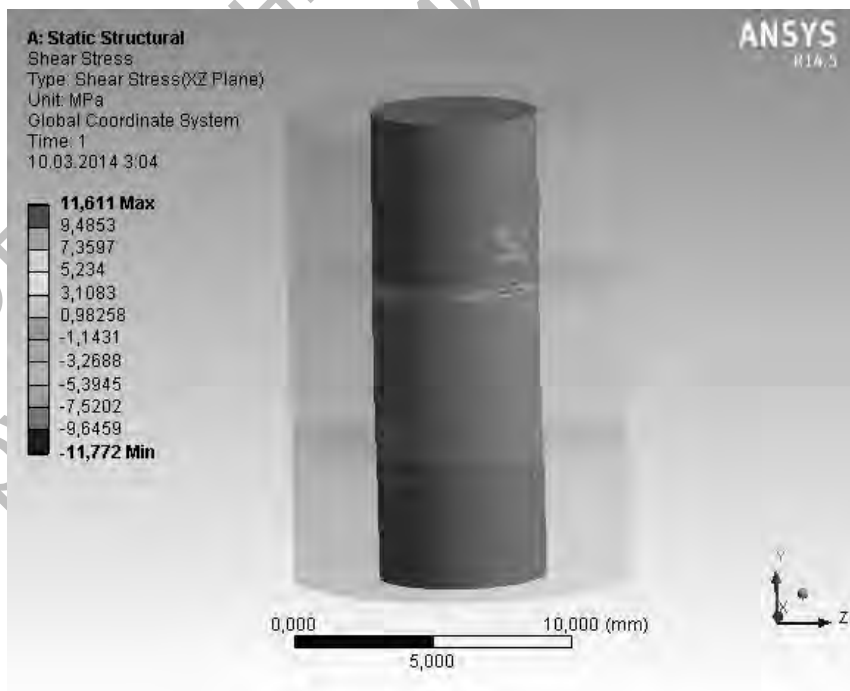


Рис. 3. Результаты компьютерного моделирования для определения напряжений среза

Повышение износостойкости передачи и теоретическая оценка ее ресурса

Износостойкость деталей передачи можно оценить по условию $N_j \cdot v_{skj} \leq [N \cdot v_{sk}]$, где N_j – сила, действующая на тело качения со стороны одного из основных звеньев ППТК: ведущего ($j = 1$), ведомого ($j = 2$) и остановленного ($j = 3$); v_{skj} – скорость скольжения в контакте; $[N \cdot v_{sk}]$ – допускаемое значение комплексного показателя, характеризующее износостойкость рабочих поверхностей кулачков и вала с пазами, Н·м/с.

Долговечность передачи можно повысить путем регулирования положения ее элементов. Регулировка осуществляется для выравнивания нагрузки по потокам (телам качения) для обеспечения лучших условий нагружения для каждого тела качения и для компенсации износа поверхностей ролика и кулачков. В [8] предложено увеличить равномерность распределения нагрузки по телам качения с помощью стальных пластин и прокладок из упругого материала, устанавливаемых в пазах сепара-

тора. Для малогабаритных передач (с диаметром корпуса менее 100 мм) данный способ не подходит, т. к. уменьшает длину контактных линий и усложняет конструкцию сепаратора из-за наличия множества мелких деталей, что снижает надежность.

Регулировка ППТК осуществляется регулированием положения внутренних и наружных кулачков. На рис. 4 показан механизм регулировки внутренних кулачков. Он вносит в конструкцию передачи три дополнительные степени подвижности, обеспечивая самоустановку тел качения в процессе сборки и во время работы механизма. На наружной поверхности ведущего вала 1 выполнен шпоночный паз. Гильза 2 установлена на ведущем валу 1 с помощью шпонки 3. Сквозной паз на внутренней поверхности гильзы позволяет ей осуществлять ограниченные перемещения вдоль оси передачи, благодаря чему беговая дорожка ведущего элемента самоустанавливается, тем самым компенсируя погрешности изготовления и расположения других элементов передачи.

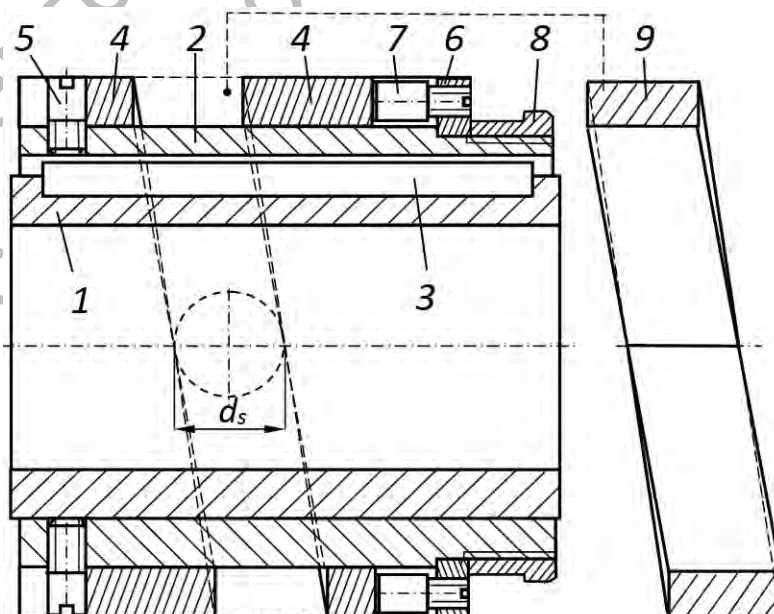


Рис. 4. Механизм регулировки положения внутренних кулачков

В конструкции передачи также предусмотрен механизм регулировки геометрических параметров самой беговой дорожки. Один из внутренних кулачков 4 (левый на рис. 4) устанавливается на гильзу 2 с помощью винтов 5. В реальной конструкции передачи плоскости расположения шпонки 3 и винтов 5 не совпадают, в отличие от рис. 4, где они совмещены для наглядности. Ширина пазов в кулачках 4 равна диаметру винта 5. Таким образом, у левого внутреннего кулачка ограничено перемещение вдоль оси передачи в одном направлении (влево). Вторым кулачок 4 (правый) устанавливается на гильзу 2 и его осевое перемещение вправо ограничивается с помощью кольца 6. В отверстиях кольца 6 расположены регулировочные винты 7, число которых равно числу пазов кулачка 4. Кольцо 6 фиксируется от перемещений и поворота на гильзе 2 с помощью гайки 8.

Регулировка геометрических параметров беговой дорожки осуществляется следующим образом. При первоначальной сборке на месте беговой дорожки устанавливается шаблон 9. Шаблон имеет плоскость разреза, его ширина во всех сечениях плоскостями, проходящими через ось передачи, равна диаметру элемента ролика. Изготовление шаблона целесообразно при выпуске партии передач. Если производство единичное, то можно использовать для

этих целей несколько роликов (с диаметром наружной поверхности d_s), которые впоследствии будут перемещаться по данной дорожке. После установки шаблона и правого кулачка осевое положение последнего фиксируется с помощью винтов 7. Далее шаблон извлекается. Угловое положение правого внутреннего кулачка на гильзе, характеризующее углом поворота в плоскости, перпендикулярной оси передачи, регулируется поворотом кольца 6 с винтами 7. Само кольцо 7 закрепляется с помощью гайки 8. Таким образом, правый наружный кулачок удерживается на ведущем звене благодаря силам трения.

При длительной работе передачи износ рабочих поверхностей кулачков 4 и наружных поверхностей роликов можно компенсировать периодическим перемещением винтов 7.

При сборке наружной беговой дорожки (рис. 5) наружные кулачки 2 устанавливаются в корпусе 1. Положение одного из кулачков (левого), как и в предыдущем случае, фиксируется с помощью винтов 3 с диаметром концевика d_b , равного ширине скругленных пазов кулачка. Вторым кулачок, образующий беговую дорожку, не может удерживаться лишь за счет сил трения, т. к. момент на корпусе в несколько раз превышает момент на ведущем звене. Поэтому винты 3 устанавливаются и в пазы правого кулачка.

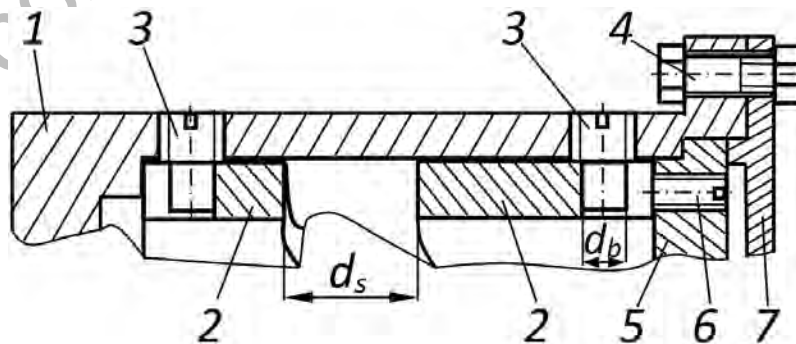


Рис. 5. Механизм регулировки положения наружных кулачков

Однако ширина этих пазов делается на несколько миллиметров больше, чем диаметр d_b , для возможности регулировки углового положения кулачка. Дополнительная фиксация осуществляется за счет сил трения между наружной поверхностью кулачка и торцевой поверхностью ступени винта с резьбовой поверхностью.

Осевое положение кулачков регулируется винтами 6, установленными в диске 5. Диск 5 также может изменять угловое положение относительно оси передачи. Он стопорится в корпусе с помощью крышки 7 и болтовых соединений 4. Плоскости расположения осей винтов 3 и 6 в реальной конструкции не совпадают. Механизм регулировки положения наружных кулачков нельзя назвать совершенным, т. к. один из кулачков удерживается от поворота в корпусе за счет сил трения, однако применение более точных механизмов усложняет конструкцию передачи и приводит к значительному увеличению ее габаритных размеров.

Следует отметить, что компенсация износа рабочих поверхностей взаимодействующих тел недостижима в других видах передач, например, в зубчатых и червячных, без применения сложных механизмов изменения межосевого расстояния.

Таким образом, износ беговых дорожек и наружных поверхностей тел качения не будет являться фактором, определяющим долговечность передачи, т. к. в конструктивных схемах ППТК предусмотрены механизмы компенсации такого износа. В связи с этим ресурс определяется исходя из износостойкости поверхностей элементов промежуточного тела (поверхности стержня и внутренней поверхности втулок) и контактной прочности деталей, как и было предположено в [7].

Необходимо исследовать износостойкость сопряжения «стержень ролика-втулка», причем рассматривается втулка ролика, контактирующая с сепаратором, как наиболее нагруженная. В качестве критерия работоспособности принимается радиальный зазор в сопряжении. В начальный момент времени зазор $\Delta(0)$ определяется как половина среднего значения зазора в сопряжении по скользящей посадке $h6/H6$, соответственно, предельно допустимый зазор Δ^* – как половина среднего значения зазора в сопряжении по посадке $h9/H9$.

Долговечность сопряжения характеризуется числом оборотов n_{rl} , при котором будет достигнут предельно допустимый зазор Δ^* [9, с. 379]:

$$n_{rl} = \frac{\Theta^{m_0}}{K_{frz} \cdot (1 + \varepsilon) \cdot \varepsilon^{m_0-1} \cdot Q^{\frac{m_0+1}{2}}} \times \int_0^{y^*} \left(\frac{1 - \varepsilon \cdot y}{1 + y} \right)^{\frac{m_0-1}{2}} dy, \quad (1)$$

где y^* – коэффициент, $y^* = \Delta^*/\Delta(0) - 1$; ε – коэффициент относительного зазора; K_{frz}, m_0 – параметры элементарного закона изнашивания, определяющие закономерности фрикционного разрушения, развивающиеся на микроплощадках контакта шероховатых тел; Θ – параметр, зависящий от свойств материалов контактирующих тел, МПа^{-1} ; Q – коэффициент, зависящий от свойств материалов контактирующих тел.

В свою очередь,

$$\varepsilon = \frac{\Delta(0)}{r_{0s2}(0)}; \quad \Theta = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2};$$

$$Q = \frac{\rho_F \cdot \Theta}{\pi \cdot (1 + \varepsilon) \cdot \varepsilon \cdot r_{0s2}(0)}, \quad (2)$$

где $r_{0s2}(0)$ – радиус стержня в начальный момент времени, мм; E_1, E_2 – модули упругости материала, МПа; μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона; ρ_F – удельная нагрузка, Н/мм.

Удельная нагрузка определяется по формуле $\rho_F = N_2 / l_{r2k}$, где N_2 – сила, дей-

ствующая в контакте промежуточного тела и сепаратора (как наиболее нагруженного элемента передачи); l_{r2k} – длина контактной линии (высота втулок ролика, контактирующих с сепаратором).

Было получено численное решение уравнения (1) для передачи с наружным диаметром корпуса 100 мм и передаточным отношением, равным 5. При этом для стержня ролика с диаметром $d_{s0} = 6...10$ мм $l_{r2k} = 4,5$ мм, $\Delta^* = 15$ мкм и $\Delta(0) = 5$ мкм. Для стальных деталей $E_1 = E_2 = 2 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$, $m_0 = 2,5$, $K_{frc} = 4,8 \cdot 10^{-12}$. При значении момента M_2 на ведомом валу редуктора, равном 200 Н·м, с использованием графика [9, с. 380, рис. 8] получено значение $n_{r1} = 91 \cdot 10^6$.

Отношение частоты вращения ведущего вала n_1 к частоте вращения втулки тела качения относительно собственной оси n_{02} является постоянным, т. к. постоянно соотношение угловых скоростей ω_1 и ω_{02} . Это следует из результатов проведенного ранее кинематического анализа передачи [10]. Для передачи с параметрами, приведенными выше, данное отношение $n_1/n_{02} = \omega_1/\omega_{02} = 0,519$.

Таким образом, предельное число оборотов ведущего вала передачи можно найти по формуле $n_{lim} = (\omega_1/\omega_{02}) \cdot n_{r1}$. По расчетам данное значение составило $45,1 \cdot 10^6$, что немногим больше базового числа циклов $N_0 = 44 \cdot 10^6$ для зубчатых передач с твердостью поверхности зубьев 40 HRC [4, с. 196 табл. 14.8]. Следовательно, долговечность ППТК будет определяться контактной прочностью и соответствовать долговечности зубчатых передач при аналогичных режимах нагружения, применяемых материалах и их термообработке [12].

На основе методологии создания ППТК [2] в системе Mathcad была разработана программа для автоматизации расчета и проектирования данных передач, с помощью которой была рассчита-

на и спроектирована ППТК для сопоставления ее характеристик с планетарной зубчатой передачей при одинаковых материалах изготовления деталей и режимах нагружения.

Результаты расчета планетарной зубчатой передачи (одноступенчатой, трехсателлитной, сконструированной по схеме 2К-Н) приведены в примере 2 [11, с. 204–205]. Материалы изготовления деталей – сталь 12Х2Н4А после цементации на твердость активных поверхностей зубьев 58...61 HRC. Степень точности – 7-я по нормам плавности. Нагрузка близка к постоянной, срок службы – длительный. Частота вращения ведущего вала 1500 мин^{-1} , крутящий момент на ведомом валу 600 Н·м, заданное передаточное отношение $i = 6$. Г. Б. Иосилевичем [11, с. 205] получены следующие результаты: делительный диаметр центрального неподвижного колеса составил 200 мм, ширина зубчатых колес равна 24 мм, диаметр делительной окружности солнечного центрального колеса – 40 мм. Результаты расчета по программе с теми же исходными данными показали, что заданную мощность 16...20 кВт (в зависимости от КПД передачи 0,72...0,85) при указанных режимах нагружения может передать ППТК цилиндрического типа (траектории центров масс тел качения расположены на цилиндрической поверхности) с диаметром корпуса 150 мм и центральным отверстием диаметром 60 мм. Удельная передаваемая мощность (на единицу площади поперечного сечения) у ППТК (при рассчитанном КПД = 0,749) составила 793 кВт/м^2 , у планетарной зубчатой передачи – 428 кВт/м^2 . При учете возможности проектирования центрального отверстия у данной передачи с максимальным диаметром 30 мм (т. к. делительный диаметр солнечной шестерни равен 40 мм) и принятом КПД = 0,98 коэффициент равен 437 кВт/м^2 .

Выводы

Таким образом, энергоэффективность ППТК по указанному критерию на 81...85 % выше. Расчеты передач различных типоразмеров с передаточными отношениями 2...12 показали, что применение ППТК позволяет снизить радиальные размеры, по сравнению с одноступенчатой планетарной зубчатой передачей (спроектированной по схеме 2К–Н), на 26...30 %, улучшив в результате компоновочные свойства проектируемых механизмов. Установлено, что основными критериями прочности являются напряжения смятия, возникающие в контакте элементов ро-

ликов, и контактные напряжения в паре «втулка ролика–сепаратор», а главным фактором, определяющим долговечность исследуемых ППТК, будет контактная прочность рабочих поверхностей кулачков. Это обосновано тем, что износ наружных поверхностей элементов качения и рабочих поверхностей кулачков можно компенсировать регулировкой передачи, а при износе поверхностей пар «стержень ролика–втулка» они без значительных финансовых и временных потерь при периодическом осмотре передач могут быть заменены на новые.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лустенков, М. Е.** Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизации потерь мощности: монография / М. Е. Лустенков. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 274 с. : ил.
2. Методология расчета и проектирования передач с составными промежуточными телами качения / И. С. Сазонов, М. Е. Лустенков, А. П. Прудников, Е. С. Фитцова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 2 (43). – С. 60–70.
3. 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. 58–67.
4. **Иванов, М. Н.** Детали машин : учебник для машиностроительных спец. вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 10-е изд., испр. – М. : Высш. шк., 2006. – 408 с. : ил.
5. **Лустенков, М. Е.** Теоретическое и экспериментальное обоснование коэффициентов трения в передачах с промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков, И. С. Сазонов // Изв. НАН Беларуси. Сер. физико-технических наук. – 2015. – № 1. – С. 45–51.
6. **Решетов, Д. Н.** Детали машин : учебник для студентов машиностроительных и механических спец. вузов / Д. Н. Решетов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с. : ил.
7. **Lustenkov, M. E.** Strength calculations for cylindrical transmissions with compound intermediate rolling elements / M. E. Lustenkov // Int. J. of Mechanisms and Robotic Systems. – 2015. – Vol. 2, № 2. – P. 111–121.
8. 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.
9. **Крагельский, И. В.** Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. – М. : Машиностроение, 1977. – 526 с. : ил.
10. **Лустенков, М. Е.** Кинематический метод определения КПД передач с промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков // Вестн. Евразийского нац. ун-та им. Л. Н. Гумилева. – 2013. – № 4 (95). – С. 265–273.
11. **Иосилевич, Г. Б.** Детали машин : учебник для студентов машиностроительных спец. вузов / Г. Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1988. – 368 с. : ил.
12. **Лустенков, М. Е.** Оценка ресурса и нагрузочной способности передач с составными промежуточными элементами / М. Е. Лустенков, И. С. Сазонов // Актуальные вопросы машиноведения : сб. науч. тр. – Минск, 2014. – Вып. 3. – С. 189–191.

Статья сдана в редакцию 28 сентября 2015 года

Михаил Евгеньевич Лустенков, д-р техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-36-71.

Mikhail Yevgenyevich Lustenkov, DSc (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-25-36-71.