

ПЕРЕДАЧИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

11.1. Становление и развитие Могилевской научной школы передач с промежуточными телами качения

Интерес к передачам с промежуточными телами качения возник в начале XX в. в связи с тенденциями поиска резервов снижения материалоемкости приводов с одновременным повышением их нагрузочной способности. Это было обусловлено массовым выпуском автомобильной, авиационной и другой, в том числе военной техники. На протяжении первой половины прошедшего столетия предпринимались попытки решить задачу конструктивно, путем применения различных схем планетарных зубчатых передач, разработкой новых видов механических передач (волновые) и зацеплений (круговинтовое). Разработка передач с промежуточными телами качения (ППТК) явилась одним из направлений конструктивного повышения удельной передаваемой мощности привода, отнесенной к его массе или габаритам. Использование тел качения в передачах было направлено на решение нескольких задач. Первая – снизить потери мощности, заменив скольжение качением. Эту задачу успешно решает цевочно-циклоидальное зацепление, в котором тела качения (ролики) установлены на одном из звеньев. Другая задача связана с повышением нагрузочной способности передачи путем увеличения количества параллельных потоков, по которым одновременно передается мощность от ведущего к ведомому валу. Она решается более эффективно применением передач с телами качения, центры (оси) которых не закреплены на одном основании и совершают относительные перемещения в процессе работы передачи. Указанные механизмы в обзоре [1] названы передачами со «свободными» телами качения (термин неудачный, так как движение тел качения в ППТК ограничено связями). Данный тип передач следует отнести к ППТК с возможностью относительных перемещений центров масс тел качения. Преимущественно этот тип механизмов и рассматривается в настоящей главе.

До настоящего времени ППТК не получили широкого распространения в промышленности. Во многом это объясняется сложностью конструкции, технологий изготовления отдельных деталей, отсутствием методик расчета и проектирования, прошедших широкую апробацию и результатов полномасштабных ресурсных испытаний, позволяющих судить о надежности передач и в частности об их долговечности. Однако определенные результаты достигнуты, разработаны передачи для приводов буровой техники, запорной арма-

туры, летательных аппаратов, средств механизации и т. д., созданы научные школы в США, Японии, России, Молдове, Украине, Румынии, а также в Беларуси, в Могилевском машиностроительном институте (ММИ).-

В ММИ рождение данного направления связано с деятельностью Р. М. Игнатищева. Выпускник Харьковского горного института, горный инженер-механик, уже будучи кандидатом технических наук, Р. М. Игнатищев с 1970 г. начал работать в Могилеве. В ММИ он первый предложил идею синусошариковой передачи [2] и активно принялся за ее практическую реализацию, привлекая к исследованиям других энтузиастов, аспирантов и сотрудников института. Результатами усилий стало создание синусошариковых редукторных вставок к электробурам, внедренных на ПО «Юганскнефтегаз», ПО «Туркменнефть», ПО «Башнефть», создание редукторов для турбобуров для Уральской геологоразведочной экспедиции, создание редукторов-шпинделей, мультипликаторов и др. О всесоюзном признании разработки свидетельствует то, что синусошариковые редукторы были включены в ГОСТ 15880-83 «Электробуры».

Известны конструкции английских изобретателей еще двадцатых лет прошлого века [3], патенты ФРГ на автомобильные дифференциалы [4], авторские свидетельства разработчиков из Болгарии [5] и др. Значимым научным достижением Р. М. Игнатищева является то, что он создал основы теории зацепления посредством тел качения. В отличие от разработок многих изобретателей его передачи имели четкую практическую направленность – техника для бурения скважин, т. е. использовалось основное преимущество синусошарикового редуктора – малые габариты в радиальном направлении (рис. 11.1).

В 1970-е гг. сформировался коллектив исследователей синусошариковых передач.

Р. М. Игнатищев также предложил конструкцию передач с беговыми дорожками на торцах дисков [7], т. е. передач плоского типа (рис. 11.2).

Р. М. Игнатищев защитил докторскую диссертацию на тему «Синусошариковые передачи с примером использования их варианта в забойных машинах для бурения скважин» в 1991 г. В 1993 г. М. Ф. Пашкевич защитил доктор-

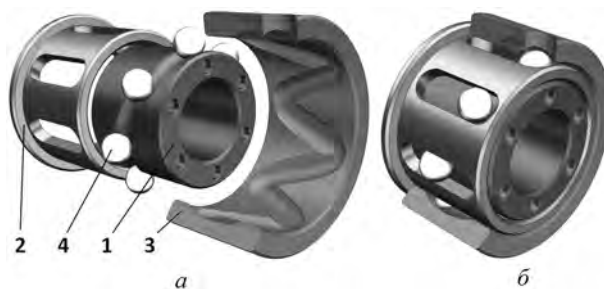


Рис. 11.1. Детали одной секции синусошариковой передачи (а) и секция в сборе (б): 1 – внутренняя обойма (ведущий вал); 2 – сепаратор (ведомый вал); 3 – наружная обойма (установлена в корпусе); 4 – шарики

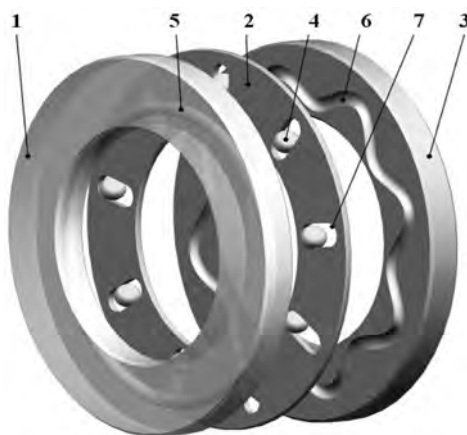


Рис. 11.2. Схема плоской шариковой передачи: 1 – ведущий диск; 2 – сепаратор; 3 – ведомый диск; 4 – шарики; 5 – однопериодная беговая дорожка; 6 – многопериодная беговая дорожка

скую диссертацию на тему «Теоретические и экспериментальные основы проектирования планетарных шариковых и роликовых передач». Среди публикаций и патентов следует отметить монографии [8–9], которые являются и по сей день базовыми работами для аспирантов и соискателей, только начинающих исследовать ППТК. Кроме того, результаты представлены в [10–22] и др.

В настоящее время ППТК используют для решения специальных инженерных задач, и они не распространены повсеместно в промышленности, как зубчатые передачи. Однако есть основания полагать, что потенциальные резервы ППТК до конца не раскрыты, все их преимущества не использованы. Актуальность работ по созданию передач новых типов подтверждает возрастающая активность, проявляемая российскими разработчиками и фирмами дальнего зарубежья («Harmonic Drive», «Sumitomo», «Spinea», «Synkinetics» и др.). ППТК разных типов находят применение в приводах перемешивателей бурового раствора, запорной и запорно-регулируемой арматуры, приводов беспилотных летательных аппаратов и других механизмах. Республика Беларусь имеет кадровый потенциал и пока занимает достойное место в этой области.

Новый этап в развитии машиностроения характеризуется появлением технологического оборудования, позволяющего обработать поверхности любой сложности [23]. С появлением мощных математических программных пакетов и САПР многократно расширились возможности проектирования.

11.2. Классификация и принцип работы ППТК

Конструкция передачи цилиндрического типа показана на рис. 11.3. При вращении ведущего вала, на котором установлен составной внутренний кулачок 1 (образованный двумя торцовыми кулачками) ролики 4 перемещаются одновременно по его замкнутой периодической беговой дорожке, по замкну-

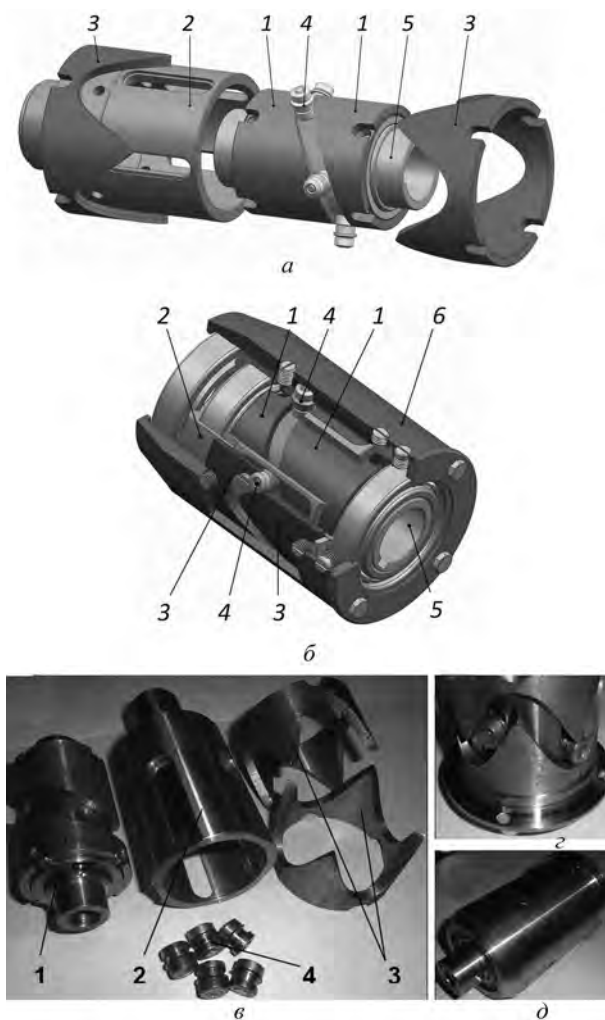


Рис. 11.3. Передача с промежуточными телами качения: модели основных элементов (а), общий вид редуктора (б), основные элементы передачи (в), редуцирующий узел в сборе (г), редуктор в сборе (д): 1 – составной внутренний кулачок; 2 – сепаратор (ведомый вал); 3 – составной наружный кулачок; 4 – ролики; 5 – ведущий вал; 6 – корпус

той периодической беговой дорожке, образованной двумя торцовыми кулачками закрепленными в корпусе (составной наружный кулачок 3) и вдоль пазов сепаратора 2 (ведомого вала). Сепаратор вращается с уменьшенной угловой скоростью по сравнению с ведущим валом. Передаточное отношение i данного механизма зависит от соотношения числа периодов (волн) Z_1 и Z_3 замкнутых беговых дорожек внутреннего и наружного кулачков и от используемой кинематической схемы (у передачи, изображенной на рис. 11.3, $i = 1 + Z_3/Z_1$).

Каждое из промежуточных тел (роликов) состоит из трех элементов: стержня и двух втулок, которые имеют возможность вращаться относительно

общей оси и, соответственно, друг относительно друга. Каждый из элементов может осуществлять качение без проскальзывания по рабочей поверхности соответствующего элемента ППТК, что снижает потери мощности на скольжение и повышает КПД.

В моделях передач (рис. 11.4) беговые дорожки и пазы представлены в виде кривых, промежуточные тела качения – в виде точек пересечения этих кривых. Тип передачи (цилиндрический, плоский, сферический, конический и др.) определяется видом поверхности, на которой расположены траектории движения центров масс тел качения, образуемые в процессе работы ППТК.

Замкнутые периодические кривые 1 и 3 (центровые кривые) являются центровыми профилями составных элементов кулачков 1 и 3 соответственно (рис. 11.3). Точки 4 пересечения кривых 1 и 3 совпадают с центрами масс тел качения. Эти точки делятся на две группы: точки пересечения P_1, P_2, \dots, P_n , в которых углы подъема центровых кривых α_1 и α_3 имеют разные знаки, и точки пересечения L_1, L_2, \dots, L_k , в которых эти углы имеют одинаковые знаки. Линии 2, равномерно расположенные относительно оси Oz , являются траектори-

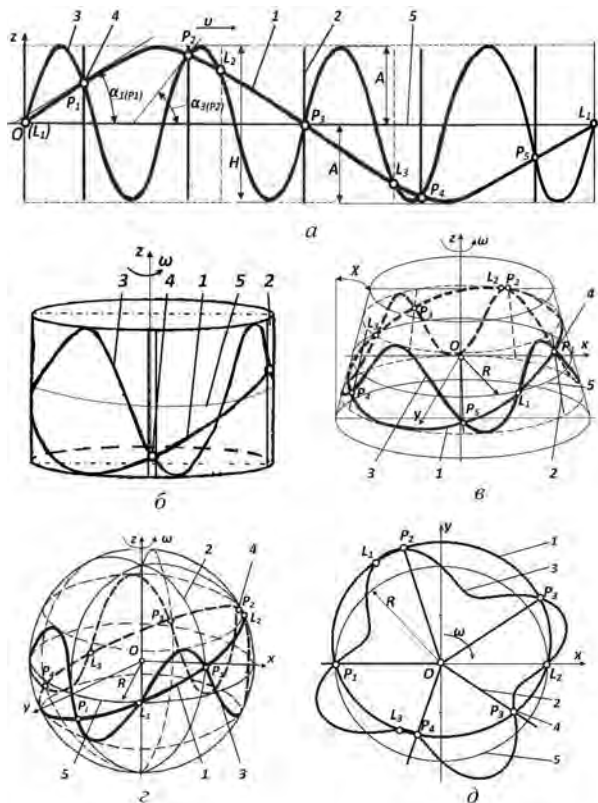


Рис. 11.4. Развертка центровых кривых на плоскость (а) и модели ППТК цилиндрического (б), конического (е), сферического (z) и плоского (d) типов: 1, 3 – периодические кривые (беговые дорожки) и 2 – пазы, связанные со звеньями 1, 3 и 2 соответственно; 4 – точки пересечения кривых (центры тел качения); 5 – средняя линия (окружность)

ями центров масс тел качения в относительном движении вдоль пазов сепаратора. В представленных моделях не учитываются размеры тел в плоскости xOy (толщина кулачков и сепаратора и высота роликов). Средняя линия 5 является окружностью с радиусом R . Дуговая координата s отсчитывается вдоль средней линии и изменяется от 0 до $2\pi R$.

На развертке центровых кривых на плоскость (рис. 11.4, *a*) средняя линия является отрезком прямой (s – абсцисса). Развертка каждой из кривых (1 и 3) будет описываться функцией $f_j(s)$ в системе координат sOz . Элементы 1, 2 и 3 передачи (рис. 11.3) и соответствующие кривые в моделях (рис. 11.4, *b–d*) могут вращаться относительно оси Oz со скоростями ω_j ($j = 1..3$). На развертке (рис. 11.4, *a*) эти вращения будут соответствовать линейным перемещениям вдоль оси Os со скоростями v_j . Центры масс тел качения, совпадающие с точками пересечения 4 центровых кривых соответствующей группы, движутся согласовано, вынуждая ведомое звено (1, 2 или 3) перемещаться с определенной скоростью.

Угловые расстояния между точками пересечения центровых кривых одной группы (в плоскости, перпендикулярной оси передачи) постоянны [7].

В качестве уравнений разверток центровых кривых могут использоваться уравнения синусоид, кусочно-винтовых, циклоидальных и других кривых [8]. По функциональному назначению рассматриваемые группы планетарных передач могут образовывать механизмы редукторов, мультипликаторов, дифференциалов, механизмы преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное движение [19]. Для передач с одной степенью свободы возможна реализация шести основных кинематических схем (табл. 11.1) [20].

Таблица 11.1. Кинематические схемы ППТК

Номер кинематической схемы	Ведущее звено	Ведомое звено	Остановленное звено	Передаточное отношение
1	1	2	3	$i_{12}^{(3)} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1}$
2	1	3	2	$i_{13}^{(2)} = -\frac{Z_3}{Z_1}$
3	2	1	3	$i_{21}^{(3)} = \frac{Z_1}{Z_1 + Z_3}$
4	2	3	1	$i_{23}^{(1)} = \frac{Z_3}{Z_1 + Z_3}$
5	3	1	2	$i_{31}^{(2)} = -\frac{Z_1}{Z_3}$
6	3	2	1	$i_{32}^{(1)} = 1 + \frac{Z_1}{Z_3}$



По конструктивному исполнению ППТК с коаксиальным расположением звеньев (цилиндрического, сферического и конического типов) можно разделить на три вида (табл. 11.2).

Таблица 11.2. Конструктивные исполнения секции ППТК

Конструктивная схема	Внутреннее звено	Промежуточное звено	Наружное звено
1	1(3)	2	3(1)
2	1(3)	3(1)	2
3	2	1(3)	3(1)

С учетом равенства амплитуд центровых кривых существуют передачи с постоянным мгновенным передаточным отношением ($A_1 = A_3$) и механизмы прерывистого действия ($A_1 \neq A_3$).

По виду замыкания высших кинематических пар, образуемых телами качения с основными деталями, ППТК подразделяются на передачи с геометрическим и кинематическим замыканиями. При силовом замыкании (эксцентриковые передачи) нагрузочная способность снижается вдвое, так как половина тел качения не передает нагрузку, а совершает холостой ход. При геометрическом замыкании элементы тел качения движутся по беговым дорожкам и контактируют поочередно с двумя их сторонами. При этом увеличиваются требования к точности изготовления деталей передачи и ее сборки.

ППТК подразделяются на одно- и многоступенчатые (при последовательном соединении секций), на одно- и многосекционные (при параллельном соединении секций). По виду тел качения передачи бывают шариковые и роликовые.

11.3. Совершенствование конструкции ППТК и методик их расчета

Результаты теоретических и экспериментальных исследований отражены в разработанной методике расчета и проектирования ППТК.

Пример. Необходимо спроектировать передачу с промежуточными телами качения для гайковерта с приводом от электродвигателя, встроить редукторный узел в корпус трубчатой формы.

Исходными данными являются: максимальный диаметр корпуса редуктора D_{\max} , диаметр центрального отверстия D_0 , требуемое передаточное отношение i , номинальный передаваемый крутящий момент $T_{\text{вых}}$, вид нагрузки (реверсивная или нет), номинальная частота вращения ведущего вала n_1 . Заданным является режим работы редуктора, вид материалов и их термообработки, степень точности изготовления деталей.

Решение. 1. Устанавливаются значения коэффициентов трения и допускаемые напряжения. До вычисления значений сил можно использовать значение приведенного коэффициента трения $f = 0,05 \dots 0,07$ для стальных деталей, работающих со смазкой. Данный коэффициент учитывает сложный характер



взаимодействия элементов составного тела качения с основными звеньями ППТК, включающий потери мощности на скольжение и сопротивление качению. Угол трения: $\phi = \arctg(f)$. По справочным материалам источников [24–25] определяются параметры, характеризующие физико-механические свойства материалов деталей (модуль упругости E , коэффициент Пуассона μ , предел текучести σ_T), допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$, допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$, кручения $[\tau]$, смятия $[\sigma_{см}]$ и среза $[\tau_{ср}]$.

2. Рассчитывается показатель удельной передаваемой мощности k_{ps} , кВт/м²:

$$k_{ps} = \frac{133T_{\text{ВЫХ}}n_1}{i(D_{\text{max}}^2 - D_0^2)}. \quad (11.1)$$

Данный показатель, равный передаваемой мощности, отнесенной к площади поперечного сечения редуктора, принят в качестве критерия энергоэффективности передач с малыми радиальными размерами [26]. Предельное значение данного параметра, полученное на основе анализа механических передач, серийно выпускаемых ведущими мировыми производителями редукторной техники

$$[k_{ps}] = 9D_{\text{max}} + 1550. \quad (11.2)$$

Если $k_{ps} < [k_{ps}]$, передача заданной мощности в заданных размерах осуществляется с помощью одной секции передачи. Если $k_{ps} \geq [k_{ps}]$, исходные параметры таковы, что необходимо проектировать передачу с техническими характеристиками, превышающими характеристики наиболее эффективных образцов редукторов. В таком случае нужно либо скорректировать исходные данные, либо проектировать многосекционную передачу.

При проектировании передачи в многосекционном исполнении (с несколькими параллельными потоками) число секций n_s можно ориентировочно определить по формуле $S_n = k_{ps}/[k_{ps}]$ с округлением полученного значения до ближайшего большего целого числа. Момент, действующий на ведомый вал одной секции, рассчитывается по следующей зависимости:

$$T'_{\text{ВЫХ}} = \frac{T_{\text{ВЫХ}}}{S_n k_{ns}},$$

где k_{ns} – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между секциями, $k_{ns} = 0,7 \dots 0,8$ в зависимости от точности изготовления деталей.

Далее приводится расчет применительно к односекционной передаче.

3. Выбирается тип передачи. Предпочтительным является цилиндрический тип. В случае установленных ограничений на осевые габариты передачи рекомендуется принимать плоский тип. При разработке механизмов с пересекающимися осями валов целесообразно использовать сферический тип передач. В редких случаях, с учетом специфических компоновочных требований, может применяться конический тип ППТК. В соответствии с исходными данными (встраивание передачи в корпус трубчатой формы) необходимо принять цилиндрический тип ППТК.





4. Выбирается кинематическая схема передачи по табл. 11.1. Элементы (звенья) передачи 1 и 3 содержат замкнутые беговые дорожки, а элемент 2 имеет пазы, равномерно расположенные относительно оси передачи. Кинематическая схема выбирается с учетом заданного значения передаточного отношения i . Z_1 и Z_3 – числа периодов центровых кривых – целые числа, выбираемые из диапазона от 1 до 10. Первая кинематическая схема позволяет получить максимальное значение передаточного отношения при высоком КПД по сравнению с другими кинематическими схемами. Для механизмов отвинчивания труб применимы кинематические схемы № 2 и 5, которые обеспечивают разнонаправленность вращений ведущего и ведомого валов. Далее рассматривается вариант с первой кинематической схемой. При этом передаточное отношение i будет обозначено $i_{12}^{(3)}$, $T_{\text{вых}} = T_2$. По табл. 11.2 определяется конструктивная схема передачи. Наиболее целесообразно (для первой кинематической схемы) использование первой конструктивной схемы, при которой внутреннее звено – внутренние кулачки, промежуточное – сепаратор, наружное – наружные кулачки. Выбираем первую конструктивную схему.

5. Исходя из заданных частоты вращения и закона движения выходного звена механизма выбирается тип центровых кривых. Параметрические уравнения двух типов кривых, применяемых при изготовлении кулачковых профилей, образующих беговые дорожки ППТК наиболее часто, приведены в табл. 11.3.

Таблица 11.3. Уравнения двух типов центровых кривых на цилиндрических поверхностях

Тип кривой	Параметрические уравнения (s – параметр, $s = 0 \dots 2\pi R$)	Рекомендации по использованию
Синусоидальная	$x_{1,3} = R \cos\left(\frac{s}{R}\right), \quad y_{1,3} = R \sin\left(\frac{s}{R}\right),$ $z_{1,3} = A \sin\left(\frac{Z_{1,3}s}{R}\right)$	Скоростной привод
Кусочно-винтовая	$x_{1,3} = R \cos\left(\frac{s}{R}\right), \quad y_{1,3} = R \sin\left(\frac{s}{R}\right)$ $z_{1,3} = \left(\frac{2A}{\pi}\right) \arcsin\left(\sin\left(\frac{Z_{1,3}s}{R}\right)\right)$	Ручной привод

Для скоростных передач цилиндрического типа рекомендуется синусоидальный тип центровых кривых.

6. Предварительно рассчитываются основные геометрические параметры передачи. Радиус средней окружности: $R = 0,4D_{\text{max}}$. Радиус ролика определяется по формуле $r_s = (0,06 \dots 0,09) D_{\text{max}}$. Первоначально рекомендуется при-

нимать минимальное значение множителя 0,06 для повышения коэффициента перекрытия. Число периодов центральной кривой внутреннего кулачка, как правило, принимается $Z_1 = 1$. Тогда по формуле из табл. 11.1: $Z_3 = i_{12}^{(3)} - 1$. Число тел качения (пазов сепаратора) равно передаточному отношению: $n = Z_1 + Z_3 = i_{12}^{(3)}$.

Оптимальное значение амплитуды по критерию максимального КПД (с округлением до целого числа) [19]

$$A = \frac{\pi R \sqrt{2Z_3 Z_1 - \text{tg}^2(\phi)}}{4Z_3} \quad (11.3)$$

Средние углы подъема центральных кривых

$$\alpha_{m1,3} = \arctg\left(\frac{2Z_{1,3}A}{\pi R}\right) \quad (11.4)$$

7. Проводится силовой анализ передачи. Определяется среднее значение отношения количества роликов, передающих нагрузку, к общему их числу в одной секции:

$$K_p = 1 - \frac{r_s \text{tg}(\alpha_{m3}) \sin(\alpha_{m3})}{A} \quad (11.5)$$

Эмпирический коэффициент $K_n \leq 1$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по параллельным потокам мощности (телам качения)

$$K_n = (1,6 - 0,1)n_{st} \quad (11.6)$$

где n_{st} – степень точности изготовления деталей.

Средние значения сил, действующих на тело качения со стороны основных звеньев передачи определяются из уравнений кинестатического равновесия ролика:

$$N_2 = \frac{T_2}{RnK_p K_n} \quad (11.7)$$

$$N_1 = \frac{N_2 \left(\frac{\cos(\alpha_{m3}) + f \sin(\alpha_{m3})}{\sin(\alpha_{m3}) - f \cos(\alpha_{m3})} - f \right)}{\cos(\alpha_{m1}) - f \sin(\alpha_{m1}) + \frac{\sin(\alpha_{m1}) + f \cos(\alpha_{m1})}{\sin(\alpha_{m3}) - f \cos(\alpha_{m3})} (\cos(\alpha_{m3}) + f \sin(\alpha_{m3}))} \quad (11.8)$$

$$N_3 = \frac{N_2 - N_1 \cdot (\sin(\alpha_{m1}) + f \cdot \cos(\alpha_{m1}))}{\sin(\alpha_{m3}) - f \cdot \cos(\alpha_{m3})} \quad (11.9)$$

Для передачи с параметрами $R = 56$ мм, $A = 28$ мм, $Z_1 = 1$, $Z_3 = 5$, $i_{12}^{(3)} = n = 6$, принятом приведенном коэффициенте трения $f = 0,05$ и действующем на ведомом валу постоянным моментом $T_2 = 600$ Нм значения сил, действующих на



одно тело качения, составляют: $N_1 = 1,77 \cdot 10^3$ Н, $N_2 = 3,2 \cdot 10^3$ Н, $N_3 = 3,15 \cdot 10^3$ Н. Средний КПД передачи определяется по табл. 11.4.

Таблица 11.4. Выражения для определения среднего КПД ППТК

КС	КПД	КС	КПД
1	$\frac{\sin(\alpha_{m1} + \alpha_{m3}) \cos(\phi)}{i_{12}^{(3)} \sin(\alpha_{m1} + \phi) \cos(\alpha_{m3} - 2\phi)}$	4	$\frac{\sin(\alpha_{m3} - \phi) \cos(\alpha_{m1} + 2\phi)}{i_{23}^{(1)} \cos(\phi) \sin(\alpha_{m1} + \alpha_{m3})}$
2	$\frac{\sin(\alpha_{m3} - \phi) \cos(\alpha_{m1} + 2\phi)}{i_{13}^{(2)} \sin(\alpha_{m1} + \phi) \cos(\alpha_{m3} - 2\phi)}$	5	$\frac{\sin(\alpha_{m1} - \phi) \cos(\alpha_{m3} + 2\phi)}{i_{31}^{(2)} \sin(\alpha_{m3} + \phi) \cos(\alpha_{m1} - 2\phi)}$
3	$\frac{\sin(\alpha_{m1} - \phi) \cos(\alpha_{m3} + 2\phi)}{i_{21}^{(3)} \cos(\phi) \sin(\alpha_{m1} + \alpha_{m3})}$	6	$\frac{\sin(\alpha_{m1} + \alpha_{m3}) \cos(\phi)}{i_{32}^{(1)} \sin(\alpha_{m3} + \phi) \cos(\alpha_{m1} - 2\phi)}$

Примечание. КС – кинематическая схема.

Для ППТК с указанными выше параметрами средний КПД составил $\eta = 0,75$. Моменты, действующие на основные звенья передачи, определяются исходя из уравнения их баланса (момент T_2 является заданным): $T_1 = T_2 / (i_{12}^{(3)} \eta)$, $T_3 = T_2 - T_1$.

8. Проводятся проектные расчеты геометрических параметров передачи (рис. 11.5 и 11.6). Минимальный диаметр входного вала $D_{1\min}$ определяется исходя из условия прочности на кручение [24–25]

$$D_{1\min} = \sqrt[3]{\frac{16T_1 10^3}{[\tau] \pi (1 - \zeta)}}, \quad (11.10)$$

где ζ – коэффициент, учитывающий наличие центрального отверстия у ведущего вала ($\zeta = 0,70 \dots 0,73$).

Минимальный диаметр ведущего вала $D_{1\min}$ не должен превышать значение $0,7D_{\max}$. Толщина корпуса редуктора принимается конструктивно: $\delta_k = 4 \dots 8$ мм. Максимальная длина ролика: $l_{r\max} = 0,5(D_{\max} - D_{1\min}) - \delta_k$. При этом необходимо выполнение условия $l_{r\max} \leq 0,5R$. При разбиении общей длины ролика l_r по ступеням рекомендуется увеличить длины средней и верхней ступеней

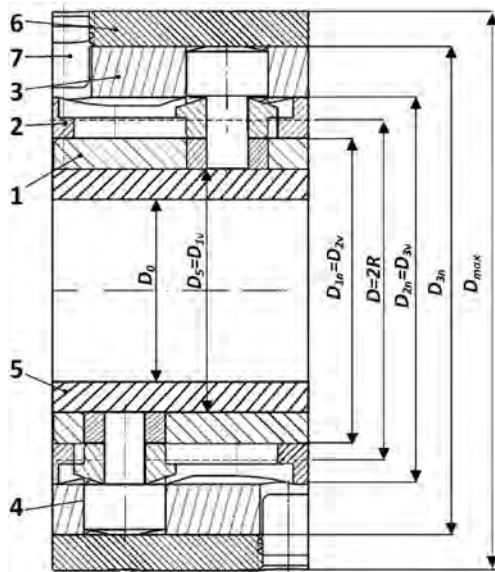


Рис. 11.5. Геометрические параметры секции ППТК: 1 – внутренние кулачки; 2 – сепаратор; 3 – наружные кулачки; 4 – ролики; 5 – ведущий вал; 6 – корпус; 7 – винты, стопорящие наружные кулачки в корпусе

как наиболее нагруженных. При этом на втулке, контактирующей с сепаратором, необходимо проектировать выступ для устранения перекосов оси ролика. Таким образом, $l_{r1} = 0,3l_{r2}$, $l_{r2} = l_{r3} = 0,35l_r$. Вычисляются длины ступеней ролика с округлением до целых чисел. Высота l_{rp2} и диаметр d_{sp2} буртика для устранения перекосов оси ролика (см. рис. 11.6), как и толщину корпуса δ_k , принимается конструктивно. Длина контактной линии втулки ролика и паза сепаратора, скорректированная с учетом высоты буртика: $l_{r2k} = l_{r2} - l_{rp2}$. Коэффициент диаметра стержня $k_{st} = d_0/d_s$ (для роликов с радиусом $r_s \leq 7$ мм рекомендуется $k_{st} = 0,5...0,6$). Минимальный радиус втулок ролика

$$r_{s2} = \frac{A \left(1 - \sqrt{1 - \frac{2M_2 \operatorname{tg}(\alpha_{m3}) \sin(\alpha_{m3})}{RAnK_n l_{r2k} k_{st} [\sigma_{cm}]}} \right)}{2 \operatorname{tg}(\alpha_{m3}) \sin(\alpha_{m3})}. \quad (11.11)$$

Данная формула получена в результате решения оптимизационной задачи [27]. Окончательно принимаются радиусы втулок (равными у всех ступеней): $r_s = r_{s1} = r_{s2} = r_{s3}$ (диаметр ролика $d_s = 2r_s$). Диаметр ролика $d_s = 2r_s$. Проверяется выполнение необходимого условия $d_s \leq 0,2D_{\max}$.

9. Проводится расчет геометрии основных элементов передачи. Внутренние и наружные диаметры сепаратора и кулачков: $D_{3n} = D_{\max} - 2\delta_k$, $D_{3v} = D_{3n} - 2l_{r3}$, $D_{2n} = D_{3v}$, $D_{2v} = D_{2n} - 2l_{r2}$, $D_{1n} = D_{2v}$, $D_{1v} = D_{1n} - 2l_{r1}$. Радиус средней окружности корректируется (с округлением до целого числа) с учетом изменившейся длины ролика:

$$R = 0,5D_{\max} - \delta_k - l_{r3} - l_{rp2} - 0,5l_{r2k}. \quad (11.12)$$

Проводится сравнение рассчитанных значений r_s и R с принятыми значениями в пункте 6 методики. Если они изменились, необходимо скорректировать значения геометрических и силовых параметров, рассчитанных по пунктам 6 и 7.

10. Проводим проверочные расчеты деталей передачи на прочность [27–28]. Определяются напряжения смятия на поверхности втулки, контактирующей с сепаратором, как наиболее нагруженной. Условие прочности

$$\sigma_{cm} = \frac{N_2}{2k_{st} r_{s2} l_{rp2}} \leq [\sigma_{cm}]. \quad (11.13)$$

Условие прочности по напряжениям среза при двух поверхностях сдвига у стержня ролика

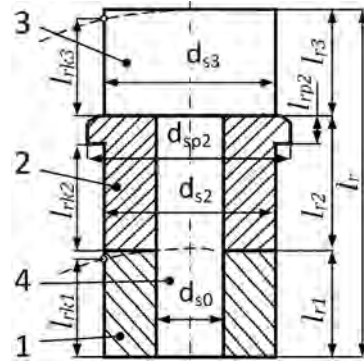


Рис. 11.6. Геометрические параметры ролика: 1 – втулка, контактирующая с внутренними кулачками; 2 – втулка, контактирующая с пазами сепаратора; 3 – втулка, контактирующая с наружными кулачками; 4 – стержень

$$\tau_N = \frac{N_2}{2\pi k_{st}^2 r_{s2}^2} \leq [\tau_{cp}]. \quad (11.14)$$

Вычисляются контактные напряжения, действующие во взаимодействующей паре втулки ролика и сепаратора как наиболее нагруженной. Условие прочности

$$\sigma_{H2} = 191,7 \sqrt{\frac{N_2}{r_{s2} l_{rp2}}} \leq [\sigma_H]. \quad (11.15)$$

Во избежание превышения допустимых значений напряжений изгиба на выступах торцовых кулачков, образующих многопериодную беговую дорожку производится срезание этих выступов. Высота срезаемого участка выступов наружного кулачка

$$h_{f \min} = \frac{N_3 \sin(\alpha_{m3})}{2l_{r3} [\sigma_F]} (3 \operatorname{tg}^2(\alpha_{m3}) - 1) \leq [h_{f \min}], \quad (11.16)$$

где $[h_{f \min}]$ – допускаемое значение срезаемого участка, $[h_{f \min}] = 0,2A$.

При невыполнении одного из условий прочности, приведенных в п. 10 методики принимается решение об изменении материалов и их термообработки либо об увеличении числа секций редуктора и производится перерасчет.

Автоматизации расчета и проектирования. В системе Mathcad разработана процедура для автоматизации расчета и проектирования данных передач. С ее помощью рассчитана и спроектирована ППТК для сопоставления ее характеристик с планетарной зубчатой передачей (одноступенчатой, трехстеллитной, сконструированной по схеме 2К-Н) при одинаковых материалах изготовления деталей и режимах нагружения.

Материалы деталей – сталь 12Х2Н4А, после цементации твердость активных поверхностей зубьев 58–61 HRC. Степень точности по нормам плавности – 7-я. Нагрузка близка к постоянной, срок службы – длительный. Частота вращения ведущего вала 1500 мин⁻¹, вращающий момент на ведомом валу 600 Нм, заданное передаточное отношение $i = 6$.

Г. Б. Иосилевичем [25, 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 составил 40 мм.

Результаты расчета по разработанной методике и процедуре 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/м², у планетарной зубчатой передачи –



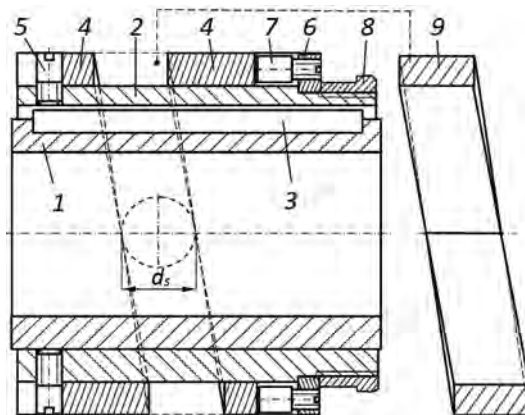


Рис. 11.7. Механизм регулировки положения внутренних кулачков

428 кВт/м². При учете возможности проектирования центрального отверстия у данной передачи с максимальным диаметром 30 мм (так как делительный диаметр солнечной шестерни равен 40 мм) и принятым КПД = 0,98 данный коэффициент равен 437 кВт/м². У ППТК он на 81% выше.

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 [29] предложено увеличить равномерность распределения нагрузки по телам качения с помощью стальных пластин и прокладок из упругого материала, устанавливаемых в пазах сепаратора. Для малогабаритных передач (с диаметром корпуса менее 100 мм) данный способ не подходит, так как снижает длину контактных линий и усложняет конструкцию сепаратора из-за наличия множества мелких деталей, что также снижает надежность.

Регулировка ППТК осуществляется регулированием положения внутренних и наружных кулачков. На рис. 11.7 показан механизм регулировки внутренних кулачков.

В конструкции передачи также предусмотрен *механизм регулировки геометрических параметров* самой беговой дорожки.

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

Механизм регулировки положения наружных кулачков показан на рис. 11.8.

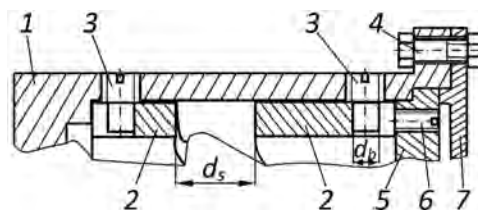


Рис. 11.8. Механизм регулировки положения наружных кулачков

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.

11.4. Области применения ППТК, задачи, проблемы и перспективы дальнейших исследований

Установлено [14], что энергоэффективность ППТК по критерию передаваемой мощности на единицу площади поперечного сечения на 81–85% выше, чем у трехсателлитных планетарных зубчатых передач. 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 таким образом компоновочные свойства проектируемых механизмов. Основными критериями прочности являются напряжения смятия, возникающие в контакте элементов роликов и контактные напряжения в паре «втулка ролика – сепаратор», а основным фактором, определяющим долговечность исследуемых ППТК, будет являться 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 могут быть заменены на новые.

Дальнейшее совершенствование ППТК с целью повышения их технического уровня предполагает решение следующих задач:

- снижение потерь мощности при проскальзывании тел качения;
- повышение отношения количества роликов, передающих нагрузку к их общему числу;
- разработка конструктивных мер для устранения перекосов осей роликов.

На основе анализа преимуществ ППТК установлены перспективные области использования энергоэффективных малогабаритных механических передач с составными промежуточными телами качения.

1. Новые компоновочные схемы передач цилиндрического типа с телами качения позволяют продолжить работу в уже успешно апробированной области, связанной с созданием механизмов, работающих в скважинах и трубах. В частности, перспективным является возобновление производства электробуров с редукторными вставками на основе ППТК. Передачи могут встраиваться в приводы погружных насосов, скважинных устройств, включая технику, используемую для бурения скважин на воду, широко распространенную на территории Республики Беларусь.

2. Встраивание ППТК в механизмы различных типов, объединение в структуре одного механизма нескольких передач, например, зубчатой планетарной



передачи и ППТК, карданной передачи и ППТК и др., позволит получить дополнительные преимущества и расширить область применения новых механизмов при сохранении минимальных радиальных размеров. В связи с этим перспективными представляются ППТК сферического типа, разрабатываемые в БРУ [30–32].

3. На базе ППТК возможно создание дифференциальных механизмов транспортных средств с малыми радиальными размерами, что положительно влияет на их профильную проходимость [33].

4. Малые габариты, соосность валов, возможность проектирования сквозного отверстия позволяют применять данные передачи в приводных системах промышленных роботов и манипуляторов. Малые радиальные размеры ППТК также позволяют им встраиваться в приводы станков и технологических приспособлений, например, в механизмы патронов, пинолей, приводы подачи пруткового материала и т. д. Промышленная апробация разработанных средств механизации на базе ППТК позволяет сделать вывод о целесообразности их применения для передачи усилий в труднодоступные места с помощью устройств, используемых подразделениями МЧС.

5. Улучшение эксплуатационных свойств материалов, нанесение покрытий на рабочие поверхности кулачков и элементов составных тел качения, а также применение перспективных способов их упрочнения позволят повысить долговечность разрабатываемых передач. Для дальнейшего повышения КПД и энергоэффективности ППТК необходимы системные исследования влияния новых видов упрочнения и смазочных материалов на потери мощности.

Таким образом, разрабатываемые ППТК могут успешно конкурировать с планетарными зубчатыми передачами по передаваемой мощности, отнесенной к площади поперечного сечения. Наиболее перспективная область их применения – техника для бурения и ремонта скважин.

Литература

1. Становской, В. В. Передачи со свободными телами качения, обзор патентной литературы / В. В. Становской, Т. А. Ремнева, С. М. Казакевичус // Прогрессивные зубчатые передачи : сб. науч. тр. – Новоуральск : Изд-во НГТИ, 2003. – С. 61–94.
2. Игнатищев, Р. М. Синусошариковый редуктор, его преимущества и целесообразность применения в буровой технике / Р. М. Игнатищев // Проблемы создания и внедрения самоходных буровых установок : тез. докл. I Всесоюз. науч.-техн. конф. – Фрунзе, 1974. – С. 123–125.
3. Improvements in variable speed mechanism: pat. 257052 UK / S. E. Scott. – Apl. № 16613/25 ; fil. 27.06.25 ; pat. 26.08.26. – 8 p.
4. Ausgleichgetriebe für Kraftfahrzeuge: pat. 801421 Bundesrepublik Deutschland, Kl. 63c, Gr. 13 05 / W. Altmann. – fil. 25.01.49 ; pat. 08.01.51. – 3 p.
5. Планетарен сачмен редуктор : а. с. 13751 НРБ Кл. 47 h, 7, МПК F 06 H / Васил Кирилов Киров (НРБ). – № 10886 ; заявл. 25.10.68 ; опубл. 20.12.69. – 6 с.
6. Игнатищев, Р. М. Плоские синусошариковые зацепления и основы их расчёта / Могилев. машиност. ин-т. – Могилев, 1983. – 60 с. – Деп. в БелНИИНТИ 28.06.83, № 673 Бе-Д83.
7. Планетарный редуктор для забойных двигателей : а. с. 605926 СССР, М. кл2. E 21B 3/10, E 21 B 3/12 / Р. М. Игнатищев, Б. З. Школьников, И. С. Сазонов, В. С. Веселов (авторы и заявители)



тели). – № 2111566/22-03 ; заявл. 14.01.75 ; опубл. 05.05.78 // Открытия. Изобрет. – 1978. – Бюл. № 17. – 2 с.

8. Игнатищев, Р. М. Синусошариковые редукторы / Р. М. Игнатищев. – Минск : Выш. шк., 1983. – 107 с.

9. Пашкевич, М. Ф. Планетарные шариковые и роликовые редукторы и их испытания / М. Ф. Пашкевич, В. В. Герашенко. – Минск : БелНИИНТИ, 1992. – 248 с.

10. Лустенков, М. Е. Разработка синусоцилиндрических шариковых редукторов с повышенной нагрузочной способностью, работающих в режиме однократнопиковых нагрузок : автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02 / М. Е. Лустенков ; ИНДМАШ НАНБ. – Минск, 2001. – 22 с.

11. Устройство для отвинчивания труб в скважине : пат. 4314 С1 Респ. Беларусь, МПК7 E 21B 23/00, E 21B 23/04 / Р. М. Игнатищев, Д. М. Макаревич, М. Е. Лустенков ; заявитель Могилевский машиностроит. инст. – № а 19990114 ; заявл. 10.02.99 ; опубл. 30.03.02 // Афіц. бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2002. – № 1. – С. 142–143.

12. Панкратов, Э. Н. Волновые редукторы с промежуточными звеньями / Э. Н. Панкратов, В. В. Шумский, С. В. Лушников // Бурение и нефть. – 2003. – № 2. – С. 28–30.

13. Планетарные кулачково-плунжерные передачи. Проектирование, контроль и диагностика / М. Ф. Пашкевич [и др.]. – Могилев : Бел.-Рос. ун-т, 2003. – 221 с.

14. Лустенков, М. Е. Теория, расчет и проектирование энергоэффективных механических передач с составными промежуточными телами качения : дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.02 / М. Е. Лустенков ; ГНУ ОИМ НАНБ. – Минск, 2014. – 307 с.

15. Планетарная передача : пат. 14828 С1 Респ. Беларусь, МПК (2006) F 16H 25/06 / М. Е. Лустенков ; заявитель Белорусско-Российский ун-т. – № u 20091225 ; заявл. 12.08.09 ; опубл. 30.10.11 // Афіц. бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2011. – № 5. – С. 153.

16. Роликовый редуктор : пат. 16378 С1 Респ. Беларусь, МПК (2006.01) F 16H 25/06 / М. Е. Лустенков, А. П. Прудников ; заявитель Белорусско-Российский ун-т. – № а 20101071 ; заявл. 13.07.10 ; опубл. 30.10.12 // Афіц. бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 5 (88). – С. 129–130.

17. Роликовый редуктор : пат. 16953 С1 Респ. Беларусь, МПК (2006.01) F 16H 13/08, 25/06 / М. Е. Лустенков, А. П. Прудников ; заявитель Белорусско-Российский ун-т. – № а 20101592 ; заявл. 08.11.10 ; опубл. 30.06.12 // Афіц. бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 2 (91). – С. 124.

18. Лустенков, М. Е. Могилевская научная школа исследователей передач с промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков // Перспективные приводные системы, трансмиссии и робототехнические комплексы: материалы междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Бел.-Рос. ун-т, 2011. – 126 с. – С. 4-7.

19. Лустенков, М. Е. Планетарные шариковые передачи цилиндрического типа: монография / М. Е. Лустенков, Д. М. Макаревич. – Могилев : Бел.-Рос. ун-т, 2005. – 123 с.

20. 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.

21. Борисенко, Л. А. Малогабаритные передаточные механизмы для мехатронных устройств: монография / Л. А. Борисенко. – Могилев: Бел.-Рос. ун-т, 2013. – 187с.

22. Игнатищев, Р. М. Шестерням весомая поддержка / Р. М. Игнатищев. – Могилев : УПКП МОТ им. С. Соболя, 2007. – 24 с.

23. Технологические аспекты создания рабочих поверхностей передач новых типов / П. Н. Громыко [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2012. – 209 с.

24. Иванов, М. Н. Детали машин. Учебник для машиностроительных специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 10-е изд., испр. – М. : Высш. шк., 2006. – 408 с.

25. Иосилевич, Г. Б. Детали машин: учебник для студентов машиностроительных спец. вузов / Г. Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1988. – 368 с.

26. Лустенков, М. Е. Обоснование выбора механических передач для работы в скважинах / М. Е. Лустенков // Горная механика и машиностроение. – 2014. – № 1. – С. 64–70.

27. 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.

28. Лустенков, М. Е. Критерии прочности механических передач с составными промежуточными элементами качения / М. Е. Лустенков // *Вестн. Белорус.-Рос. ун-та*. – 2015. – № 4. – С. 33–41.

29. Совершенствование конструкции передач с промежуточными телами качения / И. С. Сазонов [и др.] // *Горная механика и машиностроение*. – 2012. – № 1. – С.74–83.

30. Сферический планетарный редуктор с телами качения : пат. 15035 С1 Респ. Беларусь, МПК (2006) F 16H 25/00 / М. Е. Лустенков ; заявитель Белорусско-Российский ун-т. – № а 20090663 ; заявл. 07.05.09 ; опубл. 30.10.11 // *Афіц. бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці*. – 2011. – № 5. – С. 152.

31. Сферическая шариковая передача : пат. 19741 С1 Респ. Беларусь, МПК (2006.01) F 16H 25/00, F 16D 3/16 / М. Е. Лустенков, Е. С. Фитцова ; заявитель Белорусско-Российский ун-т. – № а 20130060 ; заявл. 17.01.13 ; опубл. 30.12.15 // *Афіц. бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці*. – 2015. – 5 с.

32. Сферическая шариковая передача : пат. 19964 С1 Респ. Беларусь, МПК (2006.01) F 16H 25/00, F 16D 3/16 / М. Е. Лустенков, Е. С. Фитцова ; заявитель Белорусско-Российский ун-т. – № а 20130102 ; заявл. 28.01.13 ; опубл. опубл. 30.04.16 // *Афіц. бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці*. – 2016. – 3 с.

33. Кулачковый межколесный дифференциал транспортного средства : пат. 19146 С1 Респ. Беларусь, МПК (2006.01) F 16H 48/14, В 60К 17/16 / М. Е. Лустенков ; заявитель Белорусско-Российский ун-т. – № а 20121061 ; заявл. 16.07.12 ; опубл. 30.04.15 // *Афіц. бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці*. – 2015. – 7 с.

