

Научная статья
Статья в открытом доступе
УДК 621.83.06
doi: 10.30987/2782-5957-2024-3-20-30

ПОВЫШЕНИЕ КПД ШАРИКОВЫХ И РОЛИКОВЫХ ПЕРЕДАЧ ПУТЕМ ОПТИМИЗАЦИИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДЕТАЛЕЙ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Александр Валентинович Капитонов✉

Белорусско-Российский университет, Могилев, Республика Беларусь
kavbru@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-8213-6320>

Аннотация

Представлены исследования, связанные с повышением КПД новых конструкций планетарных передач с промежуточными телами качения шариками и роликами с беговыми дорожками, замкнутыми на плоскости, имеющих более высокие кинематические и динамические характеристики. Наиболее эффективно повысить КПД данных передач можно оптимизацией геометрических параметров деталей зацепления, к которым относятся углы подъема, амплитуда и средний радиус беговых дорожек. Разработана методика и получены математические зависимости, позволяющие определить оптимальные геометрические параметры планетарных шариковых и роликовых передач для повышения их КПД. Рассчитаны потери мощности при углах подъема беговых дорожек, обеспечивающих наибольший КПД передачи, для каждого звена исследуемых планетарных передач, построенных

по единой кинематической схеме. Получены зависимости потерь мощности планетарных шариковых и роликовых передач от углов подъема ведущей беговой дорожки. Определены наибольшие значения КПД передач в зависимости от оптимальных углов подъема ведущей беговой дорожки и передаточного отношения. Установлены оптимальные значения среднего радиуса и амплитуды беговых дорожек, получены их наилучшие соотношения, обеспечивающие наибольший КПД передачи. Представлены результаты расчетов геометрических параметров, обеспечивающих наибольший КПД новых конструкций планетарных шариковых и роликовых передач.

Ключевые слова: качение, шарики, ролики, дорожки, радиус, амплитуда, параметры, КПД, оптимизация.

Ссылка для цитирования:

Капитонов А.В. Повышение кпд шариковых и роликовых передач путем оптимизации геометрических параметров деталей зацепления / А.В. Капитонов // Транспортное машиностроение. – 2024. – №3. – С. 20-30. doi: 10.30987/2782-5957-2024-3-20-30.

Original article
Open Access Article

IMPROVING THE EFFICIENCY OF BALL AND ROLLER GEARS BY OPTIMIZING GEOMETRICS OF ENGAGEMENT PARTS

Aleksandr Valentinovich Kapitonov✉

Belarusian-Russian University, Mogilev, Republic of Belarus
kavbru@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-8213-6320>

Abstract

Studies related to increasing the efficiency of new planetary gear designs with intermediate rolling bodies, balls and rollers of tire wearing surface with higher kinematic and dynamic characteristics are presented. The most effective way to increase the efficien-

cy of these gears is to optimize the geometrics of engagement parts, which include lifting angles, amplitude and average radius of tire wearing surface. A technique is developed and mathematical dependencies are obtained that allow determining the optimal geometrics of

planetary ball and roller gears to increase their efficiency. The power losses at lifting angles of tire wearing surface providing the highest transmission efficiency are calculated for each link of the studied planetary gears constructed according to a single kinematic scheme. The dependences of power losses of planetary ball and roller gears on lifting angles of the leading tire wearing surface are obtained. The highest values of transmission efficiency are determined depending on

the optimal lifting angles of the leading tire wearing surface and the gear ratio. The optimal values of average tire wearing surface radius and amplitude are found out, and their best ratios are obtained, ensuring the highest transmission efficiency. The calculation results of geometrics providing the highest efficiency of new planetary ball and roller gear designs are presented.

Keywords: rolling, balls, rollers, tracks, radius, amplitude, parameters, efficiency, optimization.

Reference for citing:

Kapitonov AV. Improving the efficiency of ball and roller gears by optimizing geometrics of engagement parts. *Transport Engineering*. 2024;3:20-30. doi: 10.30987/2782-5957-2024-3-20-30.

Введение

Объектами исследования являются планетарные передачи с промежуточными телами качения – шариками и роликами, имеющими беговые многопериодные дорожки, замкнутые на плоскости [1-3]. Эти передачи разработаны и продолжают совершенствоваться в Белорусско-Российском университете. Они используются в качестве редукторов и механизмов подъемного и технологического оборудования машиностроительного производства и имеют ряд преимуществ по сравнению с червячными и планетарными зубчатыми передачами: небольшие массогабаритные характеристики, большие передаточные отношения, достигающие 10 000 и более в многоступенчатых передачах, соосность ведущего и ведомого валов, технологичность конструкции, невысокая стоимость изготовления. Разработаны новые конструкции планетарных передач с промежуточными телами качения [4-6], имеющие более высокие кинематические и динамические характеристики. Важной проблемой при проектировании этих передач является повышение КПД. Наиболее эффективно его повысить можно путем оптимизации геометрических параметров деталей зацепления к которым относятся углы подъема, амплитуда и средний радиус беговых дорожек. Известны методы и методики расчета геометрических параметров беговых дорожек и КПД для шариковых и роликовых передач, относящихся к раз-

личным кинематическим схемам [1-3, 5, 7, 8]. В работах [1, 7] показаны некоторые зависимости КПД этих передач от геометрических параметров. Приведены формулы и графики для расчета оптимального угла α_1 от числа периодов многопериодной беговой дорожки z_2 . Приведены формулы расчета угла α_1 в зависимости от амплитуды A и среднего радиуса R для беговых дорожек, описываемых различными видами кривых. В этих исследованиях представлены лишь некоторые зависимости, связывающие геометрические параметры и КПД передачи и предложены общие методы и методики расчета. Их можно применить к исследованию КПД данных передач. Однако требуются более широкие исследования влияния геометрических параметров деталей зацепления на КПД передачи с учетом специфики их новых конструкций.

Целью исследования является повышение КПД новых конструкций планетарных передач с промежуточными телами качения путем оптимизации их геометрических параметров. Задачей исследования является разработка методики определения оптимальных геометрических параметров: углов подъема однопериодной беговой дорожки на ведущем звене и многопериодной беговой дорожки на заторможенном звене, амплитуды и среднего радиуса беговых дорожек, обеспечивающих наибольший КПД для исследуемых новых конструкций передач.

Новые конструкции планетарных передач с промежуточными телами качения шариками и роликами

В новых конструкциях планетарных шариковых и роликовых передач кроме

улучшения кинематических характеристик предполагается более высокий КПД, так

как в этих конструкциях усовершенствован профиль многопериодной беговой дорожки, который приближен к идеальной форме и построен на основе уравнения окружности со смещенным центром и с заданным числом периодов, что позволяет уменьшить скольжение сателлитов [4-6]. В этих передачах также изменена конструкция ведущего звена. Применение кривой в виде смещенной окружности позволило на этом звене заменить трение скольжение на трение качение между сателлитами и ведущей беговой дорожкой.

На рис. 1 представлена модель исследуемой планетарной шариковой передачи с передаточным отношением i равным семи. На ведущем звене беговая дорожка имеет один период и представлена в виде цилиндрической поверхности наруж-

ного кольца подшипника 4. Многопериодная беговая дорожка колеса 6 замкнута на плоскости и имеет шесть периодов. Передаточное отношение для данной кинематической схемы определяется суммой периодов беговых дорожек или числом сателлитов. Передача работает следующим образом. При вращении ведущего вала 1, а вместе с ним эксцентрика 2 и подшипника 4 сателлиты-шарики 5 перемещаются по рабочим поверхностям беговых дорожек, приводя в движение водило-сепаратор 7, которое жестко связано и вращается с ведомым валом 3. Колесо с многопериодной дорожкой 6 является заторможенным звеном. За один оборот ведущего вала 1 каждый сателлит 5, а также и ведомый вал 3 повернется на угол равный $1/i$.

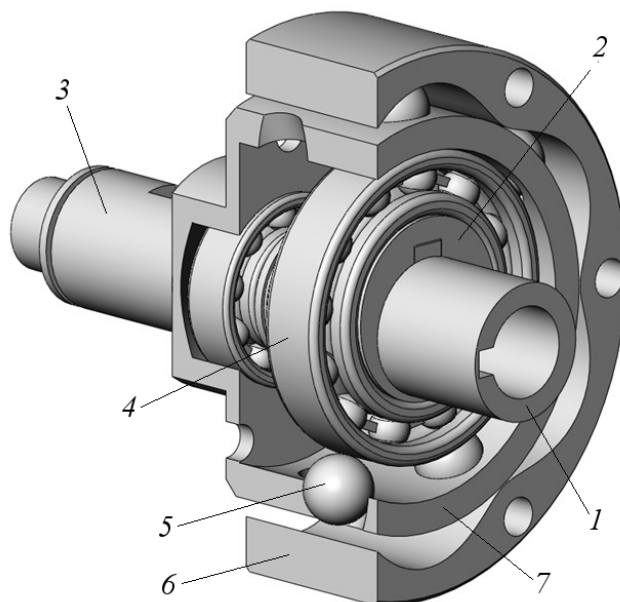


Рис. 1. Модель планетарной шариковой передачи: 1 – ведущий вал, 2 – эксцентрик, 3 – ведомый вал, 4 – подшипник, 5 – сателлит-шарик, 6 – колесо, 7 – водило-сепаратор
 Fig. 1. Model of planetary ball gear: 1 – drive shaft, 2 – eccentric, 3 – driven shaft, 4 – bearing, 5 – satellite ball, 6 – wheel, 7 – carrier-separator

На рис. 2 представлен исследуемый планетарный роликовый редуктор с передаточным отношением $i = 14$, построенный по той же кинематической схеме и работающий по такому же принципу, что и планетарная шариковая передача. Ведущий вал редуктора расположен соосно ведомому 1 (на рис. 2 ведущий вал не показан). Ведущее звено имеет однопериодную дорожку 4, заторможенное звено (диск с многопериодной дорожкой 6) жестко соединено с корпусом 2. Сателлиты-ролики 3

движутся по рабочим поверхностям беговых дорожек, воздействуя на водило-сепаратор 5, которое жестко связано и вращается с ведомым валом 1. Редуктор имеет два диска с многопериодными дорожками и два диска-сепаратора, представляющие водило, расположенные симметрично (зеркально) относительно ведущего звена 4, чтобы исключить консольное расположение сателлитов-роликов, придать им устойчивость положения и снизить контактные напряжения.

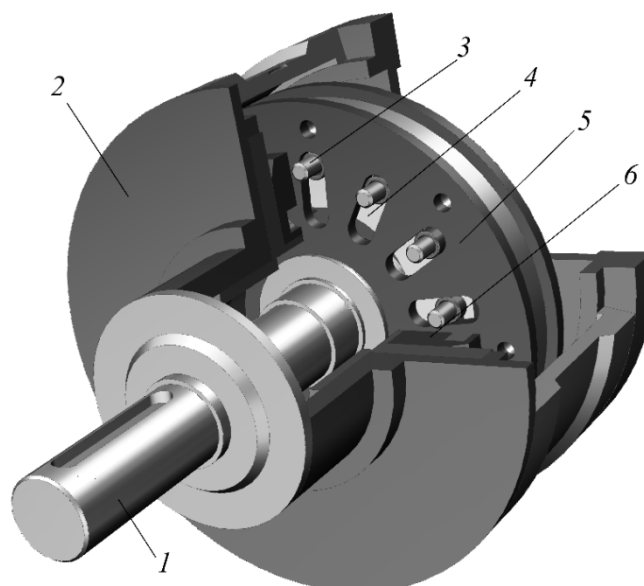


Рис. 2. Модель планетарного роликового редуктора:
 1 – ведомый вал, 2 – корпус, 3 – сателлит-ролик, 4 – ведущее звено,
 5 – водило-сепаратор, 6 – диск с многопериодной дорожкой
Fig. 2. Model of a planetary roller gearbox:
 1 – driven shaft, 2 – case, 3 – satellite roller, 4 – driving link,
 5 – carrier separator, 6 – disk with a multi-period tire

На рис. 3, а показана фотография колеса с многопериодной беговой дорожкой планетарной шариковой передачи, а на

рис. 3б – фотография диска с многопериодной беговой дорожкой планетарного роликового редуктора.



а)



б)

Рис. 3. Детали с многопериодными беговыми дорожками: а – колесо, б – диск
Fig. 3. Parts with multi-period tire wearing surfaces: a – wheel, b – disc

Методика определения оптимальных геометрических параметров планетарных шариковых и роликовых передач для повышения их КПД

Расчет КПД исследуемых передач основан на оценке потерь в шариковом или роликовом зацеплении. Эти потери связаны с трением на поверхностях кон-

такта сателлитов шариков или роликов с беговыми дорожками и пазами водила-сепаратора.

На рис. 4 показана схема сил в шариковом или роликовом зацеплении и скоростей движения отдельного сателлита, по-

ложение которого определяет радиус-вектор ρ .

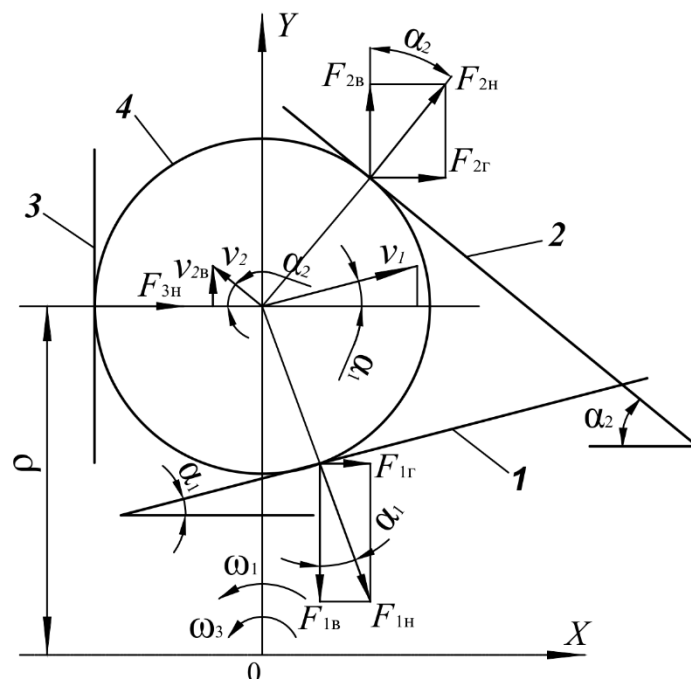


Рис. 4. Схема сил и скоростей в шариковом или роликовом зацеплении: 1 – ведущая однопериодная беговая дорожка, 2 – заторможенная многопериодная беговая дорожка, 3 – водило-сепаратор, 4 – сателлит

Fig. 4. Diagram of forces and speeds in ball or roller engagement: 1 – leading single-period tire wearing surface, 2 – braked multi-period tire wearing surface, 3 – carrier separator, 4 – satellite

На схеме (рис. 4) показаны горизонтальные F_{1r} , F_{2r} , вертикальные F_{1b} , F_{2b} и нормальные F_{1n} , F_{2n} , F_{3n} силы, приложенные к ведущей 1, заторможенной 2 беговым дорожкам и к водилу-сепаратору 3, а также показаны линейные скорости движения сателлита v_1 , v_2 (шарика или ролика) относительно ведущей 1 и заторможенной 2 беговых дорожек и скорость v_{2b} в вертикальном направлении относительно заторможенного звена. На схеме также показаны угловые скорости ведущего ω_1 и ведомого ω_3 звеньев передачи.

Силы трения F_{1r} , F_{2r} , F_{3r} на поверхностях контакта сателлитов с ведущим, заторможенным и ведомым (водило-сепаратор) звеньями передачи в соответствии с [1] можно определить по формулам:

$$F_{1r} = F_{1n} f_1 = \frac{F_{1r} f_1}{\sin \alpha_1}; \quad (1)$$

$$F_{2r} = F_{2n} f_2 = \frac{F_{2r} f_2}{\sin \alpha_2}; \quad (2)$$

$$F_{3r} = F_{3n} f_3, \quad (3)$$

где F_{1n} , F_{2n} , F_{3n} – нормальные силы, приложенные к ведущей, заторможенной беговым дорожкам и ведомому звену; f_1 , f_2 , f_3 – коэффициенты трения сателлита с поверхностями ведущего, заторможенного и ведомого звеньев; F_{1r} , F_{2r} , – горизонтальные силы, приложенные к ведущей и заторможенной беговым дорожкам; F_{1b} , F_{2b} , – вертикальные силы, приложенные к ведущей и заторможенной беговым дорожкам; α_1 , α_2 – углы подъема однопериодной ведущей и многопериодной заторможенной беговых дорожек.

Силы трения F_{1r} , F_{2r} , F_{3r} – определяют потери мощности W_{ni} , численно равные скалярному произведению векто-

ров этих сил и векторов скоростей движения спутников $\vec{v}_i$,

$$W_{ni} = (\vec{F}_{it}, \vec{v}_i). \quad (4)$$

При определении сил трения на поверхностях контакта спутников со звеньями передачи в расчетах в соответствии с [1, 3, 7, 8] учитываются силы трения скольжения. Однако для новых конструкций исследуемых передач, построенных по единой кинематической схеме, у которых на эксцентрик установлен подшипник на ведущем звене, спутники перемещаются с качением по ведущей одноперiodной беговой дорожке, а на заторможенном звене по многоперiodной дорожке – с качением и скольжением. Поэтому в расчетах КПД для данного типа передач приняты соответствующие коэффициенты трения.

Скорости движения спутников $v_1, v_2, v_{2в}$ относительно ведущего, неподвижного и ведомого звеньев можно определить на основе схемы, представленной на рис. 4:

$$v_1 = \frac{\rho(\omega_1 - \omega_3)}{\cos \alpha_1}; \quad (5)$$

$$v_2 = \frac{\rho \omega_3}{\cos \alpha_2}; \quad (6)$$

$$v_{2в} = \rho \omega_3 \operatorname{tg} \alpha_2, \quad (7)$$

где ρ – радиус вектор центра спутника; ω_1 – угловая скорость ведущего звена; ω_3 – угловая скорость ведомого звена.

Потери мощности $W_{1п}$ для ведущего, $W_{2п}$ для неподвижного, $W_{3п}$ для ведомого звеньев и W_n для передачи определяются по соотношениям:

$$\begin{cases} W_{1п} = F_{1т} v_1; \\ W_{2п} = F_{2т} v_2; \\ W_{3п} = F_{3т} v_{2в}; \\ W_n = W_{1п} + W_{2п} + W_{3п}. \end{cases} \quad (8)$$

Относительные потери мощности

$$\psi = \frac{W_n}{W_{вм}}, \quad (9)$$

где $W_{вм}$ – мощность на ведомом звене.

Учитывая относительные потери мощности КПД передачи определим по формуле

$$\eta = \frac{1}{1 + \psi} 100\%. \quad (10)$$

Зависимости потерь мощности и КПД планетарных шариковых и роликовых передач от углов подъема беговой дорожки и передаточного отношения

На рис. 5-9 представлены графики потерь мощности и КПД исследуемых планетарных шариковых и роликовых передач с передаточными отношениями i : 5, 10, 15, 20, 25, 30 в зависимости от углов подъема беговых дорожек. Рассматривались углы подъема ведущей беговой дорожки α_1 от 1 до 30 градусов. Графики получены расчетами по формулам (1)...(8). В расчетах приняты новые конструкции передач (рис. 1-4), построенные по единой кинематической схеме, и исходные данные: мощность на ведущем звене $W_1 = 1500$ Вт, коэффициенты трения: $f_1 = 0,004$ (качение); $f_2 = 0,05$ (качение со скольжением); $f_3 = 0,1$ (скольжение).

На рис. 5 представлены графики зависимости потерь мощности в каждом звене от угла подъема ведущей одноперiodной дорожки α_1 . Исходя из графика 4 оптимальный угол подъема α_1 с наименьшими потерями мощности передачи составил 9 градусов. При этом для $\alpha_1 = 9^\circ$ наименьшие потери имеют место в веду-

щем звене, а наибольшие в заторможенном звене с многоперiodной дорожкой.

На рис. 6 показаны графики, характеризующие потери мощности в звеньях для передачи с $i = 30$. На графиках (рис. 6) видно, что наименьшие потери мощности в звеньях передачи соответствуют углу подъема α_1 равному двум градусам. При этом для $\alpha_1 = 2^\circ$ потери в ведущем, неподвижном и ведомом звеньях отличаются незначительно. С увеличением передаточного отношения для оптимальных углов подъема α_1 соотношение потерь в ведущем и ведомом звеньях изменяется в сторону уменьшения потерь в ведомом звене по отношению к ведущему, что связано с уменьшением скорости вращения и соответственно скорости скольжения ведомого звена.

На рис. 7 и 8 показаны графики относительных потерь мощности ψ и КПД планетарных шариковых и роликовых передач с разными передаточными отношениями i в зависимости от углов подъема α_1 .

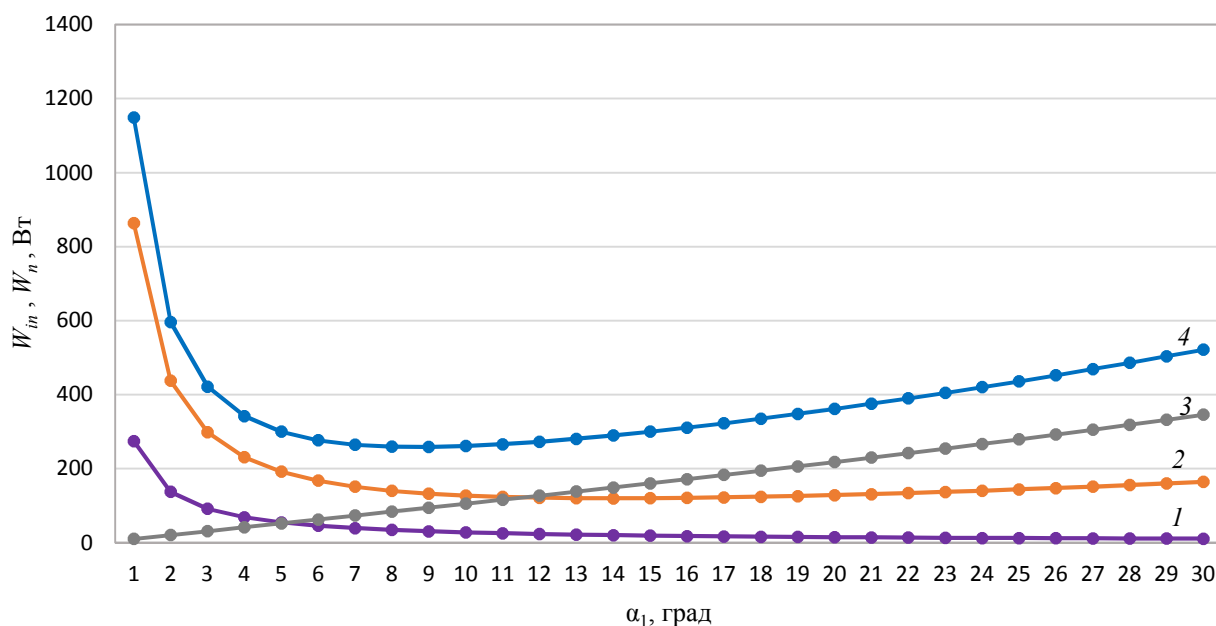


Рис. 5. Графики зависимости потерь мощности в звеньях передачи с передаточным отношением $i = 5$ от угла подъема ведущей однопериодной дорожки α_1 : 1 – потери мощности W_{1n} на ведущем звене; 2 – потери мощности W_{2n} на заторможенном звене; 3 – потери мощности W_{3n} на ведомом звене; 4 – потери мощности W_n передачи
 Fig. 5. Dependence diagram of power losses in transmission links with gear ratio $i = 5$ on lifting angle of the leading single-period tire α_1 : 1 – W_{1n} power loss on the leading link; 2 – W_{2n} power loss on the braked link; 3 – W_{3n} power loss on the driven link; 4 – power loss of W_n transmission

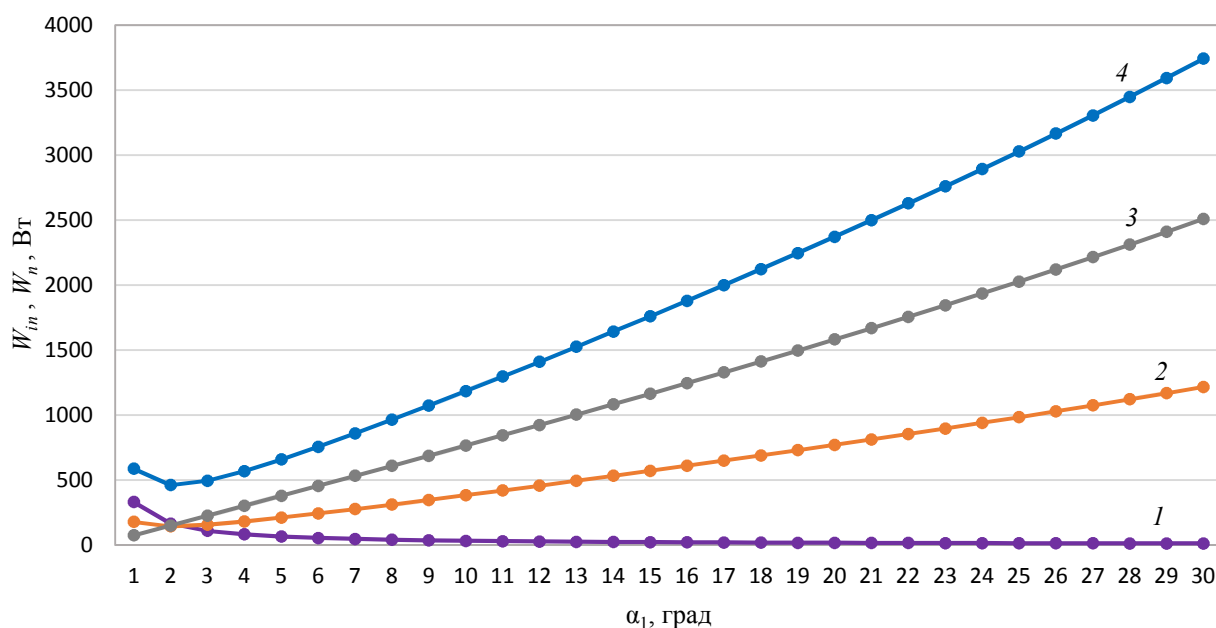


Рис. 6. Графики зависимости потерь мощности в звеньях передачи с передаточным отношением $i = 30$ от угла подъема ведущей однопериодной дорожки α_1 : 1 – потери мощности W_{1n} на ведущем звене; 2 – потери мощности W_{2n} на заторможенном звене; 3 – потери мощности W_{3n} на ведомом звене; 4 – потери мощности W_n передачи
 Fig. 6. . Dependence diagram of power losses in transmission links with gear ratio $i = 30$ on lifting angle of the leading single-period tire α_1 : 1 – W_{1n} power loss on the leading link; 2 – W_{2n} power loss on the braked link; 3 – W_{3n} power loss on the driven link; 4 – power loss of W_n transmission

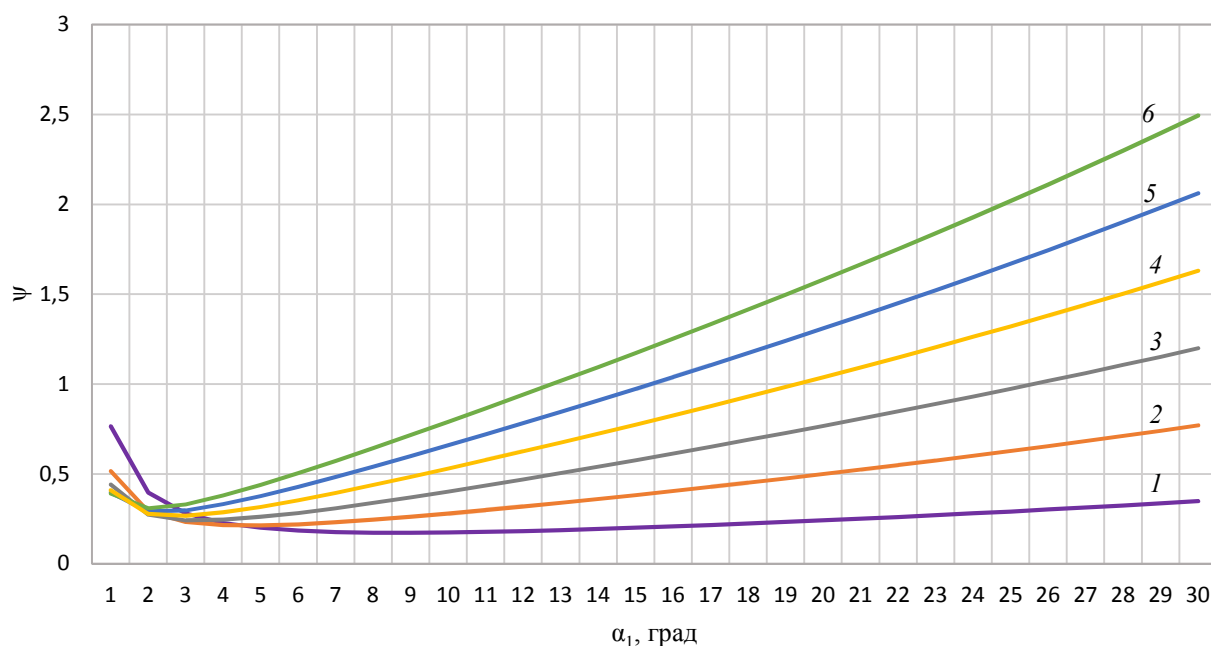


Рис. 7. Относительные потери мощности передач с разными передаточными отношениями в зависимости от углов подъема α_1 : 1 – $i = 5$; 2 – $i = 10$; 3 – $i = 15$; 4 – $i = 20$; 5 – $i = 25$; 6 – $i = 30$
 Fig. 7. Relational transmission power losses with a difference gear ratios depending on lifting angles α_1 : 1 – $i = 5$; 2 – $i = 10$; 3 – $i = 15$; 4 – $i = 20$; 5 – $i = 25$; 6 – $i = 30$

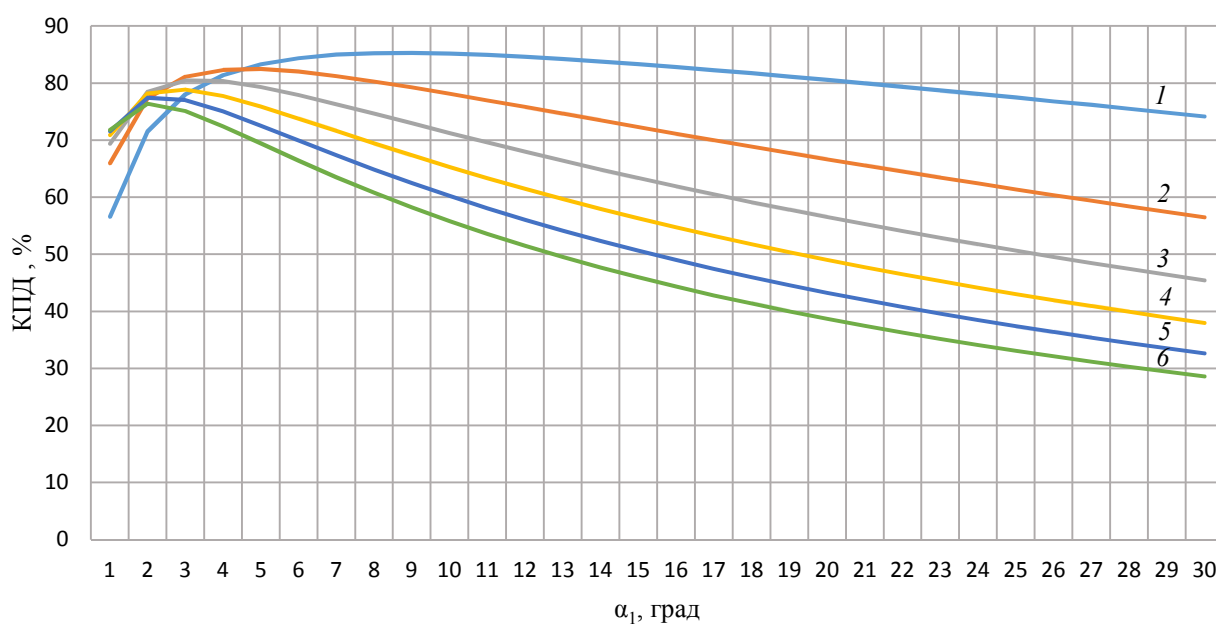


Рис. 8. КПД передач с разными передаточными отношениями в зависимости от углов подъема α_1 :
 1 – $i = 5$; 2 – $i = 10$; 3 – $i = 15$; 4 – $i = 20$; 5 – $i = 25$; 6 – $i = 30$
 Fig. 8. Efficiency of gears with different gear ratios depending on the lifting angles α_1 :
 1 – $i = 5$; 2 – $i = 10$; 3 – $i = 15$; 4 – $i = 20$; 5 – $i = 25$; 6 – $i = 30$

Графики на рис. 7 и 8 показывают для разных передаточных отношений оптимальные углы подъема ведущей беговой дорожки α_1 при которых обеспечиваются наименьшие относительные потери мощности ψ и наибольший КПД передачи.

Видно, что с увеличением передаточных отношений α_1 уменьшается.

На рис. 9 представлен график наибольших значений КПД планетарных шариковых и роликовых передач при оптимальных углах подъема беговых доро-

жек α_1 и α_2 , в зависимости от передаточного отношения.

Из графика (рис. 9) видно, что с увеличением передаточного отношения КПД

передачи уменьшается. Наибольший КПД составил 85,3 % для планетарных (шариковых или роликовых) передач с $i = 5$.

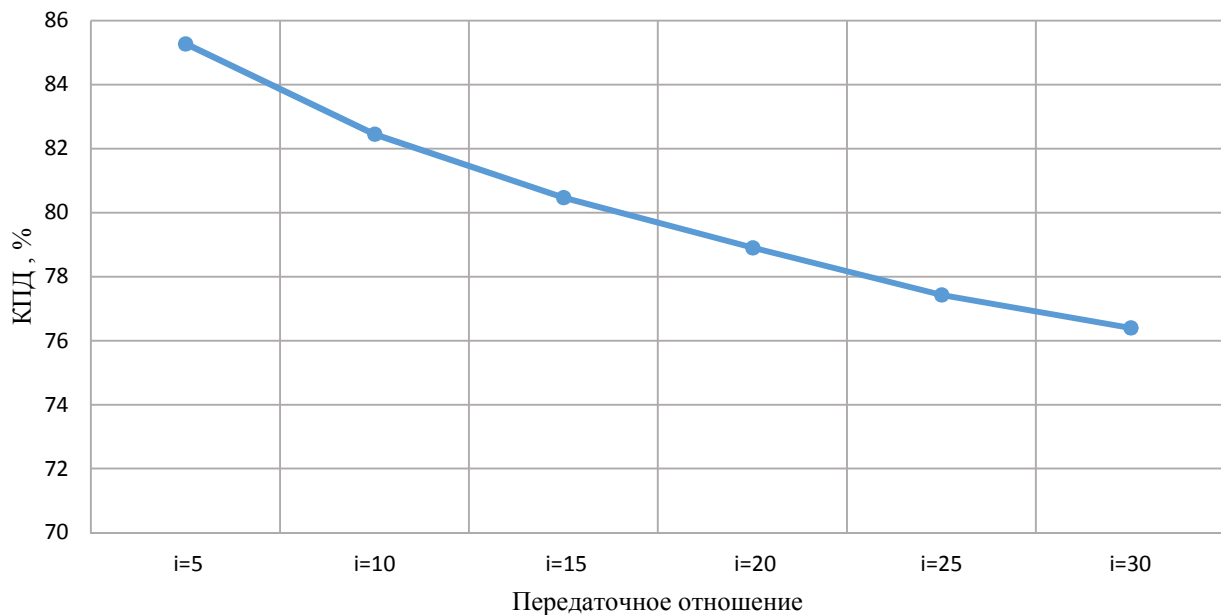


Рис. 9. КПД планетарных передач при оптимальных углах подъема беговых дорожек α_1 и α_2 , обеспечивающих минимальные относительные потери мощности ψ

Fig. 9. The efficiency of planetary gears at optimal lifting angles of tire wearing surfaces α_1 and α_2 , providing minimal relative power losses ψ

В расчетах коэффициенты трения задавались исходя из конструкции деталей передачи и способа обработки рабочих поверхностей. Так, для заданных коэффициентов трения скольжения,

предполагается обработка многопериодных дорожек и пазов водила-сепаратора без дорогостоящих отделочных операций, что уменьшает затраты на изготовление.

Результаты расчета оптимальных геометрических параметров, обеспечивающих наибольший КПД планетарных шариковых и роликовых передач

Получив оптимальные углы подъема ведущей беговой дорожки α_1 , рассчитаем другие оптимальные геометрические параметры, дающие наибольший КПД. Угол подъема многопериодной дорожки определим в соответствии с [1-3]

$$\alpha_2 = \arctg(\tg \alpha_1 z_2), \quad (11)$$

где z_2 — число периодов многопериодной дорожки (z_1 — число периодов однопериодной дорожки, $z_1 = 1$).

Оптимальный средний радиус R определим из условия отсутствия подрезания вершин многопериодной дорожки, выполненной на основе смещенной окружности, [1]

$$R = \frac{d_c z_2 (\sqrt{1 + \tg^2 \alpha_2} - 1)}{\pi \tg \alpha_2 - 2 z_2 \sin \alpha_1}, \quad (12)$$

где d_c — диаметр сателлита.

Амплитуду A найдем из соотношения [1-3]

$$A = R \sin \alpha_1. \quad (13)$$

В таблице представлены значения геометрических параметров, обеспечивающих наибольший КПД планетарных шариковых или роликовых передач.

В таблице указаны следующие параметры: средний радиус $R_{ш}$ и амплитуда $A_{ш}$

беговых дорожек для шариковой передачи с диаметром сателлита-шарика $d_c = 15$ мм; средний радиус R_p и амплитуда A_p беговых

дорожек для роликовой передачи с диаметром сателлита-ролика $d_c = 10$ мм.

Таблица

Геометрические параметры, обеспечивающие наибольший КПД планетарных шариковых и роликовых передач

Table

Geometrics providing the greatest efficiency of planetary ball and roller gears

Параметры	Передаточное отношение					
	$i = 5$	$i = 10$	$i = 15$	$i = 20$	$i = 25$	$i = 30$
α_1 , град	9	5	3	3	2	2
α_2 , град	32,3558	38,2168	14	44,8779	39,9663	45,3616
z_2	4	9	14	19	24	29
R_w , мм	14,92564	40,69789	60,10152	102,8505	114,5504	159,0755
A_w , мм	2,334885	3,547055	3,14547	5,382782	3,997752	5,551653
R_p , мм	9,950427	27,13193	40,06768	68,56703	76,36695	106,0503
A_p , мм	1,55659	2,364703	2,09698	3,588521	2,665168	3,701102

Заключение

В результате проведенных исследований разработана методика и получены математические зависимости, позволяющие определить оптимальные геометрические параметры планетарных шариковых и роликовых передач для повышения их КПД. Рассчитаны потери мощности при углах подъема α_1 и α_2 , обеспечивающих наибольший КПД передачи, для передаточных отношений $i = 5 \dots 30$ с заданными коэффициентами трения для каждого звена планетарных шариковых и роликовых передач, построенных по единой кинематической схеме и представляющих новые конструкции планетарных передач с промежуточными телами качения. Получены зависимости потерь мощности планетарных шариковых и роликовых передач от

углов подъема ведущей беговой дорожки. Определены наибольшие значения КПД передач в зависимости от оптимальных углов подъема ведущей беговой дорожки и передаточного отношения. Установлены оптимальные значения среднего радиуса R и амплитуды A , получены их наилучшие соотношения, обеспечивающие наибольший КПД передачи. Представлены результаты расчетов геометрических параметров, обеспечивающих наибольший КПД новых конструкций планетарных шариковых и роликовых передач. Выполненные исследования представляют научную новизну и могут использоваться при проектировании передач данного типа, повышая их технический уровень.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Планетарные кулачково-плунжерные передачи. Проектирование, контроль и диагностика: монография / М. Ф. Пашкевич, В. М. Пашкевич, А. М. Пашкевич, С. В. Чертков. Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2003. 221 с.
2. 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.
3. Капитонов, А. В. Кинематические и

- массогабаритные характеристики ресурсоэффективных механических передач. Компьютерное моделирование, экспериментальная оценка: монография / А. В. Капитонов, В. М. Пашкевич. Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2017. 248 с.
4. Автоматизированное проектирование конструкций малогабаритных радиально-плунжерных редукторов с использованием современных САПР / А. В. Капитонов, К. В. Сасковец, А. И.

Касьянов, [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2015. – № 3 (48). – С. 25-32.

5. Капитонов, А. В. Планетарная радиально-плунжерная передача с улучшенными эксплуатационными характеристиками / А. В. Капитонов, К. В. Сасковец, А. И. Касьянов // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – № 3 (56). – С. 27-34.
6. Сасковец, К. В. Новые конструкции и методы оценки точности планетарных радиально-плунжерных передач / К. В. Сасковец, А. В. Капитонов, М. В. Лебедев // Вестн. Гомельского гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2019. – № 1 (76). – С. 3-9.

7. Alexandr V. Kapitonov. Optimization of geometrical parameters and estimation of kinematic accuracy of resource effective planetary transmission. *Advances in Engineering Research*. [International Conference on Aviaemechanical Engineering and Transport (AviaENT 2018)], 2018, vol. 158, pp. 165-168. DOI: 10.2991/avent-18.2018.32.
8. Капитонов, А. В. Разработка динамической модели для расчета кинематической погрешности и оценки ее влияния на КПД планетарных механизмов с телами качения / А. В. Капитонов // Механика машин, механизмов и материалов. 2023. № 4 (65). С. 16–24.

REFERENCES

1. Pashkevich MF, Pashkevich VM, Pashkevich AM, Chertkov SV. Planetary cam-plunger gearings. Design, control and diagnosis: monograph. Mogilev: Belorussian-Russian University; 2003.
2. Lustenkov ME. Transmissions with intermediate rolling elements: determination and minimization of power losses: monograph. Mogilev: Belorussian-Russian University; 2010.
3. Kapitonov AV, Pashkevich VM. Kinematic and mass-dimensional characteristics of resource-efficient mechanical gears. Computer modeling, experimental evaluation: monograph. Mogilev: Belorussian-Russian University; 2017.
4. Kapitonov AV, Saskovets KV, Kasyanov AI. Computer-aided design of small-size radial plunger reducers using advanced CAD. *Vestnik of Belarusian-Russian University*. 2015;3(48):25-32.
5. Kapitonov AV, Saskovets KV, Kasyanov AI. Radial plunger planetary gearing with improved operating

characteristics. *Vestnik of Belarussian-Russian University*. 2017;3(56):27-34.

6. Saskovets KV, Kapitonov AV, Lebedev MV. New designs and methods for estimating the accuracy of radial plunger planetary gearings. *Vestnik of Sukhoi State Technical University of Gomel*. 2019;1(76):3-9.
7. Kapitonov AV. Optimization of geometrical parameters and estimation of kinematic accuracy of resource effective planetary transmission. *Advances in Engineering Research*. [International Conference on Aviaemechanical Engineering and Transport (AviaENT 2018)]. 2018;158:165-168. DOI: 10.2991/avent-18.2018.32.
8. Kapitonov AV. Development of a dynamic model for calculating the kinematic error and evaluating its effect on the efficiency of planetary mechanisms with rolling bodies. *Mechanics of Machines, Mechanisms and Materials*. 2023;4(65):16-24.

Информация об авторе:

Капитонов Александр Валентинович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Технология машиностроения» Белорусско-Российского университета, тел. +375333745953, Author-ID-РИНЦ 797201.

Kapitonov Aleksandr Valentinovich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Mechanical Engineering Technology at Belarusian-Russian University; phone: +375333745953, Author-ID-RSCI 797201.

Статья опубликована в режиме Open Access.
Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 30.01.2024; одобрена после рецензирования 07.02.2024; принята к публикации 27.02.2024. Рецензент – Тихомиров В.П., доктор технических наук, профессор Брянского государственного технического университета.

The article was submitted to the editorial office on 30.01.2024; approved after review on 07.02.2024; accepted for publication on 27.02.2024. The reviewer is Tikhomirov V.P., Doctor of Technical Sciences, Professor of Bryansk State Technical University.