

Р.А. МАЦЕЙ, к.т.н., доцент каф. Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины, Одесская государственная академия строительства и архитектуры

ТОМАС ШТЕЛЕ, доктор-инженер, главный инженер, руководитель отдела исследований, институт станков, Университет г. Штутгарта, Германия

А.Г. ДОБРинский, к.т.н., научный сотрудник отдела исследований, институт станков, Университет г. Штутгарта, Германия

А.В. КОВРА, инженер, старший преподаватель каф. Автомобильный транспорт, Одесский Национальный политехнический университет

ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ЭВОЛЬВЕНТНАЯ ПЕРЕДАЧА С АРОЧНО-ВИНТОВЫМИ ЗУБЬЯМИ

В статье рассмотрено повышение нагрузочной способности цилиндрического эвольвентного зацепления с арочными зубьями за счет оптимизации геометро-кинематических характеристик. Поставленная цель достигается за счет того, что вдоль ширины венца колеса арочная часть зуба, расположенная в средней части ширины венца сопряжена с косозубыми полушевронами на торцах.

Ключевые слова: цилиндрическая эвольвентная передача, арочные зубья, геометро-кинематические характеристики, нарезание зубьев пальцевой фрезой.

Введение. Актуальность задачи. Современное машиностроение требует постоянного совершенствования существующих, а также создания качественно новых типов передач зацеплением повышенной нагрузочной способности и эксплуатационной надежности. Анализ работ в области расчета, проектирования, изготовления и эксплуатации зубчатых передач позволяет выделить три основных направления их совершенствования за счет: улучшения физико-механических характеристик материала зубчатых колес, повышения точности изготовления, улучшения геометро-кинематических характеристик зацепления. Возможности первых двух направлений ограничены ввиду повышенной стоимости и дефицитности высококачественных материалов, а также больших затрат, связанных с увеличением точности изготовления зубчатых колес. Ужесточение допусков на точностные показатели зацепления и положение валов во многих случаях не гарантирует нормальную работу привода в целом ввиду упругих перемещений его деталей под нагрузкой. Последнее приводит к нарушению номинального относительного положения контактирующих зубьев, которое изменяется в зависимости от режима внешней нагрузки. Вследствие этого геометрические условия в области контакта, независимо от точности изготовления деталей передачи за счет деформационных погрешностей, отличаются от оптимальных.

Наиболее экономичным является повышение нагрузочной способности

зацепления за счет оптимизации геометро-кинематических характеристик.

В этой связи использование цилиндрических эвольвентных зацеплений с модифицированными арочными зубьями представляет одно из целесообразных направлений конструирования передач с улучшенными показателями.

Анализ литературы. Оптимальный выбор геометрических, конструктивных и технологических параметров зацепления, влияющих на качественные показатели, является многокритерийной задачей и зависит от конкретного вида и назначения передачи.

В исследовании геометрии цилиндрических эвольвентных зацеплений с арочными зубьями и способов их нарезания достигнуты значительные успехи [1-4]. Однако цилиндрическим передачам, зубья которых имеют арочную форму вдоль ширины венца колеса и эвольвентный профиль в сечениях, плоскостями параллельных торцу, присущи следующие недостатки. Область существования цилиндрических эвольвентных передач, арочные зубья которых нарезаются лезвийным инструментом, существенно ограничена в связи с отсутствием возможности нарезания арочных зубьев с необходимым смещением исходной производящей поверхности, что не позволяет на стадии проектирования передачи варьировать за счет смещения инструмента качественными показателями зубчатого зацепления [1-3]. Кроме этого, способ нарезания лезвийным инструментом имеет технологические ограничения на величину радиуса резцовой головки. При нарезании колес резцовыми головками с малыми радиусами вращения лезвийного инструмента возникает обратное резание, что не позволяет достичь больших коэффициентов осевого перекрытия в передаче.

В случае нарезания арочных зубьев пальцевой фрезой [4] с такой же геометрий, как и при нарезании лезвийным инструментом, зубчатая передача, при больших коэффициентах осевого перекрытия вблизи торцов, имеет пониженную изгибную выносливость арочных зубьев, т.к. основная толщина зубьев в сечениях в направлении действия распределенной контактной нагрузки в зацеплении вблизи торцов, существенно уменьшается по сравнению с их основной толщиной в сечениях плоскостями перпендикулярными осям вращения колес.

В ряде случаев, улучшение качественных характеристик таких передач может быть достигнуто за счет использования арочно-винтовой формы зубьев с продольной и профильной модификацией, позволяющей увеличить коэффициент осевого перекрытия и толщину зубьев на торцах в направлении действия распределенной контактной нагрузки, снизить концентрацию нагрузки в зацеплении, что обеспечит повышение контактной и изгибной прочности, с учетом влияния на нагрузочную способность технологических и деформационных погрешностей зацепления (рис.1).

Постановка задачи. В основу предлагаемой цилиндрической эвольвентной передачи внешнего зацепления с арочно-винтовыми зубьями, формообразование рабочих и переходных поверхностей которых осуществляется

пальцевой фрезой, поставлена задача разработать такую геометрию зубчатого зацепления, которая:

- позволит на стадии проектирования передачи использовать уже имеющиеся блокирующие контуры, разработанные для эвольвентных прямозубых и косозубых колес, и варьировать в определенных пределах, как выбором рабочих участков эвольвентного профиля, так и геометрией зуба вдоль ширины венца колеса, влияя тем самым на качественные показатели зубчатой передачи с эвольвентными арочно-винтовыми зубьями с целью оптимизации ее геометро-кинематических и прочностных характеристик;

- обеспечит возможность проектирования и изготовления цилиндрических эвольвентных передач с арочно-винтовыми зубьями, имеющих большие значения коэффициентов осевого перекрытия по сравнению с арочными зубьями, нарезаемыми лезвийным инструментом, а, следовательно, уменьшит удельную контактную нагрузку в зацеплении и повысит плавность работы передачи за счет более равномерного перераспределения суммарной жесткости и удельной контактной нагрузки в процессе цикла пересопряжения зубьев в зацеплении;

- обеспечит достижение значительных величин коэффициента осевого перекрытия передачи, независимо от технологических ограничений, регламентируемых величиной радиуса вращения лезвийного инструмента резцово-головки;

- для передач с большим коэффициентом осевого перекрытия эвольвентных арочных зубьев, колеса которых нарезаются пальцевой фрезой, исключит уменьшение толщины арочного зуба на торцах в сечениях в направлении действия удельной контактной нагрузки, увеличив на этих участках изгибную выносливость зубьев за счет использования на основном цилиндре формообразующей винтовой линии с постоянным шагом, формирующей косозубые участки арочного зуба вблизи торцов;

- в зависимости от целевого назначения передачи и принятых при проектировании качественных критериев, учитывая технологические ограничения, обеспечит на основном цилиндре, вдоль ширины венца колеса, возможность различного сочетания длин сопряженных участков теоретической винтовой линии арочно-винтового зуба, имеющей на участках вблизи торцов постоянной, а в средней части основного цилиндра - переменный шаг винтовой линии.

Поставленная задача достигается за счет того, что в параметрическом виде пространственная форма боковых, выпуклой и вогнутой поверхностей арочно-винтовых зубьев цилиндрической эвольвентной передачи, образуется путем двух, кинематически связанных - поступательного и вращательного движений - жестко связанных между собой двух плоских кривых, каждая из которых состоит из сопряженных эвольвентного и переходного участков.

Плоские кривые представляют собой одноименный и разноименный профили плоского сечения арочно-винтового зуба плоскостью, параллельной торцу. На рис. 2 показана развертка с основного цилиндра винтовых линий

1, 2 с переменным на всей длине шагом на плоскость зацепления, являющихся основаниями эвольвентных боковых, выпуклой и вогнутой поверхностей арочного зуба для передач с большими коэффициентами осевого перекрытия.

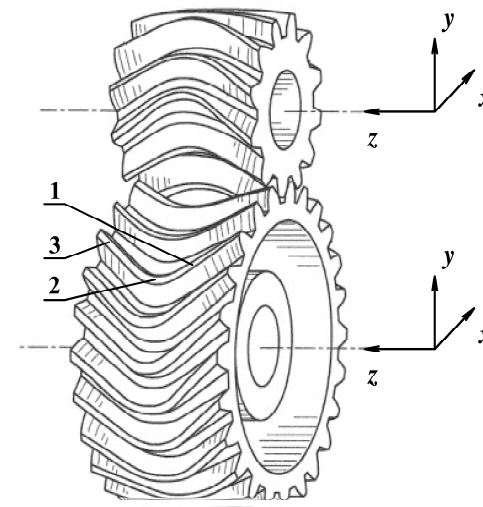


Рисунок 1 - Цилиндрическая эвольвентная передача с арочно-винтовыми зубьями: 1, 3 - косозубые участки; 2 - арочный участок зуба

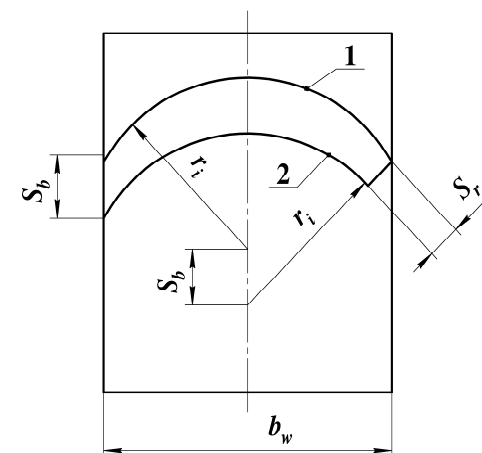


Рисунок 2 - Развертка с основного цилиндра винтовых линий 1, 2 с переменным на всей длине шагом на плоскость зацепления: r_i - радиус; S_b - толщина зуба в торцевом сечении; S_r - толщина зуба в радиальном направлении действия контактной нагрузки; b_w - ширина венца колеса

На рис. 3 показана развертка двух винтовых линий с основного цилиндра на плоскость зацепления, каждая из которых включает прямолинейные 1, 3 и криволинейный 2 участка на боковой поверхности арочно-винтового зуба в сечении плоскостью зацепления.

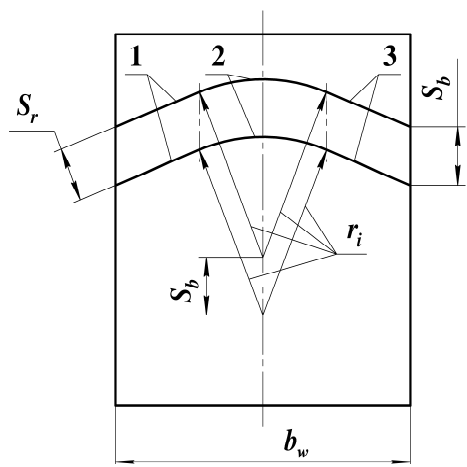


Рисунок 3 - Развертка двух винтовых линий с основного цилиндра на плоскость зацепления: 1,3- прямолинейные участки; 2- криволинейный участок; r_i - радиус; S_b - толщина зуба в торцевом сечении;

S_r - толщина зуба в радиальном направлении действия контактной нагрузки;
 b_w - ширина венца колеса

На рис. 4 показана развертка винтовой линии с основного цилиндра на плоскость зацепления, являющаяся контактной линией сопрягающейся пары арочно-винтовых зубьев. Здесь: $as, a's'$ - прямолинейные участки; ss' - криволинейный участок; r_i - радиус криволинейного участка; b_w - ширина венца колеса; s, s' - точки сопряжения прямолинейных и криволинейного участка; \widehat{z}_t, \bar{z}_t - текущие координаты контактной линии, в рассматриваемом сечении, плоскостью зацепления относительно перпендикулярной ей плоскости симметрии cc' соответственно для криволинейного и прямолинейного участка; z_s - расстояние точки сопряжения s прямолинейного и криволинейного участков от плоскости симметрии cc' .

На рис. 5 показано произвольно расположенное плоское сечение арочно-винтового зуба плоскостью, перпендикулярной оси вращения колеса, включающее одноименный 1 и разноименный 2 эвольвентные профили.

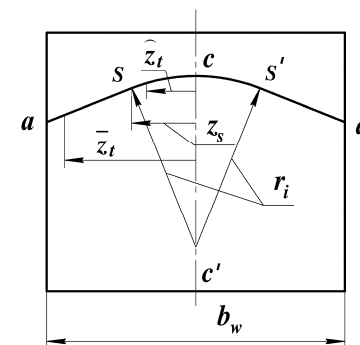


Рисунок 4 - Развертка винтовой линии с основного цилиндра на плоскость зацепления, представляющей собой контактную линию сопрягающейся пары арочно-винтовых зубьев.

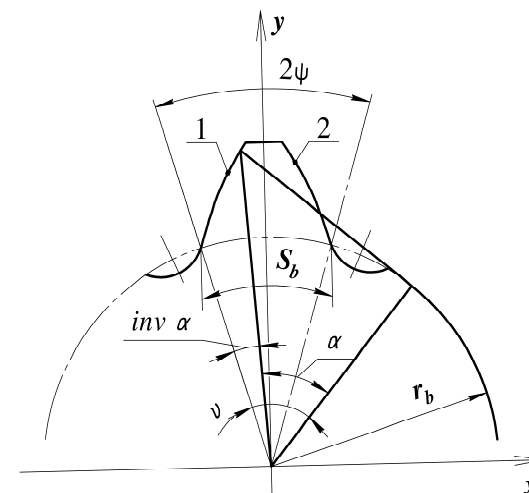


Рисунок 5 - Плоское сечение арочно-винтового зуба плоскостью, перпендикулярной оси вращения колеса,

Жестко связанные разноименный и одноименный профили 1, 2 плоского сечения (рис. 5), совершая одновременно поступательное, вдоль оси вращения колеса, и вращательное движения вокруг этой оси, описывают выпуклую и вогнутую боковые поверхности арочно-винтового зуба. Взаимосвязь поступательного и вращательного движений плоского сечения обусловлена формой винтовой линии, лежащей на основном цилиндре, при этом на участках, вблизи торцов, шаг винтовых линий постоянный, а между этими участками, в средней части ширины венца колеса, шаг винтовой линии переменный. Раз-

вертка с основного цилиндра винтовой линии теоретического основания эвольвентной поверхности арочно-винтового зуба на плоскость рабочего зацепления представляет собой контактную линию пересопрягающихся в зацеплении арочно-винтовых зубьев, состоящую из двух прямолинейных и криволинейного (в частности дугового) участков, сопряженных между собой в точках сопряжения s, s' (рис. 4). Величина и соотношение длин прямолинейных as, as' и криволинейного ss' участков контактной линии (рис. 4) устанавливается так, чтобы наилучшим образом удовлетворить принятым, при проектировании зубчатой передачи, критериям, зависящим от ее целевого назначения, учитывая при этом технологические и геометрокинematicкие ограничения.

При описании пространственных боковых, выпуклых и вогнутых эвольвентных рабочих поверхностей арочно-винтового зуба в координатной форме, в параметрическом виде, в качестве двух независимых параметров выбраны: ν - угол развернутости эвольвенты плоского одноименного и разноименного эвольвентного профиля (рис. 5) и положение плоского сечения арочно-винтового зуба \bar{z}_t или \bar{z}_t относительно плоскости симметрии cc' , расположенной на середине ширины венца колеса и перпендикулярной оси его вращения (рис. 4). Здесь \bar{z}_t - координата рассматриваемого сечения на дуговой части контактной линии, а \bar{z}_t - координата рассматриваемого сечения на прямолинейной части контактной линии. Система уравнений, описывающая координаты профилей 1, 2 плоского сечения (рис. 5), рассматриваемого арочно-винтового зуба в плоской системе координат x, y , как функции параметра ν , имеет вид

$$x_{1,2} = \text{sign} \cdot r_b \cdot [\cos(\psi) \cdot (\sin \nu - \nu \cdot \cos \nu) - \sin(\psi) \cdot (\cos \nu + \nu \cdot \sin \nu)] \quad (1)$$

$$y_{1,2} = r_b \cdot [\sin(\psi) \cdot (\sin \nu - \nu \cdot \cos \nu) + \cos(\psi) \cdot (\cos \nu + \nu \cdot \sin \nu)], \quad (2)$$

где sign - константа, которой присваивается значение +1 или -1, в зависимости от рассматриваемого профиля 1 или 2 (рис. 5),

r_b - радиус основной окружности эвольвентного профиля,

2Ψ - центральный угол, соответствующий основной окружной толщине плоского сечения арочно-винтового зуба, в любом сечении вдоль ширины венца колеса, плоскостью, параллельной торцу,

ν - угол развернутости эвольвентного профиля (рис. 5).

Одновременное поступательное движение вдоль оси вращения колеса, характеризующееся координатой \bar{z}_t или \bar{z}_t , в зависимости от рассматриваемого участка (рис. 4), и вращательное движение Δ (угол поворота) плоского сечения зуба, ограниченного двумя боковыми эвольвентными профилями, вокруг оси вращения колеса, образуют пространственную боковую, эволь-

вентную, выпуклую и вогнутую поверхность арочно-винтового зуба и связаны между собой следующими соотношениями, вытекающими из рассмотрения геометрии контактной линии, включающей прямолинейный as и криволинейный участок sc (рис. 4).

На дуговом участке sc контактной линии

$$\widehat{\Delta}(\widehat{z}_t) = r_i \cdot \left\{ 1 - \left[1 - \left(\widehat{z}_t / r_i \right)^2 \right]^{0.5} \right\} / r_b, \quad (3)$$

где \widehat{z}_t - текущая координата рассматриваемого сечения на дуговой части контактной линии,

r_i - радиус дуговой части контактной линии,

r_b - радиус основной окружности эвольвентных профилей плоского сечения арочно-винтового зуба.

На прямолинейном участке контактной линии as :

$$\bar{\Delta}(\bar{z}_t) = \left\{ (\bar{z}_t - z_s) \cdot z_s / \left\{ r_i \cdot \left[1 - \left(z_s / r_i \right)^2 \right]^{0.5} \right\} + r_i \cdot \left\{ 1 - \left[1 - \left(z_s / r_i \right)^2 \right]^{0.5} \right\} \right\} / r_b, \quad (4)$$

где \bar{z}_t - текущая координата рассматриваемого сечения на прямолинейной части контактной линии;

z_s - координата точки сопряжения прямолинейного и криволинейного участков, отсчитываемая от плоскости симметрии cc' по направлению к торцу.

Следовательно, система уравнений, описывающая координаты эвольвентной, боковой, выпуклой и вогнутой пространственной поверхности просторанственного арочно-винтового зуба на дуговом участке контактной линии $0 \leq \widehat{z}_t \leq z_s$ выразятся следующими соотношениями:

$$\widehat{x}_\Delta = x_{1,2} \cdot \cos \widehat{\Delta}(\widehat{z}_t) + y_{1,2} \cdot \sin \widehat{\Delta}(\widehat{z}_t); \quad (5)$$

$$\widehat{y}_\Delta = -x_{1,2} \cdot \sin \widehat{\Delta}(\widehat{z}_t) + y_{1,2} \cdot \cos \widehat{\Delta}(\widehat{z}_t); \quad (6)$$

$$\widehat{z}_\Delta = \widehat{z}_t, \quad (7)$$

а на прямолинейном участке контактной линии $z_s \leq \bar{z}_t \leq 0.5 \cdot b_w$ в следующем виде:

$$\bar{x}_\Delta = x_{1,2} \cdot \cos \bar{\Delta}(\bar{z}_t) + y_{1,2} \cdot \sin \bar{\Delta}(\bar{z}_t); \quad (8)$$

$$\bar{y}_\Delta = -x_{1,2} \cdot \sin \bar{\Delta}(z_t) + y_{1,2} \cdot \cos \bar{\Delta}(z_t); \quad (9)$$

$$\bar{z}_\Delta = \bar{z}_t. \quad (10)$$

На технологическо-экспериментальном этапе исследовательского проекта, финансируемого немецким научным обществом DFG, были проведены работы по изготовлению опытного образца шестеренного насоса с цилиндрическим эвольвентным зацеплением с арочной формой зубьев (рис. 6, 7).



Рисунок 6 - Сборка шестеренного насоса

Операция фрезерования арочных зубьев производилась на 5-ти координатном фрезерном обрабатывающем центре типа DMU 85 monoBlock с программным управлением (производитель фирма DMG MORI SEIKI), с использованием программного пакета „gear Mill“ фирмы DMG, обеспечивающих точность изготовления цилиндрических зубчатых колес от 1 до 6 степени точности по стандарту DIN (в зависимости от диаметра делительной окружности) с твердостью 60-65 HRC.

Фрезерная обработка рабочих и переходных поверхностей арочных зубьев шестеренного насоса выполнялась стандартными цилиндрическими твердосплавными фрезами с различными формами режущих поверхностей. Заготовки колес предварительно прошли термическую обработку - улучшение до твердости 45 HRC.

После завершения всего цикла зубообработки, проводился контроль геометрии зубчатого венца измерительной системой обрабатывающего центра DMU 85. Измерения шероховатости рабочих поверхностей зубьев на приборе Talysurf фирмы Taylor Hobson составили 0,18 – 0,20 единиц по шкале Ra.



Рисунок 7 - Черновое фрезерование арочных зубьев

Измерения точности геометрии зуба производились на трехкоординатной измерительной машине Carl Zeiss Prismo и показали, что погрешность эвольвентного профиля и погрешность формы и расположения контактной линии арочного зуба лежит в интервале 0,002...0,009 мм, что соответствует допускам IT5 – IT6 по стандарту DIN и ISO 286.

Увеличение контактной и изгибной выносливости, коэффициента осевого перекрытия, плавности пересопряжения, снижение виброактивности зубчатого зацепления за счет вариации углов наклона полушевронов, величины и соотношения сопряженных длин шевронных и арочной частей арочно-винтового зуба зависит от целевого назначения и выбранных при проектировании качественных критериев передачи.

Сравнивая различные подходы повышения долговечности зубчатых зацеплений видим, что повышение точности эффективно в случае, когда деформационные погрешности невелики, использование высококачественных материалов при изготовлении зубчатых колес, влияющих на соотношение прирост долговечности/стоимость, в большинстве случаев экономически неоправданно. Наиболее целесообразным является оптимизация формы и размеров пятна контакта за счет модификации зубьев, снижающей концентрацию контактных напряжений и виброактивность зацепления под действием внешней нагрузки, что оказывает существенное влияние на увеличение ресурса передачи. В этой связи отметим, что при нарезании зубьев пальцевой фрезой малая производительность указанного способа компенсируется универсальностью получения геометрии рабочих поверхностей зубьев с любой пространственной модификацией без использования дополнительных инструментов. Технология изготовления передач с арочно-винтовыми зубьями на станке модели DMU 85 может быть оправдана при создании энергонасы-

щенных редукторных механизмов, выпускающихся в небольшом количестве, например, в редукторах вертолета, обладающих повышенной податливостью, влияющей на геометрические условия в контакте, а, следовательно, и концентрацию нагрузки в зацеплениях, зубья которых необходимо модифицировать [5], где соотношение масса/передаваемая мощность является одним из основных критериев.

Выводы:

1. Для цилиндрических эвольвентных передач с арочными зубьями, нарезаемых пальцевой фрезой, предложена геометрия и выведены уравнения боковых поверхностей зубьев, позволяющая при увеличении коэффициента осевого перекрытия повысить изгибную прочность эвольвентных арочных зубьев у торцев.

2. За счет возможного увеличения коэффициента осевого перекрытия увеличивается суммарная длина контактных линий, следовательно, снижается удельная контактная нагрузка в зацеплении и улучшается плавность сопряжения зубьев.

Список литературы: 1. Сидоренко А. К. Зубчатая передача "70-НКМЗ". М.: Машиностроение, 1984. - 78 с. 2. Мачей Р.А. Исследование цилиндрического эвольвентного зацепления с арочными зубьями // Цилиндрические передачи с арочными зубьями. Расчет, проектирование, изготовление; Тез. докл. зонального семинара. – Курган. - 1983. – 21 с. 3. Беляев А.И., Емельянов Ю. В. Тяговая арочная эвольвентная цилиндрическая передача локомотивов. Вестник ВНИИЖТ. - 1994. - №2. - С. 41-45. 4. В.Д. Плахтин, А.П. Давыдов, А.Н. Паршин Изготовление зубчатых колес с арочными зубьями с применением пальцевых фрез // Технология машиностроения. - 2008. - № 6. - С. 12-15. 5. Д.В. Калинин, В.М. Ананьев, Е.В. Кожаринов. Обоснование выбора параметров продольной модификации косозубых передач в трансмиссиях вертолетов. Вестник двигателестроения. - 2013. - №2. - С. 17-19.

Bibliography (transliterated): 1. Sidorenko A. K. Zubchataja peredacha "70-NKMZ". M.: Mashinostroenie, 1984. - 78 s. 2. Macej R.A. Issledovanie cilindricheskogo jevol'ventnogo zacepljenja s arochnymi zub'jami // Cilindricheskie peredachi s arochnymi zub'jami. Raschet, proektirovanie, izgotovlenie; Tez. dokl. zonal'nogo seminar. – Kurgan - 1983. – 21 s. 3. Beljaev A.I., Emel'janov Ju. V. Tjagovaja arochnaja jevol'ventnaja cilindricheskaja peredacha lokomotivov. Vestnik VNIIZhT. - 1994. - №2. - S. 41-45. 4. V.D. Plahtin, A.P. Davydov, A.N. Parshin Izgotovlenie zubchatyh koles s arochnymi zub'jami s primeneniem pal'cevyh frez // Tehnologija mashinostroenija - 2008 г. - № 6. - S. 12-15. 5. D.V. Kalinin, V.M. Anan'ev, E.V. Kozharinov. Obosnovanie vybora parametrov prodol'noj modifikacii kosozubnyh peredach v transmissijah vertoletov. Vestnik dvigatelestroenija. - 2013. - №2. - S. 17-19.

Поступила (received) 31.03.2015

УДК 621.833

Циліндрична евольвентна передача з арочно-гвинтовими зубцями / Р.О. Мачей, Томас Штеле, О.Г. Добринський, О.В. Ковра // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2015. – №31(1124). – С.139-143. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

У статті розглянуто підвищення здатності навантаження циліндричного евольвентного зацеплення з арочними зубцями за рахунок оптимізації геометро-кінематичних характеристик. Поставлена мета досягається за рахунок того, що уздовж ширини вінця колеса арочна частина зуба, що розташована в середній частині ширини вінця, зв'язана з косозубими полушевронами на торцях.

Ключові слова: циліндрична евольвентна передача, арочні зубці, геометро-кінематичні

характеристики, нарізування зубців пальцевою фрезой.

УДК 621.833

Цилиндрическая эвольвентная передача с арочно-винтовыми зубьями / Р.А. Мачей, Томас Штеле, А.Г. Добринский, А.В. Ковра // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №31(1124). – С.139-143. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

В статье рассмотрено повышение нагрузочной способности цилиндрического эвольвентного зацепления с арочными зубьями за счет оптимизации геометро-кинематических характеристик. Поставленная цель достигается за счет того, что вдоль ширины венца колеса арочная часть зуба, расположенная в средней части ширины венца сопряжена с косозубыми полушевронами на торцах.

Ключевые слова: цилиндрическая эвольвентная передача, арочные зубья, геометро-кинематические характеристики, нарезание зубьев пальцевой фрезой.

Cylindrical involute transmission with arched-spiral points / R.A. Matsey, A.V. Kovra // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – №31(1124). – P.139-143. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0791.

It was considered in this article the increasing of the loading ability of the cylindrical involute hooking with the arched points due to the optimization of the geometrical-kinematic characteristics.

The assigned aim is achieved due to the fact that along the width of the wheel's crown the arched part of the tooth, locating in the midth of the wheel's crown, attends with helical-half chevrons on butt ends.

Keywords: geometrical-kinematic characteristics