



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(12) ОПИСАНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОДЕЛИ К ПАТЕНТУ

(52) СПК
F16H 1/10 (2019.05)

(21)(22) Заявка: 2019116111, 24.05.2019

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
24.05.2019

Дата регистрации:
13.09.2019

Приоритет(ы):
(22) Дата подачи заявки: 24.05.2019

(45) Опубликовано: 13.09.2019 Бюл. № 26

Адрес для переписки:
119296, Москва, ул. Вавилова, 56-2-216,
Балденко Ф.

(72) Автор(ы):
Балденко Федор Дмитриевич (RU),
Киршев Сергей Евгеньевич (RU),
Ковалевский Сергей Александрович (RU)

(73) Патентообладатель(и):
Общество с ограниченной ответственностью
"Альтернативные механические системы"
(RU)

(56) Список документов, цитированных в отчете
о поиске: RU 2250340 C2, 20.04.2005. US
9771800 B2, 26.09.2017. RU 1337202, 15.09.1987.
EP 2592271 A2, 15.05.2013. US 6244843 B1,
12.06.2001.

(54) ЭЛЛИПСНО-ЦИКЛОИДАЛЬНОЕ ЗУБЧАТОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ

(57) Реферат:

Полезная модель относится к зубчатым механизмам внутреннего зацепления и может быть использована в различных отраслях машиностроения в качестве рабочих органов гидравлических машин (насосов и двигателей), компрессоров, ДВС, а также в планетарных редукторах. Задачи, на решение которых направлена полезная модель, заключаются в расширении области применения зубчатых механизмов с кинематическим отношением 2:3, повышении эффективности и гибкости при их проектировании, упрощении технологии изготовления и модификации формы двухзаходного ротора. В эллипсно-циклоидальном зубчатом зацеплении исходный торцовый профиль внешнего колеса представляет собой замкнутый трехзаходный циклоидальный

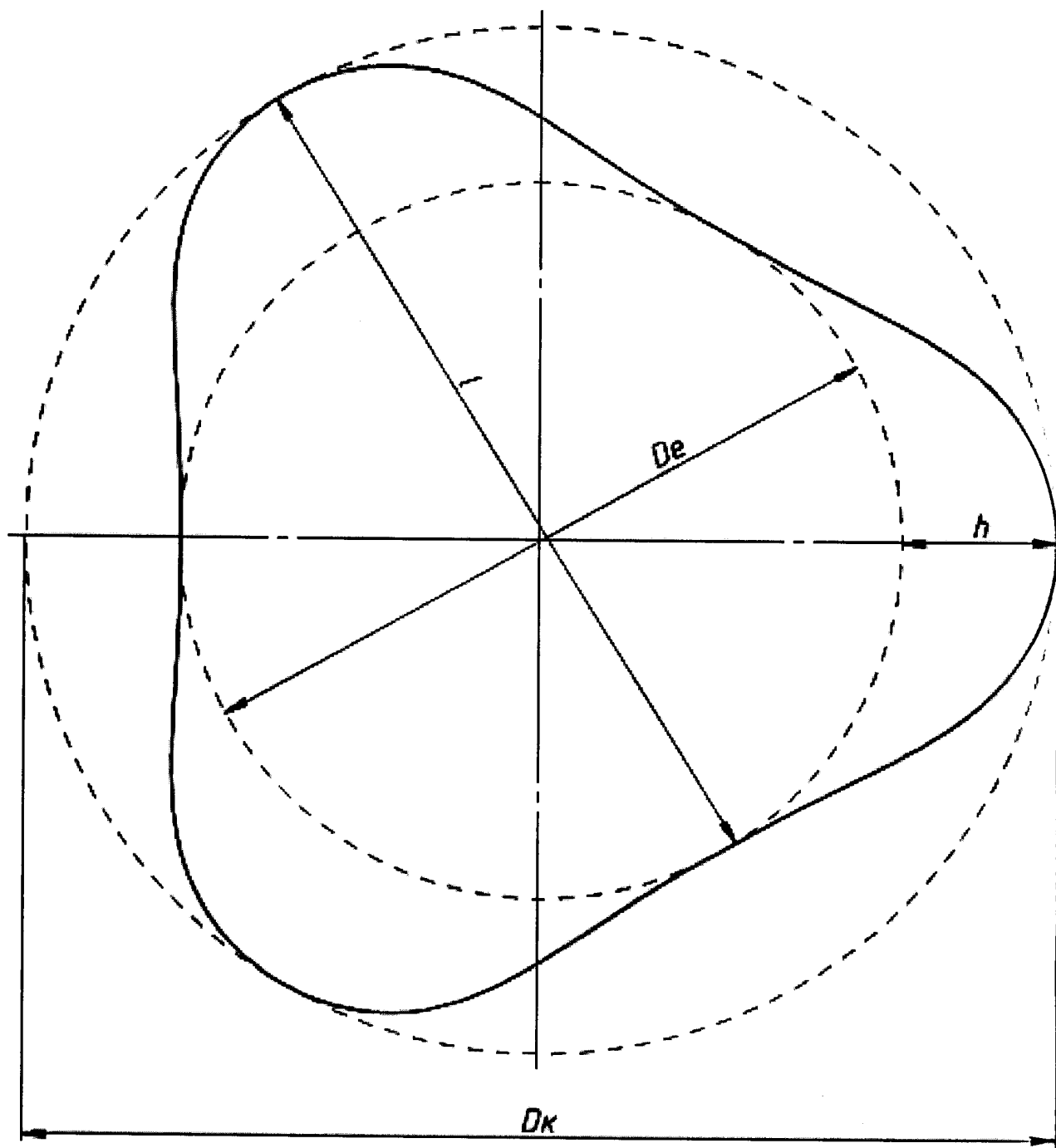
контур, образованный по методу обкатки зубчатой циклоидальной рейки, а сопряженный торцовый профиль внутреннего двухзаходного колеса выполнен в виде эллипса, вписанного в исходный торцовый профиль, причем отношение длин малой и большой полуосей которого назначается в зависимости от сочетания безразмерных геометрических параметров исходного профиля, выраженных коэффициентами внецентроидности, формы зуба и смещения рейки. При этом могут быть получены различные формы сопряженных профилей зубчатых колес и их необходимая модификация в зависимости от конструктивного исполнения и условий эксплуатации, что позволит обеспечить наилучшие показатели зацепления. 2 з.п. ф-лы, 7 ил.

RU 192348 U1

RU 192348 U1

RU 192348 U1

RU 192348 U1



Фиг. 1

Заявленное техническое решение относится к зубчатым механизмам внутреннего зацепления и может быть использовано в машиностроении в качестве рабочих органов гидравлических машин (насосов и двигателей) с прямыми и винтовыми зубьями, компрессоров, ДВС, а также в планетарных редукторах.

5 Известен зубчатый механизм с внутренним циклоидальным зацеплением, применяемый в качестве рабочего органа многозаходных винтовых забойных двигателей для бурения скважин, с разницей в числах зубьев ротора и статора равной единице, сопряженные торцовые профили которых образуются как огибающие эквидистанты укороченной циклоидальной рейки при ее обкатке по основной окружности (Героторный
10 механизм. А.с. СССР №803572 от 08.10.1979).

Недостатком данного героторного механизма является трудность проектирования и изготовления его торцового профиля, форма которого при заданном контурном диаметре в общем случае определяется сочетанием пяти безразмерных геометрических параметров (кинематического отношения, коэффициентов типа зацепления (эпи или
15 гипо), внецентроидности, формы зуба и смещения рейки), что усложняет технологию изготовления и выбор оптимальной формы профилей, описываемых сложными математическими выражениями, зависящими от сочетания пяти вышеуказанных безразмерных параметров.

Наиболее близким к предлагаемому техническому решению является зубчатый
20 механизм с внутренним эллиптическим зацеплением, взаимноогibaемые торцовые профили статора и ротора которого образуются методом обкатки эллипса по основной окружности (Героторный механизм. Патент РФ №2250340 от 30.08.2002). Недостаток данного зацепления, предельным вариантом которого является зубчатая пара с кинематическим отношением 2:3 (с внутренним колесом в виде эллипса), заключается
25 в сложности параметрических уравнений получаемых сопряженных профилей, которые являются огибающими эллипса и описываются только с использованием численных методов, что усложняет процесс проектирования и изготовления зубчатых колес, а также ограничивает возможности модификации геометрических параметров зацепления.

Задачи, на решение которых направлена полезная модель, заключаются в расширении
30 области применения зубчатых механизмов с кинематическим отношением 2:3, повышении эффективности и гибкости при их проектировании, упрощении технологии изготовления и модификации формы двухзаходного ротора.

Поставленные задачи достигаются за счет того, что в зубчатом зацеплении исходный торцовый профиль внешнего колеса представляет собой замкнутый трехзаходный
35 циклоидальный контур, образованный по методу обкатки зубчатой циклоидальной рейки, смещенной в общем случае относительно основной окружности, а сопряженный торцовый профиль внутреннего двухзаходного колеса выполнен в виде эллипса, вписанного в исходный торцовый профиль, причем отношение длин малой и большой полуосей эллипса назначается в зависимости от сочетания безразмерных геометрических
40 параметров исходного профиля, выраженных коэффициентами внецентроидности, формы зуба и смещения рейки. При этом за счет варьирования численными значениями указанных безразмерных геометрических параметров могут быть получены различные формы сопряженных профилей зубчатых колес и их широкая модификация в зависимости от конструктивного исполнения и условий эксплуатации.

45 В дальнейшем заявленная полезная модель поясняется описанием и чертежами.

На фиг. 1 показан исходный циклоидальный торцовый профиль трехзаходного зубчатого колеса, образованный по методу обкатки эквидистанты укороченной циклоидальной рейки, на котором нанесены контурный диаметр D_k профиля, диаметр

окружности D_e выступов зубьев, высота зубьев h , размер l между выступом и впадиной зубьев.

На фиг. 2 представлены торцовые профили циклоидального зубчатого зацепления с кинематическим отношением 2:3, построенные при отрицательном ($c_{\Delta} = -0,5$), нулевом ($c_{\Delta} = 0$) и положительном ($c_{\Delta} = 0,5$) коэффициенте смещения рейки.

На фиг. 3 изображен сопряженный двухзаходный торцовый профиль зубчатого колеса, имеющий форму эллипса с большой и малой полуосями, длины которых составляют соответственно a и b .

На фиг. 4 изображены варианты эллипсно-циклоидального зубчатого зацепления, построенные при различном отношении длин малой и большой полуосей ($b/a = 0,56$; $0,61$; $0,64$) и соответствующие исходному циклоидальному профилю с отрицательным, нулевым и положительным смещением рейки.

На фиг. 5 показано сравнение эллипса 1 и идеального сопряженного циклоидального профиля 2 для зацепления, представленного на фиг. 2 (для случая $c_{\Delta} = 0,5$).

На фиг. 6 изображены фазы относительных положений профилей при повороте эллиптического ротора по часовой стрелке с нанесением текущего положения центра ротора.

На фиг. 7 представлено модифицированное эллипсно-циклоидальное зубчатое зацепление, предназначенное для рабочих органов гидромашины, имеющих эластичную обкладку на внутренней поверхности наружного колеса и диаметральный натяг 5 в паре, созданный за счет увеличения длин большой и малой полуосей эллипса.

Во многих отраслях машиностроения нашли применение зубчатые механизмы с внутренним зацеплением, торцовые профили рабочих колес которых представляют собой замкнутые периодические кривые, угловой шаг которых обратно пропорционален числу зубьев. Для образования замкнутого профиля применяют различные методы профилирования на основе использования эвольвентных, циклоидальных и других известных в технике кривых.

Торцовые профили таких механизмов, у которых ротор совершает планетарное движение и поэтому называемые героторными, в большинстве случаев являются циклоидальными и образуются от эквидистанты гипо- и эпициклоиды или в общем случае как огибающие эквидистанты укороченной циклоидальной рейки при ее обкатке по основной окружности. Одним из вариантов конструктивного исполнения героторного механизма, используемого при проектировании рабочих органов винтовых насосов и забойных двигателей, является зубчатая пара с кинематическим отношением 2:3, содержащая трехзаходное наружное колесо (статор) и двухзаходное внутреннее колесо (ротор), между циклоидальными торцовыми профилями которых образуются рабочие камеры, заполняемые жидкостью.

Вместе с тем, для образования сопряженных торцовых профилей зубчатого героторного механизма с кинематическим отношением 2:3 могут рассматриваться также и нетрадиционные методы профилирования с использованием кривых нециклоидального типа.

Наиболее простым с точки зрения математического описания исходного профиля является зубчатый механизм, внутреннее колесо (ротор) которого представляет собой правильный эллипс, а сопряженный профиль наружного колеса (статора) строится как огибающая эллипса при его обкатке по начальной окружности статора. Однако, как было отмечено выше, такой зубчатый механизм трудно реализуем на практике из-за сложности параметрических уравнений сопряженного колеса.

В этой связи в изобретении предлагается вариант гибридного зубчатого зацепления, для которого исходный и сопряженный торцовые профили колес строятся от различных кривых (циклоидальных и эллипсных), а точность сопряжения взаимодействующих профилей обеспечивается за счет рационального выбора безразмерных геометрических параметров циклоидального (коэффициенты внецентроидности, формы зуба и смещения рейки) и эллипсного (отношение малой и большой полуосей) профиля с учетом конструктивных параметров, физико-механических свойств материалов колес и условий эксплуатации механизма.

Исходный трехзаходный торцовый профиль наружного колеса (фиг. 1) представляет собой огибающую эквидистанты укороченной циклоиды (исходного контура рейки), смещенной в общем случае относительно основной окружности. Форма и кривизна профиля такого колеса при заданном контурном диаметре D_k полностью определяется тремя безразмерными геометрическими параметрами:

- коэффициентом внецентроидности $c_0 = r/e$;
- коэффициентом формы зуба $c_e = r_{ц}/e$;
- коэффициентом смещения рейки $c_{\Delta} = \Delta x/e$,

где r - радиус производящей окружности; e - эксцентриситет; $r_{ц}$ - радиус эквидистанты; Δx - смещение исходного контура рейки.

Сопряженный торцовый профиль внутреннего двухзаходного циклоидального колеса строится аналогичным образом с учетом изменения на единицу числа заходов и коррекции смещения исходного контура рейки исходя из условий зацепления выступов и впадин зубьев колес.

Торцовые профили зубчатых колес с внутренним циклоидальным зацеплением (в том числе и с кинематическим отношением 2:3) могут иметь различную форму в зависимости от выбранного при их построении коэффициента смещения исходного контура рейки c_{Δ} (фиг. 2).

Для циклоидального зацепления максимальный и минимальный диаметры исходного профиля (соответственно по окружностям вершин впадин и выступов зубьев) составляют

$$\begin{aligned} D_i &= D_k \\ D_e &= D_k - 4e \end{aligned} \quad (1)$$

Межосевое расстояние (эксцентриситет) героторного механизма равняется половине высоты зубьев:

$$e = \frac{h}{2} = \frac{D_i - D_e}{4}. \quad (2)$$

В эллиптическом зацеплении с кинематическим отношением 2:3 исходным профилем является непосредственно контур эллипса (фиг. 3), форма и кривизна которого определяются одним безразмерным коэффициентом, представляющим собой отношение длин малой и большой полуосей эллипса b/a .

Сопряженный эллиптический профиль строится как внешняя огибающая эллипса при его обкатке по начальной окружности трехзаходного колеса, радиус которой в 3/2 превышает радиус начальной окружности исходного профиля.

В предлагаемом эллипсно-циклоидальном зацеплении исходный торцовый профиль внешнего колеса представляет собой замкнутый трехзаходный циклоидальный контур, образованный по методу обкатки зубчатой циклоидальной рейки, смещенной в общем случае относительно основной окружности, сопряженный торцовый профиль внутреннего двухзаходного колеса выполнен в виде эллипса, вписанного в исходный

профиль, а отношение длин малой и большой полуосей эллипса назначается в зависимости от сочетания безразмерных геометрических параметров исходного профиля, выраженных коэффициентами внецентроидности, формы зуба и смещения рейки.

Необходимыми условиями выбора геометрических параметров номинального эллипсно-циклоидального зубчатого зацепления (по критерию вписываемости профиля эллипса) являются зависимости:

$$\begin{aligned} 2a &= l \\ a + b &= D_e \end{aligned} \quad (3)$$

С учетом известных выражений диаметральных размеров исходного циклоидального профиля по выступам и впадинам его зубьев (1), система уравнений (3) приводится к следующему виду:

$$\frac{b}{a} = \frac{D_k - 6e}{D_k - 2e} = \frac{2c_0 + c_e + c_\Delta - 2}{2c_0 + c_e + c_\Delta}. \quad (4)$$

Таким образом, при проектировании эллипсно-циклоидального зацепления отношение длин малой и большой полуосей эллипса назначается в зависимости от сочетания безразмерных геометрических параметров исходного профиля, выраженных коэффициентами внецентроидности, формы зуба и смещения рейки.

В качестве примера на фиг. 4 представлены три варианта исполнения эллипсно-циклоидального зацепления при различных значениях коэффициента сжатия эллипса b/a .

Окончательный выбор оптимального варианта будет определяться исходя из условия минимальной погрешности в зацеплении (фиг. 5), выражаемой отклонением эллипса относительно идеального сопряженного профиля (оггибающей исходного циклоидального профиля при его обкатке по начальной окружности).

В рассматриваемых на фиг.4 вариантах оптимальным является использование профиля, характеризующегося положительным смещением зубчатой рейки ($c_\Delta > 0$) при образовании исходного циклоидального профиля.

Относительные положения профилей за рабочий цикл механизма при повороте эллиптического ротора на угол $\varphi = 60^\circ$ для зацепления с положительным смещением (фиг. 6) демонстрируют практически полное взаимоогибание профилей в любой фазе их сопряжения, что позволяет использовать эллипсно-циклоидальное зацепление при создании различного типа гидравлических машин и механических передач.

При проектировании эллипсно-циклоидальных зубчатых колес форма их зубьев и кривизна рабочего контура могут варьироваться в широких пределах в зависимости от сочетания между безразмерными коэффициентами (c_0 ; c_e ; c_Δ ; b/a), что позволит обеспечить наилучшие показатели зацепления (с геометрической, кинематической и силовой точек зрения), в том числе за счет выбора оптимальной кривизны и относительного скольжения взаимодействующих профилей при упрощении технологического процесса изготовления и расширении возможности модификации профиля двухзаходного колеса.

Наиболее перспективной областью применения эллипсно-циклоидального зубчатого зацепления являются гидравлические героторные механизмы, у которых внутренняя поверхность колеса с исходным профилем оснащена эластичной обкладкой. Такое исполнение рабочих органов гидромашин позволяет регулировать натяг в паре ротор-статор и использовать рабочие жидкости с широким диапазоном показателей свойств, в том числе с высоким содержанием механических примесей.

В этом случае недостаток предлагаемого зацепления, теоретически обусловленный некоторой погрешностью профилирования эллипсного колеса по сравнению с идеально огибаемым сопряженным циклоидальным профилем, будет практически устранен в связи с усадкой эластомера при изготовлении статора и связанной с этим явлением
5 невозможностью и отсутствием необходимости обеспечения условий абсолютной
взаимоогibaемости сопряженных зубчатых колес при любом способе их
профилирования (с учетом упругой деформации эластомера, компенсирующей
погрешности профилирования и изготовления колес).

В эллипсно-циклоидальном героторном механизме с эластичной обкладкой статора
10 для создания необходимого натяга или зазора в паре ротор-статор (фиг. 7) длины малой
и большой полуосей эллипса корректируются в зависимости от толщины и физико-
механических свойств эластомера. Это позволит наиболее простым образом
регулировать натяг в паре при разработке одновинтовых гидравлических машин для
заданных конструктивных параметров и условий эксплуатации. При этом в отличие
15 от традиционного циклоидального зацепления профиль эллиптического ротора может
быть скорректирован по размерам окружностей выступов и впадин (a ; b) свободным
образом, когда изменение длин большой и малой полуосей эллипса осуществляется
независимо, что создает возможность реализации широкой модификации зубчатого
зацепления исходя из условий достижения заданной рабочей характеристики
20 гидромашины и ее энергетических и трибологических показателей.

Таким образом, использование эллипсно-циклоидального зубчатого зацепления
открывает новые конструктивные и технологические возможности при создании
зубчатых механизмов и рабочих органов гидравлических машин с внутренним
зацеплением.

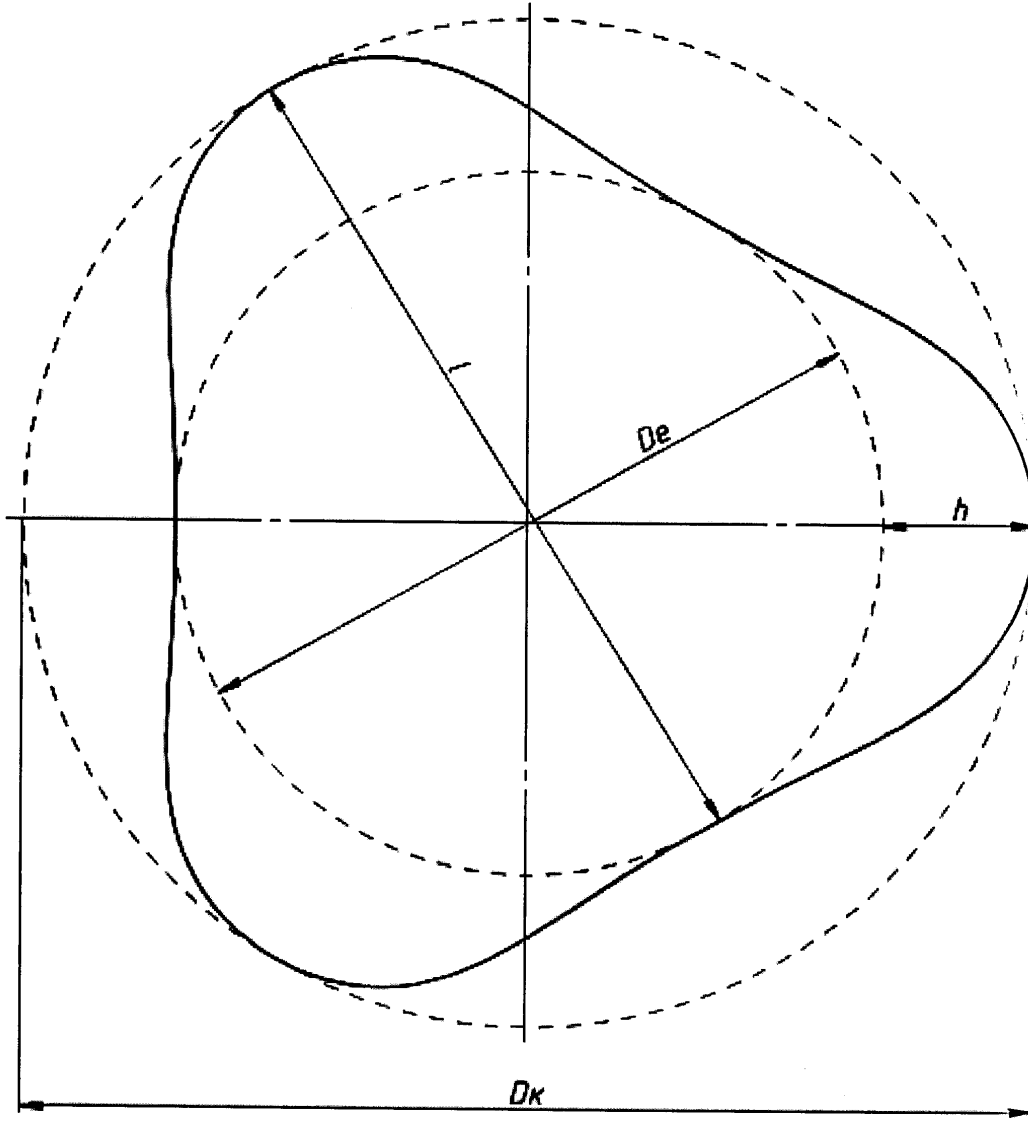
Техническим результатом заявленной полезной модели является расширение области
25 применения, упрощение процесса проектирования, изготовления и модификации
зубчатых колес и рабочих органов машин, в конструкции которых используются
сопряженные торцовые профили, что создает предпосылки дальнейшего повышения
эффективности применения зубчатых передач и объемных роторных гидромашин в
30 различных отраслях машиностроения.

(57) Формула полезной модели

1. Эллипсно-циклоидальное зубчатое зацепление, состоящее из пары колес
внутреннего зацепления с числами зубьев (заходов), отличающимися на единицу, причем
35 исходный торцовый профиль внешнего колеса представляет собой замкнутый
трехзаходный циклоидальный контур, образованный по методу обкатки зубчатой
циклоидальной рейки, смещенной в общем случае относительно основной окружности,
отличающееся тем, что сопряженный торцовый профиль внутреннего двухзаходного
колеса выполнен в виде эллипса, вписанного в исходный торцовый профиль, а
40 отношение длин малой и большой полуосей эллипса назначается в зависимости от
сочетания безразмерных геометрических параметров исходного профиля, выраженных
коэффициентами внецентроидности, формы зуба и смещения рейки.

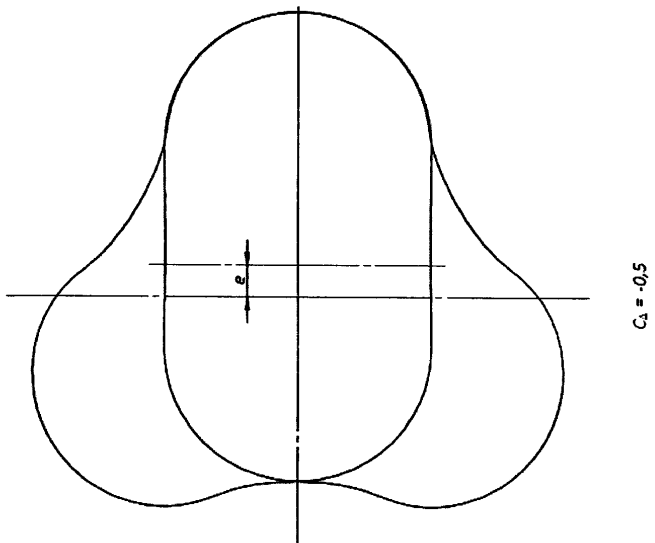
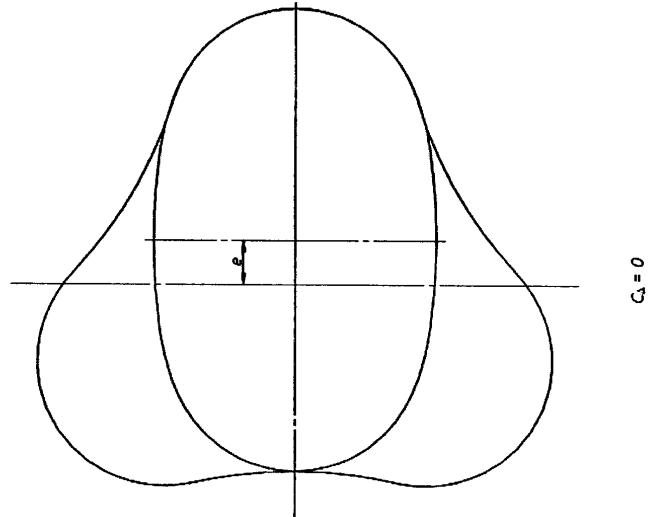
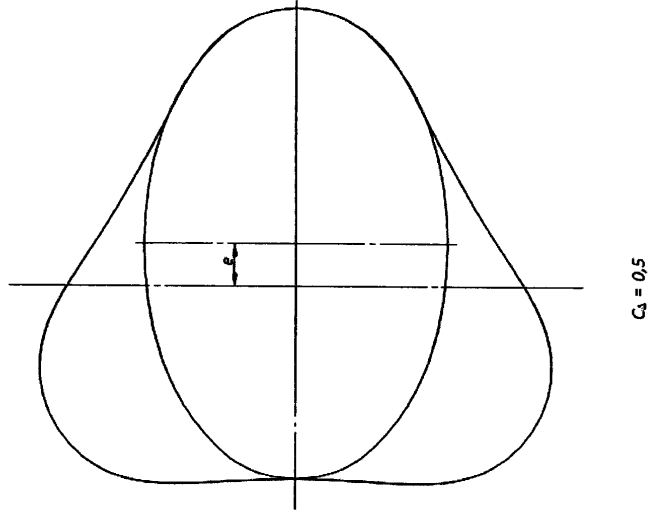
2. Эллипсно-циклоидальное зубчатое зацепление по п. 1, отличающееся тем, что
внутренняя поверхность колеса с исходным профилем оснащена эластичной обкладкой,
45 а длины малой и большой полуосей эллипса корректируются в зависимости от
требуемого натяга или зазора в зацеплении, толщины и физико-механических свойств
эластомера обкладки.

1

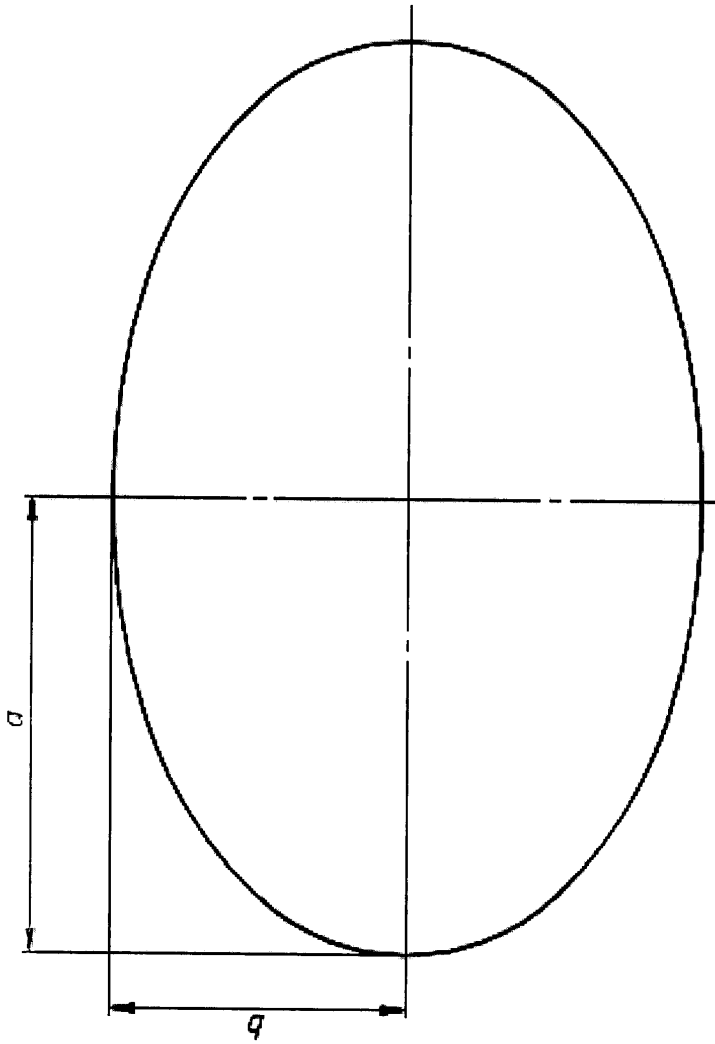


Фиг. 1

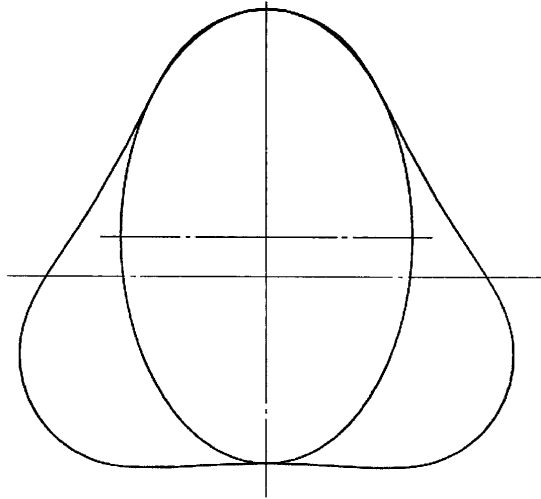
2



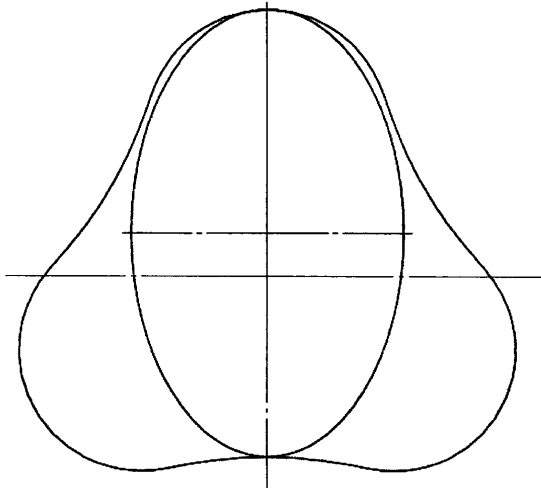
Фиг. 2



Фиг. 3

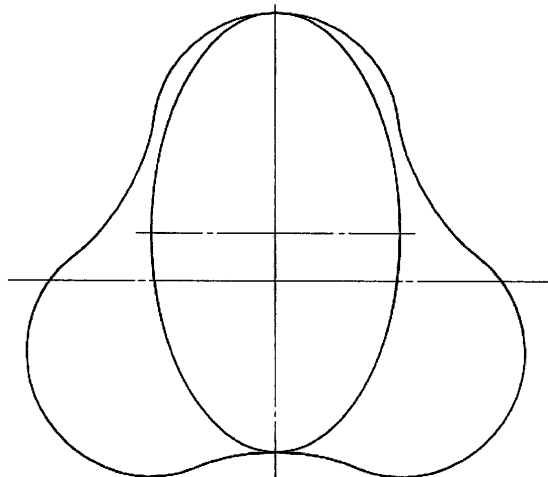


$b/a = 0,64$
 $C_1 > 0$

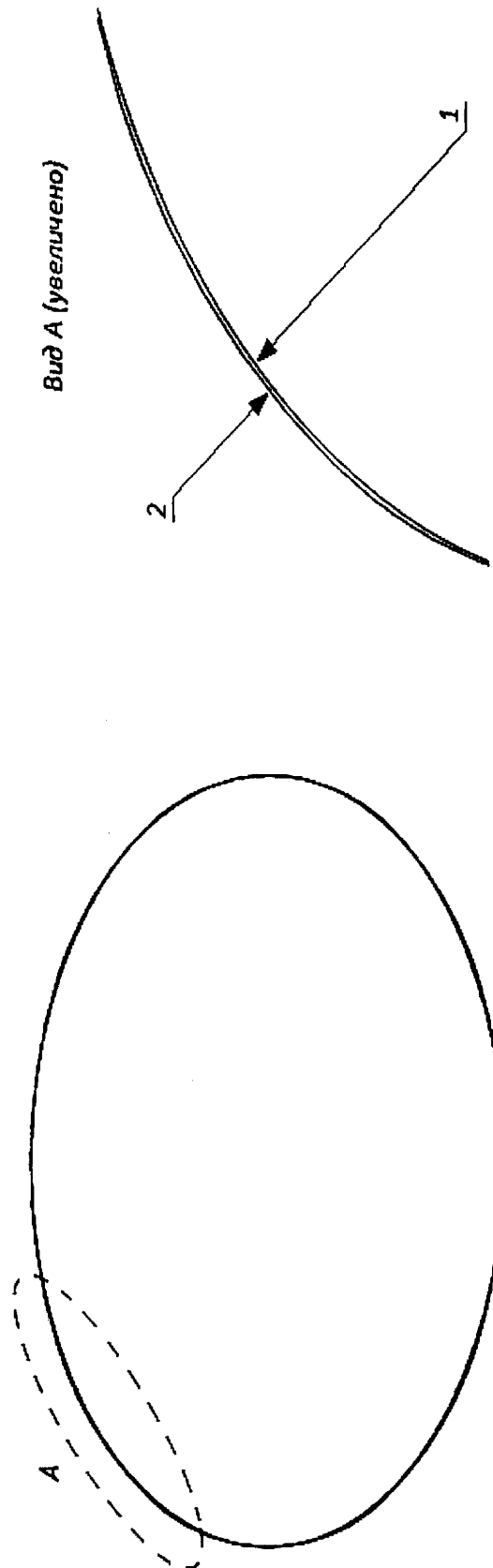


$b/a = 0,61$
 $C_1 = 0$

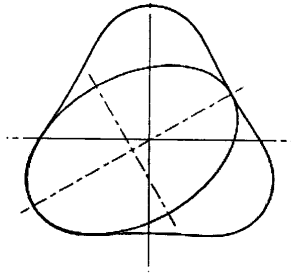
Фиг. 4



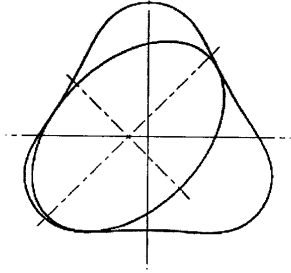
$b/a = 0,56$
 $C_1 < 0$



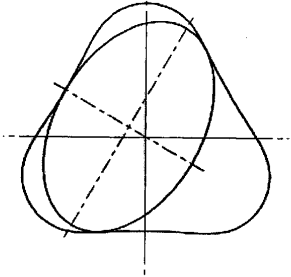
Фиг. 5



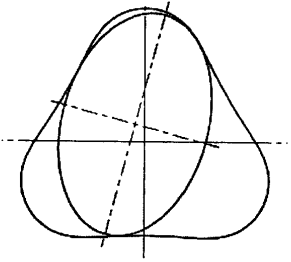
$\varphi = 60^\circ$



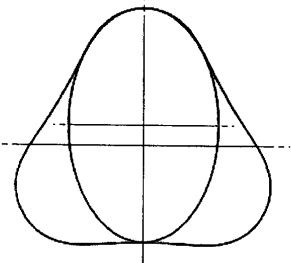
$\varphi = 45^\circ$



$\varphi = 30^\circ$

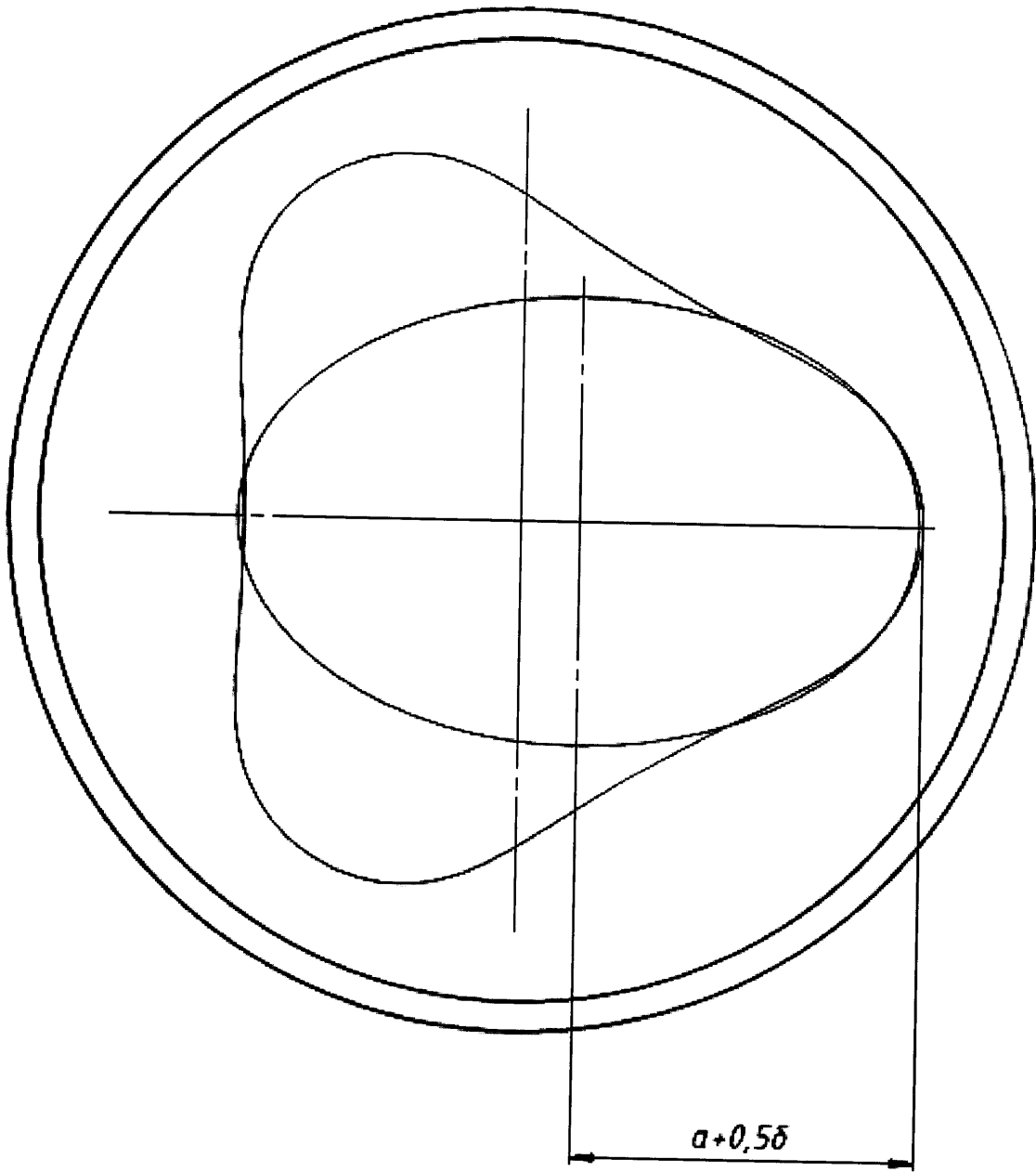


$\varphi = 15^\circ$



$\varphi = 0^\circ$

Фиг. 6



Фиг. 7