

УДК 621.855

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЗУБЧАТЫХ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

FEATURES OF CALCULATION AND DESIGN OF TOOTH CHAIN GEARINGS

Бережной Сергей Борисович

член-корреспондент Инженерной академии РФ,
доктор технических наук, профессор,
декан факультета машиностроения и автосервиса,
заведующий кафедрой технической механики и
гидравлики,
Кубанский государственный
технологический университет
set@id-yug.com

Война Андрей Александрович

кандидат технических наук,
доцент кафедры технической механики
и гидравлики,
Кубанский государственный
технологический университет
a.voina@rambler.ru

Курапов Георгий Владимирович

аспирант кафедры технической механики
и гидравлики,
Кубанский государственный
технологический университет
kurapov_georgii@mail.ru

Аннотация. Приведены результаты исследования работоспособности зубчатых цепных передач. Разработана методика проектирования и изготовления эвольвентной звездочки для зубчатой цепи стандартным режущим инструментом. Спроектирован и изготовлен экспериментальный стенд для исследования цепных передач, приведены результаты испытаний зубчатых цепных передач с различными профилями зубьев звездочек. Определены преимущества и недостатки звездочек с прямолинейным и эвольвентным профилями.

Ключевые слова: зубчатая цепь, эвольвентная звездочка, прямолинейная звездочка, профилирование, проектирование, долговечность, тяговая способность, испытания.

Berezhnoy Sergey Borisovich

Corresponding Member of
Engineering academy Russian Federation,
Doctor of Engineering, Professor,
Dean of faculty of mechanical engineering
and car service, Head of the department of
technical mechanics and hydraulics,
Kuban State University of Technology
set@id-yug.com

Voyna Andrey Aleksandrovich

Candidate of Technical Sciences,
Associate Professor of technical
mechanics and hydraulics
Kuban State University of Technology
a.voina@rambler.ru

Kurapov Georgy Vladimirovich

graduate student of chair of
technical mechanics and hydraulics,
Kuban State University of Technology
kurapov_georgii@mail.ru

Annotation. Results of research of operability of tooth chain gearings are given. The technique of design and production of an evolvent asterisk is developed for a gear chain by the standard cutting tool. The experimental stand for research of chain transfers is designed and made, results of tests of tooth chain gearings with various profiles of teeth of asterisks are given. Advantages and shortcomings of asterisks with rectilinear and evolvent profiles are defined.

Keywords: gear chain, evolvent asterisk, rectilinear asterisk, profiling, design, durability, traction ability, tests.

Приоритетными направлениями развития машиностроения являются совершенствование и внедрение новых машин, механизмов и передач, а также разработка методов их синтеза и анализа. Среди многообразия применяемых механических передач особое место занимают цепные передачи с зубчатой цепью.

Они применяются в станкостроении, нефтегазовом комплексе, сельхозмашиностроении, подъемно-транспортных устройствах, полиграфическом оборудовании, на транспорте и других машинах. В основном в цепных передачах с зубчатой цепью применяются звездочки с прямолинейным профилем зуба [1, 2]. Расчет геометрических параметров прямозубой звездочки выполняется по ГОСТ [3].

Формы зубьев звездочек во многом определяют работоспособность и долговечность передач. При изготовлении и формообразовании зубьев звездочек используют методы копирования или деления, которые отличаются низкой производительностью и точностью.

Улучшение качества материалов и внедрения новых технологий позволило расширить область применения зубчатых цепей в различных отраслях машиностроения, особенно там, где основными требованиями к цепным передачам являются высокая точность позиционирования, скорость передачи, компактность и малый шум. Такие передачи нашли применение в гоночных болидах и внедорожниках, металлорежущих станках и дробилках. Неточность изготовления звездочек, при их высоких частотах вращения, может существенно увеличить неравномерность работы цепной передачи, ударные нагрузки и шум. Поэтому в зарубежных аналогах предпочтение отдают звездочкам с криволинейным профилем зубьев. Изготовление таких звездочек в условиях организаций, эксплуатирующих цепные передачи, малых предприятий, ремонтных мастерских, имеющих ограниченное количество зуборезного оборудования и инструмента, является затруднительным.

Таким образом, назрела необходимость создания такого профиля зуба звездочки, который можно было бы изготовить в условиях индивидуального производства и ремонтной базы, обеспечивая при этом достаточно высокий уровень точности и производительности. Этим требованиям отвечает эвольвентный профиль зуба, который изготавливается методом обкатки.

Порядок расчета зубчатых цепных передач приведен в источниках [1, 2]. Но в литературе отсутствуют динамические расчеты, недостаточно материала по расчету на долговечность зубчатой цепной передачи.

Звездочки с эвольвентным профилем зубьев в цепных передачах, получают все большее применение, обеспечивая повышенную плавность работы при высоких скоростях ($V > 5$ м/с) [1] и меньший шум в сравнении с прямолинейным профилем зубьев, уровень шума ниже до 20 % [4].

Преимуществами эвольвентных звездочек нарезаемых методом обкатки являются более высокая точность и производительность, по сравнению со звездочками с прямолинейным профилем зубьев.

Применение стандартного режущего инструмента типа червячной фрезы дает несколько преимуществ. Возможность нарезания эвольвентных звездочек данного шага с любым числом зубьев одним режущим инструментом. Использование стандартного оборудования, режущего и мерительного инструмента, применяемого при изготовлении эвольвентных зубчатых колес, которые имеются на большинстве предприятий, обслуживающих технику.

Способ нарезания эвольвентных звездочек для зубчатых цепей стандартным режущим инструментом, без каких либо изменений его геометрии, основан на использовании метода двух коррекций (радиальной и тангенциальной) [5].

Под тангенциальной коррекцией для зубчатых колес понимается такой вид коррекции, при которой «профиль зуба сдвигается параллельно самому себе по начальной окружности». При изготовлении звездочек с эвольвентным профилем зубьев тангенциальная коррекция используется для расширения впадин.

Ниже приводятся расчетные зависимости для определения величины тангенциальной коррекции, и предлагается метод ее реализации при изготовлении эвольвентных звездочек, который защищен патентом России [5].

Процесс формообразования эвольвентного зуба предлагается производить в последовательности, показанной на рисунке 1.

Сначала режущий инструмент врезается в заготовку на глубину, равную высоте зуба звездочки (рис. 1, а, б). На этом этапе с помощью радиальной коррекции инструмента величиной xm (рис. 2) обеспечивается необходимый диаметр окружности впадин звездочки D_i , при котором центры шарниров, лежащие во впадинах, будут располагаться на делительной окружности звездочки диаметром d_d .

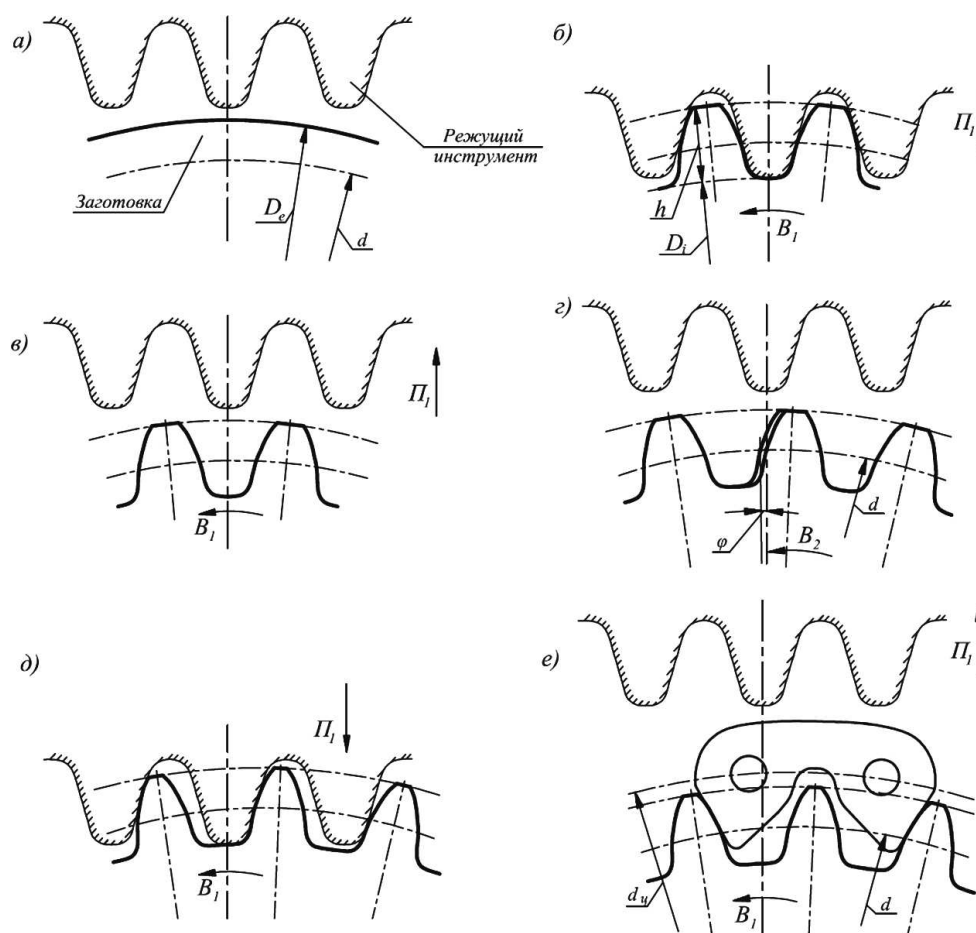


Рисунок 1 – Этапы нарезания зубьев эвольвентной звездочки стандартным режущим инструментом:

B_1, B_2 — вращательное движение заготовки; Π_1 — поступательное движение режущего инструмента

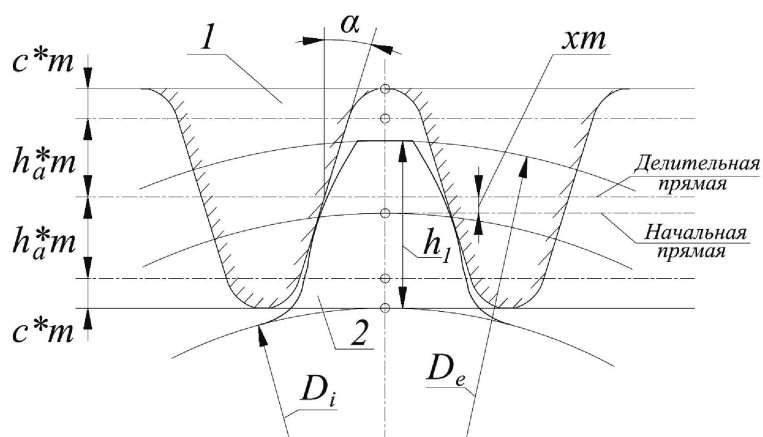


Рисунок 2 – Схема для определения коэффициента радиального смещения x инструмента:

1 — исходный производящий контур (ИПК) режущего инструмента; 2 — заготовка

Затем инструмент отводится (рис. 1, в), и заготовка поворачивается на угол φ (тангенциальная коррекция) (рис. 1, г; 3), после чего процесс нарезания повторяется с удалением материала только с одной стороны зубьев (рис. 1, д, е), обеспечивая необходимую ширину впадины звездочки.

Однако полученная ширина впадин звездочки не достаточна для размещения в них пластин зубчатой цепи. Затем инструмент 1 возвращается в исходное положение, а заготовка 2 поворачивается на угол φ (тангенциальная коррекция) равный фактиче-

скому утонению толщины зуба (рис. 2), после чего операция нарезания повторяется с удалением материала только с одной стороны зубьев звездочки.

Полученная после второго прохода инструмента звездочка, фактически представляет собой эвольвентное зубчатое колесо с расширенными впадинами, которые необходимы для размещения в них пластин зубчатой цепи.

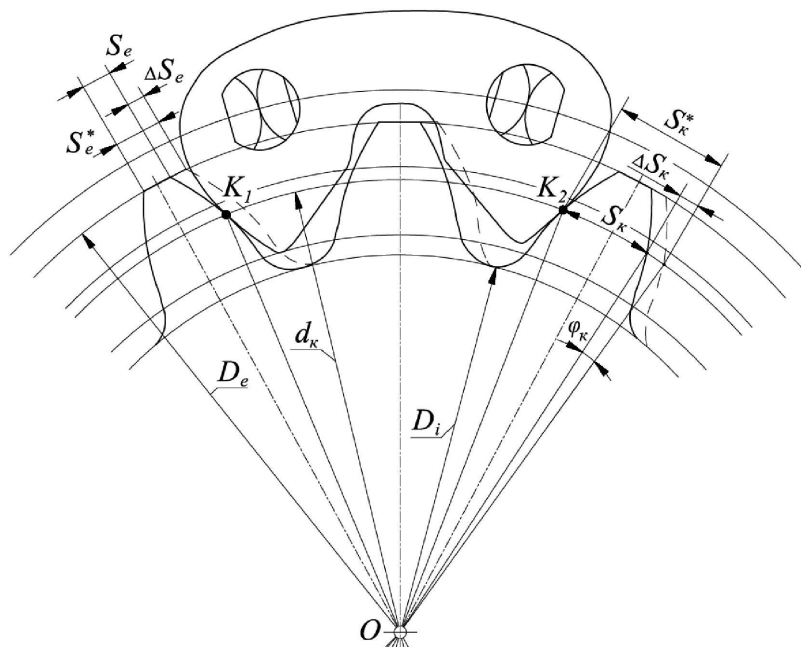


Рисунок 3 – Схема для определения коэффициента тангенциального смещения

Расчеты геометрических параметров эвольвентной звездочки и величин радиальной и тангенциальной коррекций проводятся в два этапа.

На первом этапе рассчитываются геометрические параметры эвольвентной звездочки, радиальная коррекция (смещение) инструмента x_m (рис. 2), и выполняется проверка на отсутствие подрезания ножки зуба.

Коэффициент радиального смещения:

$$x = \frac{D_i}{2 \cdot m} - \frac{z}{2} + h_a^* + c^*, \quad \text{мм} \quad (1)$$

где $h_a^* = 1,0$ — коэффициент высоты головки зуба, мм; $c^* = 0,25$ — коэффициент радиального зазора, мм.

Из теории нарезания эвольвентных зубчатых колес известно, что значение минимального коэффициента радиального смещения инструмента x_{\min} определяется зависимостью:

$$x_{\min} = \frac{17 - z}{17}, \quad \text{мм}. \quad (2)$$

Условие отсутствия подрезания имеет вид:

$$x \geq x_{\min}, \quad \text{мм}. \quad (3)$$

На втором этапе рассчитывается величина тангенциальной коррекции ϕ_K , проводится проверка на отсутствие заострения зубьев звездочки.

$$\phi_K = \frac{2 \cdot \Delta S_K}{d_K}, \quad \text{рад}, \quad (4)$$

где $\Delta S_K = S_K^* - S_K$, мм — фактическое утонение зуба за счет тангенциальной коррекции по диаметру d_K ; d_K — диаметр окружности на которой располагаются точки контакта K_1, K_2 зубьев звездочки с пластиной цепи.

Тангенциальная коррекция приводит к утонению зуба на окружности выступов диаметра D_e , т.е. возникает опасность заострения зуба звездочки.

Условие отсутствия заострения имеет вид:

$$S_e \geq S_{e\min}, \text{ мм}, \quad (5)$$

где $S_e = S_e^* - \Delta S_e$ — толщина зуба на окружности выступов после тангенциальной коррекции, мм; S_e^* — толщина зуба на окружности выступов после радиальной коррекции, мм; $S_{e\min} = 0,2 \cdot m$ — минимальная толщина зуба на окружности выступов звездочки, мм.

Комплексной характеристикой, определяющей работоспособность цепной передачи, является ее тяговая способность, то есть способность пары цепь — звездочка передавать крутящий момент.

$$T = S_1 \cdot R_2 - S_2 \cdot R_2 \leq [T], \quad (6)$$

где S_1, S_2 — натяжение ведущей и ведомой ветвей передачи; R_2 — радиус расположения центров шарниров на звездочке ведомой ветвей передачи.

Максимальное значение допускаемого крутящего момента $[T]$ ограничено следующими критериями:

- пробуксовкой цепи по зубьям звездочек.
- предельно допустимым контактным напряжением $\sigma_{\text{пр}} \leq [\sigma_{\text{пр}}]_H$ призм в шарнире зубчатой цепи;
- предельно допустимым контактным напряжением $\sigma_{\text{пл}} \leq [\sigma_{\text{пл}}]_H$ пластин зубчатой цепи;
- ударной стойкостью элементов цепи $G \leq [G]$.

Проверочный расчет зубчатой цепной передачи проведен по рекомендациям [1, 2] по предельным контактным напряжениям и по предельному расположению цепи на ведомой звездочке.

Максимальный крутящий момент, ограниченный величиной $[\sigma]_H$, определяется по зависимости:

$$[T]_K = \left(\frac{[\sigma]_H}{0,418} \right)^2 \frac{L_{\text{пк}} \cdot \rho_{\text{пр}} \cdot \sin(\theta_{\min} + \rho)}{2 \cdot E_{\text{пр}} \cdot \sin \frac{2\pi}{z_2}} \cdot R_2 - S_2 \cdot R_2, \quad (7)$$

где $[\sigma]_H$ — допускаемое контактное напряжение пластины цепи; $L_{\text{пк}}$ — длина контактной линии пары пластина – зуб; $\rho_{\text{пк}}$ — приведенный радиус кривизны в паре пластина – зуб; θ_{\min} — минимальный угол давления зуба звездочки в точке контакта с пластиной цепи; $\rho = \arctg f$ — угол трения в паре пластина – зуб; f — приведенный коэффициент трения в паре пластина – зуб; $E_{\text{пр}}$ — приведенный модуль упругости первого рода материала пластины и зуба звездочки.

Момент, ограниченный пробуксовкой цепи по зубьям звездочки:

$$[T]_{\Pi} = S_2 \cdot (B_{z_{\Pi}} \cdot R_2 - R_2), \quad (8)$$

где $B_{z_{\Pi}}$ — предельный коэффициент сцепления пары пластина – зуб в предпробуксовочном состоянии [1].

Допустимый крутящий момент определяется из условия:

$$[T] = \min \{ [T_K], [T_{\Pi}] \}. \quad (9)$$

Для экспериментальных исследований цепной передачи с зубчатой цепью и различными видами профилей зубьев звездочек в лаборатории кафедры технической механики и гидравлики Кубанского государственного технологического университета был разработан и изготовлен универсальный стенд (рис. 4), на который было получено положительное решение на патент на полезную модель. Стенд позволяет испытывать различные передачи с гибкой связью. Испытания проводились в двух режимах работы со смазкой и без, двух цепных передач с зубчатой цепью со стандартными прямолинейными и эвольвентными профилями зубьев звездочек.

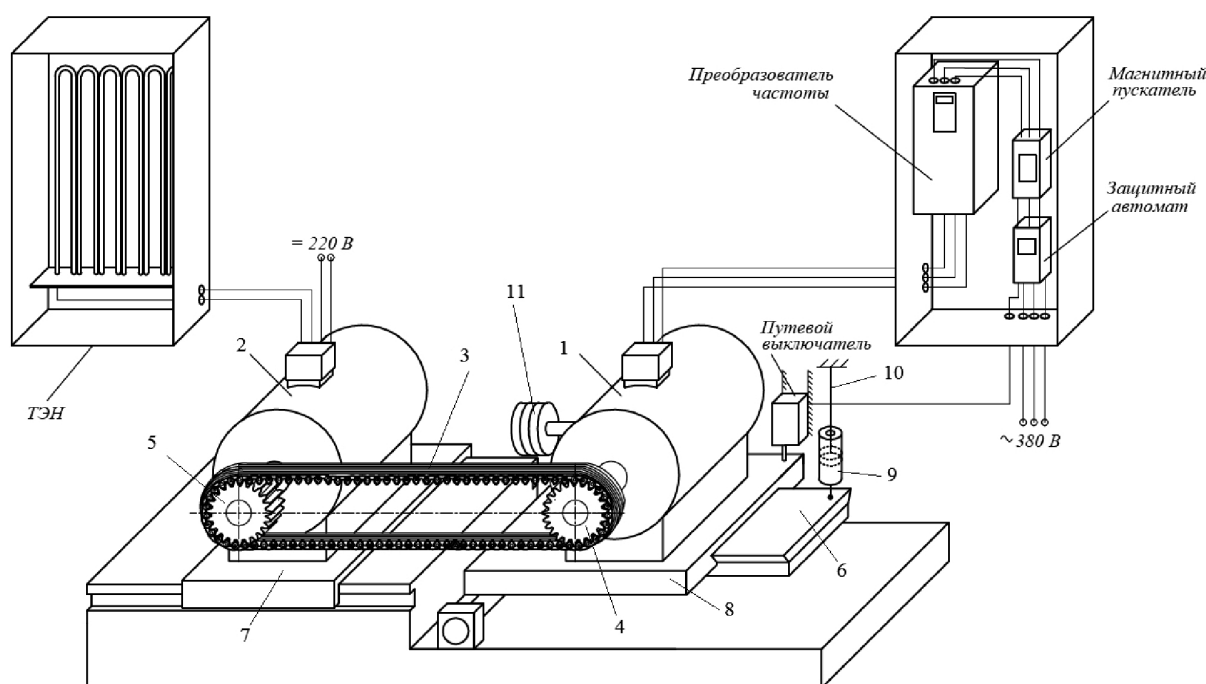


Рисунок 4 – Схема испытательного стенда

Стенд содержит электродвигатель (1), генератор (2), испытуемую цепь (3), ведущую (4) и ведомую (5) звездочки, платформу (6) с возможностью поворота, которая жестко соединена с осью, закрепленным на направляющей в подшипниковых узлах. Электродвигатель выступает в роли груза для натяжения цепи испытываемой цепной передачи.

Регулировка межосевого расстояния производится с помощью кареток (7, 8) размещающихся на винтовых парах. Для исключения резонансных колебаний электродвигателя в конструкции предусмотрен демпфер (9), корпус его соединен с качающейся платформой (6), а поршень (10) соединен со станиной стенда, и гасит резонансные колебания.

Регулирование нагрузки цепной передачи осуществляется двумя способами. Первый способ — при одинаковом натяжении ведущей и холостой ветвей цепи, за счет веса электродвигателя, при помощи противовесов устанавливается заданное натяжение цепи. Второй способ — при моделировании работающей передачи, нагрузка создается генератором.

Износ зубчатой цепи оценивался по увеличению длин отрезков. После статистической обработки результатов измерений, проводимых через определенные интервалы наработки передач (20, 30, 50 ч и т.д.), были построены графики износа зубчатой цепи при работе без смазки (рис. 5).

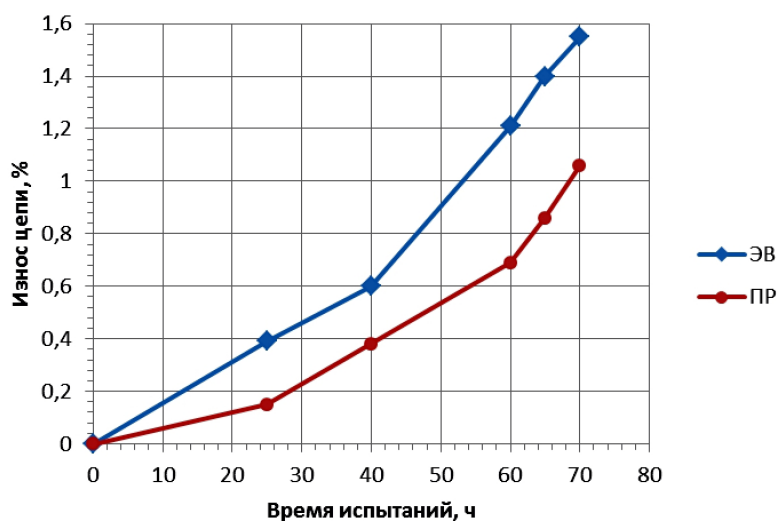


Рисунок 5 – График износа зубчатых цепей

По результатам испытаний, износ зубчатой цепи при работе с эвольвентными звездочками превышает износ цепи с прямолинейными на 47 %.

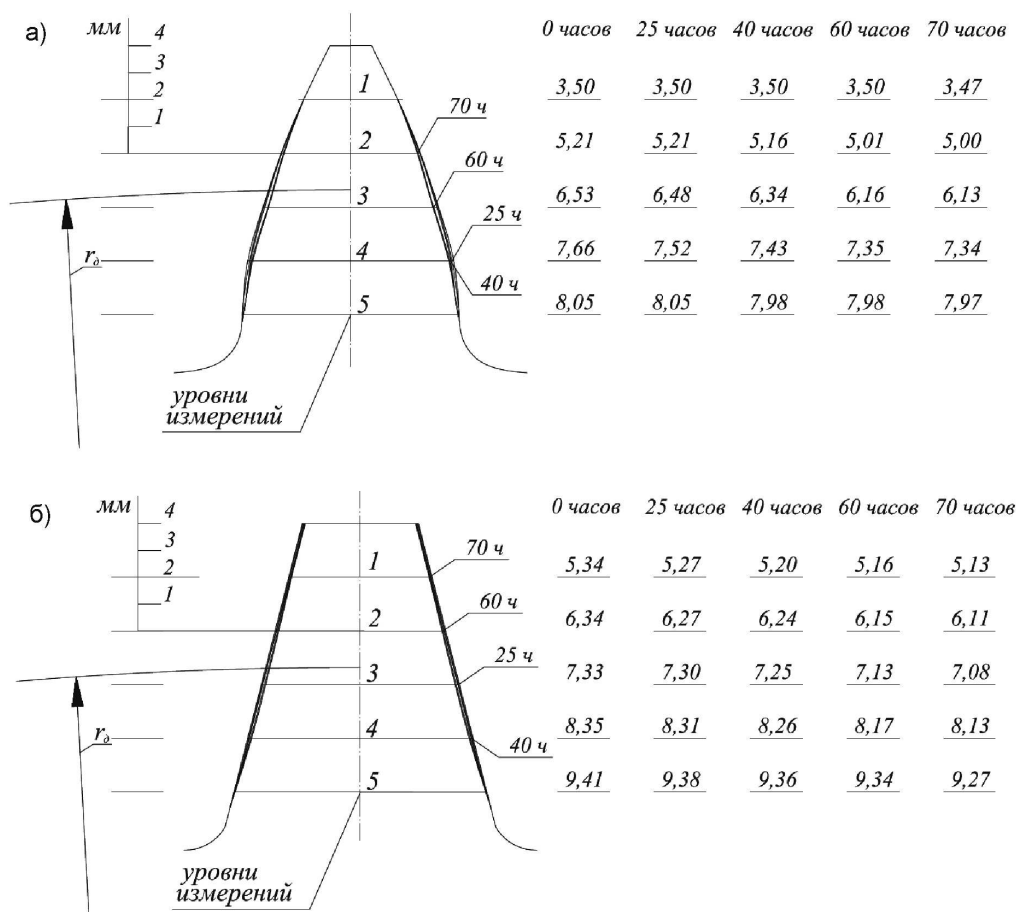


Рисунок 6 – Изменение профилей зубьев ведущих эвольвентных (а) и прямолинейных (б) звездочек в процессе эксплуатации исследуемой цепной передачи, работающей без смазки

На рисунке 6 приводится сравнение износа зубьев ведущих звездочек испытываемых цепных передач с эвольвентными (6, а) и прямолинейными (6, б) профилями, износ зубьев эвольвентных звездочек на 30 % больше чем прямолинейных звездочек.

Из полученных данных можно сделать вывод: не смотря на то, что эвольвентные звездочки по долговечности уступают прямолинейным, в некоторых случаях их применение незаменимо.

Выводы:

Предлагается методика проектирования и изготовления эвольвентных звездочек для зубчатых цепных передач (подтверждена патентом).

Применение эвольвентных звездочек в цепных передачах с зубчатой цепью позволяет повысить плавность работы цепной передачи при высоких скоростях и снизить шум при эксплуатации (по сравнению с прямолинейным профилем на величину до 20 %).

Спроектирован и изготовлен специальный испытательный стенд для передач с гибкой связью (получено положительное решение патента на полезную модель).

Проведен анализ экспериментальных исследований. Приведены результаты испытаний зубчатых цепных передач с различными профилями зубьев звездочек. Определены преимущества и недостатки звездочек с прямолинейным и эвольвентным профилями зубьев.

Литература:

1. Бережной С.Б. Роликовые цепные передачи. – М. : МГТУ им. Баумана, 2004. – 242 с.
2. Готовцев А.А. Проектирование цепных передач : Справочник / А.А. Готовцев, И.П. Котенок. – М. : Машиностроение, 1982. – 336 с.
3. ГОСТ 13576-81 Звездочки для приводных зубчатых цепей. Методы расчета и построения профиля зубьев. Предельные отклонения. – М. : Изд-во стандартов, 1981. – С. 15.
4. Фот А.П. О шуме передач с зубчатыми цепями / А.П. Фот, П.Н. Учайев, Б.В. Яковлев // Известия ВУЗов: Машиностроение. – 1980. – Т. 12. – С. 46–48.
5. Способ изготовления эвольвентных звездочек для зубчатых цепей : патент 2314900 Рос. Федерация : В23F 5/22 / А.А. Петрик, С.Б. Бережной, О.И. Остапенко, А.А. Война. – № 2006113457/02 заявл. 20.04.06; опубл. 20.01.08. Бюл. № 2. – 3 с.

References:

1. Berezhnoy S.B. Roller chain transfers. – M. : MGTU of Bauman, 2004. – 242 p.
2. Gotovtsev A.A. Design of chain transfers: Reference book / A.A. Gotovtsev, I.P. Kotenok. – M. : Mechanical engineering, 1982. – 336 p.
3. GOST of 13576-81 Asterisk for driving gear chains. Methods of calculation and creation of a profile of teeths. Maximum deviations. – M. : Publishing house of standards, 1981. – P. 15.
4. Fot A.P. About noise of transfers with gear chains / A.P. Fot, P.N. Uchayev, B.V. Yakovlev // News of Higher education institutions: Mechanical engineering. – 1980. – V. 12. – P. 46–48.
5. A way of production of evolvent asterisks for gear chains: patent of 2314900 Dews. Federation: B23F 5/22 / A.A. Petrik, S.B. Berezhnoy, O.I. Ostapenko, A.A. Voyna. – No. 2006113457/02 dec. 20.04.06; publ. 20.01.08. Bulletin No. 2. – 3 p.