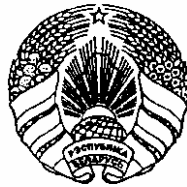


**ОПИСАНИЕ  
ИЗОБРЕТЕНИЯ  
К ПАТЕНТУ**  
(12)

РЕСПУБЛИКА БЕЛАРУСЬ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ ЦЕНТР  
ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ  
СОБСТВЕННОСТИ

(19) **ВУ** (11) **8307**  
(13) **С1**  
(46) **2006.08.30**  
(51)<sup>7</sup> **F 16H 7/02**

(54)

**ЗУБЧАТОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА**

(21) Номер заявки: а 20030240  
(22) 2003.03.18  
(43) 2004.09.30

(71) Заявитель: Белорусский Национальный технический университет (ВУ)

(72) Авторы: Никончук Андрей Николаевич; Никончук Иван Николаевич; Таяновский Александр Георгиевич; Безмен Олег Вадимович; Шкуголь Александр Анатольевич (ВУ)

(73) Патентообладатель: Белорусский национальный технический университет (ВУ)

(56) SU 282868, 1970.  
RU 2025612 C1, 1994.  
BY 4790 C1, 2002.  
DE 3140189 A1, 1983.  
DE 3140157 A1, 1983.

(57)

Зубчатоременная передача, содержащая шкивы с зубьями и охватывающий их зубчатый ремень, продольная линия зубьев которых описана в виде дуги окружности, образующей выпуклые и вогнутые стороны зубьев, отличающаяся тем, что радиусы зубьев шкива, взаимодействующего с вогнутой стороной зубьев ремня, увеличены до значения  $R_1$ , а радиусы зубьев шкива, взаимодействующего с выпуклой стороной зубьев ремня, уменьшены до значения  $R_2$  по сравнению с радиусом  $R$  дуги окружности зубьев ремня, при этом значения  $R_1$  и  $R_2$  определяются по зависимостям:

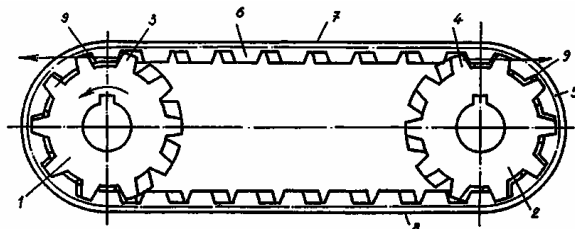
$$R_1 = R \frac{(1 - \cos \beta)}{(1 - \cos \beta_1)};$$

$$R_2 = R \frac{(1 - \cos \beta)}{(1 - \cos \beta_2)},$$

где  $\beta = \arcsin B_p/2R$ ;  $B_p$  - ширина ремня;

$$\beta_1 = 2 \operatorname{arccctg} \left[ \frac{R \sin \beta + \Delta}{R(1 - \cos \beta)} \right];$$

$$\beta_2 = 2 \operatorname{arccctg} \left[ \frac{R \sin \beta - \Delta}{R(1 - \cos \beta)} \right],$$



Фиг. 1

**ВУ 8307 С1 2006.08.30**

# ВУ 8307 С1 2006.08.30

где  $\Delta$  - поперечная деформация ремня:

$$\Delta = \frac{F_t R}{2EF} |\ln \cos \beta|,$$

где  $F_t$  - окружное усилие, передаваемое ремнем;

$E$  - модуль упругости при поперечном растяжении ремня;

$F$  - площадь поперечного сечения ремня.

Изобретение относится к машиностроению, в частности к механическим передачам мощности посредством гибкой связи, и может быть использовано в разнообразных приводах технологического оборудования, промышленной и бытовой техники.

Известна зубчаторемennая передача стандартного типа, содержащая прямозубые шкивы с ребордами и прямозубый зубчатый ремень, охватывающий шкивы и содержащий спирально навитый кордшнур (тросы) [1]. Недостатком такой передачи является ее сравнительно низкая долговечность, обусловленная, в основном, двумя причинами.

Во-первых, из-за спиральной навивки тросов в ремне во время работы последнего возникает осевая составляющая сил натяжения, стремящаяся сдвинуть ремень вдоль зубьев шкивов. При отсутствии реборд происходит спадание ремня со шкивов, а при наличии реборд наблюдается трение боковой (торцевой) поверхности ремня о реборды. При этом ремень нагревается, а со временем происходит и уменьшение его ширины, сопровождающееся распределением окружных сил на остающееся сечение. Оба этих фактора - нагрев и боковой износ - отрицательно влияют на долговечность ремня.

Во-вторых, анализируя процесс входа в зацепление зубьев ремня с зубьями шкива, можно сделать вывод о наличии ударных эффектов при входе в зацепление. Действительно, зуб ремня в момент касания с зубом шкива взаимодействует по всей своей рабочей ширине  $b$ . Возникающие ударные импульсы разрушают как сами зубья, так и воспринимающий их кордшнур ремня. Это также негативно сказывается на долговечности зубчатого ремня и передачи в целом.

Наиболее близким по технической сущности к заявляемому изобретению является зубчаторемennая передача с продольной линией зубьев ремня и шкивов, описанной в виде дуги окружности [2].

Очевидно, что зубчаторемennая передача, имеющая зубья, продольная линия которых описана дугой окружности, не будет нуждаться в ребордах, так как возникающая осевая сила будет восприниматься наклонными зубьями шкива. Таким образом, исключается истирание торцев ремня о шкивы. Вход зубьев ремня в зацепление с зубьями шкива будет плавным, что также обеспечит повышенные показатели долговечности передачи.

Недостатком такой зубчаторемennой передачи является неравномерное распределение передаваемого окружного усилия  $F_t$  по ширине зубьев ремня в зацеплении со шкивами. Причиной такого неравномерного распределения является деформируемость ремня в поперечном (по отношению к шкивам - в осевом) направлении. Анализ силового взаимодействия зубьев на дугах обхвата свидетельствует о том, что из-за криволинейной формы зубьев будет наблюдаться разложение окружной силы на тангенциальную и осевую  $F_a$  составляющие, при этом по мере увеличения кривизны зуба и приближения к его свободному торцу величина  $F_a$  возрастает (см. фиг. 3). Деформации ремня в продольном направлении препятствует кордшнур, в то время как деформация ремня в поперечном (осевом) направлении определяется величиной модуля упругости его эластомера (резины, полиуретана), который в 20...120 раз меньше модуля упругости кордшнура. Таким образом, в результате повышенной податливости зубьев ремня в осевом направлении будет наблюдаться концентрация осевых сил либо в центральной плоскости ремня, либо у его торцев. Это предопределяет недостаточный уровень долговечности ремня. Для предотвращения возникновения концентрации напряжений целесообразно изменить конфигурацию зубьев

# ВУ 8307 С1 2006.08.30

шкивов таким образом, чтобы в деформированном состоянии форма зубьев ремня была адекватной форме зубьев шкивов.

Задача, решаемая изобретением, заключается в повышении долговечности зубчатременной передачи с зубьями, продольная линия которых описана в виде дуги окружности.

Задача решается тем, что в зубчатременной передаче, содержащей шкивы и охватывающий их зубчатый ремень, продольная линия зубьев которых описана в виде дуги окружности, образующей выпуклые и вогнутые стороны зубьев, радиусы зубьев шкива, взаимодействующего с вогнутой стороной зуба ремня, увеличены до значения  $R_1$ , а взаимодействующего с выпуклой стороной зуба ремня уменьшены до значения  $R_2$  по сравнению с радиусом  $R$  дуги окружности зубьев ремня, при этом значения  $R_1$  и  $R_2$  определяются по зависимостям:

$$R_1 = R \frac{(1 - \cos \beta)}{(1 - \cos \beta_1)}; R_2 = R \frac{(1 - \cos \beta)}{(1 - \cos \beta_2)},$$

где  $\beta = \arcsin B_p/2R$ ;  $B_p$  - ширина ремня;

$$\beta_1 = 2 \operatorname{arccctg} \left[ \frac{R \sin \beta + \Delta}{R(1 - \cos \beta)} \right]; \beta_2 = 2 \operatorname{arccctg} \left[ \frac{R \sin \beta - \Delta}{R(1 - \cos \beta)} \right],$$

где  $\Delta$  - поперечная деформация ремня:

$$\Delta = \frac{F_t R}{2EF} |\ln \cos \beta|,$$

где  $F_t$  - окружное усилие, передаваемое ремнем;

$E$  - модуль упругости при поперечном растяжении;

$F$  - площадь поперечного сечения ремня.

При проведении сопоставительного анализа отобранных конструкций зубчатременных передач признаков, сходных с заявленными, не обнаружено. Следовательно, предложенное техническое решение - зубчато-ременная передача - обладает существенными отличиями.

Сущность предложенного технического решения поясняется чертежами, где:

фиг. 1 - общий вид зубчатременной передачи;

фиг. 2 - то же, вид сверху с местными разрезами;

фиг. 3 - схема распределения усилий и деформаций зубьев ремня на ведущем (а) и ведомом (б) шкивах зубчатременной передачи;

фиг. 4 - геометрические соотношения при поперечном растяжении (а) и сжатии (б) зубчатого ремня на шкивах.

Зубчатременная передача содержит ведущий 1 и ведомый 2 шкивы с дугowymi зубьями 3, 4, а также охватывающий их зубчатый ремень 5 с зубьями 6, образующий ведущую 7 и ведомую 8 ветви. Между боковыми поверхностями зубьев 3, 4 шкивов и зубьями 5 ремня, как и в стандартном исполнении, предусмотрены тангенциальные зазоры 9.

При работе передачи передача мощности (или окружного усилия) от ведущего шкива 1 к ведомому 2 осуществляется посредством зубчатого ремня 5 путем зацепления его зубьев 6 с зубьями 3, 4 ведущего 1 и ведомого 2 шкивов. Наличие зазоров 9 обеспечивает при этом беспрепятственное проникновение зубьев ремня 6 в межзубые впадины шкивов.

Исполнение зубьев ремня 6 в виде дуг окружностей радиусом  $R$  вызывает появление на их боковых гранях, контактирующих с соответствующими боковыми гранями зубьев шкивов как окружных, так и осевых сил. При этом особенности функционирования передачи приводят к тому, что выпуклая поверхность зуба шкива вызывает растяжение зуба ремня, сопровождающееся увеличением его ширины на величину  $2\Delta$ , "распрямлением" дуги зуба ремня с увеличением ее радиуса с  $R$  до  $R_1$ . Наоборот, вогнутая сторона зуба шкива приводит к сжатию зуба ремня с соответствующим уменьшением  $R$  до  $R_2$ . Таким образом, для компенсации действия осевых сил целесообразно изменить радиусы дуг окружностей зубьев шкивов до значений  $R_1$  и  $R_2$ , приобретаемых зубьями ремня под действием передаваемой окружной силы.

## ВУ 8307 С1 2006.08.30

Определим абсолютные значения деформации и искажения дугового профиля зубьев ремня. Можно доказать, что при осевом перемещении конца идеальной дуги радиуса  $R$  на величину  $\Delta$  (фиг. 3) получаемая вновь конфигурация практически идеально соответствует участку окружности радиусом  $R_1$ . Выделим на половине зуба ремня (фиг. 3) элементарное сечение  $dx$ , в котором действует элементарная осевая сила  $dF_a = (dF_t/2)\text{tg}\alpha$ . В пределах выделенного участка деформацию зуба ремня будем считать параллельной оси  $X$  и равной в соответствии с законом Гука:

$$\Delta dx = \int_0^1 \frac{F_t \text{tg}\alpha}{2EF}, \quad (1)$$

где  $E$  - модуль упругости ремня при поперечном растяжении,  $F$  - площадь растягиваемого сечения ремня.

В соответствии с (1) перемещение зуба ремня  $U$  в сечении на расстоянии  $Z$  от свободного торца будет равно:

$$U = \int_0^1 \frac{F_t \text{tg}\alpha dx}{2EF}. \quad (2)$$

Так как  $dx = R d\alpha$ , то из (2) получим:

$$U = \int_0^{\beta} \frac{F_t \text{tg}\alpha R d\alpha}{2EF} = \frac{F_t R}{2EF} \int_0^{\beta} \text{tg}\alpha d\alpha = \frac{F_t R}{2EF} (\ln \cos \beta - \ln \cos 0^\circ).$$

Так как, в свою очередь,  $\cos 0^\circ = 1$ ;  $\ln 1 = 0$ , то абсолютная деформация у торца ремня будет

$$\Delta = \frac{F_t R}{2EF} |\ln \cos \beta|. \quad (3)$$

Если по отношению к деформирующемуся сечению ремня сила  $F_a$  будет растягивающей, то соотношения между  $R$  и  $R_1$  примут вид, представленный на фиг. 4, а. Из него следует, что

$$DA = R \sin \beta; \quad DB = R \sin \beta + \Delta; \quad DB = R_1 \sin \beta_1,$$

или при  $DB = DB$

$$R \sin \beta + \Delta = R_1 \sin \beta_1. \quad (4)$$

С другой стороны,

$$\begin{aligned} DO &= R \cos \beta; \quad DC = R_1 \cos \beta_1; \\ DK &= R - R \cos \beta = R(1 - \cos \beta); \\ DK &= R_1 - R_1 \cos \beta = R_1(1 - \cos \beta_1), \end{aligned}$$

откуда получаем, что

$$R(1 - \cos \beta) = R_1(1 - \cos \beta_1). \quad (5)$$

Таким образом, получены 2 уравнения (4) и (5), содержащие 2 неизвестных  $R_1$  и  $\beta_1$ . Решая их совместно, из (5) получим, что

$$R_1 = R \frac{(1 - \cos \beta)}{(1 - \cos \beta_1)}. \quad (6)$$

Подставляем (6) в (4):

$$R \sin \beta + \Delta = R \frac{(1 - \cos \beta)}{(1 - \cos \beta_1)} \sin \beta_1 = R(1 - \cos \beta) \text{ctg} \frac{\beta_1}{2}, \text{ откуда}$$

$$\beta_1 = 2 \text{arcctg} \left[ \frac{\Delta + R \sin \beta}{R(1 - \cos \beta)} \right]. \quad (7)$$

При известном  $\Delta$  (выражение (3)) из (7) находим величину угла  $\beta_1$ , а подставляя ее в (6) - получаем искомое значение радиуса дуги  $R_1$ , в соответствии с которым необходимо выполнять конфигурацию зубьев на шкиве с расходящимися от оси симметрии осевыми силами.

Схема деформации зуба ремня сходящимися осевыми силами представлена на фиг. 4, б. Опуская преобразование, по аналогии с предыдущим случаем получим:

$$\beta_2 = 2 \operatorname{arccctg} \left[ \frac{R \sin \beta - \Delta}{R(1 - \cos \beta)} \right]; \quad (8)$$

$$R_2 = R \frac{(1 - \cos \beta)}{(1 - \cos \beta_2)}. \quad (9)$$

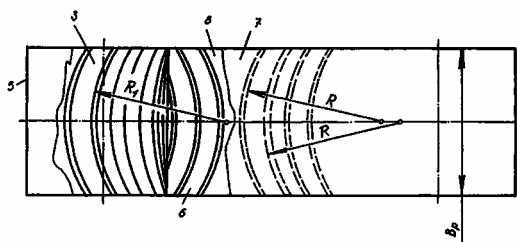
Величина  $\Delta$  получается при этом из известного выражения (3).

Таким образом, получены выражения для определения величин радиусов  $R_1$  и  $R_2$  дуг шкивов, на которых происходит соответственно поперечное растяжение и сжатие ремня. Для рассматриваемого случая (фиг. 1), когда на ведущей ветви ремень движется вершиной арочного выступа вперед, выражения (6) и (9) применимы соответственно для ведущего и ведомого шкивов. Если предположить, что ведущим будет не шкив 1, а шкив 2, т.е. ремень будет двигаться вперед оконечностями дуг своих зубьев, применимость формул (6) и (9) будет обратная, так зазоры 9 образуются с противоположных сторон зубьев ремня б.

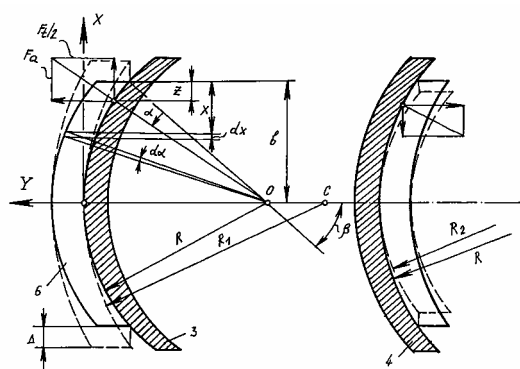
Тем не менее в обоих случаях будет достигнуто равномерное распределение окружного усилия по ширине ремня, что благоприятно отразится на долговечности зубчатоременной передачи в целом.

Источники информации:

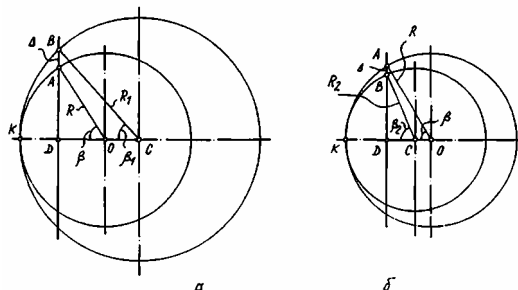
1. Иосилевич Г.Б. Детали машин. - М.: Машиностроение, 1988. - С. 368, рис. 12.15.
2. Рекламно-техническое описание фирмы MULCO (Германия). - С. 4 (прилагается).



Фиг. 2



Фиг. 3



Фиг. 4