

ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(12)

РЕСПУБЛИКА БЕЛАРУСЬ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ ЦЕНТР
ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ
СОБСТВЕННОСТИ

(19) ВУ (11) 8308

(13) С1

(46) 2006.08.30

(51)⁷ F 16H 7/02

(54)

ЗУБЧАТОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

(21) Номер заявки: а 20030400

(22) 2003.05.02

(43) 2004.12.30

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

(72) Авторы: Никончук Андрей Николаевич; Никончук Иван Николаевич; Таяновский Александр Георгиевич; Петровский Андрей Антонович; Шкуголь Александр Анатольевич (ВУ)

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

(56) SU 1810674 A1, 1993.

BY 4790 C1, 2002.

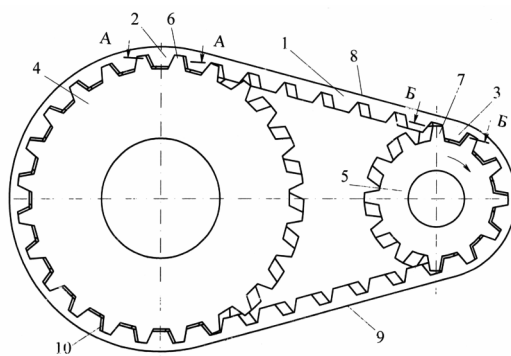
SU 1232882 A1, 1986.

DE 3140189 A1, 1983.

DE 3140157 A1, 1983.

(57)

Зубчатоременная передача, содержащая зубчатый ремень с шевронными зубьями, выполненными с заданным углом наклона, охватывающий меньший и больший шкивы передачи с соответствующими шевронными зубьями, имеющими соответствующий наклон, с образованием ведущей и ведомой ветвей, отличающаяся тем, что вершина шеврона зубьев ремня, находящихся на ведущей ветви, направлена к большему из шкивов передачи.



Фиг. 1

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 зубчатоременная передача стандартного типа, содержащая прямозубые шкивы с ребордами и прямозубый зубчатый ремень, охватывающий шкивы и содержащий

ВУ 8308 С1 2006.08.30

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 зубчатоременная передача, содержащая зубчатый ремень с шевронными зубьями, выполненными с заданным углом наклона, охватывающий ведущий и ведомый шкивы передачи с соответствующими шевронными зубьями, имеющими соответствующий наклон, с образованием ведущей и ведомой ветвей [2].

Наличие шевронных зубьев исключает вероятность спадания ремня со шкивов в результате осевого сдвига. Следовательно, отпадает необходимость в ребордах и тем самым исключается трение о них. Вход зубьев ремня в зацепление с зубьями шкива в такой передаче осуществляется плавно, практически безударно, так как фаза входа в зацепление растянута во времени. Чем больше угол наклона зубьев, тем больше длительность фазы входа в зацепление и тем меньше динамические нагрузки, разрушающие ремень.

Однако и такой передаче присущ существенный недостаток. Он связан именно с наличием наклонных зубьев, результатом взаимодействия которых с такими же наклонными зубьями шкивов является появление осевых составляющих F_a окружного усилия F_t . Очевидно при этом, что с увеличением угла наклона осевые составляющие также растут, так как $F_a = (F_t/2) \cdot \operatorname{tg}\beta$, где β - угол наклона зубьев. Поскольку в ремне появляется переменный силовой фактор (F_a), то с течением времени в результате его воздействия происходит продольный разрыв ремня на 2 симметричные половины: одну с зубьями левого направления, другую - правого. В то же время, как правило, зубчатоременные передачи имеют передаточное отношение $u \neq 1$, т.е. один из шкивов больше другого. Например, в понижающей передаче с $u > 1$ меньшим будет ведущий шкив. Так как на большем шкиве передаваемое окружное усилие распределяется между увеличенным количеством зубьев, то и осевые силы на нем будут меньше, и, таким образом, появляется резерв повышения долговечности зубчатоременной передачи.

Задача, решаемая изобретением, заключается в повышении долговечности зубчатоременной передачи с шевронными зубьями.

Задача решается тем, что в зубчатоременной передаче, содержащей зубчатый ремень с шевронными зубьями, выполненными с заданным углом наклона, охватывающим меньший и больший шкивы передачи с соответствующими шевронными зубьями, имеющими соответствующий наклон, с образованием ведущей и ведомой ветвей, вершина шеврона зубьев ремня, находящихся на ведущей ветви, направлена к большему из шкивов передачи.

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

ВУ 8308 С1 2006.08.30

Сущность предложенного технического решения поясняется чертежами, где

фиг. 1 - зубчатременная передача, общий вид;

фиг. 2 - разрез А-А на фиг. 1 (схема силового взаимодействия зубьев ремня и ведомого шкива);

фиг. 3 - разрез Б-Б на фиг. 1 (схема силового взаимодействия зубьев ремня и ведущего шкива).

Зубчатременная передача содержит зубчатый ремень 1 с шевронными зубьями 2 и 3, охватывающий ведомый 4 и ведущий 5 шкивы с шевронными зубьями 6 и 7 соответственно и образующий в передаче ведущую 8 и ведомую 9 ветви. Между зубьями 2, 3 ремня 1 и зубьями 6, 7 шкивов 4, 5 имеется боковой зазор 10, обеспечивающий беспрепятственное проникновение зуба ремня в межзубую впадину шкива при входе в зацепление.

Зубчатременная передача работает следующим образом. При вращении ведущего шкива 5 приложенный к нему крутящий момент трансформируется в окружное усилие F_t , передаваемое шевронными зубьями 7 ведущего шкива шевронным зубьям 3 ремня, расположенным на ведущей ветви 8. Затем это же усилие снимается с ведущей ветви 8 зубьями ремня 2, передается шевронным зубьям 6 ведомого шкива 4 и в дальнейшем преобразуется в крутящий момент и мощность на ведомом шкиве.

Величина общего окружного усилия F_t на ведущем шкиве при известном крутящем моменте T_5 равна:

$$F_t = 2T_5/D_5,$$

где D_5 - диаметр ведущего шкива 5.

Поскольку, в отличие от зубчатых передач, в зубчатременной передаче зацепление является многопарным (на фиг. 1 в зацеплении с ведущим шкивом находятся $z_{05} = 6$ зубьев ремня), то на отдельный зуб ремня приходится только часть передаваемого окружного усилия F_{t5} , которая равна:

$$F_{t5} = F_t/z_{05}.$$

Очевидно, что усилие F_t , действующее в ведущей ветви 8, целиком передается на ведомый шкив 4. Однако в силу разноразмерности шкивов усилие на отдельный зуб ремня F_{t4} , находящийся в зацеплении с ведомым шкивом, будет меньше:

$$F_{t4} = F_t/z_{04},$$

где z_{04} - количество зубьев 2 ремня 1, находящихся в зацеплении с ведомым шкивом 4 (в примере на фиг. 1 - $z_{04} = 15$).

Таким образом, получили, что в зубчатременной передаче с $u > 1$ усилия на зубьях ведомого (т.е. большего) шкива 4 существенно меньше, чем ведущего 5 (в нашем примере при $u = 24/12 = 2$ оно меньше в $15/6 = 2,5$ раза). В силу того, что угол наклона зубьев β на ремне и обоих шкивах одинаков, во столько же раз будут меньше и осевые нагрузки F_a .

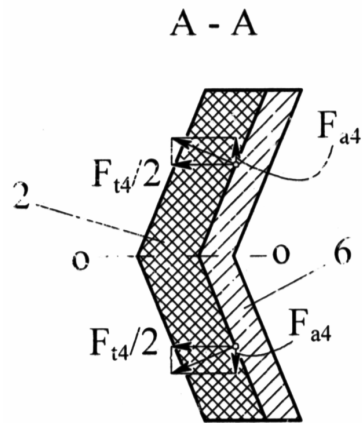
Анализ распределения осевых сил в зацеплениях показывает, что если зубья ведущей ветви направлены вершиной шеврона к ведомому шкиву, то на ведущем шкиве осевые силы будут по отношению к ремню направлены к плоскости его симметрии О-О, т.е. будут являться сжимающими (фиг. 3). Напротив, на ведомом шкиве эти силы будут растягивающими (фиг. 2). Согласно существующим концепциям разрушения материалов, в том числе усталостного, более опасными следует считать растягивающие напряжения, так как именно они способствуют раскрытию усталостных трещин.

Таким образом, поскольку в заявленной зубчатременной передаче поперечные растягивающие напряжения меньше сжимающих, то наименее надежный элемент передачи - зубчатый ремень - будет обладать повышенной долговечностью и повышенной долговечностью будет обладать зубчатременная передача в целом.

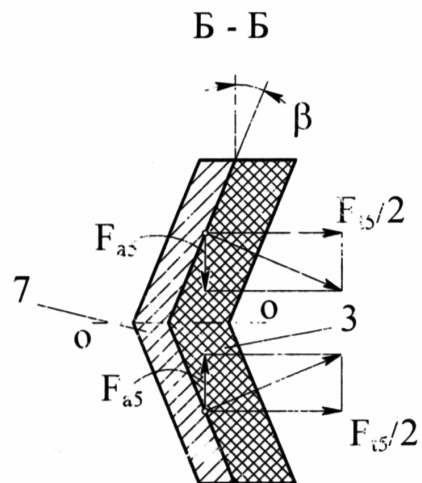
ВУ 8308 С1 2006.08.30

Источники информации:

1. Иосилевич Г.Б. Детали машин. - М.: Машиностроение, 1988. - С. 368, рис. 12.15.
2. Патент 12873 (Украина). МПК F 16H 7/02. Зубчатременная передача. 1997.



Фиг. 2



Фиг. 3