

ВАРИАНТЫ САМОТОРМОЖЕНИЯ И МОДИФИКАЦИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ САМОТОРМОЗЯЩИХСЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Г.А. Тимофеев

timga@bmstu.ru

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Косозубые передачи давно и широко применяются в машиностроении, поскольку по эксплуатационным характеристикам они превосходят прямозубые. Методики их геометрического и прочностного расчетов известны. Однако входящие в них зависимости могут быть использованы, как правило, при углах наклона до 60° . Область больших значений углов исследована пока недостаточно, но именно в ней передачи приобретают многие полезные свойства, например, большее передаточное отношение за счет возможности существенного, вплоть до единицы, уменьшения числа зубьев шестерни или возможности самоторможения. Это явление также давно используется в технике, оно применяется в передачах винт-гайка и червячных передачах, поскольку позволяет за счет совмещения функций преобразования движения и автоматического торможения создавать простые и компактные конструкции приводов машин и приборов. Вместе с тем червячные передачи имеют низкий КПД прямого хода, значительные нагрев и износ рабочих поверхностей и требуют применения антифрикционных материалов, как правило, невысокой несущей способности. В связи с этим актуальной является задача повышения КПД прямого хода цилиндрических самотормозящихся зубчатых механизмов. Рассмотрены и систематизированы существующие модификации цилиндрических самотормозящихся передач, описаны две новые модификации и кратко охарактеризованы свойства. Приведены условия нового варианта самоторможения. Даны рекомендации по применению той или иной модификации цилиндрических самотормозящихся передач

Ключевые слова

Косозубые цилиндрические зубчатые передачи, червячные передачи, самоторможение, КПД прямого хода

Поступила 10.03.2023

Принята 08.06.2023

© Автор(ы), 2023

Введение. Самоторможение передач винт-гайка и червячных передач достаточно полно описано в трудах российских ученых Колчина Н.И., Вирабова Р.В., Вейца В.Л., Турпаева А.Н., менее известные цилиндрические самотормозящиеся передачи (ЦСП) исследованы в работах Панюхина В.И., Морозова В.В., Панюхина В.В., Тимофеева Г.А. и др. [1–12]. Для разработки общего метода изучения явления самоторможения, который позволит для любого механизма указать ту область, где он является самотормозящимся, вполне достаточно изобретенных самотормозящих механизмов [13–21].

Цель настоящей работы — выработать критерии самоторможения; выявить особенности самоторможения покоя и торможения движения, а также варианты самоторможения в режимах прямого и обратного ходов и режиме отгормаживания; рассмотреть свойства разновидностей ЦСП.

Критерии самоторможения. Учеными МГТУ им. Н.Э. Баумана и ВлГУ Тимофеевым Г.А., Панюхиным В.И., Панюхиным В.В. и другими получены зависимости для определения потерь на трение в зацеплениях механических передач с помощью приведенных характеристик пропорционального трения, равных отношению момента сил внешнего трения к моменту нормальной силы в зацеплении. С помощью этих характеристик можно оценить не только все фрикционные свойства передачи, но и ее запас самоторможения. В результате исследований сделан вывод о существовании двух групп самотормозящихся трехзвенных передач: первую группу образуют передачи, способные иметь высокий КПД прямого хода, вторую — передачи, КПД прямого хода которых не может превышать 50 % [6, 12].

Причиной самоторможения покоя и самоторможения движения является трение, однако трение покоя и трение движения различаются характером физических процессов, происходящих в приграничных слоях контактирующих поверхностей. Этим и вызвана необходимость проведения различия между самоторможениями покоя и движения. Поскольку коэффициент трения покоя больше, чем коэффициент трения движения, самотормозящийся в покое механизм необязательно будет самотормозящимся при движении. В то же время самотормозящийся при движении механизм необязательно самотормозящийся в покое при любом положении: могут существовать некоторые положения, при которых условия самоторможения покоя не соблюдаются. Следовательно, самоторможение движения не влечет однозначно самоторможение покоя и наоборот.

Условия самоторможения покоя получаются из условий статического равновесия, а условие самоторможения движения — из уравнений энер-

гетического равновесия. Таким образом, самоторможение покоя исследуется методами статики, а самоторможение движения методами динамики. Можно также определить самоторможение покоя как статическое, а самоторможение движения как динамическое.

Наличие самоторможения придает механизму ряд интересных особенностей, поскольку его свойства становятся зависимыми от состояния. Механизм при прямом ходе может выполнять функции преобразования движения, а при обратном — функции тормоза или наоборот, следовательно, его число степеней свободы зависит от вида движения. Среди звеньев самотормозящегося механизма обязательно есть, по крайней мере, одно, выполняющее функции тормоза. Будем называть тормозящим такое звено механизма, равновесие которого инвариантно по отношению к движущим силам. Распределение сил на этом звене обеспечивает самоторможение всего механизма.

В качестве характеристик свойств тормозящих звеньев механизма выберем параметры торможения покоя и движения, равные взятому с обратным знаком отношению работ внутренних сил сопротивления и движущих сил, при исследовании самоторможения движения — работ на конечном перемещении. Критерии самоторможения покоя с помощью таких параметров принимают вид:

$$\tau_i^0 = -\frac{\delta A_i^-}{\delta A_i^+} \geq 1; \quad \tau_i = -\frac{A_i^-}{A_i^+} > 1, \quad (1)$$

где A_i^- , A_i^+ — работы сил сопротивления и движущих сил, приложенных к звену i .

Число степеней свободы механизма уменьшается на единицу в данном состоянии тогда и только тогда, когда в механизме имеется, по крайней мере, одно звено i , для которого в любом положении и при любой движущей силе выполняется одно из неравенств (1). Для одноподвижного механизма это и означает самоторможение. При получении условий самоторможения в тяговом режиме прямого хода должна отсутствовать нагрузка на выходном звене, а при получении условий самоторможения в тяговом режиме обратного хода должна отсутствовать нагрузка на входном звене.

Таким образом, введение предложенных новых энергетических характеристик механизма, т. е. параметров торможения покоя и движения, позволило решить задачу — выработка критерия самоторможения.

Варианты самоторможения в различных режимах. Возможные варианты проявления эффекта самоторможения приведены в таблице. Вариан-

ты самоторможения пронумерованы в двоичной системе, единица указывает на способность механизма работать в данном состоянии, ноль — на невозможность состояния.

Первые три строки в таблице занимают варианты, при которых невозможен тяговый режим прямого хода. В литературе такие варианты не рассматривались, поскольку самоторможение при прямом ходе считалось недопустимым. Передачи этих вариантов использованы в [8] при создании конструкции механизма свободного хода.

Возможные варианты проявления эффекта самоторможения

Вариант самоторможения	Тяговый режим		Оттормаживание
	Прямой ход	Обратный ход	
001	Нет	Нет	Возможно
010	Нет	Возможен	Нет
011	Нет	Возможен	Возможно
100	Возможен	Нет	Нет
101	Возможен	Нет	Возможно
110	Возможен	Возможен	Нет

Оставшиеся три строки занимают варианты, при которых тяговый режим прямого хода возможен. Варианты 101 и 100 соответствует известным из литературы самоторможениям, а 110 — это несамотормозящийся механизм. Описание варианта самоторможения 001, при котором тяговый режим невозможен, впервые приведено в настоящей работе.

Условия всех вариантов самоторможения вытекают из критериев (1). Однако тормозящие звенья в одном и том же механизме для различных вариантов разные, поэтому и области существования вариантов различаются. Объединение областей существования отдельных вариантов образует зону самоторможения в общей области определения параметров механизма.

Серьезной проблемой при движении самотормозящихся механизмов в режиме оттормаживания является их склонность к вибрации, которая повышает напряжение на зубьях, ускоряет их износ, создает шум. Не случайно исследованию колебаний приводов, содержащих червячные самотормозящиеся передачи, посвящено значительное число работ Колчина Н.И., Вейца В.Л. и их последователей [2, 3].

Разновидности ЦСП. Известно несколько модификаций ЦСП и два варианта самоторможения [6]. Далее приведена систематизация суще-

ствующих модификаций и вариантов, а также описаны новые модификации ЦСП.

Для ЦСП характерны большие углы наклона зубьев, обеспечивающие необходимый коэффициент перекрытия в основном за счет осевой составляющей. Столь большие углы наклона зубьев наблюдаются у шестерен как с внешними, так и с внутренними зубьями, причем внешние и внутренние зубья образуются разными участками одних и тех же эвольвент [12].

Такая передача приведена на рис. 1, где шестерня 1 находится в зацеплении с колесом 2', имеющим внутренние зубья (показаны штриховыми линиями), и колесом 2 с внешними зубьями. Это означает, что внутреннее расположение аксоидных поверхностей не обязательно предполагает наличие колеса с внутренними зубьями, а может быть получено и для колеса с внешними зубьями. Аналогично внешнее расположение аксоидных поверхностей не обязательно предполагает наличие колеса с внешними зубьями, а может быть получено и для колеса с внутренними зубьями. Таким образом, число возможных разновидностей эвольвентного зацепления при больших углах наклона увеличивается в 2 раза. Знак получающегося передаточного отношения зависит не только от вида

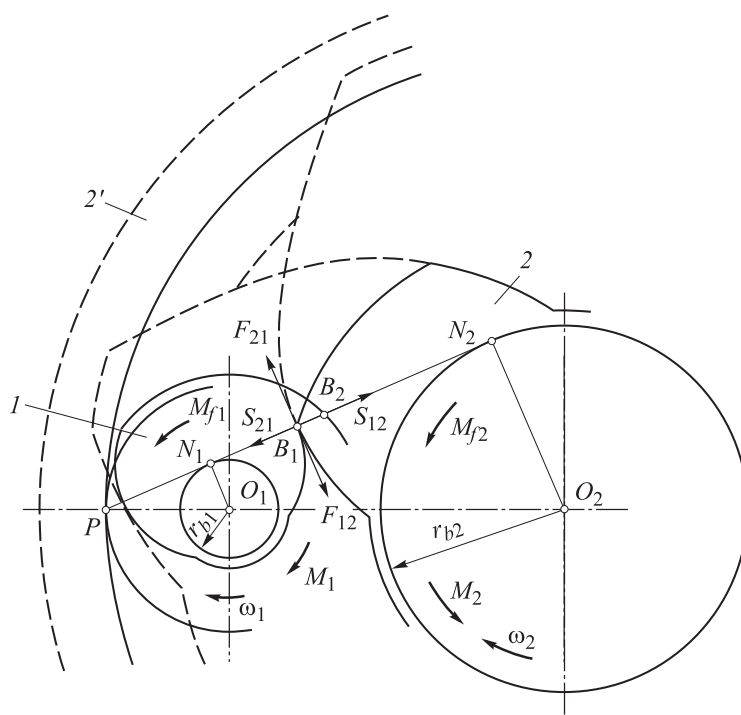


Рис. 1. Цилиндрическая самотормозящая зубчатая передача

второго звена, но и от совпадения или несовпадения направлений углов наклона контактирующих зубьев. Коротко остановимся на свойствах каждой из шести модификаций ЦСП.

1. *Зацепление шестерни и колеса с внешними зубьями при разных направлениях наклона контактирующих зубьев.* Схема зацепления совпадает с обычной схемой внешнего косоугольного зацепления. Мгновенные значения основных характеристик потерь на трение (КПД прямого хода и коэффициента оттормаживания, равного отношению мощностей на первом и втором звеньях) для всех модификаций ЦСП определяются зависимостями [6, 8]:

$$\eta_{12} = \frac{1 + \kappa_{12}}{1 + \kappa_{21}}; \quad (2)$$

$$\psi_{12} = \frac{\kappa_{21} - 1}{1 - \kappa_{12}}, \quad (3)$$

где коэффициенты κ_{12} и κ_{21} , определяющие влияние сил внешнего трения, зависят от приложенных к колесам суммарных моментов M_{f1} и M_{f2} сил внешнего трения, проекций S_{21} и S_{12} нормальных сил в зацеплении на торцовую плоскость и радиусов r_{b1} и r_{b2} основных окружностей колес (рис. 2):

$$\kappa_{21} = \frac{M_{f21}}{S_{21}r_{b1}}; \quad (4)$$

$$\kappa_{12} = \frac{M_{f12}}{S_{12}r_{b2}}. \quad (5)$$

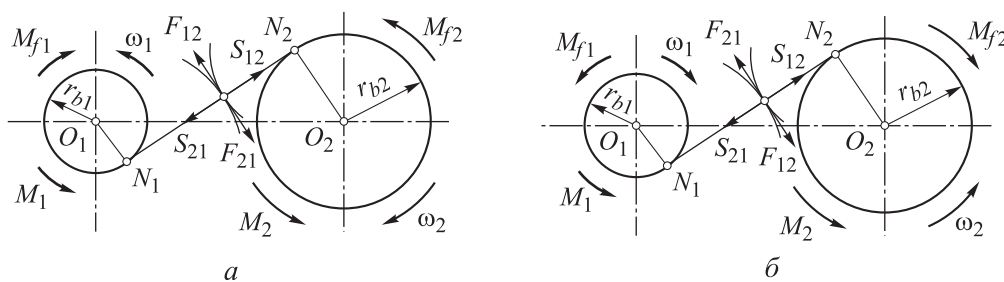


Рис. 2. Схемы сил в зацеплении ЦСП

Знак коэффициентов принимается положительным при совпадении направлений моментов нормальной силы в зацеплении и силы трения в тяговом режиме прямого хода. Схема сил для этого режима приведена

на рис. 2, а, для режима оттормаживания — на рис. 2, б; моменты внешних сил, приложенных к первому и второму колесам, обозначены как M_1 и M_2 .

При близких значениях коэффициентов k_{12} и k_{21} есть возможность из (1) получить высокие значения КПД прямого хода, в то же время из (2) следует, что при этом коэффициенты оттормаживания тоже будут большими. Таким образом, оптимальным для 1-й модификации ЦСП является тяговый режим (вариант 100, см. таблицу).

2. *Зацепление шестерни и колеса с внешними зубьями при одинаковых направлениях наклона контактирующих зубьев.* Схема такого зацепления приведена на рис. 1, одинаковые направления наклона имеют контактирующие зубья шестерни 1 и колеса 2. Это зацепление имеет положительное передаточное отношение как внутреннее, но не имеет колеса с внутренними зубьями. Характеристики потерь в нем определяются зависимостями (2) и (3), однако коэффициент k_{12} имеет противоположный по сравнению с 1-й модификацией знак, так как силы S_{12} и F_{12} создают в тяговом режиме прямого хода моменты противоположных направлений относительно оси колеса (см. рис. 1). Поэтому КПД прямого хода таких ЦСП не может превышать 0,5. В то же время коэффициенты оттормаживания здесь меньше, чем в передачах 1-й модификации. В режиме оттормаживания направления всех угловых скоростей, сил и моментов, кроме S_{21} , S_{12} и M_2 , меняются на противоположные. Этот режим оптимален для 2-й модификации ЦСП (вариант 101, см. таблицу).

3. *Зацепление шестерни и колеса с внутренними зубьями при одинаковых направлениях наклона контактирующих зубьев.* Схема зацепления совпадает с обычной схемой внутреннего зацепления, характеристики потерь на трение определяются по формулам (2) и (3), передаточное отношение положительно.

4. *Зацепление шестерни и колеса с внутренними зубьями при разных направлениях наклона контактирующих зубьев.* Зацепление можно получить из обычного внешнего зацепления, если образовать внутренние зубья колеса с помощью тех же эвольвент, которые образуют внешние зубья. Коэффициент k_{12} имеет тот же знак, что и во 2-й модификации, передаточное отношение отрицательно, несмотря на наличие колеса с внутренними зубьями.

5. *Реечное зацепление с разными направлениями наклона контактирующих зубьев.* Это частный случай 1-й модификации зацепления при бесконечно большом радиусе колеса.

6. *Реечное зацепление с одинаковыми направлениями наклона контактирующих зубьев.* Это частный случай 2-й модификации ЦСП при бесконечно большом радиусе колеса. При одном и том же направлении вращения шестерни рейки в передачах 5-й и 6-й модификаций будут двигаться в противоположные стороны.

Следовательно, можно получить шесть модификаций ЦСП. Отметим, что в технической литературе нет сведений о 4-й и 6-й модификациях.

По свойствам 1, 2, 3 и 5-я модификации ЦСП составляют первую группу, для которой характерны высокие КПД прямого хода и коэффициенты оттормаживания, а наиболее благоприятен тяговый режим. Вторую группу, для которой характерны низкие КПД прямого хода и коэффициенты оттормаживания, а наиболее благоприятен режим оттормаживания, составляют 2, 4 и 6-я модификации ЦСП. В обеих группах можно получить как положительное, так и отрицательное передаточное отношение. Характеристики потерь во всех этих модификациях определяются с помощью коэффициентов κ_{12} и κ_{21} . Эти же коэффициенты позволяют получить условия различных вариантов самоторможения.

Первый вариант самоторможения допускает прямой ход механизма как в тяговом режиме, так и в режиме оттормаживания. Условие существования этого варианта — одновременное выполнение условия работоспособности механизма в тяговом режиме прямого хода $\kappa_{21} > \kappa_{12} > -1$, условия самоторможения $\kappa_{21} \geq 1$ и условия работоспособности в режиме оттормаживания прямого хода $\kappa_{12} < 1$:

$$\kappa_{21} \geq 1 > \kappa_{12} > -1. \quad (6)$$

Второй вариант самоторможения исключает режим оттормаживания и допускает только прямой ход в тяговом режиме. Условие существования этого варианта [6] следующее:

$$\kappa_{21} > \kappa_{12} \geq 1. \quad (7)$$

Кроме этих двух известных вариантов самоторможения, возможен еще случай, когда условия самоторможения и возможности режима оттормаживания выполнены, а условие работоспособности в тяговом режиме прямого хода нет:

$$\kappa_{12} < -1; \quad \kappa_{21} > 1. \quad (8)$$

В этом случае передача способна работать только в режиме оттормаживания прямого хода. Поскольку свойства этого варианта существенно отличаются от свойств известных из литературы двух вариантов само-

торможения ЦСП с жесткими звеньями, будем называть его третьим вариантом самоторможения.

Областью существования работоспособных в тяговом режиме прямого хода передач в плоскости с координатами κ_{21} , κ_{12} является угол со сторонами $\kappa_{12} = -1$ и $\kappa_{12} = \kappa_{21}$ и вершиной в точке -1 . При этом прямая $\kappa_{21} = 1$ образует со сторонами этого угла треугольник, внутри которого расположены несамотормозящиеся передачи, правее этой прямой — область существования самотормозящихся передач.

Поскольку коэффициенты κ_{21} , κ_{12} в первой группе зацеплений (1, 3 и 5-я модификации) имеют одинаковые знаки, а во второй группе (2, 4 и 6-я) разные [6], в ЦСП первой группы можно получить первый или второй варианты самоторможения, а во второй группе ЦСП — первый или третий варианты.

Заключение. Варианты самоторможения выбираются в зависимости от конкретных условий работы передачи. Если преобладает тяговый режим, целесообразно использовать ЦСП первой группы первого варианта, а при полном отсутствии режима оттормаживания — второго варианта. При преобладании режима оттормаживания целесообразно использовать ЦСП второй группы первого варианта, а при полном отсутствии тягового режима — третьего варианта. Знаки коэффициентов κ_{21} , κ_{12} зависят от выбранной модификации ЦСП с разными или совпадающими направлениями углов наклона контактирующих зубьев, а значения этих коэффициентов определяются численным значением углов наклона зубьев.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Бушенин Д.В. Несоосные винтовые механизмы. М., Машиностроение, 1985.
- [2] Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов. Л., Машиностроение, 1969.
- [3] Вейц В.Л., Кочура А.Е., Мартыненко А.М. Динамические расчеты приводов машин. Л., Машиностроение, 1971.
- [4] Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. М., Машиностроение, 1973.
- [5] Морозов В.В., Панюхин В.И., Панюхин В.В. Зубчато-винтовые передачи для преобразования вращательного движения в поступательное. Владимир, ВлГУ, 2000.
- [6] Панюхин В.И. Самотормозящиеся механизмы. Владимир, Обл. совет НТО, 1981.
- [7] Турпаев А.И. Самотормозящиеся механизмы. М., Машиностроение, 1976.
- [8] Панюхин В.В. Цилиндрические самотормозящиеся передачи, основы теории и расчета. Дис. ... канд. техн. наук. М., МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1987.

- [9] Тимофеев Г.А. Особенности силового нагружения и самоторможения инверсных эвольвентных передач внешнего зацепления. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2013, № 1, с. 3–8.
DOI: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2013-1-3-8>
- [10] Тимофеев Г.А., Панюхин В.В., Сащенко Д.В. Исследование самотормозящихся планетарных передач с одновенцовыми сателлитами. *Проблемы машиностроения и надежности машин*, 2020, № 4, с. 44–50.
DOI: <https://doi.org/10.31857/S0235711920040148>
- [11] Вирабов Р.В. О критериях заклинивания самотормозящихся зубчатых передач. *Вестник машиностроения*, 1987, № 4, с. 33–38.
- [12] Тимофеев Г.А., Панюхин В.В. Анализ критериев самоторможения. *Вестник машиностроения*, 2002, № 9, с. 3–8.
- [13] Панюхин В.И. Цилиндрическая зубчатая передача. Патент СССР 804953. Заявл. 20.10.1976, опубл. 15.02.1981.
- [14] Popper I.B., Pessen D.W. The twinworm drive — a self-locking worm-gear transmission of high efficiency. *J. Eng. Ind.*, 1960, vol. 82, no. 3, pp. 191–198.
DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3663030>
- [15] Rao A.C. Gear friction coefficients and forces. *Wear*, 1979, vol. 53, no. 1, pp. 87–93.
DOI: [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(79\)90219-9](https://doi.org/10.1016/0043-1648(79)90219-9)
- [16] Roano A. Helical gearing. Patent US 2553383. Appl. 14.07.1947, publ. 15.05.1951.
- [17] Roano A. Helical gearing. Patent US 2582384. Appl. 14.07.1947, publ. 15.05.1951.
- [18] Popper J.B. Cooperating wedges including mating worms. Patent US 2973660. Appl. 03.09.1958, publ. 07.03.1961.
- [19] Howell I.D. Helical gearing. Patent US 3481215. Заявл. 25.03.1968, опубл. 02.12.1969.
- [20] Roano A. Zahnradgetriebe. Patent DE 1040864. Appl. 01.03.1956, publ. 09.10.1958.
- [21] Панюхин В.В. Цилиндрическая зубчатая передача. Патент СССР 1479765. Заявл. 26.08.1987, опубл. 15.05.1989.

Тимофеев Геннадий Алексеевич — д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Теория механизмов и машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Тимофеев Г.А. Варианты самоторможения и модификации цилиндрических самотормозящихся зубчатых передач. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2023, № 4 (147), с. 55–67.

DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2023-4-55-67>

OPTIONS FOR SELF-BRAKING AND MODIFICATION OF THE CYLINDRICAL SELF-BRAKING GEARS

G.A. Timofeev

timga@bmstu.ru

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

Helical gears are being widely used in mechanical engineering, since their performance characteristics are superior to the spur gears. Methods for geometric and strength calculations of helical gears are known, but dependencies included in them are used, as a rule, at inclination angles of up to 60°. Region of the larger angles was not yet sufficiently studied. However, it is in the region of the angle high values that the gears acquire many useful properties, for example, high gear ratio due to possibility of significant down to unity reduction in the number of gear teeth, or the possibility of self-braking. This phenomenon is being used in technology for a long time; it is widely applied in screw–nut gears and worm gears, since it allows, by combining the functions of motion conversion and automatic braking, to create simple and compact designs for the machine and device drives. At the same time, worm gears are characterized by low efficiency of forward motion, significant heating and wear of working surfaces, they require introduction of antifriction materials, which, as a rule, have low load-bearing capacity. In this regard, the urgent task is to increase forward motion efficiency of the cylindrical self-braking gear mechanisms. The existing modifications of cylindrical self-braking gears are reviewed and systematized, two new modifications and their properties are described. Conditions for a new version of self-braking and recommendations for using modifications of cylindrical self-braking gears are provided

Keywords

Helical spur gears, worm gears, self-braking, forward run efficiency

Received 10.03.2023

Accepted 08.06.2023

© Author(s), 2023

REFERENCES

- [1] Bushenin D.V. Nesoosnye vintovye mekhanizmy [Non-axial screw mechanisms]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985.
- [2] Veyts V.L. Dinamika mashinnykh agregatov [Dynamics of machine units]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1969.

- [3] Veyts V.L., Kochura A.E., Martynenko A.M. Dinamicheskie raschety privodov mashin [Dynamic calculations of machine drives]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1971.
- [4] Kozhevnikov S.N. Teoriya mekhanizmov i mashin [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973.
- [5] Morozov V.V., Panyukhin V.I., Panyukhin V.V. Zubchato-vintovye peredachi dlya preobrazovaniya vrashchatelnogo dvizheniya v postupatelnoe [Helical gears for transformation of rotary motion into translational one]. Vladimir, VIGU Publ., 2000.
- [6] Panyukhin V.I. Samotormozyashchiesya mekhanizmy [Self-stopping gears]. Vladimir, Obl. sovet NTO Publ., 1981.
- [7] Turpaev A.I. Samotormozyashchiesya mekhanizmy [Self-stopping gears]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976.
- [8] Panyukhin V.V. Tsilindricheskie samotormozyashchiesya peredachi, osnovy teorii i rascheta. Dis. kand. tekhn. nauk [Cylindrical self-stopping gears, fundamentals of theory and calculation. Cand. Sc. (Eng.). Diss.]. Moscow, BMSTU, 1987.
- [9] Timofeev G.A. Peculiar features of power loading and self-retardation of inverse involute gearings with external engagement. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2013, no. 1, pp. 3–8 (in Russ.). DOI: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2013-1-3-8>
- [10] Timofeev G.A., Panyukhin V.V., Sashchenko D.V. Studying self-braking planetary gears with single-crown satellites. *J. Mach. Manuf. Reliab.*, 2020, vol. 49, no. 4, pp. 308–313. DOI: <https://doi.org/10.3103/S1052618820040147>
- [11] Virabov R.V. About criteria of jamming of self-stopping gears. *Vestnik mashinostroeniya*, 1987, no. 4, pp. 33–38 (in Russ.).
- [12] Timofeev G.A., Panyukhin V.V. Analysis of self-stopping criteria. *Vestnik mashinostroeniya*, 2002, no. 9, pp. 3–8 (in Russ.).
- [13] Panyukhin V.I. Tsilindricheskaya zubchataya peredacha [Cylindrical gear transmission]. Patent SU 804953. Appl. 20.10.1976, publ. 15.02.1981 (in Russ.).
- [14] Popper I.B., Pessen D.W. The twinworm drive — a self-locking worm-gear transmission of high efficiency. *J. Eng. Ind.*, 1960, vol. 82, no. 3, pp. 191–198. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3663030>
- [15] Rao A.C. Gear friction coefficients and forces. *Wear*, 1979, vol. 53, no. 1, pp. 87–93. DOI: [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(79\)90219-9](https://doi.org/10.1016/0043-1648(79)90219-9)
- [16] Roano A. Helical gearing. Patent US 2553383. Appl. 14.07.1947, publ. 15.05.1951.
- [17] Roano A. Helical gearing. Patent US 2582384. Appl. 14.07.1947, publ. 15.05.1951.
- [18] Popper J.B. Cooperating wedges including mating worms. Patent US 2973660. Appl. 03.09.1958, publ. 07.03.1961.
- [19] Howell I.D. Helical gearing. Patent US 3481215. Appl. 25.03.1968, publ. 02.12.1969.
- [20] Roano A. Zahnradgetriebe. Patent DE 1040864. Appl. 01.03.1956, publ. 09.10.1958.
- [21] Panyukhin V.V. Tsilindricheskaya zubchataya peredacha [Spur gearing]. Patent SSSR 1479765. Appl. 26.08.1987, publ. 15.05.1989 (in Russ.).

Timofeev G.A. — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of the Department of Theory of Mechanisms and Machines, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Timofeev G.A. Options for self-braking and modification of the cylindrical self-braking gears. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2023, no. 4 (147), pp. 55–67 (in Russ.).

DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2023-4-55-67>