

УДК 621.833.6

Влияние исходных данных на свойства самотормозящихся передач

Г.А. Тимофеев

Многие самотормозящиеся механизмы, в том числе цилиндрические самотормозящиеся передачи (ЦСП), способны работать с высоким КПД прямого хода. Использование таких передач в приводах машин позволяет расширить их конструктивно-компоновочные возможности, снизить габариты и массу за счет уменьшения (или исключения) тормозов.

В данном исследовании оценено влияние угла профиля ЦСП на величину сил в зацеплении и реакций в тяговом режиме и режиме оттормаживания, на изменение приведенных радиусов кривизны и скорости скольжения профилей, а также диапазона изменения коэффициентов трения скольжения в зацеплении зубьев на параметры и свойства обычных и инверсных ЦСП.

Результаты исследования расширяют знания о ЦСП и помогут разработчикам новой техники использовать их при проектировании новых самотормозящихся приводов.

Ключевые слова: цилиндрические самотормозящиеся зубчатые передачи, силы в зацеплении, тяговый режим, режим оттормаживания, скорость скольжения, диапазон изменения коэффициента трения, КПД прямого хода.

The effect of initial data on the properties of a self-locking gear

G.A. Timofeev

Many self-locking mechanisms including cylindrical self-locking gears (CSLG) are highly efficient when performing a forward stroke. The use of such gears in machine drives makes it possible to improve their design and arrangement and reduce the size and weight by reducing or eliminating the brakes. This study evaluates the influence of the angle of the CSLG profile on the forces in gears and the reactions in the traction and brake release modes, on the change of reduced radii of curvature and the sliding velocity of profiles as well as the influence of the sliding friction coefficient range in engaged teeth on the parameters and properties of conventional and reverse CSLGs. The results of this study improve the knowledge of the CSLGs and will allow the developers of new equipment to use them in the design of new self-locking drives.

Keywords: cylindrical self-locking gear, forces in gears, traction mode, brake release, sliding speed, friction coefficient range, efficiency of the forward stroke.



ТИМОФЕЕВ

Геннадий Алексеевич
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

TIMOFEEV

Gennadiy Alekseevich
(Moscow, Russian Federation,
Bauman Moscow State
Technical University)

Для приводов многих машин (особенно подъемно-транспортных) и приборов са­мого различного назначения требуется автома­тическое торможение после выключения дви­гателя. Наиболее простой, надежный и ком­пактный привод можно получить, применяя самотормозящиеся передачи, которые наряду с функцией преобразования движения во вре­мя прямого хода, при выключенном двигателе выполняют функции тормозного устройства, исключая возможность обратного хода под воз­действием нагрузки [1–16].

Проанализируем влияние угла профиля ис­ходного контура на величину реакции в зацеп­лении и ее составляющих, а также на характе­ристики потерь. Для этого рассмотрим цилиндри­ческую передачу заплоского зацепления, рас­читанную в варианте 101 по следующим ис­ходным данным [14, 17]: $p_x = 10$ мм; $z_1 = 1$; $z_2 = 5$; $f_{\min} = 0,095$; $f_{\max} = 0,2$; $\psi = 0,05$. Угол про­филя изменялся в диапазоне $5...50^\circ$, внешний момент, приведенный к валу колеса, $M_2 = 10$ Н·м.

Зависимость реакции в зацеплении и ее со­ставляющих от угла профиля при постоянном модуле колес показана на рис. 1.

Нормальная реакция и ее составляющие для тягового режима прямого хода определяются по формуле

$$N = \frac{M_2 + L_2}{\left[\cos\beta_b + \text{sign}(r_{y1} - r_{w1}) f_{12}^\circ \text{tg}\alpha_{ty2} \right] r_{b2}}$$

Через величину нормальной составляющей можно выразить и величину полной реакции $F_{12} = F_{21} = F$:

$$F = N \sqrt{(f_{12}^\circ)^2 + 1} \tag{1}$$

Проекция $A_{12} = A_{21} = A$ нормальных составляющих реакции на ось вращения рассчиты­вают по формуле

$$A = N \sin\beta_b \tag{2}$$

Проекция $F_{t12} = F_{t21} = F_t$ реакцией $F_{12} = F_{21} = F$ на торцовую плоскость:

$$F_t = N \sqrt{(f_{12}^\circ)^2 + \cos^2\beta} \tag{3}$$

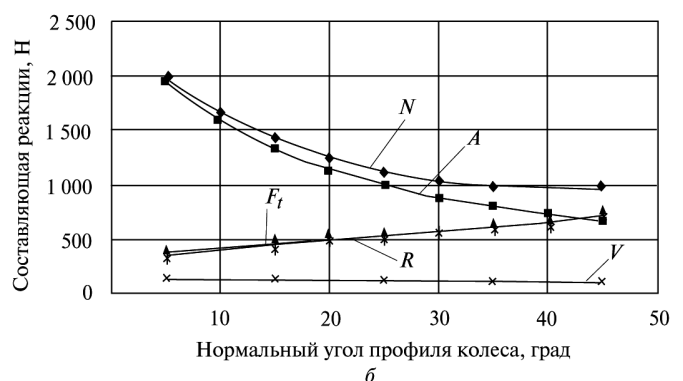


Рис. 1. Зависимость нормальной N , осевой A и торцевой F_t проекций реакции и окружной V и радиальной R составляющих торцевой проекции от нормального угла профиля колеса α_{ny2} при постоянном модуле:

a — тяговый режим прямого хода; b — режим отгормаживания

Окружные V_{ij} и радиальные R_{ij} составляющие торцовых проекций:

$$V_{12} = N[\cos\beta_b \cos\alpha_{ty1} + \text{sign}(r_{y1} - r_{w1}) f_{12}^\circ \sin\alpha_{ty1}] \tag{4}$$

$$V_{21} = N[\cos\beta_b \cos\alpha_{ty2} + \text{sign}(r_{y1} - r_{w1}) f_{12}^\circ \sin\alpha_{ty2}] \tag{5}$$

$$R_{12} = N[\cos\beta_b \cos\alpha_{ty1} - \text{sign}(r_{y1} - r_{w1}) f_{12}^\circ \sin\alpha_{ty1}] \tag{6}$$

$$R_{21} = N[\cos\beta_b \cos\alpha_{ty2} - \text{sign}(r_{y1} - r_{w1}) f_{12}^\circ \sin\alpha_{ty2}] \tag{7}$$

Как следует из формул (4)–(7), значения ок­ружных и радиальных составляющих зависят не только от торцевого угла профиля колеса,

но и от положения точки контакта на линии зацепления, определяющих направление силы трения.

Для режима оттормаживания нормальную реакцию определяют по следующей формуле:

$$N = \frac{M_2 - L_2}{\left[\cos \beta_b - \text{sign}(r_{y1} - r_{w1}) f_{12}^\circ \text{tg} \alpha_{ty2} \right] r_{b2}}.$$

Полная реакция и ее осевые и торцевые проекции (1)–(3) в режиме оттормаживания сохраняются, а окружные и радиальные составляющие изменяются:

$$V_{12} = N \left[\text{sign}(r_{y1} - r_{w1}) f_{12}^\circ \sin \alpha_{ty1} - \cos \beta_b \cos \alpha_{ty1} \right];$$

$$V_{21} = N \left[\cos \beta_b \cos \alpha_{ty2} - \text{sign}(r_{y1} - r_{w1}) f_{12}^\circ \sin \alpha_{ty2} \right];$$

$$R_{12} = N \left[\cos \beta_b \sin \alpha_{y1} + \text{sign}(r_{y1} - r_{w1}) f_{12}^\circ \sin \alpha_{ty1} \right];$$

$$R_{21} = N \left[\cos \beta_b \sin \alpha_{ty2} + \text{sign}(r_{y1} - r_{w1}) f_{12}^\circ \sin \alpha_{ty2} \right].$$

Радиусы основных окружностей рассчитываются по формулам

$$r_{b1,2} = \frac{p_x}{2\pi} z_{1,2} \tan \beta_b.$$

Углы наклона на основных окружностях

$$\sin \beta_b = \cos \alpha \sin \beta.$$

Торцовые углы профилей зубьев на контактных окружностях

$$\alpha_{r1,2} = \arccos \frac{\tan \beta_b}{\tan \beta_{c1,2}}.$$

На рисунке 1 видно, что с увеличением углов профилей нормальные реакции и их осевые составляющие уменьшаются, а торцевые составляющие увеличиваются. При этом окружные составляющие торцовых проекций меняются незначительно, а увеличение торцовых проекций происходит в основном за счет радиальных составляющих.

По зависимости, представленной на рис. 1, а, можно проследить характер изменения соот-

ношений между проекциями реакции в зацеплении в тяговом режиме прямого хода при изменении нормального угла профиля: при увеличении угла растет разница между нормальной и осевой проекциями реакции, а также разница между торцовой проекцией и ее окружной составляющей.

Такой же характер изменения проекций и составляющих наблюдается и в режиме оттормаживания (рис. 1, б), однако абсолютные значения всех составляющих, кроме окружной, здесь существенно возрастают.

Проведенное аналогичное исследование в отношении инверсных цилиндрических передач показало, что и в них изменение соотношений проекций реакции в зацеплении при увеличении нормального угла профиля колеса носит тот же характер, что и на рис. 1, только наибольшие значения проекции имеют уже не в режиме оттормаживания, а в тяговом режиме прямого хода.

Уменьшение величины нормальных реакций при увеличении углов профилей не означает эквивалентного снижения контактных напряжений, так как одновременно уменьшаются и значения приведенных радиусов кривизны сопряженных профилей. Интенсивность этого уменьшения для цилиндрической передачи, для которой рассчитывались составляющие реакции, иллюстрирует рис. 2, а. Сопоставление интенсивностей уменьшения нормальных реакций и приведенных радиусов кривизны показывает, что в целом при увеличении углов профилей происходит уменьшение контактной прочности, поскольку приведенный радиус кривизны убывает быстрее, чем нормальная реакция. На рисунке 2, б видно, что в режиме оттормаживания изменение составляющих реакции в зацеплении носит аналогичный тяговому режиму характер.

Исследование зависимости от угла профиля составляющих реакции в инверсном зацеплении показало, что эти зависимости носят тот же характер, что и в обычном зацеплении. Сохраняется и значение кратности изменения составляющих реакции в режиме оттормаживания по сравнению с тяговым режимом, только в инверсных передачах эта кратность определяет не увеличение реакции, а ее уменьшение.

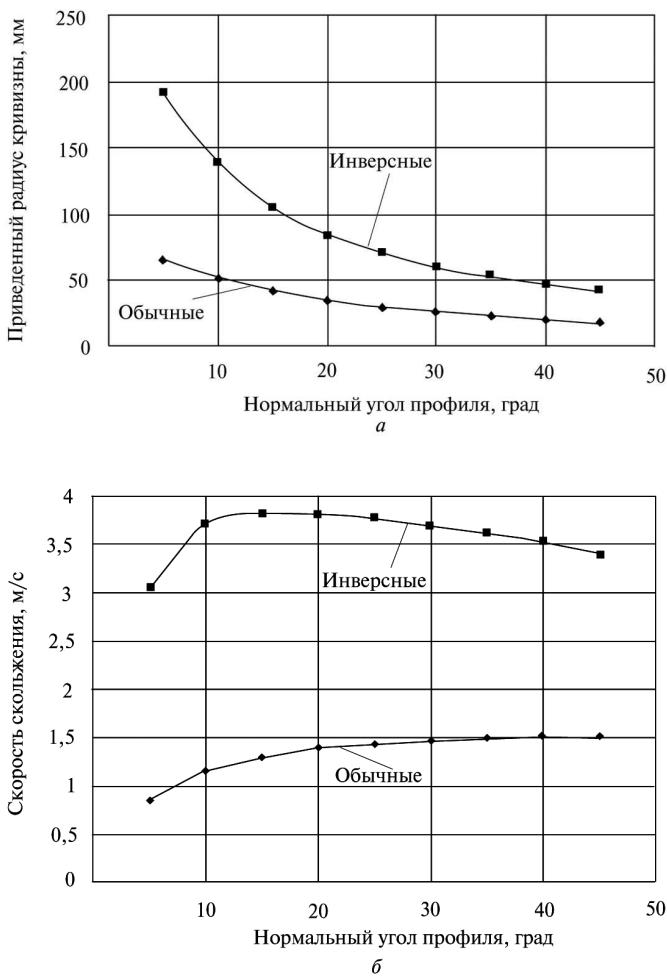


Рис. 2. Зависимость приведенного радиуса кривизны (а) и скорости скольжения (б) от нормального угла профиля

Приведенный радиус кривизны инверсного зацепления также уменьшается с ростом угла профиля, но абсолютная величина радиуса остается все время больше, чем в обычном зацеплении.

Наряду с определением составляющих реакции при различных углах профиля исследовалась зависимость от этого угла основных показателей, характеризующих потери на трение: скорости скольжения, КПД и коэффициента оттормаживания. Кривые изменения скорости скольжения для передач обычного и инверсного зацепления приведены на рис. 2, б. На рисунке видно, что для обычной цилиндрической передачи с увеличением угла профиля скорость скольжения несколько повышается. Это обусловлено тем, что при этом увеличива-

ется радиус контактной окружности шестерни. Однако значение удельного скольжения остается неизменным, поскольку одновременно в той же степени увеличивается скорость точки контакта по профилю.

Следует отметить значительную разницу в скоростях скольжения для обычных и инверсных передач (см. рис. 2, б). В инверсных передачах скорость скольжения в 1,5–3 раза выше при тех же частотах вращения колес и одинаковых межосевых расстояниях.

КПД прямого хода и коэффициент оттормаживания в зависимости от угла профиля практически не меняется, при постоянном обобщенном коэффициенте трения эти характеристики тоже сохраняют постоянные значения.

Таким образом, отрицательный эффект увеличения углов профиля проявляется в основном в повышении радиальных нагрузок на опоры колес. Следовательно, оптимальные значения углов профиля должны определяться из расчета зубьев на прочность с учетом конкретных параметров конструкций опор и их способности воспринимать радиальные нагрузки.

Для оценки влияния расчетного диапазона изменения коэффициента трения на параметры и свойства цилиндрических передач рассчитаем ряд передач по одним и тем же исходным данным, меняя только этот диапазон. Выберем следующие исходные данные: осевой шаг $p_x = 10$ мм; число зубьев шестерни $z_1 = 1$; число зубьев колеса $z_2 = 5$; угол профиля шестерни $\alpha_{nc1} = 20^\circ$; минимальное значение коэффициента трения скольжения $f_{min} = 0,095$. Отношение максимального расчетного значения коэффициента трения f_{max} к минимальному f_{min} будем менять от 1,2 до 5.

Первая характеристика, подлежащая исследованию — кратность k увеличения нормальной реакции в зацеплении и ее составляющих при переходе от тягового режима к режиму оттормаживания. На представленных на рис. 3, а зависимостях видно, что расширение расчетного диапазона изменения коэффициента трения ведет к снижению кратности k . При этом наиболее интенсивное снижение наблюдается

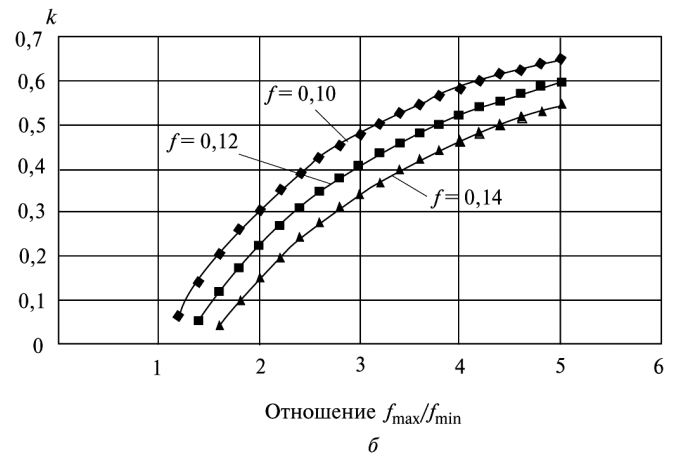
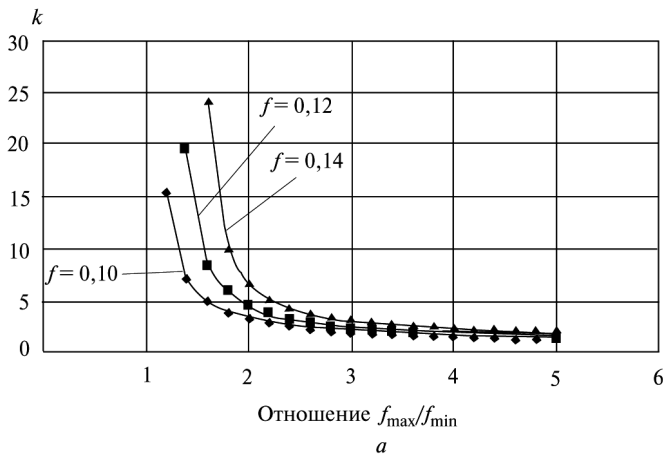


Рис. 3. Зависимость кратности изменения реакции в зацеплении при переходе к режиму оттормаживания от расчетного диапазона трения:
a — обычные передачи; *б* — инверсные передачи

в той части кривой, где максимальное значение коэффициента трения f_{max} превышает минимальное f_{min} не более, чем в 2,0–2,5 раза. Дальнейшее расширение расчетного диапазона не приводит к существенному снижению кратности k .

На рисунке 3, *б* изображены характерные для инверсных зацеплений зависимости кратности уменьшения реакции при переходе к режиму оттормаживания, а также влияние фактических значений коэффициента трения в зацеплении на кратность k : при увеличении коэффициента трения растет и кратность.

Зависимость КПД прямого хода цилиндрических передач от расчетного диапазона трения приведена на рис. 4, *а*. На рисунке видно, что

увеличение диапазона ведет к плавному уменьшению КПД. Рисунок 4, *а* демонстрирует также зависимость КПД от фактического значения коэффициента трения: с ростом последнего КПД постепенно уменьшается.

Зависимости коэффициента оттормаживания цилиндрических передач от расчетного диапазона трения и фактического значения коэффициента трения показаны на рис. 5, *а*. На рисунке видно, что увеличение диапазона ведет к резкому уменьшению коэффициента оттормаживания, а также, что с ростом фактического значения коэффициента трения коэффициент оттормаживания заметно увеличивается.

Аналогичное исследование, результаты которого приведены на рис. 4, *б* и 5, *б*, проведено

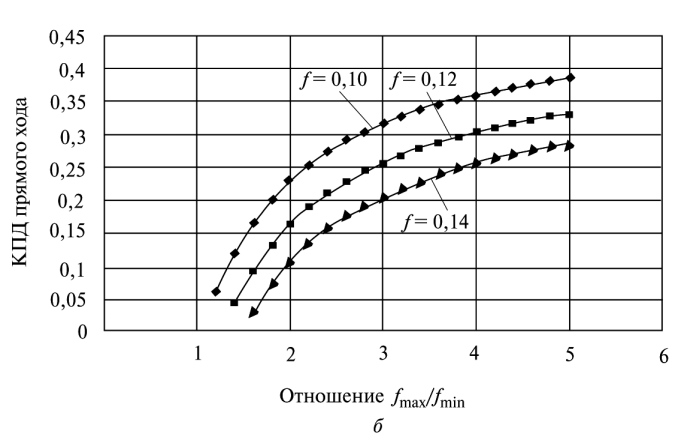
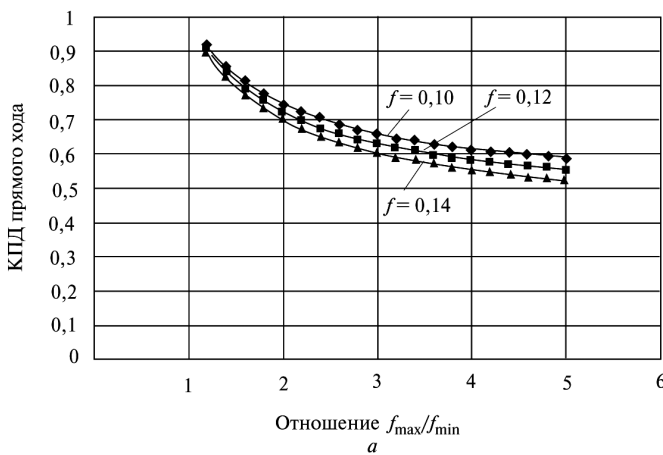


Рис. 4. Зависимость КПД прямого хода от расчетного диапазона трения:
а — обычные передачи; *б* — инверсные передачи

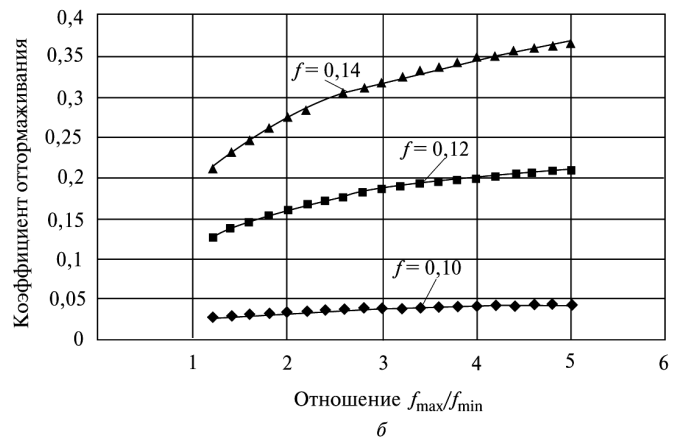
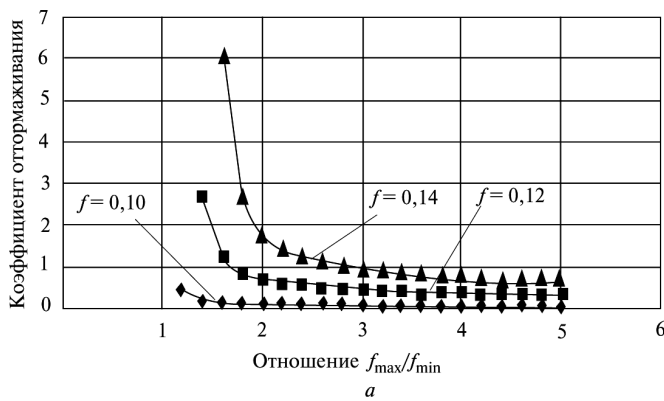


Рис. 5. Зависимость коэффициента оттормаживания от расчетного диапазона трения:

a — обычные передачи; *б* — инверсные передачи

для инверсных передач. Оказалось, что в этих передачах при расширении расчетного диапазона изменения коэффициента трения происходит не уменьшение, а рост КПД и коэффициента оттормаживания. Однако увеличение фактических значений коэффициента трения и в этих передачах ведет к уменьшению КПД и увеличению коэффициента оттормаживания, причем более заметному, чем в обычных передачах.

Таким образом, в результате проведенного исследования установлено, что для цилиндрических передач наиболее благоприятен тяговый режим. Устойчивая работа этих передач в режиме оттормаживания возможна лишь при сравнительно широких расчетных диапазонах изменения коэффициента трения и стабильном фактическом коэффициенте трения в зацеплении. Для инверсных передач, напротив, режим оттормаживания наиболее благоприятен. Отличительной особенностью инверсных передач является меньшая стабильность КПД при увеличении расчетного диапазона изменения коэффициента трения и большая стабильность коэффициента оттормаживания.

В целом анализ влияния расчетного диапазона изменения коэффициента трения на характеристики цилиндрических передач показал, что к положительным факторам увеличения диапазона относятся: уменьшение кратности изменения реакции в зацеплении при переходе к режиму оттормаживания, повы-

шение стабильности значений КПД и коэффициента оттормаживания, снижение значений коэффициента оттормаживания в обычных передачах и повышение КПД прямого хода в инверсных. К отрицательным факторам увеличения диапазона относятся снижение КПД прямого хода в обычных передачах и повышение коэффициента оттормаживания в инверсных.

Результаты проведенного исследования помогут учитывать конкретные условия работы передачи и ее назначение при выборе оптимального расчетного диапазона изменения коэффициента трения.

Литература

1. Бушенин Д.В. Несоосные винтовые механизмы. М.: Машиностроение, 1985. 113 с.
2. Леонов А.И. Микрохраповые механизмы свободного хода. М.: Машиностроение, 1982. 219 с.
3. Вейц В.Л., Коловский М.З., Кочура А.Е. Динамика управляемых машинных агрегатов. М.: Наука, 1984. 351 с.
4. Верховский А.В. Новые разновидности зубчатых и червячных передач // Вестник машиностроения. 1985. № 8. С. 24—28.
5. Вирабов Р.В. О критериях заклинивания самотормозящихся зубчатых передач // Вестник машиностроения. 1987. № 4. С. 33—38.
6. Chironis N. For self-locking at High Efficiency. The Twinworm Gear // Product Engineering. 1960. No. 3. P. 39—43.
7. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. М.: Машиностроение, 1981. 438 с.
8. Пат. 2,973,660. США, МКИ F 16 Н 55/04. Cooperating Wedges Including Mating Worms / J.B. Popper (Израиль). № 715,753; Оpubл. 2.12.69, НКИ 74/424.5.
9. Пат. 3,481,215 США, МКИ F 16 Н 55/04. Helical Gearing / J.D. Howell (США). № 715,753; Оpubл. 2.12.69, НКИ 74/424.5.
10. А.С. 804953 СССР, МКИ F 16 Н 1/18 Цилиндрическая зубчатая передача / В.И. Панюхин (СССР), № 2414519/25—28;

Опубл. 15.02.81, Бюл. № 611 открытия, изобретения. 1981. № 6. С.176.

11. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы: Справочник. М.: Машиностроение, 1979. 334 с.
12. Панюхин В.И. Самотормозящиеся механизмы. Владимир: Изд-во Владимирского обл. совета НТО, 1981. 58 с.
13. Руденко В.Н. Планетарные и волновые передачи: Альбом конструкций. М.: Машиностроение, 1980. 148 с.
14. Тимофеев Г.А., Панюхин В.В. Метод определения областей самоторможения механизмов // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2001. № 1. С. 93—105.
15. Турпаев А.И. Самотормозящие механизмы. М.: Машиностроение, 1976. 208 с.
16. Тимофеев Г.А., Панюхин В.В. Анализ критериев самоторможения // Вестник машиностроения. 2002. № 9. С. 3—8.

References

1. Bushenin D.V. *Nesoosnye vintovye mekhanizmy* [Misalignment of screw mechanisms]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1985. 113 p.
2. Leonov A.I. *Mikrokrapovye mekhanizmy svobodnogo khoda* [Micro Ratchets freewheel]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1982. 219 p.
3. Veits V.L., Kolovskii M.Z., Kochura A.E. *Dinamika upravliaemykh mashinnykh agregatov* [Dynamics of controlled machine units]. Moscow, Nauka publ., 1984. 351 p.
4. Verkhovskii A.V. *Novye raznovidnosti zubchatykh i cherviachnykh peredach* [New species of toothed and worm gears]. *Vestnik mashinostroeniia* [Russian Engineering Research]. 1985, no. 8, pp. 24—28.
5. Virabov R.V. *O kriteriakh zaklinivaniia samotormozhichkhsia zubchatykh peredach* [Criteria for jamming self-locking gear]. *Vestnik mashinostroeniia* [Russian Engineering Research]. 1987, no. 4, pp. 33—38.
6. Chironis N. For self-locking at High Efficiency. The Twinworm Gear. *Product Engineering*. 1960, no. 3, pp. 39—43.

7. Krainev A.F. *Slovar'-spravochnik po mekhanizmat* [Dictionary of mechanisms]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1981. 438 p.

8. Popper J.B. Cooperating Wedges Including Mating Worms. Patent USA, no. 2,973,660. SShA, MKI F 16 H 55/04, 715,753; NKI 74/424.5, 1969.
9. Howell J.D. Helical Gearing. Patent USA no. 3,481,215 SShA, MKI F 16 H 55/04, 715,753; NKI 74/424.5, 1969.
10. Paniukhin V.I. *Tsilindricheskaia zubchataia peredacha* [Spur gear]. Certificate of authorship SSSR no. 804953, MKI F 16 H 1/18 /, 2414519/25—28; 1981, no. 6. 176 p.
11. Reshetov L.N. *Samoustavnivvaiushchiesia mekhanizmy: Spravochnik* [Self-aligning mechanisms: Directory]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1979. 334 p.
12. Paniukhin V.I. *Samotormozhichiesia mekhanizmy* [Self-locking mechanisms]. Vladimir, Vladimirkii oblastnoi sovet NTO publ., 1981. 58 p.
13. Rudenko V.N. *Planetarnye i volnovye peredachi* [Planetary and wave transmission]. *Al'bom konstruktсии* [Album designs]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1980. 148 p.
14. Timofeev G.A., Paniukhin V.V. *Metod opredeleniia oblastei samotormozheniia mekhanizmov* [The method of identifying areas of self-locking mechanism]. *Vestnik MGTU im. N.E. Bauman. Ser. Mashinostroenie* [Herald MSTU named after N.E. Bauman. Ser. Mechanical Engineering]. 2001, no. 1, pp. 93—105.
15. Turpaev A.I. *Samotormozhichiesie mekhanizmy* [Self-locking mechanism]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1976. 208 p.
16. Timofeev G.A., Paniukhin V.V. *Analiz kriteriev samotormozheniia* [Analysis of the criteria of self-braking]. *Vestnik mashinostroeniia* [Russian Engineering Research]. 2002, no. 9, pp. 3—8.

Статья поступила в редакцию 22.05.2013

Информация об авторе

ТИМОФЕЕВ Геннадий Алексеевич (Москва) — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: timga@bmstu.ru).

Information about the author

TIMOFEEV Gennadiy Alekseevich (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of «Theory of Mechanisms and Machines» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: timga@bmstu.ru).