

УДК 621.833.6

Реечные самотормозящиеся передачи

Г.А. Тимофеев, Д.В. Сащенко, М.В. Самойлова

Представлены результаты исследований, посвященных синтезу новой разновидности реечных передач, с использованием косозубого или шевронного внеполюсного зацепления с целью достижения в них эффекта самоторможения. Описаны конструкция реечной зубчатой передачи и геометрия допюльного и запюльного реечного зацепления. Исследованы тормозящие свойства реечных передач при прямом и обратном ходе. Найдены параметры торможения ведомой рейки и определены условия самоторможения допюльных и запюльных реечных передач.

Исследования доказали, что параметры торможения и тормозные свойства реечных передач аналогичны свойствам цилиндрических самотормозящихся передач. Результаты исследований расширяют знания о косозубых зубчатых передачах.

Ключевые слова: реечное зубчатое зацепление, рейка, шестерня, тормозящие свойства, силы трения, прямой ход, обратный ход, тяговый режим, режим оттормаживания.

Rack and Pinion Self-locking Gears

G.A. Timofeyev, D.V. Sashchenko, M.V. Samoilova

The article presents the research results on the synthesis of a new type of rack and pinion with helical or double helical (herringbone) gearing and a pitch point located out of gears mesh in order to achieve the self-locking effect. The rack and pinion design and geometry are given as well as self-locking properties of the said gear for both forward and reverse travel.

The terms for self-locking mode for gears with special location of a pitch point are determined. The investigation proved that self-locking properties of a rack and pinion are similar to those of a spur gear. The results extend the knowledge of helical gears.

Keywords: rack and pinion gear, rack, pinion, self-locking properties, friction force, forward and reverse travel, traction mode, unlocking mode.

Основное конструктивное отличие зубчато-винтовых передач, обеспечивающих преобразование вращательного движения в поступательное, от других механизмов, предназначенных для этой цели (например, кулачковых или кривошипно-ползунных), заключается в том, что заданное преобразование осуществляется с помощью зубчатых зацеплений: прямозубых (например, в прямозубых реечных передачах) или винтовых (например, в передачах винт-гайка) [1—10].

К числу трехзвенных цилиндрических зубчато-винтовых передач относятся прежде всего известные реечные зубчатые передачи. Эти передачи можно рассматривать как предельный случай внешнего за-



ТИМОФЕЕВ

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

TIMOFEYEV

Gennady Alekseevich
(Moscow, Russian Federation,
MSTU named
after N.E. Bauman)



САЩЕНКО

Денис Владимирович
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

SASHCHENKO

Denis Vladimirovich
(Moscow, Russian Federation,
MSTU named
after N.E. Bauman)



САМОЙЛОВА

Марина Валерьевна
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

SAMOILOVA

Marina Valerievna
(Moscow, Russian Federation,
MSTU named
after N.E. Bauman)

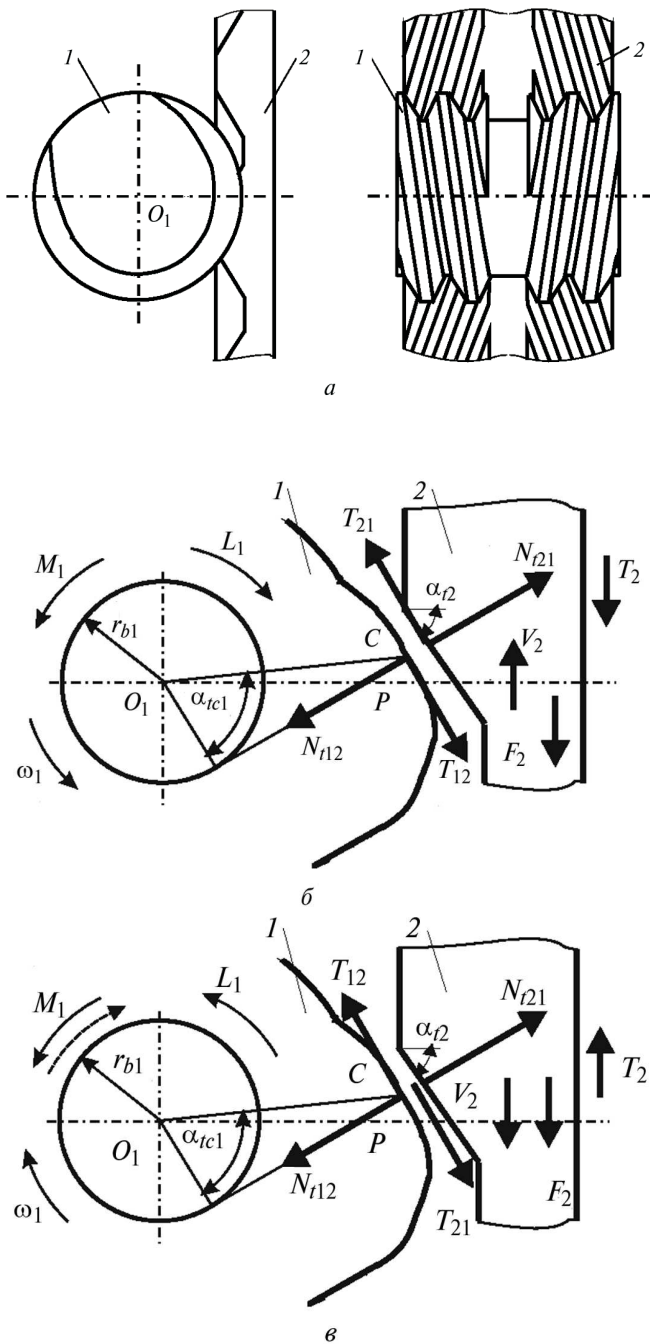


Рисунок. Реечная передача:

a — конструктивная схема; *б* — силовая схема прямого хода; *в* — силовая схема обратного хода

цепления зубчатых колес с отрицательным передаточным отношением, когда число зубьев одного колеса становится бесконечно большим. Зубья шестерни и рейки такой передачи могут иметь любую из известных форм. Конст-

руктивная схема реечной передачи с винтовыми зубьями показана на рисунке *a*. Характерной особенностью зацепления этих передач является то, что полюс зацепления и само зацепление расположены по одну сторону от оси O_1 шестерни (рисунок *б, в*), т. е., как в обычном внешнем зацеплении.

Найдем передаточную функцию реечного зацепления. Скорость перемещения рейки v_2 соответствует окружной скорости шестерни v_{w1} на начальной окружности:

$$v_2 = v_{w1} = \omega_1 r_{w1}. \tag{1}$$

В реечном зацеплении радиусы r_{w1} и r_1 начальной и делительной окружностей шестерни совпадают, откуда

$$r_{w1} = r_1 = \frac{mz_1}{2 \cos \beta}. \tag{2}$$

Передаточная функция $\frac{v_2}{\omega_1}$ при прямом ходе рассчитывается по формуле

$$\frac{v_2}{\omega_1} = r_{w1} = r_1 = \frac{mz_1}{2 \cos \beta}. \tag{3}$$

Если параметры шестерни с винтовыми зубьями выражены через осевой шаг p_x [6], то передаточная функция принимает следующий вид:

$$\frac{v_2}{\omega_1} = \frac{p_x z_1}{2\pi} \operatorname{tg} \beta_{y1}. \tag{4}$$

При обратном ходе передаточная функция

$$\frac{\omega_1}{v_2} = \frac{2 \cos \beta}{mz_1} = \frac{2\pi}{p_x z_1 \operatorname{tg} \beta_{y1}}. \tag{5}$$

Исследуем тормозящие свойства реечных передач. Считаем заданными: приложенный к входной шестерне момент двигателя M_1 , при-

ложенную к выходной рейке нагрузку F_2 , коэффициент трения скольжения в зацеплении f_{12} . Суммарное воздействие всех остальных видов трения на шестерню 1 обозначим моментом L_1 , на рейку 2 — силой T_2 . В процессе передачи мощности от шестерни к рейке в зацеплении возникают реакции $F_{12} = -F_{21}$, разложенная на нормальные составляющие $N_{12} = -N_{21}$, проекции которых на торцовую плоскость равны $N_{t_{12}} = -N_{t_{21}}$, и силы трения $T_{12} = -T_{21}$. Общая нормаль в зацеплении отклонена от торцовой плоскости на угол β_b , величина которого связана с углом наклона зубьев рейки β_2 и нормальным углом профиля α_{n2} соотношением $\sin\beta_b = \cos\alpha_{n2} \sin\beta_2$.

Направления сил трения T_{12} и T_{21} зависят от расположения точки контакта относительно полюса, поэтому следует рассматривать отдельно доплюсное и заплюсное зацепления.

На рисунке представлены конструктивная схема и силовые схемы в торцовом сечении. Зазор в зацеплении на рисунке *в* и *б* показан условно.

Определим составляющие реакций $F_{12} = -F_{21}$ в зацеплении в тяговом режиме прямого хода (см. рисунок *б*). Значение нормальной составляющей может быть рассчитано из уравнения равновесия рейки:

$$F_2 = N_{t_{21}} \cos\alpha_{t_2} + T_{21} \sin\alpha_{t_2} - T_2. \quad (6)$$

С учетом соотношений $T \leq \max T = fN$ и $N_t = N \cos\beta_b$ имеем

$$N = N_{21} = N_{12} = \frac{F_2 + T_2}{\cos\beta_b \cos\alpha_{t_2} + f_{12} \sin\alpha_{t_2}}. \quad (7)$$

Радиальная составляющая R_{12} реакции F_{12} на шестерню равна разности проекций сил $N_{t_{12}}$ и T_{12} на направление радиус-вектора точки контакта:

$$R_{12} = N_{12} \cos\beta_b \sin\alpha_{t_{y1}} - T_{12} \cos\alpha_{t_{y1}}. \quad (8)$$

Подставив в уравнение (8) значения сил $T \leq \max T = fN$ и (7), получим

$$R_{12} = (F_2 + T_2) \frac{\cos\beta_b \sin\alpha_{t_{y1}} - f_{12} \cos\alpha_{t_{y1}}}{\cos\beta_b \cos\alpha_{t_2} + f_{21} \sin\alpha_{t_2}}. \quad (9)$$

Окружная составляющая V_{12} реакции F_{12} на шестерню равна сумме проекций сил $N_{t_{12}}$ и T_{12} на направление скорости точки контакта:

$$V_{21} = N_{12} \cos\beta_b \cos\alpha_{t_{y1}} + T_{12} \sin\alpha_{t_{y1}}, \quad (10)$$

или, после подстановки значений сил $T \leq \max T = fN$ и (7),

$$V_{21} = (F_2 + T_2) \frac{\cos\beta_b \cos\alpha_{t_{y1}} + f_{12} \sin\alpha_{t_{y1}}}{\cos\beta_b \cos\alpha_{t_2} + f_{12} \sin\alpha_{t_2}}. \quad (11)$$

Аналогично определяются радиальная составляющая R_{21} реакции F_{21} , направленная перпендикулярно перемещению рейки, и окружная составляющая V_{21} реакции F_{21} , направленная вдоль перемещения рейки:

$$R_{21} = (F_2 + T_2) \frac{\cos\beta_b \tan\alpha_{t_2} - f_{12}}{\cos\beta_b + f_{12} \tan\alpha_{t_2}}, \quad (12)$$

$$V_{21} = F_2. \quad (13)$$

При прямом ходе ведущим звеном является шестерня 1. Найдем параметр торможения ведомой рейки 2. Приложенные к ней силы разделим на движущие (проекция на торцовую плоскость нормальной реакции $N_{t_{21}}$ и сила трения скольжения в зацеплении T_{21}) и силы сопротивления (нагрузка F_2 и все остальные силы трения T_2). В данном случае обе составляющие реакции F_{21} — и нормальная, и сила трения скольжения в зацеплении — относятся к движущим силам. Параметр торможения [11, 12]:

$$\tau_2 = -\frac{A(T_2) + A(F_2)}{A(T_{21}) + A(N_{t_{21}})}. \quad (14)$$

При действии постоянных сил и моментов выражение (14) после сокращения на перемещение рейки принимает следующий вид:

$$\tau_2 = \frac{T_2 + F_2}{T_{21} \sin \alpha_{i2} + N_{i21} \cos \alpha_{i2}}. \quad (15)$$

С учетом соотношений $T \leq \max T = fN$ и $N_i = N \cos \beta_b$ получаем формулу для параметра торможения:

$$\tau_2 = \frac{T_2 + F_2}{N_{21} (\cos \beta_b + f_{21} \tan \alpha_{i2})}. \quad (16)$$

Критерий самоторможения [11] приводит к неравенству

$$\cos \beta_b + f_{21} \tan \alpha_{i2} < \frac{T_2}{N_{21}}. \quad (17)$$

Это неравенство может быть реализовано только при нереально большой силе дополнительного трения, поэтому самоторможение прямого хода в заплоских реечных передачах практически невозможно. Линия действия торцовой проекции реакции со стороны ведущего входного звена $F_{i21} = N_{i21} + T_{21}$ составляет весьма значительный угол с прямой CO_1 (см. рисунок б), а для самоторможения этот угол должен быть меньше угла трения.

В тяговом режиме обратного хода силовая схема передачи (рисунок в) отличается от схемы прямого хода тем, что скорости шестерни и рейки изменяют свое направление, в связи с чем меняют свое направление и силы трения. Поэтому формулы для определения составляющих реакции в зацеплении в тяговом режиме обратного хода принимают вид:

$$N = N_{21} = N_{12} = \frac{F_2 + T_2}{\cos \beta_b \cos \alpha_{i2} - f_{21} \sin \alpha_{i2}}; \quad (18)$$

$$R_{12} = (F_2 + T_2) \frac{\cos \beta_b \sin \alpha_{\gamma 1} + f_{12} \cos \alpha_{\gamma 1}}{\cos \beta_b \cos \alpha_{i2} - f_{21} \sin \alpha_{i2}}; \quad (19)$$

$$V_{12} = (F_2 + T_2) \frac{\cos \beta_b \cos \alpha_{\gamma 1} - f_{12} \sin \alpha_{\gamma 1}}{\cos \beta_b \cos \alpha_{i2} - f_{21} \sin \alpha_{i2}}; \quad (20)$$

$$R_{21} = (F_2 + T_2) \frac{\cos \beta_b \tan \alpha_{i2} + f_{12}}{\cos \beta_b - f_{21} \tan \alpha_{i2}}. \quad (21)$$

Зависимость (13) при обратном ходе сохраняется.

Определение параметра торможения шестерни 1 при обратном ходе ничем не отличается от выведенного для цилиндрических передач [9], поэтому все сделанные относительно цилиндрических заплоских передач выводы справедливы и для заплоских реечных: обратный ход в тяговом режиме невозможен.

Оттормаживание обратного хода становится невозможным при выполнении условия

$$\alpha_{i2} > \arctan \left(\frac{\cos \beta_b}{f_{21}} - \frac{T_2}{f_{21} N_{21}} \right). \quad (22)$$

Если принимать во внимание только трение скольжения в зацеплении, то условие (22) имеет вид

$$\alpha_{i2} > \arctan \frac{\cos \beta_b}{f_{21}}. \quad (23)$$

Таким образом, в режиме оттормаживания обратного хода при соблюдении условия (22) звено 2 тоже становится тормозным. Это означает, что угол между линией действия торцовой проекции реакции со стороны первого звена $F_{i21} = N_{i21} + T_{21}$ (рисунок в) и прямой PO_1 уменьшается и становится меньше угла трения рейки 2. При этом движение второго звена, а значит, и всего механизма, становится невозможным.

Схема нагрузок на звенья самотормозящей реечной передачи в режиме оттормаживания отличается от схемы обратного хода только направлением движущего момента M_1 (на рисунке в показано пунктиром). Поскольку направление этого момента не влияет на величины составляющих реакции F_{21} в зацеплениях в формулах (18)–(21), они остаются в силе и для режима оттормаживания.

Полученные зависимости показывают, что при одной и той же внешней нагрузке F_2 радиальные составляющие R_{12} и R_{21} отличаются друг от друга, так же как и окружные V_{12} и V_{21} . Перечисленные составляющие реакции, за исключением V_{21} , имеют различные значения при прямом и обратном ходе.

Из уравнений (7) и (18) следует, что в тяговом режиме обратного хода (для несамотормозящихся передач) и в режиме оттормаживания (для са-

мотормозящихся передач) нормальная реакция N в доплюсном зацеплении при одной и той же внешней нагрузке возрастает по сравнению с тяговым режимом прямого хода в k раз:

$$k = \frac{\cos\beta_b + f_{21} \tan\alpha_{i2}}{\cos\beta_b - f_{21} \tan\alpha_{i2}}. \quad (24)$$

Проведем аналогичное исследование реечной передачи доплюсного зацепления. Схемы усилий в нем отличаются от показанных на рисунке направлениями сил трения в точке контакта C . Составляющие реакции F_{21} в зацеплении в тяговом режиме прямого хода определяются следующими зависимостями:

$$N = N_{21} = N_{12} = \frac{F_2 + T_2}{\cos\beta_b \cos\alpha_{i2} - f_{12} \sin\alpha_{i2}}; \quad (25)$$

$$R_{12} = (F_2 + T_2) \frac{\cos\beta_b \sin\alpha_{\gamma 1} + f_{12} \cos\alpha_{\gamma 1}}{\cos\beta_b \cos\alpha_{i2} - f_{21} \sin\alpha_{i2}}; \quad (26)$$

$$V_{12} = (F_2 + T_2) \frac{\cos\beta_b \cos\alpha_{\gamma 1} - f_{12} \sin\alpha_{\gamma 1}}{\cos\beta_b \cos\alpha_{i2} - f_{21} \sin\alpha_{i2}}; \quad (27)$$

$$R_{21} = (F_2 + T_2) \frac{\cos\beta_b \tan\alpha_{i2} + f_{21}}{\cos\beta_b - f_{21} \tan\alpha_{i2}}. \quad (28)$$

Найдем параметр торможения ведомой рейки 2. Приложенные к ней силы разделим на движущие (проекция на торцовую плоскость нормальной реакции N_{i21}) и силы сопротивления (нагрузка F_2 , сила трения скольжения в зацеплении T_{21} и все остальные виды трения T_2). Тогда параметр торможения [12]

$$\tau_2 = - \frac{A(T_{21}) + A(T_2) + A(F_2)}{A(N_{i21})}. \quad (29)$$

В случае постоянных сил и моментов выражение (29) после сокращения на перемещение рейки принимает вид

$$\tau_2 = \frac{T_{21} \sin\alpha_{i2} + T_2 + F_2}{N_{i21} \cos\alpha_{i2}}. \quad (30)$$

С учетом пропорциональности силы трения нормальной реакции получаем следующую формулу для параметра торможения:

$$\tau_2 = \frac{f_{21} \tan\alpha_{i2}}{\cos\beta_b} + \frac{T_2 + F_2}{N_{21} \cos\beta_b}. \quad (31)$$

Критерий самоторможения приводит к неравенству [11]

$$\alpha_{i2} > \arctan\left(\frac{\cos\beta_b}{f_{21}} - \frac{T_2}{f_{21} N_{21}}\right). \quad (32)$$

Это и есть условие самоторможения прямого хода в доплюсных передачах. Из формулы (32) следует, что учет трения в опорах и других видов трения позволяет снизить необходимое для получения эффекта самоторможения значение торцового угла профиля зубьев рейки. Если же принимать во внимание только трение скольжения в зацеплении, то условие самоторможения примет вид

$$\alpha_{i2} > \arctan \frac{\cos\beta_b}{f_{21}}. \quad (33)$$

В частности, прямозубые реечные передачи доплюсного зацепления будут самотормозящимися при прямом ходе при условии

$$\alpha_{i2} > \arctan \frac{1}{f_{21}}. \quad (34)$$

Таким образом, в режиме прямого хода при соблюдении условия (32) ведомая рейка становится тормозным звеном. Условия самоторможения покоя находят из формул (32)–(34) путем замены коэффициентов трения движения на коэффициенты трения покоя.

При условии (32) реализуется вариант 011 [12]: прямой ход в тяговом режиме невозможен, но возможен в режиме оттормаживания. Вариант 010 будет реализован, если станет невозможным и режим оттормаживания, при котором двигатель совместно с нагрузкой преодолевают действие трения. Рассмотрим этот случай. В режиме оттормаживания направление нагруз-

ки F_2 изменится на противоположное, направления остальных сил сохранятся. Движение не начнется, если звено I тоже окажется тормозным. Параметр торможения шестерни уже был найден для цилиндрических передач. Таким образом, в режиме оттормаживания прямого хода звено I тоже становится тормозным.

При обратном ходе ведущим звеном является рейка 2. Параметр торможения ведомого колеса I определяется той же зависимостью, что и для цилиндрических передач [12], поэтому сохраняется и условие

$$\tau_1^0 \Big|_{M_1=0} = \frac{L_1}{N_{12} r_{b1} (\cos \beta_b + f_{12}^0 \tan \alpha_{\gamma 1})} \geq 1,$$

из которого следует, что самоторможение обратного хода в доплюсных передачах практически невозможно.

Таким образом, в доплюсных передачах самоторможение прямого хода наступает при соблюдении условия (32), за счет только трения скольжения в зацеплении — (33). Обратный ход в таких передачах практически всегда возможен.

В тяговом режиме обратного хода силовая схема передачи отличается от схемы прямого хода тем, что скорости шестерни и рейки изменяют свое направление, в связи с чем меняют свое направление и силы трения. Поэтому формулы для определения усилий в зацеплении в тяговом режиме обратного хода имеют следующий вид:

$$N = N_{21} = N_{12} = \frac{F_2 + T_2}{\cos \beta_b \cos \alpha_{\gamma 2} + f_{21} \sin \alpha_{\gamma 2}}; \quad (35)$$

$$R_{12} = (F_2 + T_2) \frac{\cos \beta_b \sin \alpha_{\gamma 1} - f_{12} \cos \alpha_{\gamma 1}}{\cos \beta_b \cos \alpha_{\gamma 2} + f_{21} \sin \alpha_{\gamma 2}}; \quad (36)$$

$$V_{12} = (F_2 + T_2) \frac{\cos \beta_b \cos \alpha_{\gamma 1} + f_{12} \sin \alpha_{\gamma 1}}{\cos \beta_b \cos \alpha_{\gamma 2} + f_{21} \sin \alpha_{\gamma 2}}; \quad (37)$$

$$R_{21} = (F_2 + T_2) \frac{\cos \beta_b \tan \alpha_{\gamma 2} - f_{21}}{\cos \beta_b + f_{21} \tan \alpha_{\gamma 2}}. \quad (38)$$

Зависимость (13) при обратном ходе сохраняется.

Определение параметра торможения шестерни I при обратном ходе ничем не отличается

от цилиндрических передач, поэтому все выполненные относительно цилиндрических доплюсных передач выводы справедливы и для доплюсных реечных: обратный ход в тяговом режиме практически всегда возможен. Отличие доплюсного зацепления от заплюсного состоит в том, что нормальная реакция N в тяговом режиме прямого хода в k раз больше, чем в тяговом режиме обратного хода, причем k определяется той же зависимостью (24).

Выводы

1. Для достижения самоторможения реечное зацепление должно быть внеплюсным.
2. В заплюсных реечных передачах прямой ход практически всегда возможен, а оттормаживание обратного хода становится невозможным при выполнении условия (22).
3. В доплюсных передачах самоторможение прямого хода наступает при соблюдении условия (32). Обратный ход практически всегда возможен.

Литература

1. *Левитский Н.И.* Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1979. 576 с.
2. Теория механизмов и машин / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; под ред. К.В. Фролова. М.: Высшая школа, 1987. 496 с.
3. *Кожевников С.Н., Есипенко Я.И., Раскин Я.М.* Механизмы. Справочное пособие / Под ред. С.Н. Кожевникова М.: Машиностроение, 1976. 784 с.
4. *Крайнев А.Ф.* Механика машин. Фундаментальный словарь. М.: Машиностроение, 2000. 904 с.
5. Механика машин / И.И. Вульфсон, М.Л. Ерихов, М.З. Коловский и др.; под ред. Г.А. Смирнова. М.: Высшая школа, 1996. 511 с.
6. *Панюхин В.В.* Геометрический расчет самотормозящихся зубчатых передач с точечным контактом // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 1984. № 12. С. 28—33.
7. *Турнаев А.И.* Самотормозящие механизмы. М.: Машиностроение, 1976. 208 с.
8. *Вейц В.Л.* Динамика машинных агрегатов. Л.: Машиностроение, 1969. 370 с.
9. *Тимофеев Г.А., Панюхин В.В.* Модификации цилиндрических самотормозящихся передач и варианты самоторможения // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 1986. № 1. С. 51—54.
10. *Гинзбург Е.Г., Голованов Н.Ф., Фирун Н.Б., Халебский Н.Т.* Зубчатые передачи: Справочник. Л.: Машиностроение, 1980. 416 с.
11. *Тимофеев Г.А., Панюхин В.В.* Анализ критериев самоторможения // Вестник машиностроения. 2002. № 9. С. 3—8.
12. *Тимофеев Г.А., Панюхин В.В.* Метод определения областей самоторможения механизмов // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2001. № 1. С. 93—105.

References

1. Levitskii N.I. *Teoriia mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Nauka publ., 1979. 576 p.
2. Frolov K.V., Popov S.A., Musatov A.K. *Teoriia mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Ed. Frolov K.V. Moscow, Vysshaia shkola publ., 1987. 496 p.
3. Kozhevnikov S.N., Esipenko Ia.I., Raskin Ia.M. *Mekhanizmy. Spravochnoe posobie* [Mechanisms. A Reference Guide]. Ed. Kozhevnikov S.N. Moscow, Mashinostroenie publ., 1976. 784 p.
4. Krainev A.F. *Mekhanika mashin. Fundamental'nyi slovar* [Mechanics of Machines. Fundamental vocabulary] Moscow, Mashinostroenie publ., 2000. 904 p.
5. Vul'fon I.I., Erikhov M.L., Kolovskii M.Z. *Mekhanika mashin* [Mechanics of Machines]. Ed. Smirnova G.A. Moscow, Vysshaia shkola publ., 1996. 511 p.
6. Paniukhin V.V. *Geometricheskii raschet samotormozhishchikhsia zubchatykh peredach s tochechnym kontaktom* [Geometric calculation, selflocking gears with point contact]. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine building*. 1984, no. 12, pp. 28–33.
7. Turpaev A.I. *Samotormozhishchie mekhanizmy* [Selflocking mechanism]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1976. 208 p.
8. Veits V.L. *Dinamika mashinnykh agregatov* [Dynamics of machine units]. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1969. 370 p.
9. Timofeev G.A., Paniukhin V.V. *Modifikatsii tsilindricheskikh samotormozhishchikhsia peredach i varianty samotormozheniia* [Modification of cylindrical gear and a selflocking selflocking options]. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine building*. 1986, no. 1, pp. 51–54.
10. Ginzburg E.G., Golovanov N.F., Firun N.B., Khalebskii N.T. *Zubchatye peredachi: Spravochnik* [Gears: A Guide]. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1980. 416 p.
11. Timofeev G.A., Paniukhin V.V. *Analiz kriteriev samotormozheniia* [Analysis of the criteria of self-braking]. *Vestnik mashinostroeniia*. 2002, no. 9, pp. 3–8.
12. Timofeev G.A., Paniukhin V.V. *Metod opredeleniia oblasti samotormozheniia mekhanizmov* [Method of determining the areas of self-braking mechanism]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Serii mashinostroenie*. 2001, no. 1, pp. 93–105.

Статья поступила в редакцию 08.02.2013

Информация об авторах

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).

САЩЕНКО Денис Владимирович (Москва) — старший преподаватель кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

САМОЙЛОВА Марина Валерьевна (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Information about the authors

TIMOFEEV Gennady Alekseevich (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of «Theory of Mechanisms and Machines» Department. MSTU named after N.E. Bauman (105005, BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya 5, Moscow, Russian Federation, e-mail: timga@bmstu.ru).

SASHCHENKO Denis Vladimirovich (Moscow) — Senior Lecturer «Theory of Mechanisms and Machines» Department. MSTU named after N.E. Bauman (105005, BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya 5, Moscow, Russian Federation).

SAMOILOVA Marina Valerievna (Moscow) — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor «Theory of Mechanisms and Machines» Department. MSTU named after N.E. Bauman (105005, BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya 5, Moscow, Russian Federation).