

УДК 621.83

АНАЛИЗ КРИТЕРИЕВ САМОТОРМОЖЕНИЯ С ТОЧКИ ЗРЕНИЯ ИХ ОБОСНОВАННОСТИ

Г.А. Тимофеев, М.В. Самойлова, В.В. Панюхин

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация
e-mail: timga@bmstu.ru

Приведен анализ понятия самоторможения и известных аналитических и геометрических критериев этого явления. Предложено исследовать явление самоторможения с помощью параметра торможения звена, равного взятому с обратным знаком отношению элементарных работ внутренних сил сопротивления и движущих сил. Критически проанализированы определения явления самоторможения, классификации (проведенные многими исследователями) самотормозящихся механизмов, предложен принципиально иной взгляд на такие механизмы, согласно которому они отдельного класса механизмов не образуют, поскольку явление самоторможения присуще всем механизмам при определенных геометрических параметрах и условиях движения. Описаны высокоэффективные конструкции самотормозящихся механизмов. Показано, что КПД не может использоваться ни в качестве критерия самоторможения, ни для оценки его надежности, поскольку теряет при самоторможении физический смысл. Результаты анализа критериев самоторможения расширяют знания об этом явлении и помогут разработчикам новой техники использовать их при проектировании самотормозящихся механизмов.

Ключевые слова: самоторможение, режим отгормаживания, силы трения, кинематические пары, механизм, прямой и обратный ход, КПД.

ANALYSIS OF SELF-LOCKING CRITERIA FROM THE VIEWPOINT OF THEIR VALIDITY

G.A. Timofeev, M.V. Samoilova, V.V. Panyukhin

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation
e-mail: timga@bmstu.ru

A notion of self-locking and the known analytical and geometric criteria of this phenomenon are analyzed. It is offered to study the self-locking phenomenon using the parameter of link locking, which is equal to a ratio of elementary works of internal friction forces to the driving forces taken with an alternate sign. The self-locking definitions and classifications by many researchers are critically analyzed; a fundamentally different view to such mechanisms is proposed which consists in the fact that they do not form an individual class of mechanisms because the self-locking effect is inherent in all mechanisms with certain geometric parameters and under certain motion conditions. Highly effective constructions of self-locking mechanisms are described. It is shown that the efficiency can be used neither as a self-locking criterion nor for estimation of its reliability because it loses the physical meaning during the self-locking. The results of analysis of self-locking criteria expand knowledge about this phenomenon and will help the new-technology developers to use them in designing the self-locking mechanisms.

Keywords: self-locking, mode of unlocking, friction forces, kinematic pairs, mechanism, forward and reverse motion, efficiency.

Сложное слово самоторможение состоит из двух корней. Первый корень — *само* — означает в данном случае осуществление механизмом торможения без посторонней помощи, автоматически. Второй корень — *торможение* — происходит от греческого слова *tormos*, означающего буквально отверстие для вставки гвоздя, задерживающего вращение колеса. В настоящее время тормозом называют устройство для уменьшения скорости или полной остановки машины [1, с. 359].

Таким образом, торможение — это уменьшение скорости машины или ее полная остановка при помощи специального устройства. Если же эти явления происходят без специального устройства, то можно ли назвать это самоторможением? Так, предоставленный самому себе маховик при отключении двигателя долгое время вращается с постепенным уменьшением скорости, затем останавливается. Самоторможение это или нет? Где и при каких условиях возникает это явление? Каков критерий самоторможения?

Цель настоящей работы — анализ критериев самоторможения с точки зрения их обоснованности и удобства практического использования.

Наряду с термином *торможение* употребляются и его синонимы, отражающие оттенки явления: *заклинивание* — прекращение движения, обычно вследствие повреждения, аварийное; *стопорение* — уменьшение скорости до полной остановки с последующим удерживанием в этом положении; *фиксация* — закрепление в определенном положении. Особенно часто в литературе встречается заклинивание. Чем же оно отличается от самоторможения?

За ответом на поставленные вопросы обратимся сначала к учебникам по теории механизмов, где самоторможение обычно упоминается в разделах, посвященных трению. В учебнике Н.И. Левитского самоторможением назван такой случай при действии сил трения в поступательной паре, когда “относительное движение звена в требуемом направлении не может начаться независимо от величины результирующей движущей силы” [2, с. 119].

Каким же объектам присуще самоторможение? Кинематическим парам или механизмам? Если это случай, то от чего он зависит?

Пусть, например, на звено i , движущееся по неподвижной направляющей j , действует сила \vec{F}_i , составляющая со скоростью \vec{v}_i угол $\frac{\pi}{2} - \alpha_i$ (рис. 1, *a*). Реакция \vec{F}_{ij} , действующая на звено i со стороны звена j , образует с нормалью к направляющей угол θ . Возможные режимы движения звена i в зависимости от расположения линии действия силы \vec{F}_i приведены в табл. 1.

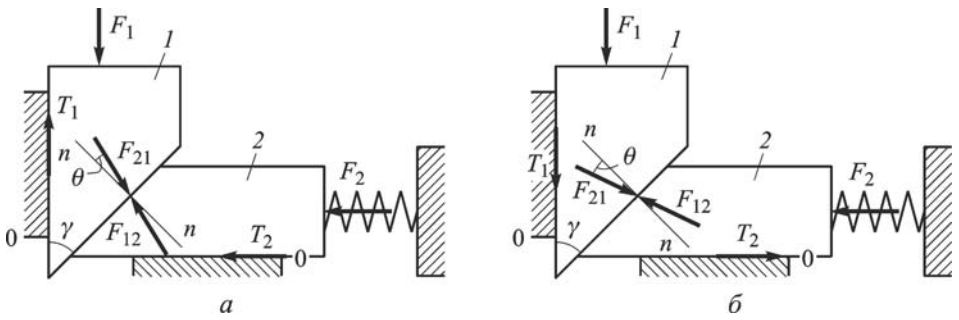


Рис. 1. Расположение движущей силы \vec{F}_i в поступательной паре вне (а) и внутри (б) угла трения θ

Таблица 1

Состояние звена i при разных углах наклона движущей силы \vec{F}_i

Угол отклонения движущей силы \vec{F}_i от нормали	Начальная скорость $v_0 = 0$	Начальная скорость $v_0 \neq 0$
$\alpha_i > \theta$	Ускоренное движение	
$\alpha_i = \theta$	Покой	Равномерное движение со скоростью v_0
$\alpha_i < \theta$	Покой	Замедленное движение

Условие самоторможения данной пары выражается неравенством [2, с. 119]

$$\alpha_i \leq \theta, \quad (1)$$

т.е. при самоторможении линия действия движущей силы проходит внутри угла трения (рис. 1, б).

Неравенство (1) нестрогое. Значит, оно включает и случай $\alpha_i = \theta$ при $v_0 \neq 0$, т.е. случай равномерного движения со скоростью v_0 , который к самоторможению никак не относится. Следовательно, неравенство (1) должно обязательно дополняться начальным условием $v_0 = 0$.

Итак, в соответствии с данным источником, самоторможение присуще поступательным кинематическим парам при расположении движущей силы внутри угла трения или на его границах при нулевой начальной скорости. Параметром, определяющим самоторможение, служит угол отклонения линии действия движущей силы от нормали.

Более подробно рассмотрено самоторможение в книге под редакцией академика Фролова на примере механизма двойного клина (рис. 2, а). При прямом ходе к клину 1 приложена движущая сила \vec{F}_1 , перемещающая его вниз, КПД прямого хода составляет [3, с. 239]:

$$\eta_{12} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + 2\theta)}. \quad (2)$$

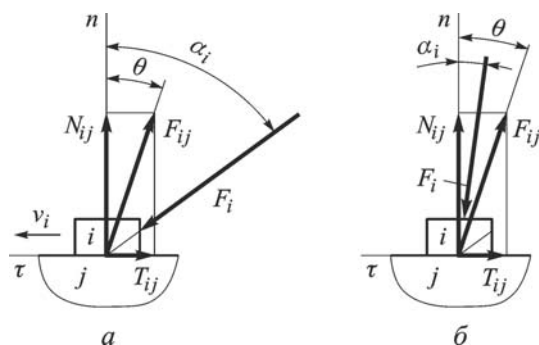


Рис. 2. Схема сил в клиновом механизме при прямом (а) и обратном (б) ходах

При обратном ходе знак перед углом трения меняется (рис. 2, б):

$$\eta_{21} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - 2\theta)}{\operatorname{tg} \gamma}. \quad (3)$$

Условия возможности прямого и обратного хода механизма в зависимости от угла γ приведены в табл. 2.

Таблица 2

Возможность прямого и обратного хода механизма в зависимости от угла γ

Угол γ	Прямой ход	Обратный ход
$\gamma < 2\theta$	Возможен	Невозможен
$2\theta < \gamma < \frac{\pi}{2} - 2\theta$	Возможен	Возможен
$\gamma > \frac{\pi}{2} - 2\theta$	Невозможен	Возможен

При $\gamma < 2\theta$, т.е. при невыполнении условия работоспособности обратный ход будет невозможен: движущая сила \vec{F}_2 , сколь бы велика она ни была, не может осуществить его даже при отсутствии силы сопротивления \vec{F}_1 . Наступает самоторможение при обратном ходе, которое “используется в клиновых соединениях, а также в эксцентриковых зажимах, винтовых домкратах и др.” [3, с. 241]. Здесь же отмечено, что “обратный ход был бы возможен, если силу \vec{F}_1 сделать также движущей, направив ее вверх. Тогда она будет вытаскивать клин l вверх, помогая движущей силе \vec{F}_2 осуществлять обратный ход”. Однако если обе силы, приложенные как к входному, так и выходному звеньям, являются движущими, можно ли такой режим движения называть обратным ходом?

Ответ на этот вопрос выходит за рамки учебной литературы и требует обращения к специальной литературе. Описание данного режима движения содержится в работах профессора В.Л. Вейца, который отмечает, что из-за большого трения установившееся равновесное движение самотормозящихся механизмов возможно, если ведущими будут

как входное, так и выходное звенья. Формулы (А.4) и (А.5) из работы [4] дают в этом случае отрицательное значение КПД, поскольку и числитель, и знаменатель положительны. Такой механизм “не может осуществлять положительного (полезного) действия по преодолению моментов сопротивления” и называется самотормозящимся [4, с. 236].

Режим движения, при котором ведущими являются и входное, и выходное звенья, присущ только самотормозящимся механизмам и служит их отличительным признаком. Профессор В.Л. Вейц называет такой режим “режимом оттормаживания” [4, с. 237]. Характеристикой потерь в этом режиме служит коэффициент оттормаживания, равный отношению мощностей на входном звене с индексом i и выходном с индексом $i + 1$:

$$\mu_{i+1,i} = \frac{W_i}{W_{i+1}}, \quad (4)$$

причем звено с индексом i оттормаживает механизм, благодаря чему установившееся равновесное движение оказывается возможным. Сравнивая зависимости (А.4) и (А.5) [4], видим, что коэффициент оттормаживания отличается от КПД обратного хода только знаком

$$\mu_{i+1,i} = -\eta_{i+1,i}. \quad (5)$$

Обычно самоторможение призвано предотвращать обратный ход механизма, хотя, как отмечает В.Л. Вейц, “принципиально могут существовать механизмы, самотормозящиеся при любом направлении передачи моментов, однако практическое применение таких механизмов сомнительно” [4, с. 236].

А.К. Мусатов высказывается по этому поводу более категорично. При $\gamma > \frac{\pi}{2} - 2\theta$ (см. табл. 2) становится невозможным прямой ход, так как движущая сила \vec{F}_1 , сколь бы велика она ни была, не может осуществить прямой ход даже при отсутствии нагрузки \vec{F}_2 (см. рис. 2, б). В этом случае механизм “абсолютно неработоспособен и применения не имеет” [3, с. 241].

А.И. Турпаев называет затормаживание заклиниванием при прямом ходе неправильно спроектированного или смонтированного механизма. Самотормозящими же он называет “механизмы, которые можно привести в движение только со стороны ведущего (входного) звена, причем попытка привести механизм в движение со стороны ведомого (выходного) звена вызывает затормаживание; силовой поток при этом замыкается на корпус механизма (стойку)” [5].

Профессор А.Ф. Крайнев определяет самоторможение как “условие, при котором из-за сил трения относительное движение звеньев не может начаться, как бы ни были велики движущие силы” [1, с. 313].

Это определение имеет две отличительные особенности. Во-первых, самоторможением названо не явление или состояние механизма, наступающее при определенном условии, а само условие. Во-вторых, под это определение подпадает любой застопоренный с помощью внешнего фрикционного устройства механизм, относительное движение звеньев которого действительно не может начаться из-за сил трения, но эти силы возникают не в кинематических парах механизма, а при взаимодействии его с фрикционным устройством.

Из приведенных сведений, содержащихся в литературных источниках, можно сделать некоторые выводы о свойствах самоторможения одноподвижных механизмов:

- оно заключается в том, что в одном направлении механизм не может быть приведен в движение сколь угодно большой движущей силой даже при отсутствии сил сопротивления;
- оно возникает из-за большого трения в кинематических парах;
- при нем условие работоспособности не выполняется, а формально рассчитанное значение КПД получается отрицательным;
- оно преодолевается только совместным согласованным действием входного и выходного звеньев механизма, при котором они становятся ведущими, такой режим называется оттормаживанием или режимом согласованных сил;
- оно может быть полезным при обратном ходе, при прямом ходе самоторможение обычно недопустимо.

Приведенной информации уже достаточно, чтобы ответить на поставленный в начале статьи вопрос об остановке маховика – к самоторможению она не имеет отношения хотя бы из-за отсутствия движущих сил. Вместе с тем сопоставление данных определений выявляет и существенные различия в подходах авторов к рассматриваемому явлению. Приведем несколько примеров расхождений во взглядах на самоторможение:

- оно представляет собой: а) случай, б) условие, в) эффект;
- оно происходит: а) в механизмах, б) в кинематических парах;
- оно зависит: а) от направления движущей силы, б) от геометрии звеньев;
- его критерием является: а) угол наклона движущей силы по отношению к нормали, б) КПД соответствующего режима движения.

Различия в приведенных определениях указывают на то, что понятие самоторможения в литературе еще не устоялось, что свидетельствует о недостаточном исследовании этого явления. Понятие торможения включает в себя два явления: замедление движения и удержание в состоянии покоя. Эти явления могут происходить как из-за

внутренних, так и внешних по отношению к механизму сил. Для полного описания свойств самоторможения необходимо рассмотреть эти два явления отдельно.

Различаются не только имеющиеся в литературе определения самоторможения, но и предлагаемые критерии этого явления. Можно выделить две группы критериев. В первой группе параметром, определяющим самоторможение, служит положение равнодействующей силы взаимодействия звеньев относительно угла трения в поступательной паре или конуса трения во вращательной. Такие критерии можно назвать геометрическими. Во второй группе самоторможение определяется значением КПД соответствующего режима движения, обычно обратного хода. Такие критерии можно назвать аналитическими. Формальный характер аналитических критериев дает им преимущество при проведении расчетов, особенно автоматизированных, но он же лишает критерии данного типа физического смысла. Как отмечено в учебнике под редакцией академика К.В. Фролова, для механизма, находящегося в состоянии самоторможения, “КПД теряет физический смысл, так как механизм при этом неподвижен и силы никакой работы не совершают” [3, с. 241].

Долгое время считалось, что КПД прямого хода самотормозящегося механизма обязательно меньше 50%. К сожалению, это утверждение до сих пор еще встречается, причем оно доказывается, например, таким рассуждением [6]: КПД прямого хода передачи винт–гайка винтового пресса определяется по формуле

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \theta)}, \quad (6)$$

где α — угол наклона винтовой нарезки.

При изменении направления вращения винта на противоположное изменится знак угла трения, откуда следует предельное условие самоторможения $\operatorname{tg}(\alpha - \theta) = 0$. Винт будет самотормозящимся при любом $\alpha < \theta$. Из этого условия вытекает неравенство

$$\eta < \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} 2\alpha} = \frac{1}{2} (1 - \operatorname{tg}^2 \alpha), \quad (7)$$

отсюда $\eta < \frac{1}{2}$. “Таково общее свойство машин с самоторможением”, — делают заключение авторы данного курса теоретической механики [6, с. 330].

А ведь еще в 1935 г. В.В. Добровольским была доказана принципиальная возможность получения самоторможения при КПД прямого хода более 50%. Он указал причину заблуждения: работа сил вредных сопротивлений принималась при обратном ходе равной работе или

меньшей работы тех же сил при прямом ходе, а это положение справедливо не для всех механизмов [7]. Профессор В.В. Добровольский отметил, что простое и всем известное понятие КПД приводит к целому ряду принципиально не разрешенных пока вопросов, среди которых установление связи между КПД и явлением самоторможения. Признаком самоторможения он считал отрицательное значение КПД

$$\eta < 0, \quad (8)$$

хотя этому результату “нельзя придать никакого физического смысла” [7, с. 405].

В.В. Добровольский предостерег и еще от одного заблуждения, которое может быть опасным: если КПД машины меньше 0,5 — это вовсе не значит, что она обязательно самотормозящаяся! Это предостережение актуально до сих пор. Через 52 года после публикации в “Вестнике инженеров и техников” статьи В.В. Добровольского в журнале “Вестник машиностроения” читаем: “в самотормозящихся механизмах $\eta < 0,5$, а в случае нежелательности самоторможения, если нужно использовать механизм как обратимый, необходимым условием является $\eta > 0,5$ ” [8]. Здесь же утверждается со ссылкой на статью В.И. Панюхина [9], что аналогичные выводы делаются и по другим самотормозящимся механизмам, хотя в указанной статье речь идет как раз о самотормозящихся передачах с высоким КПД.

Разработавшие в 1956 г. графический метод определения КПД высших кинематических пар А.Р. Метраль и И. Ле Бер показали, что он может быть использован для определения условий самоторможения плоских механизмов [10]. Они продемонстрировали применение метода на примере кулачковых механизмов и указали на возможность его использования и для зубчатых передач с параллельными осями.

Самотормозящаяся передача с параллельными осями была предложена в 1958 г. А. Роано [11]. Условия самоторможения в ней определялись положением равнодействующей силы в зацеплении, равной геометрической сумме нормальной составляющей и силы трения скольжения в зацеплении. При достаточно больших значениях угла зацепления и силы трения линия действия равнодействующей пройдет через ось вращения шестерни, и передача момента со стороны колеса станет невозможной. Таким образом, А. Роано использовал геометрический критерий самоторможения.

Сравнивая геометрический критерий самоторможения, основанный на расположении линии действия движущей силы относительно угла или конуса трения, с аналитическим, основанным на значении КПД, видим, что достоинством первого является наглядность, а второго — удобство использования.

Первыми среди зубчатых механизмов самотормозящимися стали червячная передача и передача винт–гайка. Благодаря совмещению функций передачи движения и автоматического торможения при выключенном двигателе они нашли широкое применение в приводах различных машин и приборов, например: в приводах строительных и дорожных машин, подъемно-транспортных устройств, следящих систем.

Вместе с тем червячные передачи имеют существенные недостатки: низкий КПД прямого хода, значительный нагрев и износ рабочих поверхностей требуют применения антифрикционных материалов, имеющих, как правило, невысокую несущую способность. Существует и прямой запрет на их использование: “У механизмов грузоподъемных машин с машинным (!) приводом червячная передача не может служить заменой тормоза” (статья 142 Правил устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов [12, с. 40]). послабление содержится только в статье 135: “У механизмов подъема с ручным приводом один из тормозов может быть заменен самотормозящей передачей” [12, с. 38].

Основными проблемами развития самотормозящихся механизмов стали, таким образом, существенное повышение КПД прямого хода и достоверная оценка надежности самоторможения.

Одними из первых элементарных самотормозящихся механизмов с высоким КПД стали передачи Twinworm [13], предложенные в 1961 г. И.Б. Поппером (I.B. Popper). В них возможно получение двух вариантов самоторможения в зависимости от значений углов наклона витков. В первом варианте угол наклона ведущего червяка принимается несколько меньше угла трения, а ведомого — больше на $5 \dots 15^\circ$. Автор указывает, что в этом случае зацепление всегда обеспечивает передачу движения прямого хода в любом направлении, а при обратном ходе происходит самоторможение. Во втором варианте углы наклона обоих червяков меньше угла трения и, по терминологии Поппера, получается самоторможение второго рода, при котором передача оказывается самотормозящейся как при обратном ходе, так и при прямом, если ведомый червяк сделает попытку вращаться быстрее, чем позволяет ему ведущий.

Исследования, проведенные Н.С. Мюнстером по применению метода Метраля и Ле Бера для определения КПД зубчатых передач с параллельными осями, подтвердили принципиальную возможность выполнения этих передач самотормозящимися с сохранением высокого КПД прямого хода [14]. При этом выяснилось также, что можно получить два варианта самоторможения, аналогичных по своим свойствам передаче Twinworm.

В передаче И.Д. Хоуэлла [15] в зацепление входят два червяка с различными углами наклона винтовых линий, но их оси параллельны, поэтому зацепление получилось заплюсным. Параллельное расположение осей устраняет присущую передаче Twinworm нетехнологичность и позволяет исключить передачу осевых нагрузок на опоры при шевронном исполнении червяков. Хоуэлл также указывает на возможность получения двух вариантов самоторможения.

Многообразие существующих схем самотормозящихся механизмов А.И. Турпаев предложил разделить на три группы, “основываясь на структурных и конструкционных различиях, а также на величине КПД” [5, с. 47]. К первой группе он отнес механизмы с постоянной структурой (элементарные), справедливо отметив при этом, что “наиболее широко распространены элементарные механизмы, КПД которых меньше 0,5”, перечисленные в пунктах 1–3 классификации [5]. Пункты 4–6 [5] соответствуют механизмам с КПД прямого хода, превышающим 0,5. При этом клиновые механизмы попали сразу в две категории классификации, поскольку их КПД может быть как больше, так и меньше 0,5 в зависимости от углов заострения клиньев. Но ведь и зубчатые передачи с параллельными осями (пункт 6) тоже могут иметь КПД как больше, так и меньше 0,5 в зависимости от их геометрических параметров. Почему же они отнесены только к одной категории? Тот же вопрос можно задать относительно червячно-реечных и двухчервячных передач (пункты 5 и 6) [5].

Вторую группу составляют механизмы с переменной структурой — сложные (или составные), к которым автор классификации отнес муфты, сложные винтовые механизмы и тормоза подъемно-транспортных машин (пункт 12) [5].

Третью группу (пункты 13–15) составляют двухступенчатые механизмы, “синтезированные из двух самостоятельных механизмов, одним из которых обычно является шариковинтовой (или роликовинтовой) механизм” [5]. В пункте 14 в качестве второго “самостоятельного механизма” выступает автоматический тормоз [5].

Внутренняя противоречивость приведенной классификации отражает тот факт, что самотормозящийся механизм выполняет функции и передачи движения, и тормозного устройства, поэтому он содержит в себе функциональные признаки как передачи, так и тормоза. А попадание одного и того же механизма в разные классификационные группы в зависимости от его параметров наводит на мысль о нецелесообразности считать самотормозящиеся механизмы отдельным классом. Разумнее поставить вопрос об условиях, при которых данный механизм, независимо от его видовой принадлежности, становится самотормозящимся.

Аналитические зависимости для определения условий самоторможения прямозубой эвольвентной передачи с учетом трения в опорах колес и трения качения в зацеплении были получены в 1969 г. Т.Г.Исхаковым. Анализируя полученные зависимости, он пришел к выводу, что “для высоких значений КПД необходимо иметь минимальное трение в опорах, работать непосредственно за полюсом, иметь высокое трение скольжения в зубцах и большие углы зацепления”, вследствие чего “практическое достижение самоторможения зубчатой пары весьма затруднительно и может быть выполнено за счет искусственного повышения коэффициента трения и угла зацепления” [16].

Аналогичная работа по определению условий самоторможения прямозубой передачи с учетом трения в опорах колес была выполнена в том же 1969 г. С. Боттхером и Г. Зиригом, сделавшими аналогичный вывод о том, что цилиндрические зубчатые передачи с неподвижными осями с обычно используемыми геометрическими параметрами и коэффициентами трения практически не могут быть самотормозящимися [17].

Все в том же 1969 г. вышла книга В.Л. Вейца “Динамика машинных агрегатов”. В ней содержатся понятия самотормозящихся механизмов, режима и коэффициента оттормаживания, даны формулы для определения характеристик потерь ряда передач. Так, в передаче Twinworm характеристики потерь определяются зависимостями:

$$\eta_{i,i+1} = \frac{\sin \gamma_i}{\sin \gamma_{i+1}} \cdot \frac{\sin (\gamma_{i+1} + \theta^*)}{\sin (\gamma_i + \theta^*)}; \quad (9)$$

$$\eta_{i+1,i} = \frac{\sin \gamma_{i+1}}{\sin \gamma_i} \cdot \frac{\sin (\gamma_i - \theta^*)}{\sin (\gamma_{i+1} - \theta^*)}; \quad (10)$$

$$\mu_{i+1,i} = \frac{\sin \gamma_{i+1}}{\sin \gamma_i} \cdot \frac{\sin (\theta^* - \gamma_i)}{\sin (\gamma_{i+1} - \theta^*)}, \quad (11)$$

где приведенный угол трения θ^* определяется той же зависимостью

$$\theta^* = \operatorname{arctg} \left(f \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_x \cos^2 \gamma} \right). \quad (12)$$

Из формулы (10) следует, что самоторможение обратного хода происходит при условии

$$k_1 = \frac{\theta^*}{\gamma_i} \geq 1, \quad (13)$$

причем “ $k_1 > 1$ можно рассматривать как коэффициент запаса самоторможения” [4, с. 240].

Из формулы (11) В.Л. Вейц делает следующий вывод: “Заклинивание в режиме оттормаживания, исключаяющее движение в этом режиме при любых внешних моментах (так называемое самоторможение

второго рода), проявляется в соответствии с (11) при условии

$$k_2 = \frac{\theta^*}{\gamma_{i+1}} \geq 1, \quad (14)$$

где $k_2 > 1$ — коэффициент запаса по заклиниванию” [4, с. 240].

В.Л. Вейц отмечает далее, что применение передачи Twinworm в грузоподъемном механизме позволяет подобрать параметры, обеспечивающие одинаковые мощности при подъеме и спуске груза. Для этого требуется, чтобы при $\gamma < \theta^*$ выполнялось равенство

$$\eta_{i,i+1} = \frac{1}{\mu_{i+1,i}}. \quad (15)$$

После подстановки в (15) зависимостей (9) и (11) автор получает

$$\operatorname{tg} \gamma_i \operatorname{tg} \gamma_{i+1} = \operatorname{tg}^2 \theta^* = (f^*)^2 \quad (16)$$

и предлагает использовать эту формулу при проектировании механизма по заданному коэффициенту запаса самоторможения следующим образом: положив $\operatorname{tg} \gamma_i \approx \gamma_i$, найти углы подъема винтовых линий червяков

$$\gamma_i = \frac{\theta^*}{k_1}; \quad \gamma_{i+1} = \operatorname{arctg} \frac{(f^*)^2}{\operatorname{tg} \gamma_i}. \quad (17)$$

Самоторможение действительно должно быть с запасом, поскольку коэффициент трения, а значит, и угол трения, могут меняться во время работы механизма в зависимости от температуры, скорости и других параметров [18]. В качестве запаса В.Л. Вейц предлагает отношение приведенного угла трения к углу подъема линии зуба. Насколько корректно такое предложение? Для ответа на этот вопрос необходимо решить общую проблему надежности самоторможения. Каким параметром ее оценивать?

Пользоваться формулами (16) не слишком удобно, поскольку приведенный угол трения сам является функцией угла подъема, выраженной зависимостью (12). Возможно, поэтому в приводимом здесь же численном примере [4, с. 24] задан не коэффициент трения f , а приведенный коэффициент $f^* = 0,15$. При запасе $k_1 = 1,3$ углы подъема составляют: $\gamma_k = 6^\circ 34'$ и $\gamma_{k+1} = 11^\circ 05'$. Если запаса нет, т.е. $k_1 = 1$, то $\gamma_k = 8^\circ 14'$ и $\gamma_{k+1} = 8^\circ 32'$. Можно ли сказать, что в первом случае самоторможение в 1,3 раза надежнее?

Анализируя передачу Twinworm и посвященную ей работу [19], профессор Р.В. Вирабов указывает, что для этого нового класса передач “степень превышения в общем случае приведенным углом трения какого-то одного угла или другого параметра передачи не дает полного представления о действительном запасе самоторможения, как это имеет место для обычных самотормозящихся механизмов и передач”

[20, с. 33]. Что касается самоторможения второго рода, то, по его мнению, это “не что иное как предельный случай обычного самоторможения, когда запас самоторможения настолько велик, что оттормаживание исключается”. При этом Р.В. Вирабов ссылается на монографию В.Л. Вейца [4], хотя в ней приводится условие самоторможения второго рода (14). Условие (8), считает профессор Р.В. Вирабов, охватывает всю область самоторможения, а абсолютное значение отрицательного КПД дает наиболее полное представление о запасе самоторможения.

А.К. Мусатов также отмечает в учебнике по теории механизмов, что абсолютное значение отрицательного КПД “характеризует «надежность» самоторможения” [3, с.241]. Эта характеристика носит формальный характер, так как КПД по смыслу не может быть отрицательным. Применимость формул для КПД, отмечает В.В. Добровольский, “ограничивается областью положительных значений, вне которой они теряют всякий физический смысл” [7, с. 405]. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов под коэффициентом запаса торможения понимают “отношение момента, создаваемого тормозом, к статическому моменту, создаваемому наибольшим рабочим грузом на тормозном валу” и содержат требуемые значения коэффициента запаса для различных режимов работы [12, с. 37].

Для всех известных методик расчета самотормозящихся передач характерен детерминированный подход к важному исходному параметру — коэффициенту трения скольжения в зацеплении. Это означает, что рассчитанные таким образом передачи обеспечивают работоспособность при прямом ходе и самоторможение при обратном в заданном интервале изменения коэффициента трения. Между тем этот коэффициент является случайной величиной, следовательно, все включающие его зависимости носят вероятностный характер. Переход от детерминированного подхода в вероятностному позволит с помощью известных методов [21] рассчитывать самотормозящиеся передачи с заданной степенью надежности.

Выводы. 1. Самотормозящиеся механизмы не образуют отдельного класса, явление самоторможения может наступить в любом механизме при определенных параметрах самого механизма и условиях работы его кинематических пар.

2. Самоторможение и заклинивание суть одно и то же физическое явление, состоящее в невозможности движения механизма по крайней мере в одном из режимов вследствие трения в кинематических парах, образуемых его звеньями.

3. Критерии самоторможения делятся на геометрические и аналитические. Достоинство первых – наглядность, вторых – удобство при автоматизированных расчетах.

4. КПД не может использоваться ни в качестве критерия самоторможения данного режима, ни для оценки его надежности, поскольку теряет при самоторможении физический смысл.

5. Критерий самоторможения должен учитывать закон распределения коэффициента трения как случайной величины. Оценка надежности самоторможения также должна носить вероятностный характер.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Крайнев А.Ф.* Словарь-справочник по механизмам. М.: Машиностроение, 1981. 438 с.
2. *Левитский Н.И.* Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1979. 576 с.
3. *Теория механизмов и машин / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др. / под ред. К.В. Фролова.* М.: Высш. шк., 1987. 496 с.
4. *Вейц В.Л.* Динамика машинных агрегатов / Л.: Машиностроение, 1969. 370 с.
5. *Турнаев А.И.* Самотормозящие механизмы. М.: Машиностроение, 1976. 208 с.
6. *Лойцянский Л.Г., Лурье А.И.* Курс теоретической механики: Т. 2. Динамика. М.: Наука, 1983. 640 с.
7. *Добровольский В.В.* К теории КПД // Вестник инженеров и техников. 1935. № 7. С. 403–407.
8. *Зак П.С.* К вопросу надежности эффекта самоторможения механизмов // Вестник машиностроения. 1987. № 4. С. 39–42.
9. *Панюхин В.И.* Условия самоторможения в зацеплениях механических передач // Изв. вузов. Машиностроение. 1979. № 11. С. 34–37.
10. *Метраль А.Р., Ле Бер И.* Исследования КПД механизмов с высшими парами // Сб. пер. и обзоров иностр. период. лит. 1956. № 10 (40). Машиностроение. С. 8–38.
11. *Пат. 1 040 844* ФРГ, МКИ F 06 H. Zahnradgetriebe / A. Roano (Швейцария). № 15777; заявлено 1.03.56; опубл. 9.10.58; НКИ 47 H 06-2 с., 1 л. ил.
12. *Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов.* М.: Металлургия, 1973. 192 с.
13. *Пат. 2 973 660* США, МКИ F 16 H 55/04. Cooperating Wedges Including Mating Worms / I.V. Popper (Израиль). № 758,813; заявлено 3.09.58; опубл. 7.03.61; НКИ 74/424. 10 с., 2 л. ил.
14. *Мюнстер Н.С.* Определение коэффициента полезного действия зубчатых передач // Труды Ташкентского политехнического ин-та. 1968. Вып. 30. С. 82–104.
15. *Пат. 3 481 215* США, МКИ F 16 H 55/04. Helical Gearing / I.D. Howell (США). № 715,753; заявлено 25.03.68; опубл. 2.12.69; НКИ 74/424.5. 4 с., 4 л. ил.
16. *Исхаков Т.Г.* Самоторможение в зубчатых механизмах // Труды Казанского авиационного ин-та им. А.Н. Туполева. 1969. Вып. 105. С. 3–15.
17. *Bottcher S., Sierig G.* Selbsthemmung an Zahnradgetrieben // Konstruktion. 1969. Bd. 21. No. 11. S. 421–427.
18. *Мур Д.* Основы и применения трибоники / Пер. с англ. С.А. Харламова. М.: Мир, 1978. 488 с.
19. *Popper I.B., Pessen D.W.* The Twinworm Drive — A Self-Locking Worm-Gear Transmission of High Efficiency // Transactions of the ASME. Ser. B. 1960. Vol. 82. No. 3. P. 191–199.
20. *Вирабов Р.В.* О критериях заклинивания самотормозящихся зубчатых передач // Вестник машиностроения. 1987. № 4. С. 33–38.
21. *Решетов Д.Н.* Работоспособность и надежность деталей машин. М.: Высш. шк., 1974. 206 с.

REFERENCES

- [1] Kraynev A.F. Slovar'-spravochnik po mekhanizamam [Reference dictionary on mechanisms]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981. 438 p.
- [2] Levitskiy N.I. Teoriya mekhanizmov i mashin [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Nauka Publ., 1979. 576 p.
- [3] Frolov K.V., Popov S.A., Musatov A.K., Lukichev D.M. Teoriya mekhanizmov i mashin [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Vysshaya Shkola Publ., 1987. 496 p.
- [4] Veyts V.L. Dinamika mashinnykh agregatov [Dynamics of machine units]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1969. 370 p.
- [5] Turpaev A.I. Samotormozyashchie mekhanizmy [Self-locking mechanisms]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976. 208 p.
- [6] Loytsyanskiy L.G., Lur'e A.I. Kurs teoreticheskoy mekhaniki. Tom 2. Dinamika. [Course of Theoretical Mechanics. Vol. 2. Dynamics]. Moscow, Nauka Publ., 1983. 640 p.
- [7] Dobrovol'skiy V.V. The theory of efficiency. *Vestn. Inzh. Tekh.* [Eng. Tech. Rev.], 1935, no. 7, pp. 403–407 (in Russ.).
- [8] Zak P.S. The reliability of self-locking effect in mechanisms. *Vestn. Mashinostr.* [J. Mech. Eng.], 1987, no. 4, pp. 39–42 (in Russ.).
- [9] Panyukhin V.I. Self-locking conditions in mechanical gears. *Izv. Vyssh. Uchebn. Zaved.*, Mashinostr. [Proc. Univ. Mech. Eng.], 1979, no. 11. pp. 34–37 (in Russ.).
- [10] Metral' A.R., Le Ber I. Studying the efficiency of mechanisms with higher pairs. *Sb. Per. Obzorov Inostr. Period. Lit., Mashinostr.* [Collect. Transl. Rev. Foreign Periodicals, Mech. Eng.], 1956, vol. 40, no. 10, pp. 8–38 (in Russ.).
- [11] Roano A. Zahnradgetriebe. Patent FRG, no. 1040844, 1958.
- [12] Pravila ustroystva i bezopasnoy ekspluatatsii gruzopod'emnykh kranov [Regulations for setup and safe operation of climbing cranes]. Moscow, Metallurgiya Publ., 1973. 192 p.
- [13] Popper I.B. Cooperating wedges including mating worms. Patent US, no. 2973660, 1961.
- [14] Myunster N.S. Determination of the gear train efficiency. *Tr. Tashk. Politekh. Inst.* [Trans. Tashkent Polytech. Inst.], 1968, no. 30, pp. 82–104 (in Russ.).
- [15] Howell I.D. Helical Gearing. Patent US, no. 3481215, 1969.
- [16] Iskhakov T.G. Self-locking in gear mechanisms *Tr. Kazan. Aviats. Inst.* [Trans. Kazan Aviat. Inst.], 1969, no. 105, pp. 3–15 (in Russ.).
- [17] Böttcher S., Sierig G. Selbsthemmung an zahnradgetrieben. *Konstruktion*, 1969, vol. 21, no. 11, pp. 421–427.
- [18] Moore D.F. Principles and applications of tribology. Oxford, Pergamon Press, 1975. 388 p. (Russ. ed.: Mur D. Osnovy i primeneniya triboniki. Moscow, Mir Publ., 1978. 488 p.).
- [19] Popper I.B., Pessen D.W. The Twinworm drive — a self-locking worm-gear transmission of high efficiency. *Trans. ASME, Ser. B*, 1960, vol. 82, no. 3, pp. 191–199.
- [20] Virabov R.V. Jamming criteria for self-locking gear trains. *Vestn. Mashinostr.* [J. Mech. Eng.], 1987, no. 4, pp. 33–38 (in Russ.).
- [21] Reshetov D.N. Rabotosposobnost' i nadezhnost' detaley mashin [The efficiency and reliability of machine parts]. Moscow, Vysshaya Shkola Publ., 1974. 206 p.

Статья поступила в редакцию 23.01.2013

Алексей Геннадьевич Тимофеев — д-р техн. наук, заведующий кафедрой “Теория механизмов и машин” МГТУ им. Н.Э. Баумана, заслуженный работник Высшей школы РФ, лауреат премии правительства РФ в области образования за 2008 г. Автор более 210 научных и методических работ в области проектирования зубчатых, планетарных и волновых механизмов приводов машин и приборов, автоматизированного синтеза и анализа кулачковых и рычажных механизмов.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

G.A. Timofeev — Dr. Sci. (Eng.), head of “Theory of Mechanisms and Machines” department of the Bauman Moscow State Technical University. Honored worker of RF Higher School, winner of RF Government Prize in Education for 2008. Author of more than 210 publications in the field of design of gear, planetary and wave mechanisms of drives of machines and devices, automated synthesis and analysis of cam and lever mechanisms.

Bauman Moscow State Technical University, Vtoraya Baumanskaya ul., 5, Moscow, 105005 Russian Federation.

Марина Валерьевна Самойлова — канд. техн. наук, доцент кафедры “Теория механизмов и машин” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 40 научных работ в области проектирования волновых и планетарных механизмов.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

M.V. Samoilova — Cand. Sci. (Eng.), assoc. professor of “Theory of Mechanisms and Machines” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 40 publications in the field of design of planetary and wave mechanisms.

Bauman Moscow State Technical University, Vtoraya Baumanskaya ul., 5, Moscow, 105005 Russian Federation.

Панюхин Виктор Вадимович (1957–2009) — д-р техн. наук, профессор кафедры “Теория механизмов и машин” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 50 научных работ в области зубчатых и планетарных самотормозящихся механизмов.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

V.V. Panyukhin (1957–2009) — Dr. Sci. (Eng.), professor of “Theory of Mechanisms and Machines” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 50 publications in the field of design of gear and planetary self-braking mechanisms.

Bauman Moscow State Technical University, Vtoraya Baumanskaya ul., 5, Moscow, 105005 Russian Federation.