

УДК 621.833.7

ИССЛЕДОВАНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ САМОТОРМОЗЯЩЕЙСЯ ПЕРЕДАЧИ С ГИБКИМ ВЕНЦОМ

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

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация
e-mail: ltfo@rambler.com

Приведены результаты исследований цилиндрической самотормозящейся передачи, у которой одно из зубчатых колес выполнено гибким. Описана конструкция самотормозящейся зубчатой передачи при параллельном расположении осей колес с гибким венцом и шестерни. Рассмотрены силовые схемы такой передачи в торцевом сечении на тяговых режимах прямого и обратного ходов, а также на режиме оттормаживания. Найдены реакции в зацеплении на всех исследуемых режимах, определены потери на трение в заплоском и доплоском зацеплениях. Полученные результаты позволяют разработчикам новой техники исключить заклинивание и автоколебания при работе цилиндрической самотормозящейся передачи на режиме оттормаживания.

Ключевые слова: цилиндрическая самотормозящаяся передача, зубчатое колесо с гибким венцом, шестерня, тяговые режимы прямого и обратного хода, оттормаживание, доплоское и заплоское зацепление.

INVESTIGATION OF THE CYLINDRICAL SELF-BRAKING GEAR WITH FLEXIBLE CROWN

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

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation
e-mail: ltfo@rambler.com

Results of investigations of the cylindrical self-braking gear, in which one of gear wheels is made flexible, are given. A design of the cylindrical self-braking gear having parallel disposition of axes of the wheels with flexible crown and the spur pinion is described. Force diagrams of this transmission are considered in the end section for traction modes of forward and reverse motion as well as for the mode of brake fade. Responses in meshing for all investigated modes are found, friction losses are determined for the cases of meshing before and behind the pole. The obtained results will permit the new technology developers to exclude jamming and self-oscillations in the work of the cylindrical self-braking gear at the mode of brake fade.

Keywords: cylindrical self-braking gear, gear wheel with flexible crown, spur pinion, traction modes of forward and reverse motion, mode of brake fade, meshing before the pole and behind the pole.

Первыми среди зубчатых механизмов, реализующих эффект самоторможения, стали применяться червячная передача и передача винт-гайка. После этого исследователями было предложено много конструкций цилиндрических, винтовых и конических самотормозящихся передач [1–11]. 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.

Применение таких передач позволило получить простые и компактные конструкции винтовых домкратов и прессов [1, 4, 6, 8], электромеханических зажимных устройств [2], различных средств автоматики, например, управляющих устройств магистральных трубопроводов [3, 4, 5]. Самотормозящиеся механизмы успешно работают и при резко переменных нагрузках в приводах тяжелых фрезерных станков, кантователей, сварочных и технологических манипуляторов [1, 5–10], астрономических приборов и установок [5, 7, 10].

Один из недостатков самотормозящихся передач, сдерживающий их широкое использование, — это склонность к автоколебаниям в режиме оттормаживания. Чтобы избежать появления автоколебаний, приведенные жесткости ведущей и ведомой частей привода должны удовлетворять известным соотношениям [2] $C'_{i,i+1} - C''_{i,i+1} \max_{\mu_{i+1,i}} > 0$, где C' и C'' крутильные жесткости звеньев привода соответственно до и после самотормозящейся передачи.

Радикальный способ преодоления указанного недостатка заключается в создании такой конструкции, которой автоколебания вообще не свойственны. Самоторможение тогда будет стабильным даже в условиях вибрации, что повысит надежность работы самотормозящегося привода в целом.

Поставленным требованиям отвечает зубчатая передача, в которой венец, по крайней мере одного из колес, выполнен гибким, а сами колеса смонтированы с предварительным натягом [11]. Тогда углы наклона зубьев можно уменьшить по сравнению со значениями, обеспечивающими самоторможение обратного хода при наличии зазора в зацеплении. В целях уменьшения перекоса гибкого венца при его деформации он выполнен в виде двух связанных по торцам тонкостенных профилей, расположенных один внутри другого.

На рис. 1 показан общий вид самотормозящейся зубчатой передачи при параллельном расположении осей колес, состоящей из ведущей шестерни 1, которая передает вращение ведомому колесу 2, причем венец ведомого колеса 2 выполнен гибким.

Исключение заклинивания и предупреждение автоколебаний при работе передачи в режиме оттормаживания при любых значениях приведенных моментов инерции и приведенной жесткости привода объясняются тем, что в предложенной конструкции изменяется характер зависимости между моментом нагрузки и движущим моментом. Если в известных передачах эти моменты пропорциональны друг другу [3], то в предложенной конструкции приведенный движущий момент равен разности между приведенным к тому же валу моментом

предварительной затяжки и моментом нагрузки с учетом сил трения в зацеплении. Такая зависимость между моментами в предлагаемой конструкции исключает возможность аperiodических решений уравнений движения привода в режиме оттормаживания, что практически означает исключение возможности заклинивания или перехода режима оттормаживания в автоколебательный режим.

Стабильность самоторможения в условиях вибрации в предлагаемой конструкции также является следствием предварительной затяжки при монтаже колес, исключая появление зазора в зацеплении, который образуется в известных самотормозящихся передачах в результате колебаний звеньев передачи. Стабильности самоторможения способствует также и то, что собственная частота колебаний деформированной части гибких венцов вследствие их небольшой массы весьма велика, и, следовательно, передача нечувствительна к колебаниям низких частот.

Эффективность зубчатой передачи с гибким венцом одного из колес обусловлена компактностью, простотой конструкции и возможностью применения вместо сложных тормозных устройств, которые устанавливаются в приводах машин и приборов в тех случаях, когда известные самотормозящиеся передачи не могут быть применены из-за нестабильности самоторможения или опасности заклинивания, или перехода режима оттормаживания в режим автоколебаний. Рассматриваемая передача без зазора не имеет недостатков тех передач, в которых зазор выбирается при помощи установки на валу двух или трех колес, способных поворачиваться относительно друг друга с помощью пружин. В последних движущий момент на входном колесе зависит от направления его вращения и в передаче полезной мощности участвуют не все установленные на валу колеса, что исключает возможность применения таких передач в силовых приводах.

Определение потерь на трение в заплоском зацеплении. При входной шестерне 1 и выходном колесе 2 КПД прямого хода передачи η_{12} может быть найден по формуле

$$\eta_{12} = \frac{M_2 r_{b1}}{M_1 r_{b2}}, \quad (1)$$

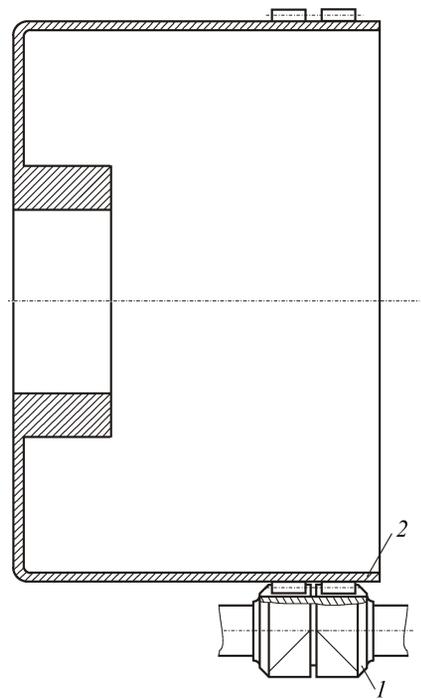


Рис. 1. Цилиндрическая передача с гибким венцом колеса: 1 — шестерня; 2 — колесо с гибким венцом

где M_1 — приведенный к валу шестерни 1 момент ведущей части привода от двигателя до шестерни 1; M_2 — приведенный к валу колеса 2 момент ведомой части привода от колеса 2 до исполнительного звена.

На рис. 2 для случая заплоского зацепления показаны силы, действующие на сопряженные контактирующие боковые поверхности зубьев, сила упругости F_2 деформированного обода гибкого колеса 2 и приведенные моменты M_1 и M_2 . Зазоры между сопряженными профилями колес показаны условно.

Уравнения равновесия колес при установившемся движении в тяговом режиме прямого хода в соответствии со схемой сил на рис. 2, а имеют вид:

$$M_1 = N'_{t12}r_{b1} + M'_{T12} - N''_{t12}r_{b1} - M''_{T12}; \quad (2)$$

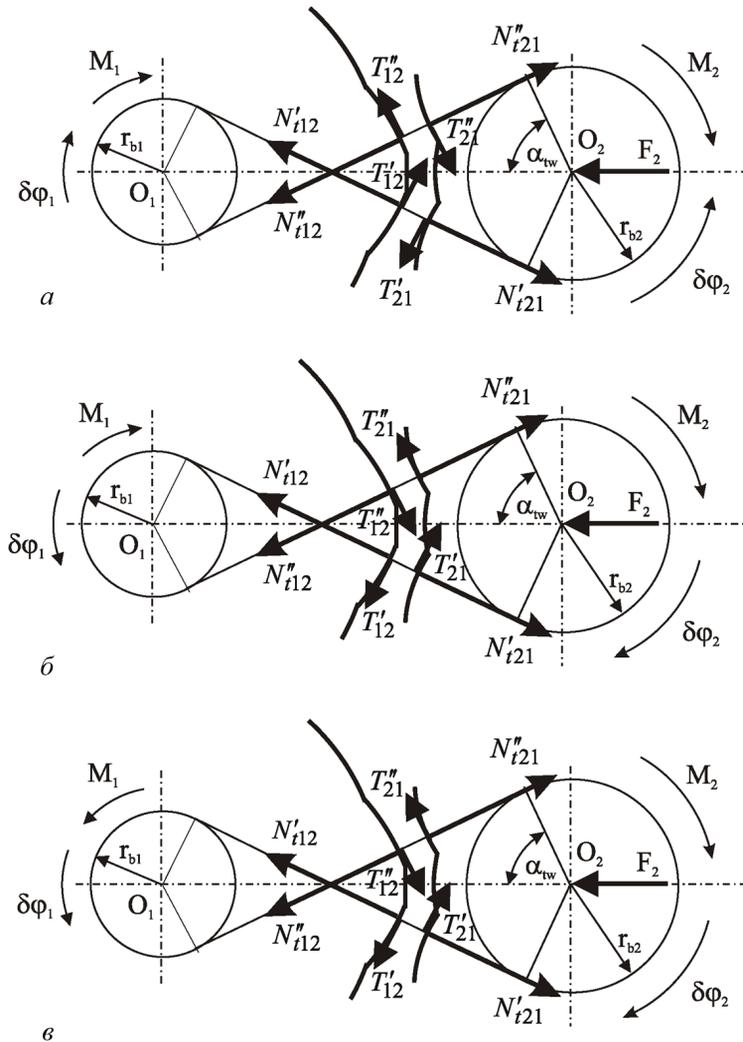


Рис. 2. Силовая схема заплоского зацепления передачи с гибким венцом: а и б — тяговый режим прямого и обратного ходов; в — оттормаживание

$$M_2 = N'_{t21} r_{b2} + M'_{T21} - N''_{t21} r_{b2} - M''_{T21}; \quad (3)$$

$$F_2 = N'_{t21} \sin \alpha_{tw} - T'_{21} \cos \alpha_{tw} + N''_{t21} \sin \alpha_{tw} + T'_{21} \cos \alpha_{tw}, \quad (4)$$

где N'_{t12} и N''_{t12} — торцовые проекции нормальных реакций N'_{12} и N''_{12} на контактирующих сторонах зубьев шестерни 1; N'_{t21} и N''_{t21} — торцовые проекции нормальных реакций N'_{21} и N''_{21} на контактирующих сторонах зубьев колеса 2; T'_{12} и T''_{12} — силы трения на контактирующих сторонах зубьев шестерни; T'_{21} и T''_{21} — силы трения на контактирующих сторонах зубьев колеса 2; M'_{T12} и M''_{T12} — главные моменты относительно оси шестерни 1 тех сил трения, которые зависят от нормальных реакций N'_{12} и N''_{12} ; M'_{T21} и M''_{T21} — главные моменты относительно оси колеса 2 тех сил трения, которые зависят от нормальных реакций N'_{21} и N''_{21} .

Уравнения (2)–(4) могут быть представлены в виде:

$$M_1 = r_{b1} [N'_{t12} (1 + k'_{12}) - N''_{t12} (1 - k''_{12})]; \quad (5)$$

$$M_2 = r_{b2} [N'_{t21} (1 + k'_{21}) - N''_{t21} (1 - k''_{21})]; \quad (6)$$

$$F_2 = N'_{t21} (1 - k'_0) + N''_{t21} (1 + k''_0), \quad (7)$$

где k'_{12} , k''_{12} , k'_{21} , k''_{21} , k'_0 и k''_0 — коэффициенты, учитывающие влияние сил трения, действующих на колеса при передаче мощности от одного колеса к другому. Предполагается, что эти коэффициенты учитывают только те силы трения, которые возникают в кинематических парах передачи в результате действия нормальных реакций N'_{12} , N''_{12} , N'_{21} и N''_{21} . Если на колеса передачи действуют какие-либо другие силы трения, не зависящие от этих реакций, то они должны быть учтены при определении приведенных моментов M_1 и M_2 .

Из уравнений (5)–(7) следует, что эти коэффициенты определяются из следующих соотношений:

$$k'_{12} = \frac{M'_{T12}}{N'_{t12} r_{b1}}; \quad k''_{12} = \frac{M''_{T12}}{N''_{t12} r_{b1}}; \quad (8)$$

$$k'_{21} = \frac{M'_{T21}}{N'_{t21} r_{b2}}; \quad k''_{21} = \frac{M''_{T21}}{N''_{t21} r_{b2}}; \quad (9)$$

$$k'_0 = \frac{T'_{21} \cos \alpha_{tw}}{N'_{t21}}; \quad k''_0 = \frac{T'_{21} \cos \alpha_{tw}}{N''_{t21}}. \quad (10)$$

Если сила трения определяется по закону Амонтона ($T \leq \max T = fN$), то уравнения (8)–(10) принимают вид:

$$k'_{12} = k''_{12} = k_{12} = \frac{f_{12} \operatorname{tg} \alpha_{ty1}}{\cos \beta_b}; \quad (11)$$

$$k'_{21} = k''_{21} = k_{21} = \frac{f_{12} \operatorname{tg} \alpha_{ty2}}{\cos \beta_b}; \quad (12)$$

$$k'_0 = k''_0 = k_0 = \frac{f_{12}}{\cos \beta_b \operatorname{tg} \alpha_{tw}}. \quad (13)$$

Из уравнений (6) и (7) можно определить торцовые проекции нормальных реакций в зацеплениях:

$$\begin{aligned} |N'_{t12}| &= |N'_{t21}| = \\ &= \frac{F_2 r_{b2} (1 - k''_{21}) + M_2 (1 + k''_0) \sin \alpha_{tw}}{r_{b2} \sin \alpha_{tw} [(1 + k''_0) (1 + k'_{21}) + (1 - k'_0) (1 - k''_{21})]}; \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} |N''_{t12}| &= |N''_{t21}| = \\ &= \frac{F_2 r_{b2} (1 + k''_{21}) - M_2 (1 - k'_0) \sin \alpha_{tw}}{r_{b2} \sin \alpha_{tw} [(1 + k''_0) (1 + k'_{21}) + (1 - k'_0) (1 - k''_{21})]}. \end{aligned} \quad (15)$$

Из уравнения (15) следует, что двусторонний контакт зубьев сохраняется при выполнении условия

$$M_2 < \frac{F_2 r_{b2} (1 + k'_{21})}{(1 - k'_0) \sin \alpha_{tw}}. \quad (16)$$

Заменяя введенные коэффициенты их исходными выражениями (8) и (9), получаем:

$$M_2 < \frac{F_2 r_{b2}}{\sin \alpha_{tw}} \cdot \frac{\cos \beta_b \operatorname{tg} \alpha_{tw} + f_{12} \operatorname{tg} \alpha_{ty2}}{\cos \beta_b \operatorname{tg} \alpha_{tw} - f_{12}}. \quad (17)$$

Если же момент M_2 будет больше правой части условия (17), то в зацеплении останется лишь одна пара сопряженных профилей, и, следовательно, появится зазор между нерабочими сторонами. Двусторонний контакт сохраняется при любом значении момента M_2 , если выполняется условие $k'_0 \geq 1$, т.е.

$$\cos \beta_b \tan \alpha_{tw} \leq f_{12}. \quad (18)$$

Момент M_1 может быть определен после подстановки значений торцовых проекций нормальных реакций из (14) и (15) в уравнение (2):

$$\begin{aligned} M_1 &= M_2 \frac{r_{b1}}{r_{b2}} \cdot \frac{(1 - k'_0) (1 - k''_{12}) + (1 + k''_0) (1 + k'_{12})}{(1 - k'_0) (1 - k''_{21}) + (1 + k''_0) (1 + k'_{21})} + \\ &+ \frac{F_2 r_{b1}}{\sin \alpha_{tw}} \cdot \frac{(1 + k'_{12}) (1 - k''_{21}) - (1 - k''_{12}) (1 + k'_{21})}{(1 - k'_0) (1 - k''_{21}) + (1 + k''_0) (1 + k'_{21})}. \end{aligned} \quad (19)$$

Подставив это значение M_1 в формулу (1), получим КПД прямого хода η_{12} для заплоского зацепления:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\eta_{12}} &= \frac{(1 - k'_0) (1 - k''_{12}) + (1 + k''_0) (1 + k'_{12})}{(1 - k'_0) (1 - k''_{21}) + (1 + k''_0) (1 + k'_{21})} + \\ &+ \frac{F_2 r_{b2}}{M_2 \sin \alpha_{tw}} \cdot \frac{(1 + k'_{12}) (1 - k''_{21}) - (1 - k''_{12}) (1 + k'_{21})}{(1 - k'_0) (1 - k''_{21}) + (1 + k''_0) (1 + k'_{21})}. \end{aligned} \quad (20)$$

Если силы трения определять по закону Амонтона ($T \leq \max T = fN$), то уравнение (20) примет вид

$$\eta_{12} = \frac{M_2 (1 + k_{21}k_0) \sin \alpha_{tw}}{M_2 (1 + k_{12}k_0) \sin \alpha_{tw} + F_2 r_{b2} (k_{12} - k_{21})}. \quad (21)$$

Из уравнения (20) следует, что при отсутствии нагрузки (т.е. при $M_2 = 0$) момент M_1 на входном колесе I определится так:

$$M_1|_{M_2=0} = \frac{F_2 r_{b1} (1 + k'_{12}) (1 - k''_{21}) - (1 - k''_{12}) (1 + k'_{21})}{\sin \alpha_{tw} (1 + k'_0) (1 + k'_{21}) + (1 - k'_0) (1 - k''_{21})}, \quad (22)$$

или, если силы трения соответствуют закону Амонтона,

$$M_1|_{M_2=0} = F_2 r_{b1} \frac{k_{12} - k_{21}}{k_0 + k_{21}}. \quad (23)$$

Коэффициент полезного действия обратного хода η_{21} может быть найден по формуле

$$\eta_{21} = \frac{M_1 r_{b2}}{M_2 r_{b1}}. \quad (24)$$

Схема сил, действующих в зацеплении на тяговом режиме обратного хода, показана на рис. 2, б. Уравнения равновесия колес при установившемся движении в этом режиме имеют вид

$$M_2 = N'_{t21} r_{b2} - M'_{T21} - N''_{t21} r_{b1} - M''_{T21}; \quad (25)$$

$$F_2 = N'_{t21} \sin \alpha_{tw} + T'_{21} \cos \alpha_{tw} + N''_{t21} \sin \alpha_{tw} - T''_{21} \cos \alpha_{tw}; \quad (26)$$

$$M_1 = N'_{t12} r_{b1} - M'_{T12} - N''_{t12} r_{b1} - M''_{T12}, \quad (27)$$

или

$$M_2 = r_{b2} [N'_{t21} (1 - k'_{21}) - N''_{t21} (1 + k''_{21})]; \quad (28)$$

$$F_2 = N'_{t21} (1 + k'_0) + N''_{t21} (1 - k''_0); \quad (29)$$

$$M_1 = r_{b1} [N'_{t12} (1 - k'_{12}) - N''_{t12} (1 + k''_{12})]. \quad (30)$$

Схема на рис. 2, б для обратного хода отличается от схемы на рис. 2, а для прямого хода только тем, что из-за изменения направления вращения колес, силы трения меняют свои направления на противоположные. Поэтому и формулы, определяющие торцовые проекции нормальных реакций в зацеплениях и момента M_1 , будут отличаться только знаками перед коэффициентами, учитывающими трение:

$$\begin{aligned} |N'_{t12}| &= |N'_{t21}| = \\ &= \frac{F_2 r_{b2} (1 + k''_{21}) + M_2 (1 - k''_0) \sin \alpha_{tw}}{r_{b2} \sin \alpha_{tw} [(1 - k'_0) (1 - k'_{21}) + (1 + k'_0) (1 + k''_{21})]}; \end{aligned} \quad (31)$$

$$\begin{aligned} |N''_{t12}| &= |N''_{t21}| = \\ &= \frac{F_2 r_{b2} (1 - k''_{21}) - M_2 (1 + k'_0) \sin \alpha_{tw}}{r_{b2} \sin \alpha_{tw} [(1 - k'_0) (1 - k'_{21}) + (1 + k'_0) (1 + k''_{21})]}. \end{aligned} \quad (32)$$

Условие двустороннего контакта зубьев следующее:

$$M_2 < \frac{F_2 r_{b2} (1 - k'_{21})}{(1 + k'_0) \sin \alpha_{tw}}. \quad (33)$$

Заменяя введенные коэффициенты их исходными выражениями (12) и (13), получаем:

$$M_2 < \frac{F_2 r_{b2}}{\sin \alpha_{tw}} \cdot \frac{\cos \beta_b \tan \alpha_{tw} - f_{12} \tan \alpha_{ty2}}{\cos \beta_b \tan \alpha_{tw} + f_{12}}. \quad (34)$$

В отличие от прямого хода, при моменте M_2 большем, чем правая часть условия (34), здесь появляется зазор в зацеплении.

Момент M_1 может быть определен после подстановки значений проекций нормальных усилий из (31) и (32) в уравнение (30):

$$M_1 = M_2 \frac{r_{b1}}{r_{b2}} \cdot \frac{(1 + k'_0) (1 + k''_{12}) + (1 - k''_0) (1 - k'_{12})}{(1 - k''_0) (1 - k'_{21}) + (1 + k'_0) (1 + k''_{21})} - \frac{F_2 r_{b1}}{\sin \alpha_{tw}} \cdot \frac{(1 + k''_{12}) (1 - k'_{21}) - (1 - k'_{12}) (1 + k''_{21})}{(1 - k''_0) (1 - k'_{21}) + (1 + k'_0) (1 + k''_{21})}. \quad (35)$$

В соответствии с (24) и (35) КПД обратного хода η_{21} определится так:

$$\eta_{21} = \frac{(1 + k'_0) (1 + k''_{12}) + (1 - k''_0) (1 - k'_{12})}{(1 - k''_0) (1 - k'_{21}) + (1 + k'_0) (1 + k''_{21})} - \frac{F_2 r_{b2}}{M_2 \sin \alpha_{tw}} \cdot \frac{(1 + k''_{12}) (1 - k'_{21}) - (1 - k'_{12}) (1 + k''_{21})}{(1 - k''_0) (1 - k'_{21}) + (1 + k'_0) (1 + k''_{21})}. \quad (36)$$

Из уравнения (36) следует условие самоторможения:

$$\frac{F_2 r_{b2}}{M_2 \sin \alpha_{tw}} \cdot \frac{(1 + k''_{12}) (1 - k'_{21}) - (1 - k'_{12}) (1 + k''_{21})}{(1 - k''_0) (1 - k'_{21}) + (1 + k'_0) (1 + k''_{21})} > 1. \quad (37)$$

Таким образом, зубчатые передачи с гибким венцом одного из колес могут быть выполнены как самотормозящимися, так и без самоторможения. При этом отсутствие зазора в зацеплении может быть как на всем заданном диапазоне нагрузок, так и на отдельном его участке. Если несамотормозящаяся передача работает только в тяговом режиме, то отсутствие зазора в зацеплении может быть обеспечено без предварительного натяга. Для этого достаточно обеспечить возможность радиального перемещения участка зацепления одного из венцов или самого венца.

Коэффициент отгормаживания μ_{12} самотормозящейся передачи в соответствии со схемой на рис. 2, в также следует из уравнения (36):

$$\mu_{21} = \frac{F_2 r_{b2}}{M_2 \sin \alpha_{tw}} \cdot \frac{(1 + k''_{12}) (1 - k'_{21}) - (1 - k'_{12}) (1 + k''_{21})}{(1 - k''_0) (1 - k'_{21}) + (1 + k'_0) (1 + k''_{21})} \quad (38)$$

$$-\frac{(1+k'_0)(1+k''_{12})+(1-k''_0)(1-k'_{12})}{(1-k''_0)(1-k'_{21})+(1+k'_0)(1+k''_{21})}. \quad (38)$$

В отличие от известных самотормозящихся передач, в рассматриваемых передачах возможность появления автоколебаний исключается, поскольку режим оттормаживания возможен при значениях коэффициента k на выходном колесе, больших единицы. Запас торможения t самотормозящейся передачи составляет

$$t = \frac{F_2 r_{b2}}{M_2 \sin \alpha_{tw}} \cdot \frac{(1+k''_{12})(1-k'_{21}) - (1-k'_{12})(1+k''_{21})}{(1-k''_0)(1-k'_{12}) + (1+k'_0)(1+k''_{12})}. \quad (39)$$

Наибольший момент нагрузки $\max M_2^T$, при котором сохраняется самоторможение следующий:

$$\max M_2^T = \frac{F_2 r_{b2}}{\sin \alpha_{tw}} \cdot \frac{(1+k''_{12})(1-k'_{21}) - (1-k'_{12})(1+k''_{21})}{(1+k'_0)(1+k''_{12}) + (1-k''_0)(1-k'_{12})}. \quad (40)$$

Если силы трения определять по закону Амонтона, то выражения (36)–(40) примут вид:

$$\eta_{21} = \frac{1+k_{12}k_0}{1+k_{21}k_0} - \frac{F_2 r_{b2}}{M_2 \sin \alpha_{tw}} \cdot \frac{k_{12} - k_{21}}{1+k_{21}k_0}; \quad (41)$$

$$\frac{F_2 r_{b2}}{M_2 \sin \alpha_{tw}} \cdot \frac{k_{12} - k_{21}}{1+k_{12}k_0} > 1; \quad (42)$$

$$\mu_{21} = \frac{F_2 r_{b2}}{M_2 \sin \alpha_{tw}} \cdot \frac{k_{12} - k_{21}}{1+k_{21}k_0} - \frac{1+k_{12}k_0}{1+k_{21}k_0}; \quad (43)$$

$$t = \frac{F_2 r_{b2}}{M_2 \sin \alpha_{tw}} \cdot \frac{k_{12} - k_{21}}{1+k_{12}k_0}; \quad (44)$$

$$\max M_2^T = \frac{F_2 r_{b2}}{\sin \alpha_{tw}} \cdot \frac{k_{12} - k_{21}}{1+k_{12}k_0}. \quad (45)$$

Определение потерь на трение в доплосном зацеплении. Анализ работы передачи, аналогичный приведенному ранее, показывает, что работа передачи с доплосным зацеплением при прямом ходе определяется следующими зависимостями.

Момент M_1 на входном колесе при отсутствии нагрузки:

$$M_1|_{M_2=0} = \frac{F_2 r_{b2}}{\sin \alpha_{tw}} \frac{(1+k''_{21})(1-k'_{12}) - (1-k'_{21})(1+k''_{12})}{(1+k'_0)(1-k'_{21}) + (1+k'_0)(1+k''_{21})}. \quad (46)$$

Условие сохранения двустороннего контакта зубьев (34) сохраняется, КПД прямого хода η_{12} для доплосного зацепления определяется соотношением

$$\frac{1}{\eta_{12}} = \frac{(1-k''_0)(1-k'_{12}) + (1+k'_0)(1+k''_{12})}{(1-k''_0)(1-k'_{21}) + (1+k'_0)(1+k''_{21})} +$$

$$+ \frac{F_2 r_{b2}}{M_2 \sin \alpha_{tw}} \cdot \frac{(1 - k'_{12})(1 + k''_{21}) - (1 + k''_{12})(1 - k'_{21})}{(1 - k''_0)(1 - k'_{21}) + (1 + k'_0)(1 + k''_{21})}. \quad (47)$$

При соответствии сил трения закону Амонтона формулы (46) и (47) принимают вид

$$M_1|_{M_2=0} = \frac{F_2 r_{b2}}{\sin \alpha_{tw}} \frac{k_{21} - k_{12}}{k_0 + k_{21}}; \quad (48)$$

$$\eta_{12} = \frac{1 + k_{21} k_0}{1 + k_{12} k_0 + \frac{F_2 r_{b2} (k_{21} - k_{12})}{M_2 \sin \alpha_{tw}}}. \quad (49)$$

При обратном ходе работа передачи с доплусным зацеплением определяется следующими зависимостями.

Наибольший момент нагрузки $\max M_2^T$, при котором сохраняется самоторможение:

$$\max M_2^T = \frac{F_2 r_{b2}}{\sin \alpha_{tw}} \cdot \frac{(1 - k''_{12})(1 + k'_{21}) - (1 + k'_{12})(1 - k''_{21})}{(1 - k''_0)(1 - k'_{12}) + (1 + k'_0)(1 + k''_{21})}. \quad (50)$$

Условие сохранения двустороннего контакта зубьев:

$$M_2 < \frac{F_2 r_{b2} (1 + k'_{21})}{(1 - k'_0) \sin \alpha_{tw}}. \quad (51)$$

Двусторонний контакт сохраняется при любом значении момента M_2 , если выполняется условие (18).

Коэффициент полезного действия обратного хода η_{21} определится так:

$$\eta_{21} = \frac{(1 + k'_0)(1 + k''_{12}) + (1 - k''_0)(1 - k'_{12})}{(1 - k'_0)(1 - k''_{21}) + (1 + k''_0)(1 + k'_{21})} - \frac{F_2 r_{b2}}{M_2 \sin \alpha_{tw}} \cdot \frac{(1 - k''_{12})(1 + k'_{21}) - (1 + k'_{12})(1 - k''_{21})}{(1 - k''_0)(1 - k'_{21}) + (1 + k''_0)(1 + k'_{21})}. \quad (52)$$

Условие самоторможения:

$$\frac{F_2 r_{b2}}{M_2 \sin \alpha_{tw}} \cdot \frac{(1 - k''_{12})(1 + k'_{21}) - (1 + k'_{12})(1 - k''_{21})}{(1 - k''_0)(1 - k'_{12}) + (1 + k'_0)(1 + k''_{12})} > 1. \quad (53)$$

Запас торможения t равен:

$$t = \frac{F_2 r_{b2}}{M_2 \sin \alpha_{tw}} \cdot \frac{(1 - k''_{12})(1 + k'_{21}) - (1 + k'_{12})(1 - k''_{21})}{(1 - k''_0)(1 - k'_{12}) + (1 + k'_0)(1 + k''_{12})}. \quad (54)$$

Коэффициент отгормаживания μ_{21} :

$$\mu_{21} = \frac{F_2 r_{b2}}{M_2 \sin \alpha_{tw}} \cdot \frac{(1 - k''_{12})(1 + k'_{21}) - (1 + k'_{12})(1 - k''_{21})}{(1 + k''_0)(1 + k'_{21}) + (1 - k'_0)(1 - k''_{21})} \cdot \frac{(1 + k'_0)(1 + k''_{12}) + (1 - k''_0)(1 - k'_{12})}{(1 + k''_0)(1 + k'_{21}) + (1 - k'_0)(1 - k''_{21})}. \quad (55)$$

Если силы трения определяются по закону Амонтона, то выражения (50)–(55) соответственно принимают вид:

$$\max M_2^T = \frac{F_2 r_{b2}}{\sin \alpha_{tw}} \cdot \frac{k_{21} - k_{12}}{1 + k_{12} k_0}; \quad (56)$$

$$M_2 < \frac{F_2 r_{b2} (1 + k_{21})}{(1 - k_0) \sin \alpha_{tw}}; \quad (57)$$

$$\eta_{21} = \frac{1 + k_{12} k_0}{1 + k_{21} k_0} - \frac{F_2 r_{b2}}{M_2 \sin \alpha_{tw}} \cdot \frac{k_{21} - k_{12}}{1 + k_{21} k_0}; \quad (58)$$

$$\frac{F_2 r_{b2}}{M_2 \sin \alpha_{tw}} \cdot \frac{k_{21} - k_{12}}{1 + k_{12} k_0} \geq 1; \quad (59)$$

$$t = \frac{F_2 r_{b2}}{M_2 \sin \alpha_{tw}} \cdot \frac{k_{21} - k_{12}}{1 + k_{12} k_0}; \quad (60)$$

$$\mu_{21} = \frac{F_2 r_{b2}}{M_2 \sin \alpha_{tw}} \cdot \frac{k_{21} - k_{12}}{1 + k_{21} k_0} - \frac{1 + k_{12} k_0}{1 + k_{21} k_0}. \quad (61)$$

Таким образом, зубчатые передачи с гибким венцом одного из колес могут быть выполнены как самотормозящимися, так и без самоторможения. При этом отсутствие зазора в зацеплении может быть как на всем заданном диапазоне нагрузок, так и на отдельном его участке. Если несамотормозящаяся передача работает только в тяговом режиме, то отсутствие зазора в зацеплении может быть обеспечено без предварительного натяга. Для этого достаточно обеспечить возможность радиального перемещения участка зацепления одного из венцов или самого венца. В отличие от известных самотормозящихся передач, в рассматриваемых передачах возможность появления автоколебаний исключается. Наиболее высокий КПД прямого хода самотормозящаяся передача без зазора имеет при полном зацеплении.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бушенин Д.В. Несоосные винтовые механизмы. М.: Машиностроение, 1985. 112 с.
2. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов. Л.: Машиностроение, 1969. 370 с.
3. Вейц В.Л., Кочура А.Е., Мартыненко А.М. Динамические расчеты приводов машин. Л.: Машиностроение, 1971. 352 с.
4. Вейц В.Л., Шнеерсон Е.З. Динамические характеристики машинного агрегата с самотормозящимся механизмом. В кн.: Зубчатые и червячные передачи / под ред. Н.И. Колчина. Л.: 1974. С. 285–302.
5. Нелинейные задачи динамики и прочности машин / под ред. В.Л. Вейца. Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1983. 336 с.
6. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. М.: Машиностроение, 1981. 438 с.
7. Курлов Б.А. Винтовые эвольвентные передачи: Справочник. М.: Машиностроение, 1981. 176 с.
8. Панюхин В.И. Самотормозящиеся механизмы. Владимир: Изд-во Владимирского обл. совета НТО, 1981. 56 с.

9. Тимофеев Г.А., Панюхин В.В. Анализ критериев самоторможения // Вестник машиностроения. 2002. № 9. С. 3–8.
10. Турпаев А.И. Самотормозящие механизмы. М.: Машиностроение, 1976. 208 с.
11. Пат. 1479765 РФ, МКИ F 16 Н 1/18. Цилиндрическая зубчатая передача / В.В. Панюхин (РФ). № 4336734/25-28. Оpubл. 15.05.89. Бюл. № 18 // Открытия. Изобретения. 1989. № 18. С. 156.

REFERENCES

- [1] Bushenin D.V. Nesoosnye vintovye mekhanizmy [Out-of-line screw gears]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985. 112 p.
- [2] Veyts V.L. Dinamika mashinnykh agregatov [Dynamics of machine assemblies]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1969. 370 p.
- [3] Veyts V.L., Kochura A.E., Martynenko A.M. Dinamicheskie raschety privodov mashin [Dynamic calculations of actuators of machines]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1971. 352 p.
- [4] Veyts V.L., Shneerson E.Z. Dinamicheskie kharakteristiki mashinnogo agregata s samotormozyashchimsya mekhanizmom. V kn.: Zubchatye i chervyachnye peredachi pod red. N.I. Kolchina [Dynamic characteristics of the machine assembly using self-locking gears. In book “Toothed and worm gears” ed. Kolchin N.I.]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1974, pp. 285–302.
- [5] Veyts V.L. Nelineynye zadachi dinamiki i prochnosti mashin [Nonlinear problems of dynamics and durability of machines]. Leningrad, Leningradskiy Universitet Publ., 1983. 336 p.
- [6] Kraynev A.F. Slovar'-spravochnik po mekhanizamam [Reference dictionary on mechanisms]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981. 438 p.
- [7] Kurlov B.A. Vintovye evol'ventnye peredachi: Spravochnik [Skew and involute gears: Handbook]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981. 176 p.
- [8] Panyukhin V.I. Samotormozyashchiesya mekhanizmy [Self-locking gears]. Vladimirskiy oblastnoy sovet NTO Publ., 1981. 56 p.
- [9] Timofeev G.A., Panyukhin V.V. Analysis of the criteria of self-locking. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinostr.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mech. Eng.], 2002, no. 9, pp. 3–8 (in Russ.).
- [10] Turpaev A.I. Samotormozyashchie mekhanizmy. 2-e izd., pererab. i dop [Self-locking gears. 2nd ed.]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976. 208 p.
- [11] Panyukhin V.V. Tsilindricheskaya zubchataya peredacha [Cylindrical gearing]. Inventor's Certificate SU, no. 1479765, 1989.

Статья поступила в редакцию 15.01.2014

Тимофеев Геннадий Алексеевич — 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.

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.

Самойлова Марина Валерьевна — 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.