

---

---

**НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ  
МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ**

---

---

УДК 621.833.6

**ИССЛЕДОВАНИЕ САМОТОРМОЗЯЩИХСЯ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ  
С ОДНОВЕНЦОВЫМИ САТЕЛЛИТАМИ**© 2020 г. Г. А. Тимофеев<sup>1,\*</sup>, В. В. Панюхин<sup>1</sup>, Д. В. Сашенко<sup>1</sup><sup>1</sup> *Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия**\*e-mail: timga@bmstu.ru*

Поступила в редакцию 07.02.2019 г.

Принята к публикации 07.03.2020 г.

Изложены результаты исследования самоторможения планетарных передач с одно-венцовыми сателлитами, центральными и опорными колесами, имеющими вне-полюсные зацепления. С помощью разработанного метода исследования самотормо-жения механизмов определены условия самоторможения этих планетарных передач. Найден области существования самотормозящихся зацеплений, где они имеют высокий КПД прямого хода.

*Ключевые слова:* условия самоторможения, самотормозящиеся планетарные пере-дачи с одновенцовыми сателлитами, области существования самотормозящихся вне-полюсных зацеплений, высокий КПД прямого хода планетарных самотормозящихся зубчатых передач

DOI: 10.31857/S0235711920040148

Реализация самоторможения в планетарных передачах (механизмах) без приме-нения специальных тормозящих устройств в робототехнике и грузоподъемной технике является актуальной. Для этого необходимо использовать внутренние и внешние за-цепления со значительными смещениями.

Задачей настоящего исследования является синтез высокоэффективных конструк-ций самотормозящихся планетарных передач, содержащих внеполюсные зацепления тормозящих профилей. Синтез предусматривает выделение в области существования планетарной передачи подобласти самоторможения и поиск в этой подобласти опти-мальных параметров конструкции.

Имеющиеся в литературе [1–8] сведения о наличии или отсутствии самоторможе-ния в планетарных передачах получены на основе анализа передач с зацеплениями, имеющими одинаковые значения КПД прямого и обратного хода. Поэтому они ха-рактеризуют только тот частный случай, когда все зацепления имеют центральное расположение полюса на линии зацепления. Известно, что во внеполюсных цилин-дрических зацеплениях можно получить такую разницу между КПД прямого и обрат-ного хода, которая обеспечивает самоторможение при обратном ходе при достаточно высоком значении КПД прямого хода [9].

Проведенное исследование цилиндрических передач внешнего и внутреннего за-цепления показало, что для достижения в них самоторможения нужно использовать зацепления со значительным смещением [7, 8]. Поскольку в прямозубых зацеплениях возможности смещения рабочих участков профилей очень ограничены из-за опасно-сти заострения или подрезания зубьев, в необходимых случаях они заменяются косо-зубыми или шевронными, для которых допустимые смещения значительно больше.

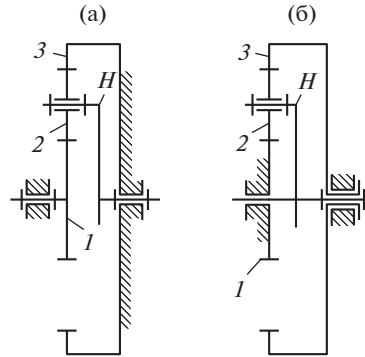


Рис. 1. Схемы планетарных передач: (а) –  $A_{H1}^3$ ; (б) –  $A_{H3}^1$ .

В косозубых передачах величина смещения рабочих участков профилей от полюса определяется в основном разницей углов наклона профилей зубьев, участвующих в зацеплении. Поэтому задача обеспечения самоторможения планетарной передачи в заданном состоянии сводится к определению необходимых для этого углов наклона зубьев во внеполюсных зацеплениях. При этом нормальные углы профилей выбираются из тех же соображений, что и в обычных передачах.

Схемы одновенцовых планетарных передач по классификации В.Н. Кудрявцева [1, 12] имеют обозначения:  $A_{H1}^3$ ,  $A_{H3}^1$  (рис. 1). Кинематическая схема передачи  $A_{H1}^3$  с одновенцовым сателлитом 2, имеющим внешнее зацепление с центральным колесом 3, представлена на рис. 1а. Кинематическая схема планетарной передачи  $A_{H3}^1$  с одновенцовым сателлитом 2, имеющим внутреннее зацепление с центральным колесом 3, представлена на рис. 1б.

Схема сил в зацеплениях показана на рис. 2. Силы, действующие на водило  $H$  и само водило на рис. 2 не показаны.

Запишем уравнения равновесия центрального колеса 1, сателлита 2 и водила  $H$  при установившемся движении в тяговом режиме прямого хода, когда ведущим является колесо 1, а ведомым – водило  $H$

$$M_1 = r_{b1} (N_{t12} + T_{12} \operatorname{tg} \alpha_{\tau y12}), \quad (1)$$

$$r_{b2} (N_{t21} + T_{21} \operatorname{tg} \alpha_{\tau y21}) = r_{b2} (N_{t23} + T_{23} \operatorname{tg} \alpha_{\tau y23}), \quad (2)$$

$$M_H = T_{21} (r_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{\tau y12} + r_{b2} \operatorname{tg} \alpha_{\tau y21}) + N_{t21} (r_{b1} + r_{b2}) + N_{t23} (r_{b3} - r_{b2}) + T_{23} (r_{b3} \operatorname{tg} \alpha_{\tau y32} - r_{b2} \operatorname{tg} \alpha_{\tau y23}). \quad (3)$$

Преобразуем уравнения (1)–(3) к виду

$$M_1 = N_{t12} r_{b1} (1 + \tau_{12}), \quad (4)$$

$$N_{t21} (1 + \tau_{21}) = N_{t23} (1 + \tau_{23}), \quad (5)$$

$$M_H = N_{t21} [r_{b1} (1 + \tau_{12}) + r_{b2} (1 + \tau_{21})] + N_{t23} [r_{b3} (1 + \tau_{32}) - r_{b2} (1 + \tau_{23})], \quad (6)$$

$$\text{где } \tau_{ij} = \frac{T_{ij} \operatorname{tg} \alpha_{\tau ij}}{N_{ij}}; \quad i, j = 1, 2, 3. \quad (7)$$

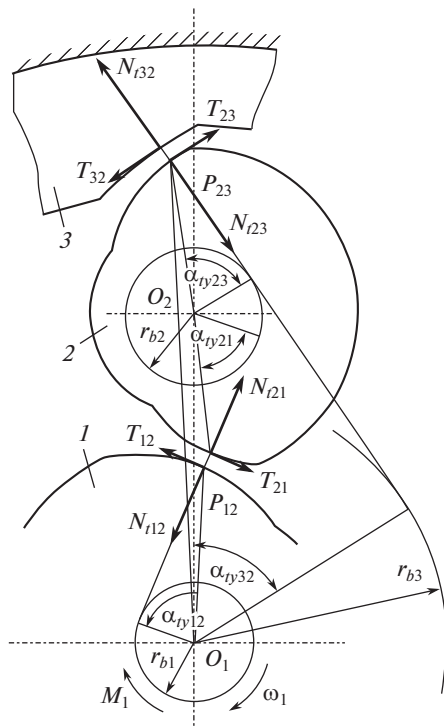


Рис. 2. Силовая схема планетарной передачи  $A_{H1}^3$ .

Если силы трения  $T_{ij}$  пропорциональны нормальным реакциям  $N_{ij}$ , то параметры торможения  $\tau_{ij}$  принимают вид

$$\tau_{ij} = \frac{f_{ij} \operatorname{tg} \alpha_{tij}}{\cos \beta_b}; \quad i, j = 1, 2, 3. \quad (8)$$

Решая систему уравнений (4)–(6), найдем отношение выходного  $M_H$  и входного  $M_1$  моментов

$$\frac{M_H}{M_1} = 1 + \frac{r_{b3}(1 + \tau_{21})(1 + \tau_{32})}{r_{b1}(1 + \tau_{12})(1 + \tau_{23})} = 1 + \frac{r_{b3}}{r_{b1}} \eta_{12} \eta_{23}. \quad (9)$$

Умножая на передаточное отношение и учитывая, что радиусы основных окружностей пропорциональны числам зубьев, получаем известную [11] формулу для КПД прямого хода

$$\eta_{1H} = \left(1 + \frac{z_3}{z_1} \eta_{23} \eta_{12}\right) : \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right). \quad (10)$$

Из уравнений (4)–(6) и (10) следует, что тяговый режим прямого хода передачи  $A_{H1}^3$  возможен при одновременном выполнении условий

$$-\frac{z_1}{z_3} < \eta_{23} \eta_{12} < 1; \quad \tau_{12} > -1; \quad \tau_{21} > -1; \quad \tau_{23} > -1. \quad (11)$$

Выполнение условий (11) практически не накладывает каких-либо дополнительных ограничений при проектировании передачи, поскольку при реальных значениях коэффициентов трения в зацеплениях эти условия не будут выполняться только для колес с очень большими углами наклона зубьев (более  $80^\circ$ ).

Уравнения равновесия звеньев в тяговом режиме обратного хода, когда водило  $H$  становится ведущим, отличаются от уравнений (1)–(3) противоположными знаками сил трения

$$M_1 = r_{b1} (N_{12} - T_{12} \operatorname{tg} \alpha_{\gamma 12}), \quad (12)$$

$$r_{b2} (N_{121} - T_{21} \operatorname{tg} \alpha_{\gamma 21}) = r_{b2} (N_{123} - T_{23} \operatorname{tg} \alpha_{\gamma 23}), \quad (13)$$

$$M_H = N_{121} (r_{b1} + r_{b2}) - T_{21} (r_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{\gamma 12} + r_{b2} \operatorname{tg} \alpha_{\gamma 21}) + N_{123} (r_{b3} - r_{b2}) - T_{23} (r_{b3} \operatorname{tg} \alpha_{\gamma 32} - r_{b2} \operatorname{tg} \alpha_{\gamma 23}). \quad (14)$$

Вводя обозначения по формуле (7), преобразуем уравнения (12)–(14) к виду

$$M_1 = N_{12} r_{b1} (1 - \tau_{12}), \quad (15)$$

$$N_{121} (1 - \tau_{21}) = N_{123} (1 - \tau_{23}), \quad (16)$$

$$M_H = N_{121} [r_{b1} (1 - \tau_{12}) + r_{b2} (1 - \tau_{21})] + N_{123} [r_{b3} (1 - \tau_{32}) - r_{b2} (1 - \tau_{23})]. \quad (17)$$

Решая систему уравнений (15)–(17), найдем отношение выходного и входного моментов

$$\frac{M_H}{M_1} = 1 + \frac{r_{b3}(1 - \tau_{21})(1 - \tau_{32})}{r_{b1}(1 - \tau_{12})(1 - \tau_{23})} = 1 + \frac{r_{b3}}{r_{b1}} \eta_{32} \eta_{21}. \quad (18)$$

Умножая на передаточное отношение и учитывая, что радиусы основных окружностей пропорциональны числам зубьев, получаем формулу для КПД обратного хода  $\eta_{H1}$

$$\eta_{H1} = \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) : \left(1 + \frac{z_3}{z_1 \eta_{21} \eta_{32}}\right). \quad (19)$$

В формулу (19) входят КПД  $\eta_{21}$  и  $\eta_{32}$  обратного хода отдельных зацеплений, а не прямого. Поскольку КПД обратного хода может значительно отличаться от КПД прямого хода, особенно во внеполюсных зацеплениях, это обстоятельство является существенным.

Из уравнений (15)–(17) и (19) следует, что при выполнении заплосным зацепления колес 1, 2 условия самоторможения передачи при сохранении способности работы в режиме отгораживания имеют вид

$$-\frac{z_3}{z_1 \eta_{32}} < \eta_{21} < 0. \quad (20)$$

Второе условие совпадает с тем, на основе которого получены выражения для определения углов  $\beta_{y1}$  и  $\beta_{y2}$  наклона зубьев колес самотормозящейся цилиндрической передачи

$$\cos \beta_{y1} \leq \operatorname{tg} \alpha_{\gamma y1} \sqrt{\frac{1}{4} + \left[ \frac{\min f}{(1 - \min \psi_1) \sin \alpha_{\gamma y1}} \right]^2} - \frac{1}{2}, \quad (21)$$

$$\cos \beta_{y2} > \operatorname{tg} \alpha_{\gamma y2} \sqrt{\frac{1}{4} + \left[ \frac{\max f}{(1 + \min \psi_2) \sin \alpha_{\gamma y2}} \right]^2} - \frac{1}{2}, \quad (22)$$

где  $\psi_1$  и  $\psi_2$  – коэффициенты, учитывающие трение качения и верчения в зацеплении и трение в опорах [4]

$$\psi_{1,2} = \frac{M_K \cos \beta_b + M_B \sin \beta_b + M_{T1,2}}{M_{1,2}}, \quad (23)$$

где  $M_K$  и  $M_B$  – моменты трения качения и верчения в зацеплении;  $M_T$  и  $M$  – моменты трения в опорах и нормальной реакции.

Первое из условий (20), ограничивающих значение  $\eta_{21}$ , выразим через параметры  $\tau_{12}$  и  $\tau_{21}$ , учитывающие трение скольжения в зацеплении, и коэффициенты  $\psi_1$  и  $\psi_2$

$$\eta_{21} = \frac{1 - \tau_{12} - \min \psi_1}{1 - \tau_{21} + \min \psi_2} > -\frac{z_3}{z_1 \eta_{32}}. \quad (24)$$

Параметры  $\tau_{12}$  и  $\tau_{21}$  можно выразить через коэффициент трения скольжения  $f_{12}$  в зацеплении колес 1 и 2 и нормальные  $\alpha_{ny1}$  и  $\alpha_{ny2}$  углы профилей колес 1 и 2

$$\tau_{ij} = \frac{f_{ij} \operatorname{tg} \alpha_{nyi}}{\cos \beta_{yi} \cos \beta_b}; \quad i, j = 1, 2. \quad (25)$$

Анализ условий (25) показывает, что оно ограничивает максимально допустимое значение параметра  $\tau_{12}$

$$\max \tau_{12} < \frac{z_3}{z_1 \eta_{32}} (1 - \max \tau_{21} + \min \psi_2) + 1 - \max \psi_1. \quad (26)$$

Таким образом, в отличие от (21), найденное значение  $\beta_{y1}$  должно удовлетворять условию

$$\sec \beta_{y1} < \frac{\cos \beta_b}{\max f_{12} \operatorname{tg} \alpha_{ny1}} \left[ \frac{z_3}{z_1 \eta_{32}} (1 - \max \tau_{21} + \min \psi_2) + 1 - \max \psi_1 \right]. \quad (27)$$

Уравнения равновесия звеньев в режиме оттормаживания отличаются от (15)–(17) только знаком входного момента  $M_1$ . Их решение дает соотношение между выходным и входным моментами

$$\frac{M_H}{M_1} = \frac{r_{b3}(1 - \tau_{21})(1 - \tau_{32})}{r_{b1}(1 - \tau_{12})(1 - \tau_{23})} - 1 = -\frac{z_3}{z_1 \eta_{32} \eta_{21}} - 1. \quad (28)$$

В том случае, когда режим оттормаживания необходимо исключить, и механизм предназначен для работы только в тяговом режиме прямого хода, параметры тормозящих профилей должны удовлетворять условиям

$$\cos \beta_{y1} \leq \operatorname{tg} \alpha_{ny1} \sqrt{\frac{1}{4} + \left[ \frac{\min f_{12}}{(1 - \min \psi_1) \sin \alpha_{ny1}} \right]^2} - \frac{1}{2}, \quad (29)$$

$$\cos \beta_{y2} \leq \operatorname{tg} \alpha_{ny2} \sqrt{\frac{1}{4} + \left[ \frac{\max f_{12}}{(1 + \max \psi_2) \sin \alpha_{ny2}} \right]^2} - \frac{1}{2}. \quad (30)$$

При этом должно быть сохранено условие внеполюсности зацеплений

$$\beta_{y1} > \beta_{y2} > \beta_{y3}. \quad (31)$$

Проведенный анализ показывает, что передача  $A_{H1}^3$  может быть самотормозящейся при обратном ходе при сохранении высокого значения КПД прямого хода.

На рис. 3 показаны графики углов наклона колес самотормозящейся передачи от угла исходного профиля, построенные по формулам (21) и (27). Зона существования

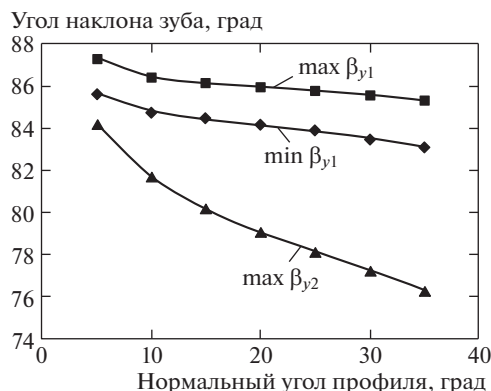


Рис. 3. Область самоторможения планетарной передачи  $A_{H1}^3$ .

первого варианта самоторможения — полоса между графиками  $\min \beta_{y1}$  и  $\max \beta_{y1}$  (два верхних графика) для угла наклона колеса 1 и область ниже графика  $\max \beta_{y2}$  для угла наклона сателлита 2. Зона существования второго варианта самоторможения — область выше графика  $\min \beta_{y1}$  для угла наклона колеса 1 и область выше графика  $\max \beta_{y2}$  для угла наклона сателлита 2.

Исследование для передачи  $A_{H3}^1$  показало, что вид областей существования первого и второго вариантов самоторможения аналогичен приведенному на рис. 3.

**Выводы. 1.** Для самоторможения в отдельной ступени в составе планетарной передачи образующая ступень высшая кинематическая пара выполняется с таким смещением рабочего участка линии зацепления относительно полюса, которое обеспечивает снижение КПД обратного хода на величину, достаточную для самоторможения в целом. При этом смещение производится в том направлении, которое обеспечивает наибольший КПД прямого хода самотормозящейся передачи.

**2.** Планетарная передача с одновенцовыми сателлитами  $A_{H1}^3$  может быть самотормозящейся при обратном ходе с возможностью оттормаживания либо без такового при сохранении высокого КПД прямого хода.

#### КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Планетарные передачи / Справочник. Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. Л.: Машиностроение, 1977. 536 с.
2. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. М.: Машиностроение, 1981. 438 с.
3. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов. Л.: Машиностроение, 1969. 370 с.
4. Турпаев А.И. Винтовые механизмы и передачи. М.: Машиностроение, 1982. 223 с.
5. Pennock G.R., Alwerdt J.J Duality between the kinematics of gear trains and the statistics of beam systems // Mech. Msch. Theory. 2007. V. 42 (11). P. 512–526.
6. Shigley J.E., Mischke C.R. Mechanical Engineering Design. 6<sup>th</sup> ed. Boston: McGraw-Hill, 2001.
7. Litvin F.L. Development of Gear Technology and Theory of Gearing, NASA Ref. 1406, Lewis Research Center, Cleveland, OH, 1997.
8. Dooner D.B., Seireg A.A. The Kinematic Theory of Gearing. Jhon Wiley & Sons. New York, 1995.

- 
9. Пат. 1479765 РФ, МКИ F 16 Н 1/18. Цилиндрическая зубчатая передача / В.В. Панюхин (РФ). № 4336734/25-28. Опубл. 15.05.89. Бюл. № 18 // Открытия. Изобретения. 1989. № 18. С. 156.
  10. Тимофеев Г.А., Панюхин В.В. Анализ критериев самоторможения // Вестник Машиностроения, 2002. № 9. С. 3.
  11. Тимофеев Г.А., Самойлова М.В., Панюхин В.В. Анализ критериев самоторможения с точки зрения их обоснованности // Вестник Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Серия: Машиностроение. 2013. № 4 (93). С. 27.
  12. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. М.-Л.: Машиностроение, 1966. 306 с.