

Машиностроение и машиноведение

УДК 621.833.12

Самотормозящиеся передачи на основе планетарной схемы 2К-Н

Г.Н. Тимофеев

МГТУ им. Н.Э. Баумана

Self-braking gears based on the 2K-H planetary scheme

G.A. Timofeev

Bauman Moscow State Technical University

Ужесточение стандартов для установок и оборудования широкого спектра закономерно повлекло за собой повышение требований к техническим и эксплуатационным параметрам их составных частей. Это обусловило необходимость разработки механизмов, рассматриваемых как неотъемлемые компоненты комплексных систем, объединяющих механические, электрические, гидравлические и другие элементы. Основной принцип большей части современных конструктивных решений — минимизация трения скольжения в механизмах, в частности винтовых, посредством перехода к трению качения или смешанному трению. Многие самотормозящиеся механизмы, включая цилиндрические передачи, обладают высокой эффективностью в режиме прямого хода. Применение таких передач в машинных приводах открывает новые возможности для компоновки, позволяет уменьшить габаритные размеры и массу привода или полностью исключить тормозные устройства. Планетарные передачи с двухвенцовыми сателлитами внутреннего и внешнего зацеплений, основанные на планетарной схеме 2К-Н, обладают многими достоинствами. Они способны преобразовывать вращательное движение во вращательное или поступательное, обеспечивают самоторможение при высоком коэффициенте полезного действия прямого хода (более 50 %), характеризуются повышенной плавностью хода и др. Условия реализации различных вариантов самоторможения в планетарных передачах с двухвенцовыми сателлитами достигаются точным позиционированием рабочих поверхностей профилей зацепления, определяемым числом зубьев колес. Определены геометрические параметры и силы, действующие на звенья планетарной передачи типа 2К-Н с двумя внешними зацеплениями. Проанализированы условия самоторможения за полюсного зацепления. Рассмотрены соосные передачи, в которых выходное звено совершает поступательное движение.

EDN: JGPDSC, <https://elibrary/jgpdsc>

Ключевые слова: планетарные передачи с двухвенцовыми сателлитами, условие самоторможения, усилия в зацеплении, КПД прямого хода, геометрические параметры зацеплений

Stricter standards for a wide range of equipment and installations have naturally led to increased requirements for the technical and operational parameters of their components. This necessitated the development of mechanisms considered as integral components of

complex systems combining mechanical, electrical, hydraulic and other elements. The key principle of most modern design solutions is to minimize sliding friction (in particular, in screw mechanisms) by switching to rolling friction or mixed friction. A wide range of self-braking mechanisms, including cylindrical self-braking gears, demonstrate high efficiency in forward running mode. The use of such gears in machine drives opens up new possibilities for layout, reduces size and weight by reducing or completely eliminating braking devices. Planetary gears with twin-shaft satellites of internal and external engagement, based on the 2K-H planetary reductor, have a number of advantages. They are capable of converting rotational motion into rotational or translational motion, provide self-braking with high forward running efficiency (more than 50 %), are characterized by increased smoothness and other valuable properties. The conditions for the implementation of various self-braking options in gears with twin-shaft satellites are achieved due to the precise positioning of the working surfaces of the engagement profiles, determined by the number of teeth of the wheels. As part of the study, the geometric parameters and power loads acting on the planetary transmission of the 2K-H circuit with external gears were determined, the conditions of self-braking of the polar engagement were analyzed, and coaxial gears in which the output link performs translational motion were considered.

EDN: JGPDSC, <https://elibrary/jgpdsc>

Keywords: planetary gears with double-ring outer satellites, self-braking condition, forces in the gearing, forward efficiency, gear geometry

Существует много типов и конструкций планетарных передач (ПП), соответствующих требованиям промышленности. Среди них наибольшее распространение получили зубчатые ПП типа 2К-Н с одним внешним и одним внутренним зацеплениями сателлита, ПП Давида типа 2К-Н с двумя внутренними зацеплениями сателлита и ПП Джеймса — Давида типа 3К с одним внешним и двумя внутренними зацеплениями сателлита. Основными достоинствами этих ПП являются высокая нагрузочная способность, хорошие массогабаритные показатели, высокий коэффициент полезного действия (КПД), технологичность изготовления и сборки.

Среди простых конструкций ПП можно выделить ПП Давида типа 2К-Н с двумя внешними зацеплениями сателлита и малой разностью чисел зубьев зубчатых колес (далее колеса), обеспечивающую передаточное отношение 20...200 и более. Однако параллельное расположение двух центральных колес и разнонаправленность сил, действующих на сателлит со стороны этих колес, создают момент, стремящийся развернуть сателлит, что ведет к его перекосу, неравномерному распределению нагрузки по длине зуба и требует использования мощных подшипниковых узлов сателлита и валов.

Созданные в последнее время ПП типа 2К-Н с двумя внутренними зацеплениями сателлита и симметричной схемой нагружения элементов

в значительной степени лишены указанных недостатков. В связи с этим становится актуальной задача создания более совершенных конструкций ПП, определения их геометрических параметров и исследования важнейших показателей.

Автоматическое торможение после остановки двигателя является важной потребностью привода многих машин, особенно грузоподъемных, а также оборудования широкого спектра. Наиболее эффективное, надежное и компактное решение — использование самотормозящихся ПП. Помимо преобразования движения в прямом направлении такие ПП способны выполнять функцию тормозного устройства при выключенном двигателе, предотвращая обратный ход под действием нагрузки [1–20].

Существующие в научной литературе данные о самоторможении ПП [1–3] зачастую основаны на анализе конструкций с одинаковыми значениями КПД как при прямом ходе, так и при обратном. Это, по сути, описывает лишь частный случай, когда все зубчатые зацепления имеют центральное расположение полюса на линии зацепления. Однако, известно, что во внеполюсных цилиндрических зацеплениях можно добиться существенной разницы между КПД прямого и обратного хода, что обеспечивает самоторможение при обратном ходе с сохранением высокого КПД при прямом ходе [4, 12, 13, 17, 18].

В связи с этим ставится задача указать ту область работы зубчатого механизма, где он будет являться самотормозящимся. Замена одной из ступеней ПП на самотормозящуюся с сохранением межосевых расстояний значительно дешевле, чем проектирование и изготовление новой ПП. Семейство известных конструкций механизмов свободного хода пополнит высоконадежные зубчатые ПП, не содержащие упругих элементов и способных обеспечить непрерывный контакт в зацеплении.

Результаты исследований цилиндрических ПП с внешним и внутренним зацеплениями показали, что для реализации самоторможения требуется значительное смещение профилей зубьев [5, 12]. В случае прямого зацепления возможности такого смещения ограничены риском заострения или подрезания зубьев, поэтому при необходимости их заменяют косозубыми или шевронными ПП, допускающими большие смещения. В косозубых ПП смещение рабочих участков профилей от полюса определяется главным образом разницей углов наклона зубьев. Таким образом, задача обеспечения самоторможения ПП в заданном режиме сводится к определению оптимальных углов наклона зубьев во внеполюсных зацеплениях. При этом выбор нормальных углов профилей осуществляется по тем же принципам, что и при проектировании обычных ПП.

Данное исследование является развитием предыдущих работ, посвященных самоторможению ПП. Предлагаемая методика уже апробирована и успешно использована при анализе известных типовых конструкций ПП [9, 10, 15]. Приведены результаты анализа ПП типа C_{H1}^4 с двухвенцовыми сателлитами, классифицируемыми по системе В.Н. Кудрявцева [2].

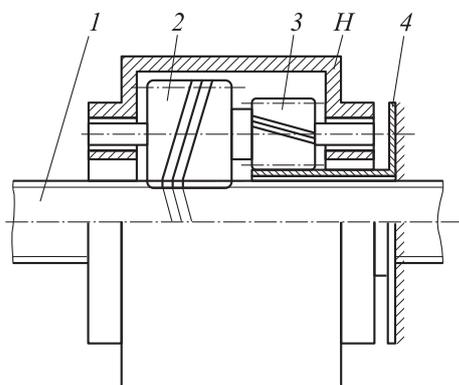


Рис. 1. Схема ПП типа 2К-Н

Цель работы — определение рациональных геометрических характеристик профилей зубьев, обеспечивающих максимальную эффективность ПП при сохранении свойств самоторможения.

Особенности конструкции и принципы работы ПП типа 2К-Н. Принципиальная схема ПП типа 2К-Н (C_{H1}^4) с наружным расположением зубьев приведена на рис. 1. Исследуемая ПП включает в себя водило H , два центральных колеса 1 и 4 и блок сателлитов, состоящий из двух венцов, 2 и 3 [1].

Основная особенность рассматриваемой ПП заключается в том, что колесо 1 имеет зубья винтовой формы и образует с неподвижным звеном (корпусом) не вращательную кинематическую пару, а поступательную, в отличие от традиционной схемы 2К-Н. Это позволяет колесу 1 совершать только поступательные движения. Зубья винтовой формы присутствуют и на колесе 2 , сопряженном с колесом 1 , в то время как колеса 3 и 4 могут быть снабжены прямыми, косыми или винтовыми зубьями.

Следовательно, при использовании водила H в качестве ведущего элемента в схеме, приведенной на рис. 1, рассматриваемая ПП способна не только уменьшать угловую скорость этого элемента, но и преобразовывать ее в поступательное движение.

Передаточная функция. Если водило является ведущим звеном, то передаточное отношение ПП типа 2К-Н определяется как [10]

$$i_{H1} = \frac{\omega_H}{\omega_1} = \frac{1}{1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}} = \frac{1}{1 - m},$$

где ω_H и ω_1 — угловая скорость водила и колеса 1 ; $z_1 - z_4$ — числа колес $1-4$; m — внутреннее передаточное отношение,

$$m = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}.$$

После замены вращательной кинематической пары на поступательную каждому полному обороту колеса 1 в схеме 2К-Н будет соответствовать осевое перемещение на осевой ход нарезки винтовых зубьев колеса 1

$$p_z = p_x z_1,$$

где p_x — осевой шаг.

Скорость поступательного движения колеса 1

$$v_1 = n_1 p_x z_1, \text{ мм/мин}$$

или

$$v_1 = \frac{\omega_H}{2\pi} p_x z_1, \text{ мм/с},$$

где n_1 — частота вращения колеса 1, мин⁻¹.

Тогда передаточная функция ПП поступательного перемещения, созданной на основе схемы 2К-Н, имеет вид

$$\frac{v_1}{\omega_H} = \frac{p_x z_1}{2\pi i_{H1}}$$

или

$$\frac{v_1}{\omega_H} = \frac{r_{b1} \operatorname{tg} \gamma_{12}}{i_{H1}} = r_{b1} \operatorname{tg} \gamma_{12} (1-m), \quad (1)$$

где r_{b1} — радиус основной окружности колеса 1; γ_{12} — угол отклонения нормали в точке контакта зубьев (витков) колес 1 и 2 от оси вращения водила.

КПД прямого хода. При ведущем водиле КПД прямого хода определяется как

$$\eta_{H1} = \frac{P_H}{P_1} = -\frac{F_1 v_1}{M_H \omega_H}, \quad (2)$$

где P_H и P_1 — мощность на входном и выходном звене; F_1 — усилие, приложенное к колесу 1; M_H — момент, действующий на водило.

Схема усилий, действующих в зацеплении ПП при $m > 1$ в тяговом режиме прямого хода, показана на рис. 2, а. Все усилия, приложенные к отдельным сателлитам, условно приведены к одному сателлиту.

Уравнения равновесия звеньев при установившемся движении имеют следующий вид:

- для водила

$$M_H = F_{tn34} (r_{b3} + r_{b4}) + F_{T34} (r_{b3} \operatorname{tg} \alpha_{tm3} + r_{b4} \operatorname{tg} \alpha_{tm4}) - (F_{tn21} + F_{T21} \sin \delta) (r_{b1} + r_{b2}) - F_{T21} \cos \delta (r_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{tm1} + r_{b4} \operatorname{tg} \alpha_{tm2}); \quad (3)$$

- для сателлита с приведенными усилиями

$$(F_{tn21} + F_{T21} \sin \delta + F_{T21} \cos \delta \operatorname{tg} \alpha_{tm2}) r_{b2} = (F_{tn34} + F_{T34} \operatorname{tg} \alpha_{tm3}) r_{b3}; \quad (4)$$

- для колеса 1

$$F_1 = F_{an12} - F_{aT12}, \quad (5)$$

где F_{tn34} , F_{tn21} и F_{T21} — торцовые проекции нормальных усилий F_{n34} , F_{n21} и силы трения F_{T21} соответственно; r_{b3} , r_{b4} и r_{b2} — радиус

основных окружностей колеса 3, 4 и 2 соответственно; α_{tm3} , α_{tm4} , α_{tm1} и α_{tm2} — торцовый угол профиля колеса 3, 4, 1 и 2 соответственно; δ — угол между торцовой проекцией силы трения F_{T21} и линией пересечения торцовой и касательной плоскостей; F_{an12} и F_{aT12} — осевые проекции нормального усилия F_{n12} и силы трения F_{T12} .

Проекции определяются следующими выражениями:

$$F_{tn21} = F_{n21} \sin \gamma_{12};$$

$$F_{tn34} = F_{n34} \sin \gamma_{34}; \quad (6)$$

$$F_{T21} = F_{T21} \cos \theta = f_{21}^0 F_{n21} \cos \theta; \quad (7)$$

$$F_{an12} = F_{n12} \cos \gamma_{12}; \quad (8)$$

$$F_{aT12} = F_{T12} \sin \theta = f_a^0 F_{n12} \sin \theta, \quad (9)$$

где γ_{34} — угол отклонения нормали в точке контакта зубьев колес 3 и 4 от оси вращения водила; θ — угол между направлением силы трения F_{T21} и торцовой плоскостью; f_{21}^0 — эквивалентный коэффициент трения скольжения в зацеплении колес 2-1 [6, 9]; f_a^0 — обобщенный коэффициент трения в опорах передачи.

С учетом соотношения $F_T = fF_H$ и уравнений (6)–(9) выражения (3)–(5) приобретают следующий вид:

$$M_H = F_{n34} \sin \gamma_{34} [r_{b3} (1+k_{34}) + r_{b4} (1+k_{43})] - F_{n21} \sin \gamma_{12} [r_{b1} (1+k_{34}) + r_{b2} (1+k_{21})]; \quad (10)$$

$$F_{n21} r_{b2} \sin \gamma_{12} (1+k_{21}) = F_{n34} r_{b3} \sin \gamma_{34} (1+k_{34}); \quad (11)$$

$$F_1 = F_{n12} \cos \gamma_{12} (1-k_{a12}). \quad (12)$$

Здесь

$$k_{34} = \frac{f_{34}^0 \operatorname{tg} \alpha_{tm3}}{\sin \gamma_{34}}; \quad k_{43} = \frac{f_{34}^0 \operatorname{tg} \alpha_{tm4}}{\sin \gamma_{34}};$$

$$k_{21} = \frac{f_{12}^0 \cos \theta}{\sin \gamma_{12}} (\cos \delta \operatorname{tg} \alpha_{tm2} + \sin \delta); \quad (13)$$

$$k_{a12} = \frac{f_a^0 \sin \theta}{\cos \gamma_{12}},$$

где f_{34}^0 и f_{12}^0 — эквивалентные коэффициенты трения скольжения в зацеплениях колес 3-4 и 1-2.

Решая совместно уравнения (10)–(12), получаем

$$\frac{F_1}{M_H} = \frac{1}{r_{b2} \operatorname{tg} \gamma_{12} \left(\frac{z_4}{z_3 \eta_{21} \eta_{43}} - \frac{z_1}{z_2 \eta_{11}} \right)}, \quad (14)$$

где η_{21} и η_{11} — КПД прямого хода при преобразовании вращательного движения соответ-

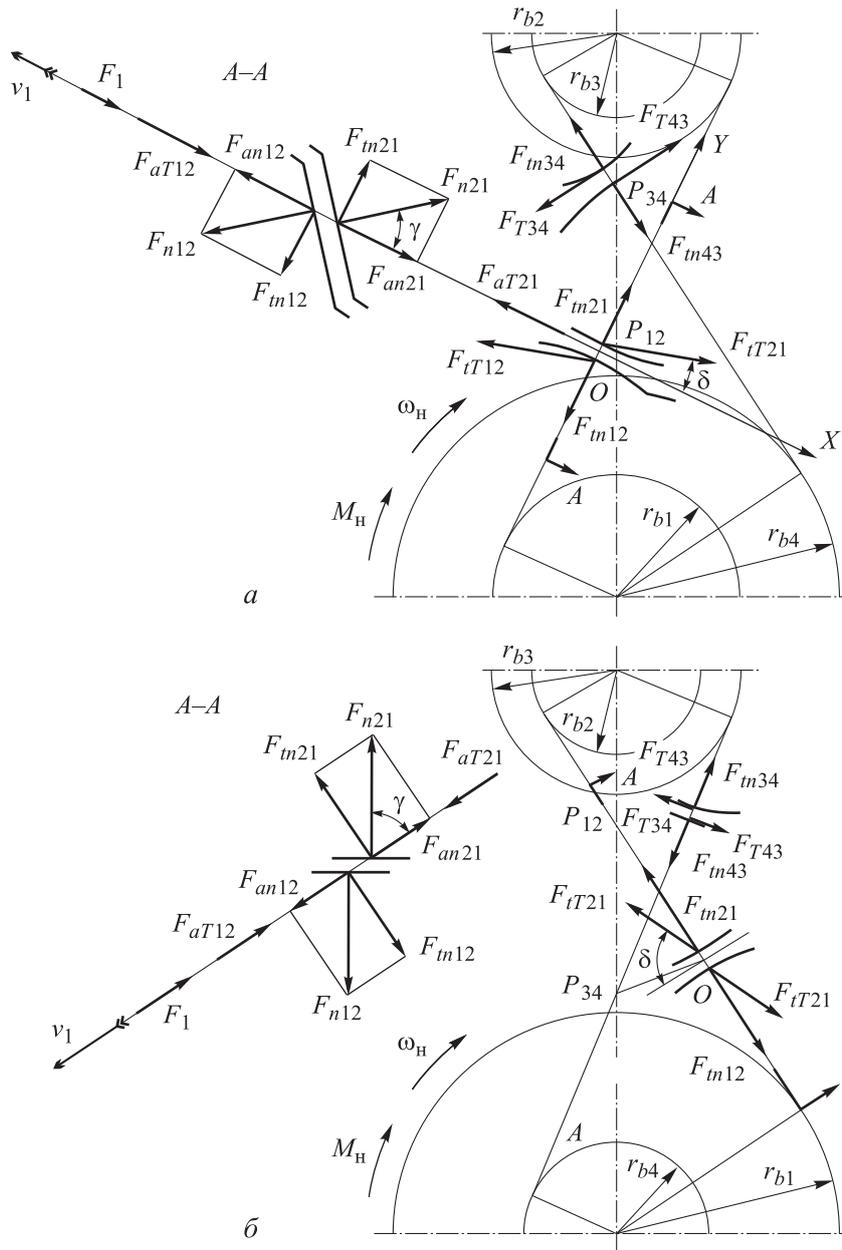


Рис. 2. Схема усилий в торцовом смещении ПП типа 2К-Н с внешними зацеплениями при внутреннем передаточном отношении $m > 1$ (а) и $m < 1$ (б)

ственно колеса 2 и 1 относительно мгновенного центра вращения P_{34} в поступательное движение колеса 1; η_{43} — КПД прямого хода при передаче движения от колеса 4 к колесу 3 при их неподвижных осях.

В выражении (14):

$$\eta_{21} = \frac{1 - k_{a12}}{1 + k_{21}}; \quad (15)$$

$$\eta_{43} = \frac{1 + k_{34}}{1 + k_{43}};$$

$$\eta_{11} = \frac{1 - k_{a12}}{1 + k_{\tau 12}}, \quad (16)$$

где

$$k_{\tau 12} = \frac{f_{12}^0 \cos \theta}{\sin \gamma_{12}} (\cos \delta \operatorname{tg} \alpha_{tm1} + \sin \delta). \quad (17)$$

Подставляя передаточную функцию из выражения (1) и отношение F_1/M_H из формулы (14) в уравнение (2), получаем следующее выражение для определения КПД прямого хода

ПП поступательного перемещения на основе схемы 2К-Н при $m > 1$:

$$\eta_{H1} = \frac{m-1}{\frac{m}{\eta_{21}\eta_{43}} - \frac{1}{\eta_{11}}}. \quad (18)$$

Чтобы определить угол θ в уравнениях (7), (9), (17), (13), рассмотрим в торцовой плоскости (рис. 2, а) систему прямоугольных координат XOY с началом в точке O приложения нормальных усилий F_{n12} и F_{21} . Осью абсцисс является линия пересечения торцовой и касательной плоскостей, а осью ординат — торцовая проекция нормали в рассматриваемой точке контакта.

В этой системе положение конца вектора торцовой проекции силы трения определяется абсциссой X и ординатой Y , а длина этой проекции равна $\sqrt{X^2 + Y^2}$. Так, как угол между торцовой и касательной плоскостями составляет $Y \operatorname{tg} \gamma_{12}$, искомый угол θ вычисляем из выражения

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{Y \operatorname{tg} \gamma_{12}}{\sqrt{X^2 + Y^2}}.$$

С учетом того, что отношение ординаты Y к длине торцовой проекции $\sqrt{X^2 + Y^2}$ равно $\sin \delta$, получаем

$$\operatorname{tg} \theta = \operatorname{tg} \gamma_{12} \sin \delta.$$

Угол δ найдем из треугольника $P_{12}OP_{34}$ (см. рис. 2, а). Так как в этом треугольнике угол при вершине P_{34} равен $90^\circ - (\delta + \alpha_{tw12})$, а при вершине — $O - \delta$, запишем

$$\frac{\sin \delta}{\cos(\delta + \alpha_{tw12})} = \frac{P_{12}P_{34}}{OP_{12}}, \quad (19)$$

где α_{tw12} — торцовый угол зацепления колес 1–2.

Длины сторон треугольника $P_{12}P_{34}$ и OP_{12} определяем как

$$P_{12}P_{34} = \frac{r_{b4}}{\cos \alpha_{tw34}} - \frac{r_{b3}}{\cos \alpha_{tw12}}; \quad (20)$$

$$OP_{12} = r_{b1} (\operatorname{tg} \alpha_{tw12} - \operatorname{tg} \alpha_{tm1}), \quad (21)$$

где α_{tw34} — торцовый угол зацепления колес 3–4.

После подстановки выражений (20), (21) в уравнение (19) и преобразований имеем

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{r_{b4} \cos \alpha_{tw12} - r_{b1} \cos \alpha_{tw34}}{r_{b4} \sin \alpha_{tw12} - r_{b1} \cos \alpha_{tw34} \operatorname{tg} \alpha_{tm1}}.$$

В частном случае, когда точка контакта O (см. рис. 2) расположена на линии центров, т. е. $\alpha_{tm1} = \alpha_{tw12}$, имеем

$$\delta = 90^\circ - \alpha_{tw12}; \quad \theta = \lambda_1,$$

где λ_1 — угол подъема нарезки колеса 1.

Если в этом случае учитывать только трение скольжения в зацеплении, выражения для определения коэффициентов k_{a12} , $k_{\tau12}$ и k_{21} приобретают следующий вид:

$$k_{a12} = \frac{f_{12} \operatorname{tg} \lambda_1}{\cos \alpha_{n1}} = f_{12np} \operatorname{tg} \lambda_1; \quad (22)$$

$$k_{\tau12} = k_{21} = \frac{f_{12}}{\cos \alpha_{n1} \operatorname{tg} \lambda_1} = \frac{f_{12np}}{\operatorname{tg} \lambda_1}, \quad (23)$$

где α_{n1} — угол профиля на середине винтовых зацеплений;

$$f_{12np} = \frac{f_{12}}{\cos \alpha_{n1}}.$$

Подставляя выражения (22) и (23) в формулы (16) и (15), получаем

$$\eta_{11} = \eta_{21} = \frac{\operatorname{tg} \lambda_1}{\operatorname{tg}(\lambda_1 + \rho_{12np})},$$

где $\rho_{12np} = \operatorname{arctg} f_{12np}$.

В этом частном случае формула (18) принимает вид

$$\eta_{H1} = \frac{(1-m) \operatorname{tg} \lambda_1}{(1-m\eta_{43}) \operatorname{tg}(\lambda_1 + \rho_{12np})}.$$

КПД обратного хода. Условия самоторможения. Схема усилий, действующих на звеньях ПП при обратном ходе, отличается от схемы, приведенной на рис. 2, а, тем, что колесо 1 — ведущее, а водило — ведомое. При этом направления движения колес и сил трения F_{T12} , F_{T21} , F_{T34} и F_{T43} изменятся на противоположные.

Согласно соотношению $\eta_{H1} = P_1/P_H$, КПД обратного хода

$$\eta_{1H} = -\frac{M_H \omega_H}{F_1 v_1}. \quad (24)$$

Уравнения движения звеньев в тяговом режиме обратного хода имеют следующий вид:

• для колеса 1

$$F_1 = F_{a12} + F_{aT12}; \quad (25)$$

- для сателлита с приведенными усилиями

$$\begin{aligned} & (F_{m21} + F_{tT21} \sin \delta + F_{tT21} \cos \delta \operatorname{tg} \alpha_{tm2}) r_{b2} = \\ & = (F_{m34} + F_{T34} \operatorname{tg} \alpha_{tm3}) r_{b3}; \end{aligned} \quad (26)$$

- для водила

$$\begin{aligned} M_H = & F_{m34} (r_{b3} + r_{b4}) + F_{T34} (r_{b3} \operatorname{tg} \alpha_{tm3} + r_{b4} \operatorname{tg} \alpha_{tm4}) - \\ & - (F_{m21} + F_{tT21} \sin \delta) (r_{b1} + r_{b2}) - \\ & - F_{tT21} \cos \delta (r_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{tm1} + r_{b4} \operatorname{tg} \alpha_{tm2}). \end{aligned} \quad (27)$$

По аналогии с выражениями (3)–(5) уравнения (25)–(27) имеют следующий вид:

$$F_1 = F_{n12} \cos \gamma_{12} (1 + k_{a12}); \quad (28)$$

$$F_{n21} r_{b2} \sin \gamma_{12} (1 - k_{21}) = F_{n34} r_{b3} \sin \gamma_{34} (1 - k_{34}); \quad (29)$$

$$\begin{aligned} M_H = & F_{n34} \sin \gamma_{34} [r_{b3} (1 - k_{34}) + r_{b4} (1 - k_{43})] - \\ & - F_{n21} \sin \gamma_{12} [r_{b1} (1 - k_{12}) + r_{b2} (1 - k_{21})]. \end{aligned} \quad (30)$$

Решая совместно уравнения (28)–(30), получаем

$$\frac{M_H}{F_1} = r_{b2} \operatorname{tg} \gamma_{12} \left(\frac{z_4}{z_3} \eta_{12} \eta_{34} - \frac{z_1}{z_2} \eta_{11}^0 \right), \quad (31)$$

где

$$\eta_{12} = \frac{1 - k_{21}}{1 + k_{a12}}; \quad \eta_{34} = \frac{1 - k_{43}}{1 - k_{34}}; \quad \eta_{11}^0 = \frac{1 - k_{12}}{1 + k_{a12}}.$$

где η_{12} и η_{11}^0 — КПД обратного хода при преобразовании вращательного движения соответственно колеса 2 и 1 относительно мгновенного центра вращения P_{34} в поступательное движение колеса 1; η_{34} — КПД обратного хода при передаче движения от колеса 3 к колесу 4 при их неподвижных осях.

Подставляя передаточную функцию из выражения (1) и отношение M_H/F_1 из формулы (31) в уравнение (24), получаем КПД обратного хода ПП при $m > 1$

$$\eta_{1H} = \frac{m \eta_{12} \eta_{34} - \eta_{11}^0}{m - 1}. \quad (32)$$

В частном случае, когда $\alpha_{tm1} = \alpha_{tw12}$ и $f_{12}^0 = f_{12} = f_{21}$, для КПД η_{11}^0 и η_{12} имеем

$$\eta_{11}^0 = \eta_{12} = \frac{\operatorname{tg}(\lambda_1 - \rho_{12np})}{\operatorname{tg} \lambda_1},$$

а формула (32) приобретает вид

$$\eta_{1H} = \frac{(m \eta_{34} - 1) \operatorname{tg}(\lambda_1 - \rho_{12np})}{(m - 1) \operatorname{tg} \lambda_1}.$$

Из уравнения (32) следует, что в общем случае самоторможение ПП при $m > 1$ имеет место, если выполнено условие

$$\eta_{11}^0 > m \eta_{12} \eta_{34}.$$

Последовательность геометрического расчета.

При проектировании исследуемой ПП, состоящей из колес с винтовыми зубьями, в качестве основных исходных параметров рекомендуется принять осевой шаг p_x и нормальный угол профиля α_{nm} одного из колес на окружности рабочего диаметра. Хотя для изготавливаемых методом огибания колес основным геометрическим параметром является нормальный модуль и угол главного профиля исходного контура, при методе копирования лучше вычислить непосредственно осевой шаг и угол профиля колеса. Кроме того, предварительно необходимо получить необходимые значения углов наклона зубьев колес β_{m1} и β_{m2} на окружностях рабочих диаметров (для несамотормозящихся зацеплений) или на окружностях вершин (для выходного колеса самотормозящегося зацепления). Должны быть также известны числа зубьев (заходов) колес z_1 и z_2 и коэффициенты высоты головки h_a^* и радиального зазора c^* .

На основе этих исходных данных можно рекомендовать алгоритм определения геометрических параметров зацеплений с винтовыми зубьями колес. При этом приняты стандартные значения коэффициентов h_a^* и c^* в долях нормального модуля на рабочих окружностях.

Схема внешнего винтового зацепления с одинаковым относительным расположением колес и их аксоидных поверхностей показана на рис. 3.

Геометрические параметры рассчитываются в следующей последовательности.

Радиусы рабочих окружностей для несамотормозящихся зацеплений

$$r_{m1} = \frac{p_x}{2\pi} z_1 \operatorname{tg} \beta_{m1}; \quad r_{m12} = \frac{p_x}{2\pi} z_{12} \operatorname{tg} \beta_{m2}.$$

Радиусы рабочих окружностей для самотормозящихся зацеплений

$$r_{m1} = \frac{p_x}{2\pi} z_1 \operatorname{tg} \beta_{m1}; \quad r_{m2} = \frac{p_x}{2\pi} \left(\frac{z_2}{2} \operatorname{tg} \beta_{a2} - h_a^* \sin \beta_{a2} \right),$$

где β_{a2} — угол наклона образующей зуба колеса 2.

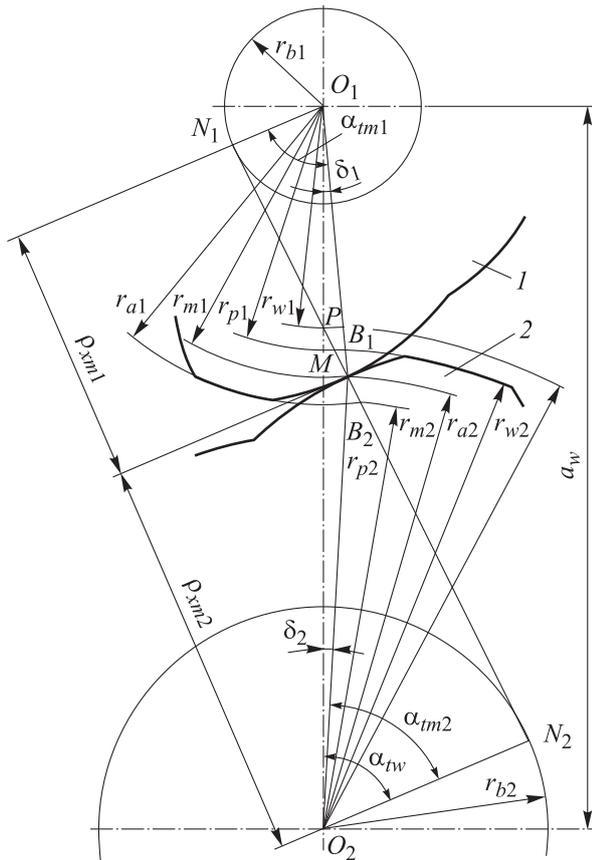


Рис. 3. Схема внешнего винтового зацепления с одинаковым относительным расположением колес 1 и 2 и их аксоидных поверхностей

Угол γ наклона общей нормали на рабочих окружностях к осям колес

$$\cos \gamma = \sin \beta_{m1} \cos \alpha_{nm1} = \sin \beta_{m2} \cos \alpha_{nm2}.$$

Радиусы основных окружностей

$$r_{b1} = \frac{p_x}{2\pi} z_1 \operatorname{ctg} \gamma; \quad r_{b2} = \frac{p_x}{2\pi} z_2 \operatorname{ctg} \gamma.$$

Торцовые углы профилей на рабочих окружностях:

$$\cos \alpha_{tm1} = \operatorname{ctg} \beta_{m1} \operatorname{ctg} \gamma; \quad \cos \alpha_{tm2} = \operatorname{ctg} \beta_{m2} \operatorname{ctg} \gamma.$$

Межосевое расстояние

$$a_w = \sqrt{r_{m1}^2 + r_{m2}^2 \pm 2r_{m1}r_{m2} \cos(\alpha_{tm1} - \alpha_{tm2})}.$$

Здесь и далее верхний знак относится к внешнему относительному расположению колес, а нижний знак — к внутреннему.

Нормальный угол профиля α_{nm2} при заданном угле α_{nm1} :

$$\cos \alpha_{nm2} = \frac{\cos \gamma}{\sin \beta_{m2}}.$$

Радиусы начальных окружностей

$$r_{w1} = \frac{z_1 a_w}{z_2 \pm z_1}; \quad r_{w2} = \frac{z_2 a_w}{z_2 \pm z_1}.$$

Торцовый угол зацепления α_{tw} :

$$\cos \alpha_{tw} = \frac{r_{b1}}{r_{w1}} = \frac{r_{b2}}{r_{w2}}.$$

Радиусы окружностей вершин

$$r_{a1} = r_{m1} + \frac{h_a^*}{\pi} p_x \sin \beta_{m1};$$

$$r_{a2} = r_{m2} + \frac{h_a^*}{\pi} p_x \sin \beta_{m2}.$$

Радиусы окружностей впадин

$$r_{f1} = \pm a_w \mp r_{a2} - \frac{c^*}{\pi} p_x \sin \beta_{m1};$$

$$r_{f2} = a_w \mp r_{a1} \mp \frac{c^*}{\pi} p_x \sin \beta_{m2}.$$

Осевые толщины зубьев на рабочих окружностях

$$S_{xm1} = \frac{2r_{m1}}{\operatorname{tg} \beta_{m1}} \left(\frac{\pi}{2z_1} \pm \frac{2x_1 \operatorname{tg} \alpha}{z_1} \pm \operatorname{inv} \alpha_t \mp \operatorname{inv} \alpha_{m1} \right);$$

$$S_{xm2} = \frac{2r_{m2}}{\operatorname{tg} \beta_{m2}} \left(\frac{\pi}{2z_2} \pm \frac{2x_2 \operatorname{tg} \alpha}{z_2} \pm \operatorname{inv} \alpha_t \mp \operatorname{inv} \alpha_{m2} \right).$$

Нормальные толщины зубьев на рабочих окружностях

$$S_{nm1} = S_{xm1} \sin \beta_{m1}; \quad S_{nm2} = S_{xm2} \sin \beta_{m2}.$$

Высоты замера толщины зубьев

$$h_{a1}^0 = r_{a1} - r_{m1}; \quad h_{a2}^0 = r_{a2} - r_{m2}.$$

Осевые углы профилей на рабочих диаметрах:

$$\operatorname{tg} \alpha_{xm1} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{nm1}}{\sin \beta_{m1}}; \quad \operatorname{tg} \alpha_{xm2} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{nm2}}{\sin \beta_{m2}}.$$

Если требуется вписать зацепление в заданное межосевое расстояние, то расчет целесообразно начинать с определения осевого шага. Для этого вычисляют межосевое расстояние при единичном шаге, а искомый шаг получают как отношение заданного межосевого расстояния к найденному при единичном шаге. При необходимости шаг можно округлить до ближайшего желаемого значения с последующей проверкой выполнения требуемых условий получения необходимого значения передаточной функции или условий самоторможения.

Вывод

ПП типа S_{H1}^4 с двухвенцовыми сателлитами однотипного зацепления могут быть самотормозящимися при сохранении высокого значения КПД прямого хода. При обратном ходе они могут быть с оттормаживанием или без оттормаживания при обеспечении необходимого

смещения рабочих участков профилей зацепления. В таких передачах ПП смещение происходит от оси вращения водила при $z_1z_3 > z_2z_4$ и к оси вращения водила при $z_1z_3 < z_2z_4$.

Автор выражает благодарность доктору технических наук, профессору Виктору Вадимовичу Панюхину, принимавшему участие в данной работе.

Литература

- [1] Кудрявцев В.Н., Кирдяшев Ю.Н., ред. *Планетарные передачи*. Ленинград, Машиностроение, 1977. 536 с.
- [2] Решетов Д.Н. *Расчет планетарных механизмов*. Москва, Машгиз, 1952. 72 с.
- [3] Вейц В.Л. *Динамика машинных агрегатов*. Ленинград, Машиностроение, 1969. 368 с.
- [4] Панюхин В.В. *Цилиндрическая зубчатая передача*. Патент РФ 1479765. Заявл. 26.08.1987, опубл. 15.05.1989.
- [5] Тимофеев Г.А., Панюхин В.В. Эвольвентные самотормозящиеся передачи равносмещенного зацепления. В: *Элементы и устройства робототехнических систем. Межвузовский сборник*. Москва, ГИЭИ, 1988, с. 89–92.
- [6] Бушенин Д.В. *Несоосные винтовые механизмы*. Москва, Машиностроение. 1985. 112 с.
- [7] Виравов Р.В. О критериях заклинивания самотормозящихся зубчатых передач. *Вестник машиностроения*, 1987, № 4, с. 33–38.
- [8] Кожевников С.Н. *Теория механизмов и машин*. Москва, Машиностроение, 1973. 591 с.
- [9] Тимофеев Г.А., Панюхин В.В., Сащенко Д.В. Исследование самотормозящихся планетарных передач с одновенцовыми сателлитами. *Проблемы машиностроения и надежности машин*, 2020, № 4, с. 44–50, doi: <https://doi.org/10.31857/S0235711920040148>
- [10] Тимофеев Г.А., Панюхин В.В., Сащенко Д.В. Самоторможение планетарных передач с трехвенцовыми сателлитами. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2008, № 10, с. 3–16. EDN: JXGLLT
- [11] Каргин П.А. Проектирование и испытание самотормозящейся зубчатой передачи. *Вестник машиностроения*, 2008, № 12, с. 3–6. EDN: JXFPNT
- [12] Алексеева Л.Б. Самоторможение в кулачковых механизмах планетарного типа. *Технические науки — от теории к практике*, 2016, № 2, с. 30–37. EDN: XXZGRP
- [13] Каргин П.А. Развитие проектирования зубчатых механизмов с самоторможением. *Конструкторское бюро*, 2016, № 2, с. 30–37. EDN: SYXUQR
- [14] Красковский Н.В., Самсонович С.Л., Чубиков В.Н. Сравнительный анализ механизмов однонаправленного действия для электромеханических приводов. *Вестник МАИ*, 2015, т. 22, № 2, с. 103–114. EDN: ТТҮМКҒ
- [15] Тимофеев Г.А., Панюхин В.В., Самойлова М.В. Исследование цилиндрической самотормозящейся передачи с гибким венцом. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2014, № 3, с. 3–15. EDN: SFMMGB
- [16] Тимофеев Г.А. Варианты самоторможения и модификации цилиндрических самотормозящихся зубчатых передач. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2023, № 4, с. 55–67. EDN: HRKFVE
- [17] Тимофеев Г.А., Самойлова М.В., Панюхин В.В. Анализ критериев самоторможения с точки зрения их обоснованности. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2013, № 4, с. 27–42. EDN: RPUCQT
- [18] Турпаев А.И. *Винтовые механизмы и передачи*. Москва, Машиностроение, 1982. 223 с.
- [19] Кузьмин А.В., Анферов В.Н. *Расчетно-экспериментальная оценка самоторможения при проектировании передач червячного типа*. Москва, Директ-Медиа, 2018. 178 с.
- [20] Каргин П.А. Развитие методов проектирования зубчатых механизмов с самоторможением (обзор). *Вестник машиностроения*, 2015, № 4, с. 3–8. EDN: UYYXUX

References

- [1] Kudryavtsev V.N., Kirdyashev Yu.N., eds. *Planetarnye peredachi* [Planetary gears]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1977. 536 p. (In Russ.).
- [2] Reshetov D.N. *Raschet planetarnykh mekhanizmov* [Calculation of planetary mechanisms]. Moscow, Mashgiz Publ., 1952. 72 p. (In Russ.).
- [3] Veyts V.L. *Dinamika mashinnykh agregatov* [Dynamics of machine units]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1969. 368 p. (In Russ.).
- [4] Panyukhin V.V. *Tsilindricheskaya zubchataya peredacha* [Spur gearing]. Patent RU 1479765. Appl. 26.08.1987, publ. 15.05.1989. (In Russ.).
- [5] Timofeev G.A., Panyukhin V.V. [Evolute self-braking gears of equal offset meshing]. V: *Elementy i ustroystva robototekhnicheskikh sistem. Mezhdvuzovskiy sbornik* [In: Elements and devices of robotic systems. Interuniversity collection]. Moscow, GIEI Publ., 1988, pp. 89–92. (In Russ.).
- [6] Bushenin D.V. *Nesoosnye vintovye mekhanizmy* [Nonaxial screw mechanisms]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985. 112 p. (In Russ.).
- [7] Virabov R.V. Jamming criteria for self-locking gear trains. *Vestnik mashinostroeniya*, 1987, no. 4, pp. 33–38. (In Russ.).
- [8] Kozhevnikov S.N. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973. 591 p. (In Russ.).
- [9] Timofeev G.A., Panyukhin V.V., Sashchenko D.V. Studying self-braking planetary gears with single-crown satellites. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin*, 2020, no. 4, pp. 44–50, doi: <https://doi.org/10.31857/S0235711920040148> (in Russ.). (Eng. version: *J. Mach. Manuf. Reliab.*, 2020, vol. 49, no. 4, pp. 308–313, doi: <https://doi.org/10.3103/S1052618820040147>)
- [10] Timofeev G.A., Panyukhin V.V., Sashchenko D.V. Self-braking of planetary gears with three-link satellites. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*, 2008, no. 10, pp. 3–16. EDN: JXGLLT (in Russ.).
- [11] Kargin P.A. Design and testing of self-braking gear transmission. *Vestnik mashinostroeniya*, 2008, no. 12, pp. 3–6. EDN: JXFPNT (in Russ.). (Eng. version: *Russ. Engin. Res.*, 2008, vol. 28, no. 12, pp. 1153–1158, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X08120010>)
- [12] Alekseeva L.B. Self-braking in camshaft mechanisms of the orbital type. *Tekhnicheskie nauki — ot teorii k praktike*, 2016, no. 2, pp. 30–37. EDN: XXZGRP (in Russ.).
- [13] Kargin P.A. Development of gear mechanisms with automatic braking designing. *Konstruktorskoe byuro*, 2016, no. 2, pp. 30–37. EDN: SYXUQR (in Russ.).
- [14] Kraskovskiy N.V., Samsonovich S.L., Chubikov V.N. Comparative analysis of the unidirectional action mechanisms designed for electromechanical actuators. *Vestnik MAI* [Aerospace MAI Journal], 2015, vol. 22, no. 2, pp. 103–114. EDN: TTYMKF (in Russ.).
- [15] Timofeev G.A., Panyukhin V.V., Samoylova M.V. Investigation of the cylindrical self-braking gear with flexible crown. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Bauman, Mashinost.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mechan. Eng.], 2014, no. 3, pp. 3–15. EDN: SFMMGB (in Russ.).
- [16] Timofeev G.A. Options for self-braking and modification of the cylindrical self-braking gears. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Bauman, Mashinost.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mechan. Eng.], 2023, no. 4, pp. 55–67. EDN: HRKFVE (in Russ.).
- [17] Timofeev G.A., Samoylova M.V., Panyukhin V.V. Analysis of self-locking criteria from the viewpoint of their validity. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Bauman, Mashinost.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mechan. Eng.], 2013, no. 4, pp. 27–42. EDN: RPUCQT (in Russ.).
- [18] Turpaev A.I. *Vintovye mekhanizmy i peredachi* [Screws and gears]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1982. 223 p. (In Russ.).
- [19] Kuzmin A.V., Anferov V.N. *Raschetno-eksperimentalnaya otsenka samotormozheniya pri proektirovanii peredach chervyachnogo tipa* [Calculation-experimental evaluation of self-braking in the design of worm-type gears]. Moscow, Direkt-Media Publ., 2018. 178 p. (In Russ.).
- [20] Kargin P.A. Development of design methods of tooth gear mechanisms with self-braking (overview). *Vestnik mashinostroeniya*, 2015, no. 4, pp. 3–8. EDN: UYYXUX (in Russ.).

Статья поступила в редакцию 19.05.2025

Информация об авторе

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

Information about the author

TIMOFEEV Gennadiy Alekseevich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Theory of Mechanisms and Machines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Bauman-skaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: timga@bmstu.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Тимофеев Г.Н. Самотормозящиеся передачи на основе планетарной схемы 2К-Н. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 2, с. 3–13.

Please cite this article in English as:

Timofeev G.A. Self-braking gears based on the 2K-H planetary scheme. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 2, pp. 3–13.



Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
предлагает читателям монографию

«Аспекты математического моделирования объемного гидропривода с машинным управлением»

Автор Г.В. Птицын

В монографии рассмотрены аспекты математического моделирования объемного гидропривода с машинным управлением, относящегося к силовым приводным системам, сложным для моделирования и модельных исследований, что обусловлено взаимосвязанными и взаимовлияющими особенностями их схемных решений и конструкций, рабочих режимов и условий эксплуатации в различных изделиях разного назначения.

Книга предназначена для машиностроителей — ученых и инженеров, участвующих в научно-исследовательских и опытно-конструкторских работах по созданию, модернизации и модификации силовых гидроприводных систем и их элементов; будет интересна и полезна докторантам и аспирантам научных специальностей: 2.5.2 «Машиноведение»; 2.5.10 «Гидравлические машины, вакуумная, компрессорная техника, гидро- и пневмосистемы»; 2.5.11 «Наземные транспортно-технологические средства и комплексы»; 2.3.7 «Компьютерное моделирование и автоматизация проектирования», а также может быть применена в образовательном процессе по вузовским программам инженерных специальностей 15.04.02.01 «Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты» и 15.04.02.02 «Системы гидравлических и пневматических приводов».

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; <https://press.bmstu.ru>