

УДК 621.01 (075.8)

# Планетарные редукторы на основе двухвенцового сателлита с внутренними зубьями: теория и применение для создания самотормозящихся лебедок и испытательных стендов

**В.И. Пожбелко**

ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)»

## Planetary gearbox based on a two-crown satellite with the internal gearing rows: theory and application in creating the self-breaking winches and test benches

**V.I. Pozhbelko**

Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — South Ural State University (National Research University)

Планетарные редукторы содержат сателлиты, совершающие сложное движение, разные варианты которого расширяют диапазон их кинематических возможностей и область применения в машиностроении. Предложено новое семейство одно- и двухрядных малогабаритных планетарных редукторов без избыточных связей, выполненных на основе двухвенцового сателлита с двумя рядами внутренних зубьев, входящих в два внутренних зацепления с подвижной и неподвижной центральными шестернями. Разработана методика проектирования односателлитных планетарных редукторов нового типа и даны примеры ее применения при создании безопасных самотормозящихся лебедок для подъема и опускания опасных грузов (с простой и надежной конструкцией без тормозов) и бестормозных стендов для планетарной обкатки и испытаний свободно установленных и кинематически неподвижных зубчатых колес.

**EDN:** FRVWYQ, <https://elibrary/frvwyq>**Ключевые слова:** односателлитный планетарный редуктор, двухвенцовый сателлит, внутренние зацепления, избыточные связи

Planetary gearboxes are equipped with satellites performing a complex motion, their different variants expand the range of the kinematic capabilities and the role of application in the mechanical engineering. The paper proposes a new family of single- and double-row small-sized planetary gearboxes without the redundant connections. They are constructed on the basis of a two-crown satellite with two rows of the internal teeth entering into two internal engagements with a movable and fixed central gear. A design methodology for the single-satellite planetary gearboxes of a new type is developed, and examples of its application in creation of the safe self-braking winches for lifting and lowering the hazardous goods (with simple and reliable design without brakes) and brakeless benches for the planetary running-in and testing the freely installed and kinematically fixed gear wheels are given.

**EDN:** FRVWYQ, <https://elibrary/frvwyq>**Keywords:** single-satellite planetary gearbox, two-crown satellite, internal engagements, redundant connections

Планетарные понижающие зубчатые передачи широко применяют в различных областях машиностроения [1–11] для привода разных машин с вращающимися рабочими органами [12–18]. Планетарные редукторы (ПР) позволяют суммировать и разветвлять потоки мощности, обеспечивают широкий диапазон передаточного отношения  $i$  ( $i > 0$  и  $i < 0$ ) и имеют малые габаритные размеры и массу.

Основным отличительным структурным элементом любого ПР являются сателлиты, представляющие собой зубчатые колеса, установленные на водиле в разном количестве ( $k \geq 1$ ) и совершающие сложное движение относительно центральной оси.

Согласно литературным данным [1–13], используемые в ПР сателлиты выполняют одноили двухвенцовыми (двойными) с двумя рядами внешних зубьев.

Основным недостатком многосателлитных ПР (где  $k \geq 2$ , и число сателлитов может достигать до  $k = 10$ ) является наличие в замкнутых контурах механизма большого числа избыточных связей, которые приводят к неравномерному нагружению и перегрузкам подшипников сателлитов, снижающим в 3 раза срок службы ПР [13]. Для частичного уменьшения числа избыточных связей в конструкцию многосателлитных ПР вводят дополнительный уравнивающий рычажный механизм [13], где число рычажных звеньев в 2–3 раза больше, чем у основного зубчатого механизма.

В работе [7] на основе анализа полученной общей аналитической зависимости числа избыточных связей  $q$  от числа сателлитов  $k$ , а также в статье [8] на основе обобщенного анализа расчетных универсальных структурных таблиц правильного строения всех возможных многоконтурных самоустанавливающихся механизмов установлено, что требуемое условие  $q = 0$  достигается только в односателлитном ПР без применения плавающих звеньев.

Другое новое применение сателлитов в качестве зубчатого планетарного генератора волн деформации совместно с предлагаемым выполнением гибкого колеса в виде упругого эллипса [17] привело к созданию двухсторонней волновой зубчатой передачи с легкой сборкой и расширенным диапазоном передаточного отношения. Выполнение сателлитов с симметрично установленными неуравновешенными грузами позволило создать новое семейство автоматических бесступенчатых приводов машин [6] и

планетарных вибровозбудителей вращающего момента с двумя степенями свободы [14].

Цель статьи — разработка нового семейства малогабаритных ПР без избыточных связей, выполненных на основе одного двухвенцового сателлита с внутренними зубьями и их применение для создания самотормозящихся лебедок и испытательных стендов. Исследование проведено для прямозубых ПР без смещения, все зацепления которых имеют центральное расположение полюса на линии зацепления.

**Основные типы и технические причины самоторможения механизмов.** Анализ научно-технической литературы показал, что среди разработок и исследований многозвенных механизмов с низшими и высшими кинематическими парами [1–13] можно выделить пять практически возможных типов самоторможения их звеньев без применения дополнительных тормозов по следующим техническим причинам.

*Тип I.* Причина самоторможения — угол давления в кинематической паре (между приложенной результирующей силой и вектором абсолютной скорости точки ее приложения) превышает предельно допустимый угол трения покоя  $\lim v_{\max}$ .

В динамической теории трения [19] на основе решения уравнений механической модели трения впервые установлено существование этого предела зоны самоторможения и аналитически определено его точное значение ( $\lim v_{\max} = 56^\circ 19'$ ), превышение которого (даже на холостом ходу) приводит к заклиниванию.

*Тип II.* Причина самоторможения — возникающая в многоконтурных планетарных механизмах внутриконтурная циркуляция силовых потоков мощности, которые расходуются на создание дополнительных вредных потерь на трение в зубчатых зацеплениях и снижают до нуля коэффициент полезного действия (КПД) ПР (особенно в схемах с двухвенцовыми сателлитами).

*Тип III.* Причина самоторможения — совмещение центра абсолютного вращения какого-либо звена (например, рычажного механизма [15] или зубчатого двухвенцового сателлита) с полюсом построенного плана угловых скоростей звеньев планетарного механизма [3]. Явление такой остановки одного из звеньев механизма без применения тормозных систем и устройств названо кинематическим тормозом.

*Тип IV.* Причина самоторможения — перемещение какого-либо шарнира рычажного звена кривошипно-ползунного механизма по круговой траектории с радиусом, равным длине шатуна. Например, в планетарно-рычажном механизме [1] при присоединении шатуна к точке на окружности сателлита, установленного в зацеплении с эпициклической шестерней, происходит точная остановка ведомого ползуна, т. е. его затормаживание без применения тормоза.

*Тип V.* Причина самоторможения и точной неограниченно продолжительной остановки выходного звена — совмещение обоих концевых шарниров смежных вращающихся звеньев в виде ведущего кривошипа и шатуна при их одинаковой длине, что приводит к возникновению особых положений (сингулярностей) механизма. Теория и конкретный пример возникновения в механизмах таких особых положений и самоторможения типа V приведены в работе [15].

Следует отметить, что общая теория самотормозящихся клиновых/винтовых механизмов и зубчатых до- и заплосных передач с симметричными и несимметричными профилями зубьев и различным углом наклона разработана научной школой МГТУ им. Н.Э. Баумана под руководством доктора технических наук, профессора Г.А. Тимофеева [4, 5, 20] и подтверждена на действующих образцах изготовленных разнообразных механизмов.

В книге доктора технических наук, профессора С.Н. Кожевникова [21] рассмотрено самоторможение в планетарных механизмах, содержащих двухвенцовые сателлиты с внешними зубьями, которое возникает в зоне их работы с КПД, равным или меньшим нуля. Предложены аналитические зависимости для расчета таких прямозубых передач в зависимости от потерь на трение в их зубчатых зацеплениях при неподвижном водиле обращенного механизма.

Аналогичные аналитические формулы для расчета КПД планетарных передач широко применены и в работах других авторов [1–3, 11–13] при сравнительном анализе различных схем планетарных механизмов.

Согласно базовому справочнику по машиностроению [1], планетарные передачи с двухвенцовыми сателлитами являются более компактными и эффективными по сравнению с таковыми на основе одновенцовых сателлитов,

вследствие чего они получили широкое применение в машиностроении для приводов мощных машин разного назначения.

Так как далее рассмотрены различные варианты построения ПР, где каждая из центральных шестерен с одним и тем же номером может выполнять разные функции, для получения более общих аналитических расчетных зависимостей (вместо схемного цифрового) введены буквенные обозначения звеньев, указывающие на их функциональное назначение в синтезируемом ПР: индекс «*k*» соответствует подвижной центральной шестерне, индекс «*n*» — неподвижной, а индекс «*h*» — водиле.

**Структурный синтез ПР без избыточных связей.** Структурные схемы одно- (рис. 1, а, б, г, д) и двухрядных (рис. 1, в, е, ж, з) зубчатых передач представляют собой новое семейство синтезированных односателлитных ПР, выполненных на основе двухвенцового сателлита с двумя рядами внутренних зубьев (см. рис. 1, а–г) или с одним рядом внутренних зубьев и другим рядом внешних зубьев (см. рис. 1, д–з), образующих два внутренних зацепления с подвижной и неподвижной центральными шестернями с расположением двух венцов сателлита в параллельных плоскостях (см. рис. 1, а–е) и в одной плоскости внутри редуктора (см. рис. 1, ж, з).

ПР изготовлены с ведущим водилом (в виде кривошипного рычага или эксцентрикового вала) и позволяют (в зависимости от того, какая из двух центральных шестерен выполнена неподвижной) реализовать в простой конструкции с тремя зубчатыми колесами (один двухвенцовый сателлит и две шестерни) широкий диапазон передаточных отношений ( $i = \omega_1/\omega_2 > 0$ ;  $i = \omega_1/\omega_2 < 0$ ) с возможностью их регулирования (см. рис. 1, г) как по значению, так и по направлению. Здесь  $\omega_1, \omega_2$  — угловые скорости.

*Первый вариант ПР* (см. рис. 1, а) содержит корпус 4, в котором установлено приводное устройство кинематической связи соосно связанных между собой ведущего 3 и ведомого 8 валов зубчатой передачи. Приводное устройство кинематической связи выполнено в виде эксцентрично установленного с рычажным приводом 2 двухвенцового сателлита б с двумя внутренними зубчатыми венцами 7 и 5.

Внутренний зубчатый венец 7 сателлита входит в зацепление с внешними зубьями неподвижной центральной шестерни 9, блоки-

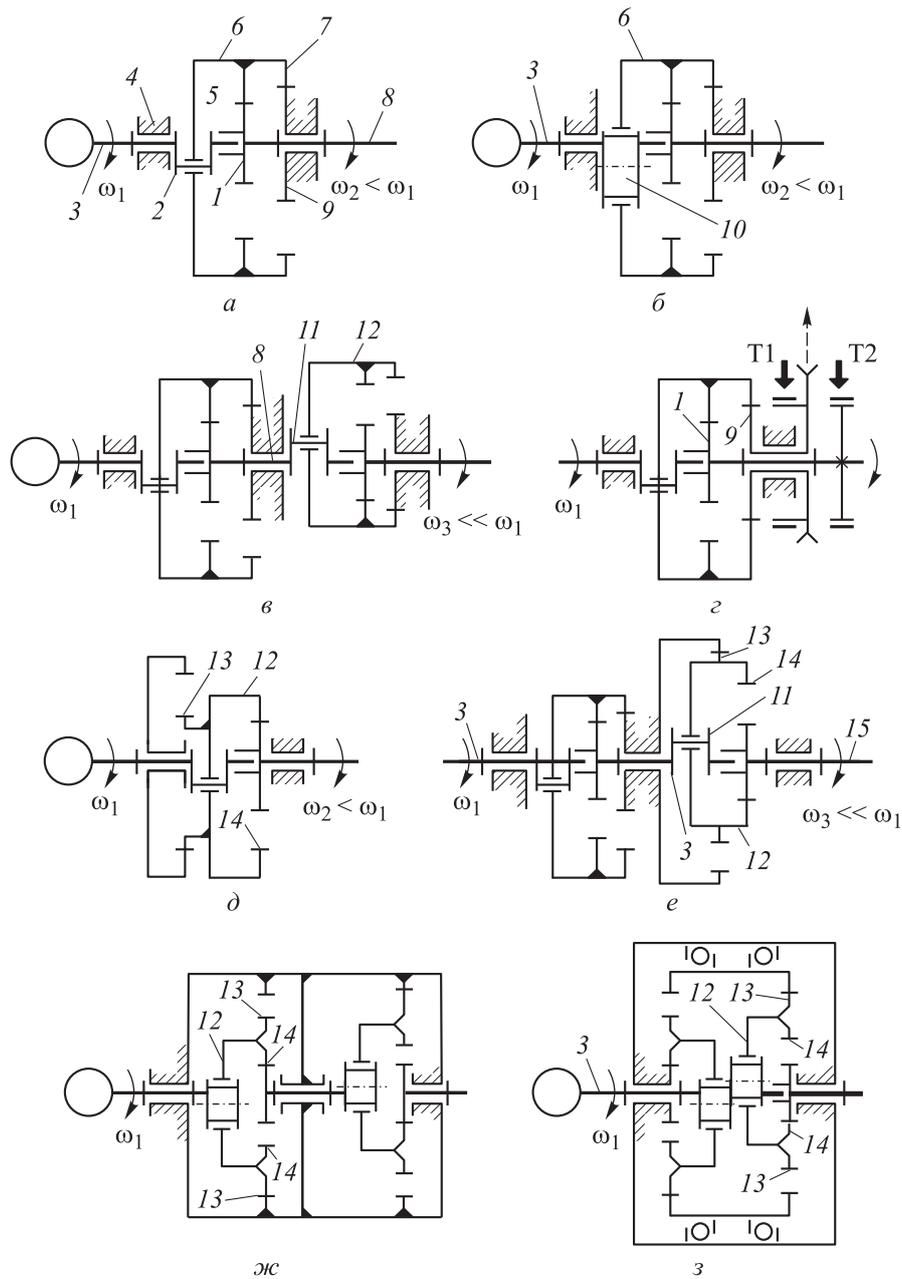


Рис. 1. Структурные схемы синтезированных односпутельных ПР на основе двухвенцового спутельника с внутренними зубьями

рованной с корпусом 4, а внутренний зубчатый венец 5 — с внешними зубьями подвижной центральной шестерни 1, заблокированной с ведомым валом. Рычажный привод спутельника выполнен в виде ведущего кривошипа.

Двухвенцовый спутельник с двумя внутренними зубчатыми венцами имеет неодинаковое число зубьев в обоих венцах, с разностью между ними, равной, например, единице. Число внешних зубьев одной из центральных шестерен 9 или 1 может быть как меньше (например, на один зуб) числа зубьев входящего с ним в

зацепление венца спутельника, так и равно числу зубьев этого спутельника, выполненных со смещением при их нарезании.

Второй вариант ПР (см. рис. 1, б) содержит ведущий вал в виде круглого эксцентрика 10, ось которого совмещена с осью вращения двухвенцового спутельника с обоими внутренними зубьями в каждом из его зубчатых венцов.

Третий вариант ПР (см. рис. 1, в) выполнен с ведомым валом в виде кривошипа 11, где установлен второй двухвенцовый спутельник 12, оба венца которого имеют внутренние зубья

для образования двухступенчатого неререверсивного ПР с вращением выходного и ведущего валов в одном направлении с положительным передаточным отношением ( $i > 0$ ).

*Четвертый вариант ПР* (см. рис. 1, з) оснащен центральными шестернями, снабженными тормозами Т1 и Т2 с возможностью поочередного включения для образования понижающей передачи со ступенчато изменяемой угловой скоростью  $\omega_1$  и реверсированием направления вращения выходного вала исполнительного рабочего органа (в сторону ведущего вала — при включении тормоза Т1 и поэтому неподвижной шестерни 9 или в противоположную сторону — при включении тормоза Т2 и поэтому неподвижной шестерне 1).

*Пятый вариант ПР* (см. рис. 1, д) — одноступенчатый ( $i > 0$ ) — выполнен с двухвенцовым сателлитом, содержащим внешние 13 и внутренние 14 зубья, входящие в два внутренних зацепления с центральными шестернями.

*Шестой вариант ПР* (см. рис. 1, е) — двухступенчатый, где в первой ступени установлен двухвенцовый сателлит с внутренними зубьями, а во второй — двухвенцовый сателлит 12 с внешними 13 и внутренними 14 зубьями. Ведомый вал выполнен в виде ведомого кривошипа 11 с установленным на нем сателлитом 12 для образования редуктора с выходным валом 15 с существенно пониженной (в сотни раз) угловой скоростью  $\omega_3 \ll \omega_1$ , направленной в сторону вращения  $\omega_1$  ведущего вала.

В пятом (см. рис. 1, д) и шестом (рис. 1, е) вариантах ПР зубчатые венцы 13 и 14 двухвенцового сателлита 12 выполнены с разностью чисел зубьев (например, в один зуб) при одинаковых модулях их зацеплений и расположены на сателлите 12 в параллельных плоскостях.

В седьмом и восьмом вариантах ПР (см. рис. 1, ж и з) зубчатые венцы 13 и 14 двухвенцового сателлита 12 имеют одинаковое число внутренних и внешних зубьев при разных модулях их зацеплений и расположены на сателлите 12 в одной плоскости. В восьмом ПР ведущий вал выполнен в виде двух смежных эксцентриков, установленных в противофазе и заблокированных между собой.

**Синтез ПР с одним двухвенцовым сателлитом с внутренними зубьями.** Основными характеристиками приведенного на рис. 1 семейства односателлитных ПР являются передаточное отношение, равное отношению угловых скоро-

стей входного вала  $\omega_h$  и выходного вала  $\omega_k$  при неподвижной шестерне, и КПД, определяемый через коэффициент потерь на трение во всех зубчатых зацеплениях  $\psi_3^h$ .

**Аналитические зависимости передаточного отношения.** Применяя для ПР с двухвенцовым сателлитом метод обращенного движения Виллиса [3], получаем следующие общие выражения для определения передаточного отношения:

- при ведущем водиле

$$i_{hk}^n = \frac{1}{1 - (-1)^a (Z_{c1} / Z_k)(Z_n / Z_{c2})}; \quad (1)$$

- при ведущей центральной шестерне

$$i_{kh}^n = \frac{1}{i_{hk}^n}, \quad (2)$$

где  $a$  — число внешних зацеплений,  $a = 0$  для всех схем, приведенных на рис. 1;  $Z_{c1}$  и  $Z_{c2}$  — числа зубьев первого и второго венцов сателлита;  $Z_k$  и  $Z_n$  — числа зубьев подвижной и неподвижной шестерен.

**Условие соосности входного и выходного валов ПР.** Для обеспечения параллельности осей и зацепления венцов сателлита с обоими центральными шестернями должно быть выполнено условие

$$m_1 |(Z_{c1} - Z_k)| = m_2 |(Z_{c2} - Z_n)|, \quad (3)$$

где  $m_1$  и  $m_2$  — модули внутренних зацеплений первого и второго венцов сателлита.

**Определение КПД ПР.** В зависимости от направления силового потока КПД ПР определяется следующими выражениями [2]:

- при ведущем водиле

$$\eta_{hk}^n = \frac{1}{1 + |i_{hk}^n - 1| \psi_3^h} \approx \frac{1}{1 + |i_{hk}^n| \psi_3^h}; \quad (4)$$

- при ведущей центральной шестерне

$$\eta_{kh}^n = 1 - |i_{hk}^n| \psi_3^h, \quad (5)$$

где  $\psi_3^h = 0,01$  [2].

**Определение нижней границы зоны самоторможения ПР.** Из сводного анализа зависимостей (1)–(5) установлено, что только при ведущей центральной шестерне (в редукторе с заданным передаточным отношением  $i_{hk}^n$ ) возникает зона самоторможения входного вала,

нижняя граница ( $i_{\min}$ ) которой при коэффициенте потерь на трение  $\psi_3^h = 0,01$

$$[\eta_{kh}^n = 1 - |i_{hk}^n| \psi_3^h] = 0 (i_{hk}^n = i_{\min}) = \frac{1}{\psi_3^h} = \frac{1}{0,01} = 100.$$

**Методы синтеза с заданной разностью чисел зубьев венцов сателлита или центральных шестерен.** Предлагаемые для схем редукторов (см. рис. 1) методы синтеза выполняют на основе безразмерных критериев

$$\Delta_c = |Z_{c1} - Z_{c2}| \geq 0 \text{ и } \Delta_0 = |Z_k - Z_n| \geq 0,$$

где  $\Delta_c$  и  $\Delta_0$  — разность чисел зубьев венцов сателлита и центральных шестерен.

В зависимости от их значения методы синтеза разделены на четыре категории.

*Первый метод синтеза.* Оба зубчатых венца двухвенцового сателлита выполняют с одинаковым числом зубьев ( $Z_{c1} = Z_{c2}$ ) по критериям

$$\begin{cases} \Delta_c = |Z_{c1} - Z_{c2}| = 0 (Z_{c1} = Z_{c2}) = Z; \\ \Delta_0 = |Z_k - Z_n| \neq 0 (Z_k \neq Z_n). \end{cases} \quad (6)$$

Общие уравнения (1), (3)–(5) после подстановки в них зависимостей (6) принимают вид

$$i_{hk}^n = \frac{Z_k}{Z_k - Z_n} = \frac{Z_k}{\Delta_0}; \quad \eta_{hk}^n = \frac{1}{1 + 0,01|i_{hk}^n|}; \quad (7)$$

$$Z_k = i_{hk}^n \Delta_0; \quad Z_n = Z_k - \Delta_0 Z = \left| \frac{m_2 Z_k - m_1 Z_n}{m_2 - m_1} \right|. \quad (8)$$

*Второй метод синтеза.* Обе центральные шестерни выполняют с одинаковым числом зубьев ( $Z_n = Z_k$ ) по критериям

$$\begin{cases} \Delta_0 = |Z_k - Z_n| = 0 (Z_k = Z_n) = Z_0; \\ \Delta_c = |Z_{c1} - Z_{c2}| \neq 0 (Z_{c1} \neq Z_{c2}). \end{cases} \quad (9)$$

Общие уравнения (1), (3)–(5) после подстановки в них зависимостей (9) принимают вид

$$i_{hk}^n = \frac{Z_{c2}}{Z_{c2} - Z_{c1}} = \frac{Z_{c2}}{\Delta_c}; \quad \eta_{hk}^n = \frac{1}{1 + 0,01|i_{hk}^n - 1|}; \quad (10)$$

$$\begin{aligned} Z_{c2} &= i_{hk}^n \Delta_c; \quad Z_{c1} = Z_{c2} - \Delta_c \Rightarrow \\ &\Rightarrow Z_0 = \left| \frac{m_2 Z_{c2} - m_1 Z_{c1}}{m_2 - m_1} \right|. \end{aligned} \quad (11)$$

*Третий метод синтеза.* Зубчатые венцы двухвенцового сателлита с обоими внутренними зубьями и центральные шестерни с внешними выполняют с разным числом зубьев ( $\Delta_c \neq 0, \Delta_0 \neq 0$ ) по критериям

$$\Delta_c = |Z_{c1} - Z_{c2}| \geq 1; \quad \Delta_0 = |Z_k - Z_n| \geq 1,$$

а оба внутренних зацепления ПР — с одинаковым модулем зацепления ( $m_2 = m_1$ ). Синтез ПР проводят на основе совместного решения общих уравнений (1)–(5).

*Четвертый метод синтеза.* Этот метод в пределе ( $\Delta_c = 0; \Delta_0 = 0$ ) обеспечивает предельный режим работы ПР с ведущим водилом (в виде эксцентрика или кривошипного рычага) и одним двухвенцовым сателлитом с внутренними зубьями:

$$i_{hk}^n = \frac{\omega_h}{\omega_k} = \frac{\omega_h}{0} = \infty \Rightarrow C = (Z_{c1} / Z_k)(Z_n / Z_{c2}) = 1 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow Z_{c1} = Z_{c2} (m_1 / m_2);$$

$$Z_n = Z_k (m_1 / m_2). \quad (12)$$

В случае выполнения предельного условия (12) свободно установленная на выходе ПР центральная шестерня с числом зубьев  $Z_k$  остается неподвижной при вращении ведущего кривошипа с любой угловой скоростью  $\omega_k$ , что обеспечивает  $\omega_k = 0$  без блокировки этой шестерни с неподвижным корпусом ПР.

Впервые такой кинематический эффект (названный рычажным кинематическим тормозом) был реализован в 2005 г. в рычажном механизме с одним двойным шарниром [15]. Согласно анализу уравнений (1) и (12), он легко достигается в рассматриваемых ПР (см. рис. 1) за счет следующих вариантов выбора чисел зубьев предельного редуктора:

- $Z_{c1} = Z_k; Z_{c2} = Z_n \Rightarrow m_2 = m_1;$
- $Z_k = Z_n; Z_{c2} = Z_{c1} \Rightarrow m_2 = m_1;$
- $Z_{c1} \neq Z_k; Z_{c2} \neq Z_n \Rightarrow m_2 \neq m_1.$

Следует отметить, что второй метод синтеза ( $\Delta_0 = 0, Z_k \neq Z_n$ ) по сравнению с первым дает эквивалентные результаты, а третий метод является менее эффективным, чем первый.

**Построение зависимостей передаточного отношения и КПД ПР от заданной разности чисел зубьев.** *Этап 1.* Совместное решение системы исходных уравнений (4), (7)–(11) для семейства ПР (см. рис. 1) позволило построить зависимости передаточного отношения  $i_{hk}^n$  и КПД ПР  $\eta_{hk}^n$  от разности чисел зубьев  $\Delta$ , которые приведены на рис. 2, а. Видно, что уменьшение разности чисел зубьев венцов сателлита или центральных шестерен при заданном числе зубьев  $[(Z_{c1} = Z_{c2}) = Z] = \text{const}$  или  $[(Z_k = Z_n) = Z_0] = \text{const}$  (т. е. при одинаковых

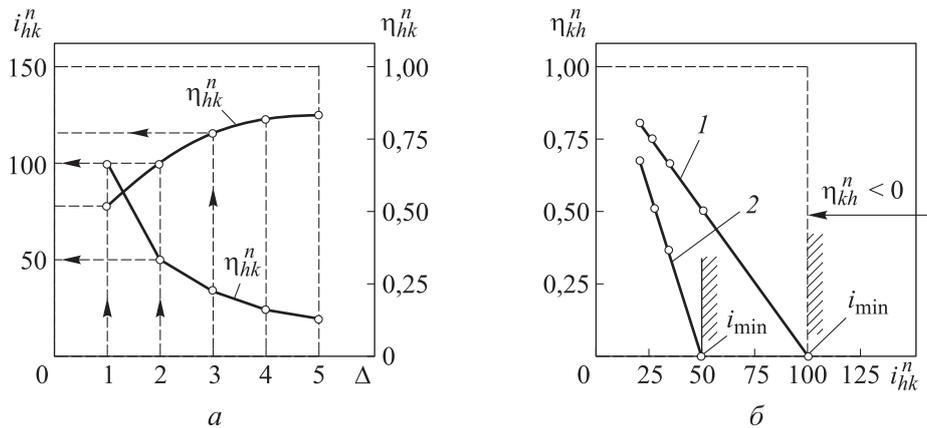


Рис. 2. Зависимости:

*a* — передаточного отношения  $i_{hk}^n$  и КПД  $\eta_{hk}^n$  ПР от разности чисел зубьев  $\Delta$ ;

*б* — КПД  $\eta_{kh}^n$  от передаточного отношения ПР  $i_{hk}^n$  при коэффициенте потерь на трение  $\psi_3^h = 0,01$  (1) и 0,02 (2)

габаритных размерах ПР) приводит к увеличению передаточного отношения ПР  $i_{hk}^n$  и снижению его КПД  $\eta_{hk}^n$ .

*Этап 2.* Результаты совместного решения системы уравнений (4), (5), (7), (10) приведены на рис. 2, б. Анализ полученных графиков позволяет заключить следующее:

- ПР с ведущим водилом и двухвенцовым сателлитом во всем диапазоне передаточного отношения имеют КПД  $\eta_{hk}^n > \eta_{kh}^n$  и  $\eta_{hk}^n > 0$ ;

- только в ПР с двухвенцовым сателлитом и ведущим водилом возникает зона самоторможения центральной шестерни ведомого вала ( $i_{\min} < i < \infty$ ), нижнюю границу которой ( $i_{hk}^n = i_{\min}$ ) можно точно определить из уравнения (5) следующим образом:

$$\eta_{hk}^n = 1 - |i_{hk}^n| \psi_3^h = 0 \Rightarrow (i_{hk}^n = i_{\min}) = 1 / \psi_3^h. \quad (13)$$

Согласно выражению (13), увеличение коэффициента потерь на трение  $\psi_3^h$  приводит к расширению зоны самоторможения.

**Создание самотормозящейся лебедки для подъема опасных грузов.** Рассмотрим на конкретном примере последовательность проектирования безопасной в эксплуатации самотормозящейся лебедки для подъема и опускания опасных или хрупких грузов (расплавленного металла, ядовитых и взрывчатых веществ, стекла), а также людей, в надежной конструкции которой нет двух остановочных и одного аварийного тормозов.

Согласно первому методу синтеза и формуле (13), задаем следующие входные параметры синтеза:

$$\Delta_c = 0; \quad [i_{hk}^n \geq (i_{\min} = 100)] = 105;$$

$$(\Delta_0 = Z_k - Z_n) = 1; \quad (Z_{c1} = Z_{c2}) = Z;$$

$$m_1 = 3 \text{ мм}; \quad m_2 = 2,5 \text{ мм}.$$

Структурно-параметрический синтез одно-сателлитного двухвенцового ПР выполняем в следующей последовательности.

Определяем число внешних зубьев и делительные диаметры подвижной (т. е. соединенной с барабаном лебедки и имеющей параметры  $Z_k, d_k$ ) и неподвижной (т. е. заблокированной с корпусом лебедки и имеющей  $Z_n, d_n$ ) центральных шестерен, соосно установленных внутри сателлита:

$$\bullet Z_k = i_{hk}^n \Delta_0 = 105; \quad d_k = m_1 Z_k = 315 \text{ мм};$$

$$\bullet Z_n = Z_k - \Delta_0 = 104; \quad d_n = m_2 Z_n = 260 \text{ мм}.$$

Вычисляем одинаковое число внутренних зубьев в каждом из венцов сателлита ( $Z_{c1} = Z_{c2}$ ) и их делительные диаметры:

$$Z = \frac{m_1 Z_k - m_2 Z_n}{m_1 - m_2} = 110;$$

$$d_{c1} = m_1 Z_{c1} = 330 \text{ мм}; \quad d_{c2} = m_2 Z_{c2} = 275 \text{ мм}.$$

Находим эксцентриситет ведущего кривошипа

$$e = [0,5(d_{c1} - d_k) = 0,5(d_{c2} - d_n)] = 7,5 \text{ мм}.$$

Получаем КПД ПР

$$\eta_{hk}^n = \frac{1}{1 + \psi_3^h i_{hk}^n} \approx 0,5.$$

Результаты синтеза приведены на рис. 3, где при проектировании односателлитного ПР ле-

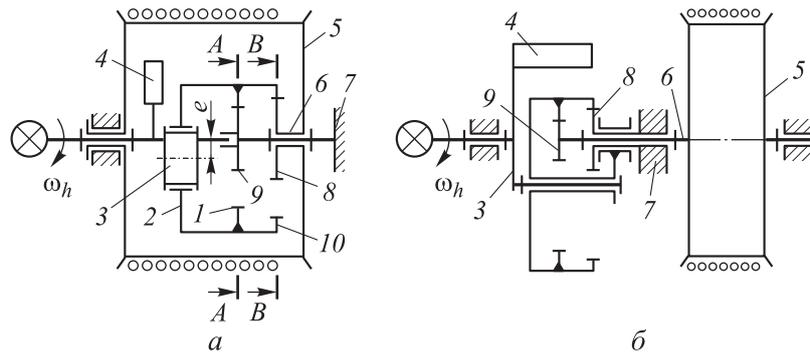


Рис. 3. Результаты синтеза бестормозной лебедки для подъема и опускания опасных грузов при  $Z_k > Z_n$  (а) и  $Z_k < Z_n$  (б):

1 и 10 — внутренние зубчатые венцы двухвенцового сателлита 2; 3 — ведущий кривошип (в виде эксцентрика или рычага); 4 — противовес; 5 — канатный барабан; 6 — ведомый вал; 7 — опорное основание; 8 и 9 — подвижная и неподвижная центральные шестерни;  $\omega_h$  — угловая скорость ведущего вала водела

бедки (рис. 3, а) внутреннее зацепление двухвенцового сателлита в сечении А-А выполнено с одним модулем зацепления ( $m_2 = 2,5 \text{ мм}$ ), а внутреннее зацепление в сечении В-В — с другим ( $m_1 = 3 \text{ мм}$ ). Вариант ПР, приведенный на рис. 3, а (при  $Z_k = 105, Z_n = 104$ , т. е.  $Z_k > Z_n$ ), обеспечивает передаточное отношение  $i = +105$ . Вариант ПР, показанный на рис. 3, б (при  $Z_k < Z_n$ ), обеспечивает реверс ведомого вала при  $i = -105$  в другую сторону.

**Создание испытательных стендов на основе «планетарного кинематического тормоза».** Рассмотрим на конкретных примерах последовательность проектирования с применением четвертого метода синтеза и предельного условия (15) самотормозящихся стендов для планетарной обкатки и испытаний зубчатых колес на основе так называемого планетарного кинематического тормоза (когда остановка ведомого вала механизма возникает при работающем двигателе без применения нагружающих устройств).

Структурно-параметрический синтез одно-сателлитных предельных ПР ( $C = 1, i_{hk}^n = \infty, \eta_{hk}^n = 0$ ) нового семейства (см. рис. 1) выполняем на основе целочисленных решений системы уравнений

$$\begin{cases} (Z_{c1}/Z_k)(Z_n/Z_{c2}) = (Z_{c1}/Z_{c2})(Z_n/Z_k) = 1; \\ (d_{c1} = m_1 Z_{c1}) = (d_{c2} = m_2 Z_{c2}); \\ (d_{c1} = m_1 Z_{c1}) = (d_{c2} = m_2 Z_{c2}), \\ (d_k = m_1 Z_k) = (d_n = m_2 Z_n); \\ m_1 (Z_{c1} - Z_k) = m_2 (Z_{c2} - Z_n). \end{cases} \quad (14)$$

Эта система состоит из трех уравнений синтеза, объединяющих предельный критерий

$C = 1$  (12) с разными вариантами сочетаний зубьев колес, условие равенства делительных диаметров зубьев этих колес ( $d_{c1} = d_{c2}, d_k = d_n$  или  $d_k = d_{c1}, d_n = d_{c2}$ ) и условие соосности (3).

Система уравнений (14) имеет следующие возможные решения:

- при синтезе одномодульного ( $m_2 = m_1$ ) предельного ПР

$$\begin{aligned} [(m_2 = m_1) = 2 \text{ мм}] &\Rightarrow \\ \Rightarrow (Z_{c2} = Z_{c1}) = 100; (Z_k = Z_n) = 90; \\ (d_{c1} = d_{c2} = m_1 Z_{c1}) &= 200 \text{ мм}; \\ (d_k = d_n = m_1 Z_k) &= 180 \text{ мм}; C = 1; \end{aligned}$$

- при синтезе разномодульного ( $m_2 \neq m_1$ ) предельного ПР

$$\begin{aligned} (m_1 = 2 \text{ мм}, m_2 = 3 \text{ мм}) &\Rightarrow \\ \Rightarrow Z_{c1} = 105; Z_{c2} = 70; Z_k = 90; Z_n = 60 &\Rightarrow \\ \Rightarrow [(d_{c1} = m_1 Z_{c1}) = (d_{c2} = m_2 Z_{c2})] = 210 \text{ мм} &\Rightarrow \\ \Rightarrow [(d_k = m_2 Z_k) = (d_n = m_2 Z_n)] = 180 \text{ мм} &\Rightarrow C = 1. \end{aligned}$$

Результаты синтеза приведены на рис. 4 в виде созданных (на основе предельного ПР)

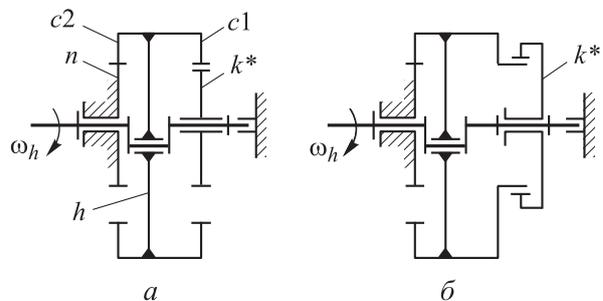


Рис. 4. Схемы стендов для планетарной обкатки и испытаний свободно установленных и кинематически неподвижных зубчатых колес с внешними (а) и внутренними (б) зубьями

вариантов станда для планетарной обкатки и испытаний свободно установленных на ведомом валу, но кинематически неподвижных зубчатых колес ( $k^*$ ) с различным числом зубьев  $Z_k^* = Z_n (m_2 = m_1)$  или  $Z_k^* \neq Z_n (m_2 \neq m_1)$ .

## Выводы

1. Синтезировано новое семейство одно- и двухрядных малогабаритных ПР без избыточных связей, выполненных на основе двухвенцового сателлита с двумя рядами внутренних зубьев, входящих в два внутренних зацепления с подвижной и неподвижной центральными шестернями.

2. Для нового семейства ПР построены общие зависимости КПД от передаточного отношения при заданной разности чисел зубьев двухвенцового сателлита, из анализа которых установлены области существования самотормозящихся ПР с ведущим кривошипным валом,

выполненных на основе двухвенцового сателлита с обоими венцами из внутренних зубьев.

3. Разработана методика проектирования односателлитных ПР разного типа. Приведены примеры ее практического применения при создании самотормозящихся лебедок для подъема–опускания опасных грузов и бестормозных стандов для планетарной обкатки и испытаний свободно установленных и кинематически неподвижных зубчатых колес.

4. В односателлитных ПР, в отличие от многосателлитных ПР, расчет чисел зубьев колес всего синтезированного семейства выполняют без решения дополнительных условий сборки и соседства сателлитов [3]. Это исключает ограничения на выбор конструктором только отдельных чисел зубьев колес и передаточных отношений, что позволяет создавать ПР нового типа (со 100%-ной реализацией любого заданного передаточного отношения и точным выбором требуемых чисел зубьев колес).

## Литература

- [1] Крайнев А.Ф. *Механика машин. Фундаментальный словарь*. Москва, Машиностроение, 2001. 903 с.
- [2] Кудрявцев В.Н. *Планетарные передачи*. Москва, Машиностроение, 1966. 307 с.
- [3] Тимофеев Г.А., ред. *Теория механизмов и машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. 566 с.
- [4] Тимофеев Г.А., Самойлова М.В. Использование метода графов в структурном анализе планетарно-волнового механизма. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2010, № 2, с. 3–14.
- [5] Тимофеев Г.А., Панюхин В.В., Сащенко Д.В. Исследование самоторможения планетарных передач. *Сб. док. межд. конф. по теории механизмов и механики машин*. Краснодар, КубГТУ, 2006, с. 88–89.
- [6] Пожбелко В.И. *Инерционно-импульсные приводы машин с динамическими связями*. Москва, Машиностроение, 1989. 132 с.
- [7] Пожбелко В.И. Синтез безыбыточных планетарных механизмов и расчет оптимального числа равномерно нагруженных сателлитов. В: *Теория механизмов и машин в вопросах и ответах*. Челябинск, Изд-во ЮУрГУ, 2004, с. 307–312.
- [8] Пожбелко В.И. Единая теория структуры, синтеза и анализа многозвенных механических систем с геометрическими, гибкими и динамическими связями звеньев. Часть 1. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2020, № 9, с. 24–43, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2020-9-24-43>
- [9] Pozhbelko V.I. A new molecular approach for creative design of multiloop linkages and planetary gear mechanisms via novel NTG-graph representation. In: *Advances in mechanical engineering*. Springer, 2023, pp. 21–34, doi: [https://doi.org/10.1007/978-3-031-48851-1\\_3](https://doi.org/10.1007/978-3-031-48851-1_3)
- [10] Pozhbelko V.I. A new approach to structural synthesis of multiloop lever and gearing mechanisms in workspace with all possible degrees of freedom. In: *Advances in Mechanical Engineering. MMSE-2024. LNME, Springer*, 2025, p. 40–50.
- [11] Гавриленко В.А. *Зубчатые передачи в машиностроении*. Москва, Машгиз, 1962. 532 с.
- [12] Фролов К.В., ред. *Детали машин. Машиностроение. Энциклопедия*. Т. IV-1. Москва, Машиностроение, 1995. 864 с.
- [13] Решетов Л.Н. *Самоустанавливающиеся механизмы*. Москва, Машиностроение, 1979. 334 с.

- [14] Пожбелко В.И. *Особый планетарный инерционный импульсный механизм*. А.с. № 627280 СССР, бюл. № 10, 1986.
- [15] Пожбелко В.И. *Кривошипный механизм В.И. Пожбелко с точными остановками*. Патент РФ 2283446. Заявл. 21.03.2005, опублик. 10.09.2006.
- [16] Пожбелко В.И., Архипов Д.Д., Бородулин К.А. *Мобильная лебедка*. Патент РФ 2552785. Заявл. 27.01.2014, опублик. 10.06.20215.
- [17] Пожбелко В.И. *Двухсторонняя волновая зубчатая передача*. Патент РФ 2792308. Заявл. 12.09.2022, опублик. 21.03.2023.
- [18] Пожбелко В.И. *Многопоточная бесподшипниковая планетарная зубчатая передача*. Патент РФ 2812085. Заявл. 05.07.2023, опублик. 22.01.2024.
- [19] Пожбелко В.И. Динамическая теория и моделирование предельного трения. В: *Теория механизмов и машин в вопросах и ответах*. Челябинск, Изд-во ЮУрГУ, 2004, с. 144–156.
- [20] Тимофеев Г.А., Панюхан В.В., Сащенко Д.В. Самоторможение планетарных механизмов. *Вестник машиностроения*, 2010, № 12, с. 30–42.
- [21] Кожевников С.Н. *Теория механизмов и машин*. Москва, Машиностроение, 1973. 592 с.

## References

- [1] Kravnev A.F. *Mekhanika mashin. Fundamentalnyy slovar* [Mechanics of machines. Fundamental vocabulary]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2001. 903 p. (In Russ.).
- [2] Kudryavtsev V.N. *Planetarnye peredachi* [Planetary gears]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1966. 307 p. (In Russ.).
- [3] Timofeev G.A., ed. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2017. 566 p. (In Russ.).
- [4] Timofeev G.A., Samoylova M.V. Use of the graph method in the structural analysis of the planetary-wave mechanism. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Bauman, Mashinostr.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mechan. Eng.], 2010, no. 2, pp. 3–14. (In Russ.).
- [5] Timofeev G.A., Panyukhin V.V., Sashchenko D.V. [Investigation of self-braking of planetary gears]. *Sb. dok. mezhd. konf. po teorii mekhanizmov i mekhaniki mashin* [Proc. Interdisciplinary conf. on Theory of Mechanisms and Mechanics of Machines]. Krasnodar, KubGTU Publ., 2006, pp. 88–89. (In Russ.).
- [6] Pozhbelko V.I. *Inertsionno-impulsnye privody mashin s dinamicheskimi svyazyami* [Inertial-pulse drives of machines with dynamic links]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1989. 132 p. (In Russ.).
- [7] Pozhbelko V.I. Sintez bezyzbytochnykh planetarnykh mekhanizmov i raschet optimalnogo chisla ravnomerno nagruzhennykh satellitov [Synthesis of lossless planetary mechanisms and calculation of the optimal number of uniformly loaded satellites]. V: *Teoriya mekhanizmov i mashin v voprosakh i otvetakh* [Theory of mechanisms and machines in questions and answers]. Chelyabinsk, Izd-vo YuUrGU Publ., 2004, pp. 307–312. (In Russ.).
- [8] Pozhbelko V.I. A unified theory of structure, synthesis and analysis of multibody mechanical systems with geometrical, flexible and dynamic connections. Part 1. Basic structural equations and universal structure tables. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2020, no. 9, pp. 24–43, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2020-9-24-43> (in Russ.).
- [9] Pozhbelko V.I. A new molecular approach for creative design of multiloop linkages and planetary gear mechanisms via novel NTG-graph representation. In: *Advances in mechanical engineering*. Springer, 2024, pp. 21–34, doi: [https://doi.org/10.1007/978-3-031-48851-1\\_3](https://doi.org/10.1007/978-3-031-48851-1_3)
- [10] Pozhbelko V.I. A new approach to structural synthesis of multiloop lever and gearing mechanisms in workspace with all possible degrees of freedom. In: *Advances in Mechanical Engineering. MMSE-2024. LNME, Springer*, 2025, p. 40–50.
- [11] Gavrilenko V.A. *Zubchatye peredachi v mashinostroenii* [Toothed gears in mechanical engineering]. Moscow, Mashgiz Publ., 1962. 532 p. (In Russ.).
- [12] Frolov K.V., ed. *Detali mashin. Mashinostroenie. Entsiklopediya*. Т. IV-1 [Details of machines. Mashinostroenie. Encyclopaedia. Vol. IV-1]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1995. 864 p. (In Russ.).

- [13] Reshetov L.N. *Samoustanavlivayushchiesya mekhanizmy* [Self-aligning mechanisms]. Moscow, Mashinostroenie, 1979. 334 p. (In Russ.).
- [14] Pozhbelko V.I. *Osobyu planetarnyy inertsionnyy impulsnyy mekhanizm*. A.s. no. 627280 SSSR, byul. no. 10, 1986. (In Russ.).
- [15] Pozhbelko V.I. *Krivoshipnyy mekhanizm V.I. Pozhbelko s tochnymi ostanovkami* [Crank mechanism with accurate stops]. Patent RU 2283446. Appl. 21.03.2005, publ. 10.09.2006. (In Russ.).
- [16] Pozhbelko V.I., Arkhipov D.D., Borodulin K.A. *Mobilnaya lebedka* [Mobile winch]. Patent RU 2552785. Appl. 27.01.2014, publ. 10.06.20215. (In Russ.).
- [17] Pozhbelko V.I. *Dvukhstoronnaya volnovaya zubchataya peredacha* [Double-sided wave gear transmission]. Patent RU 2792308. Appl. 12.09.2022, publ. 21.03.2023. (In Russ.).
- [18] Pozhbelko V.I. *Mnogopotchnaya bespodshipnikovaya planetarnaya zubchataya peredacha* [Multi-thread bearingless planetary gear]. Patent RU 2812085. Appl. 05.07.2023, publ. 22.01.2024. (In Russ.).
- [19] Pozhbelko V.I. *Dinamicheskaya teoriya i modelirovanie predelnogo treniya* [Dynamic theory and modelling of ultimate friction]. V: *Teoriya mekhanizmov i mashin v voprosakh i otvetakh* [Theory of mechanisms and machines in questions and answers]. Chelyabinsk, Izdvo YuUrGU, 2004, pp. 144–156. (In Russ.).
- [20] Timofeev G.A., Panyukhan V.V., Sashchenko D.V. Self-locking of planetary mechanisms. *Vestnik mashinostroeniya*, 2010, no. 12, pp. 30–42. (In Russ.).
- [21] Kozhevnikov S.N. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1973. 592 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 10.10.2024

## Информация об авторах

**ПОЖБЕЛКО Владимир Иванович** — заслуженный работник высшей школы РФ, доктор технических наук, профессор. ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» (454080, Челябинск, Российская Федерация, проспект Ленина, д. 76, e-mail: pozhbelkovi@susu.ru).

## Information about the authors

**POZHBELKO Vladimir Ivanovich** — Honored Worker of Higher School of the Russian Federation, Doctor of Science (Eng.), Professor. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — South Ural State University (National Research University) (454080, Chelyabinsk, Russian Federation, Lenin Ave., Bldg. 76, e-mail: pozhbelkovi@susu.ru).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Пожбелко В.И. Планетарные редукторы на основе двухвенцового сателлита с внутренними зубьями: теория и применение для создания самотормозящихся лебедок и испытательных стендов. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2025, № 1, с. 30–40.

### Please cite this article in English as:

Pozhbelko V.I. Planetary gearbox based on a two-crown satellite with the internal gearing rows: theory and application in creating the self-breaking winches and test benches. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2025, no. 1, pp. 30–40.