

УДК 621.833.6

DOI 10.18698/0536-1044-2017-6-18-27

Структурный анализ планетарного механизма с двумя плавающими звеньями

Г.А. Тимофеев, М.В. Самойлова

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

Structural Analysis of a Planetary Gear Mechanism with Two Floating Links

G.A. Timofeev, M.V. Samoilova

BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

@ e-mail: timga@bmstu.ru

i Проектирование современных механизмов и машин — очень сложный и многогранный процесс. Одним из его первых этапов является структурный анализ механизмов, за ним следует кинематический, динамический, кинетостатический и др. Современное машиностроение ставит перед учеными такие задачи, для решения которых необходимо создавать принципиально новые и сложные пространственные механизмы. При этом многие механизмы имеют избыточные связи, вызывающие у разработчиков большие проблемы. Они требуют большой точности изготовления многих деталей, что значительно повышает стоимость машины, а иногда делает ее сборку невозможной. Избыточные связи снижают нагрузочную способность и КПД машины, увеличивают ее габаритные размеры и массу. Поэтому создание механизмов машин без избыточных связей является предметом внимания многих исследователей. Проведен структурный анализ планетарного механизма методом графов, позволяющим формализовать его структурную модель, используя теорию графов, и исследовать ее.

Ключевые слова: структурный анализ, планетарный механизм, избыточные связи, метод графов.

i Design of modern mechanisms and machines is a very complex and multifaceted process. One of the first steps in this process is structural analysis of mechanisms, followed by kinematic, dynamic, kinetostatic and other types of analyses. In modern mechanical engineering, designers are faced with tasks that require creating fundamentally new and complex 3D mechanisms. At the same time, numerous mechanisms have redundant links that cause considerable problems to engineers. These mechanisms involve manufacturing high-precision parts that increases the cost of the machine and, occasionally, makes machine assembly impossible. Redundant links reduce bearing capacity and efficiency of the machine, and increase its dimensions and weight. Therefore, the problem of creating machines without redundant links draws attention of a large number of engineers. The authors conducted a structural analysis of a planetary gear mechanism using the method of graphs, which made it possible to formalize and study the structural model based on the theory of graphs.

Keywords: structural analysis, planetary gear, redundant links, method of graphs.

При проектировании и изготовлении механизмов с повышенными требованиями к точности, крутильной жесткости, долговечности, нагрузочной способности и КПД особое внимание следует уделять правильному выбору их структурной схемы. Необходимо стремиться к созданию рациональных конструкций механизмов, не имеющих избыточных связей (ИС). Применение механизмов без ИС обеспечивает следующие преимущества [1–4]:

- расширение допусков на изготовление звеньев;
- уменьшение чувствительности к изменению размеров, что особо важно для конструкций, работающих в широком температурном диапазоне;
- снижение трения и увеличение КПД вследствие уменьшения или полного отсутствия натягов в кинематических парах (КП);
- сокращение до минимума зазоров в соединениях и зацеплениях, чему способствует самостановка звеньев.

Исследованию структуры механизмов посвящено значительное количество работ отечественных и зарубежных авторов [1–13], среди которых много научных трудов основоположника теории проектирования самоустанавливающихся механизмов профессора МГТУ им. Н.Э. Баумана Л.Н. Решетова [1, 4 и др.], его последователей [2, 3, 6, 9–11, 13] и учеников [5, 7, 8, 13].

Цель работы — анализ конструкции планетарного механизма с двумя плавающими косозубыми шевронными зубчатыми колесами внутреннего зацепления, известной как механизм Штекихта.

Перед началом структурного анализа важно правильно установить и обосновать классы всех КП. На рис. 1 приведена структурная схема

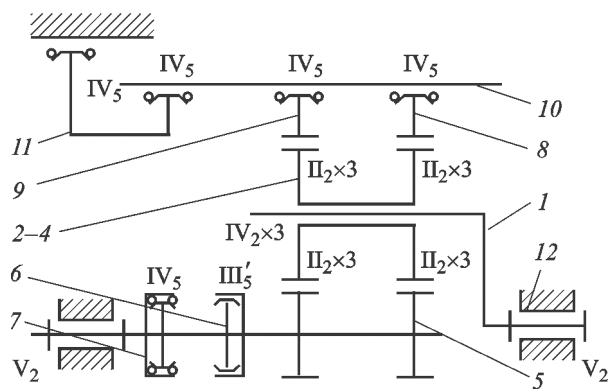


Рис. 1. Структурная схема планетарного редуктора

исследуемого планетарного редуктора (редуктора Штекихта).

Редуктор Штекихта состоит из ведущего вала 7, связанного с солнечным колесом 5 посредством зубчатого карданного вала 6. Его соединение с ведущим валом является КП класса IV_5 , а с солнечным колесом — класса III'_5 . Будем рассматривать шевронное зацепление как две линейчатые КП класса II_2 . Солнечное колесо входит в зацепление с тремя сателлитами 2–4, которые связаны с водилом 1 КП класса IV_2 . Водило и ведущий вал соединены с корпусом 12 редуктора КП класса V_2 . Сателлиты входят в зацепление с двумя корончатыми колесами внутреннего зацепления 8 и 9, которые связаны с корпусом редуктора посредством двух зубчатых карданных валов 10 и 11. Соединения последних с колесами внутреннего зацепления и с корпусом — КП класса IV_5 . Благодаря наличию звеньев 6, 10 и 11 солнечное колесо 5 и оба корончатых колеса являются плавающими.

По результатам данного анализа в структурной схеме исследуемого редуктора были представлены классы КП.

Структурный анализ редуктора Штекихта проведем с помощью метода графов, выбранного из следующих соображений. Обычно в теории структуры кинематических цепей используют уравнения А.П. Малышева [1] или О.Г. Озола [1, 3], по которым находят число подвижностей и количество ИС. Точное представление об искомым величинах при отсутствии достаточного опыта структурного анализа они дать не могут.

Метод Л.Н. Решетова [1, 4], основанный на анализе подвижностей в контурах, позволяет определить не только количество, но и характер подвижностей и ИС. Однако сложность метода возрастает с увеличением числа контуров. Трудность этого метода также заключается в переходе из одной системы координат в другую даже в пределах одного контура.

Метод структурного анализа механизмов, разработанный Л.А. Павловой на базе общей теории графов [7, 12], позволяет избежать трудности метода Л.Н. Решетова и определить количество и характер подвижностей и ИС в любых пространственных механизмах. Этот метод, основанный на анализе механизма взаимодействия контуров, использует аппарат теории графов. Структуру механизма исследуют на его математической модели-графе. В графе ме-

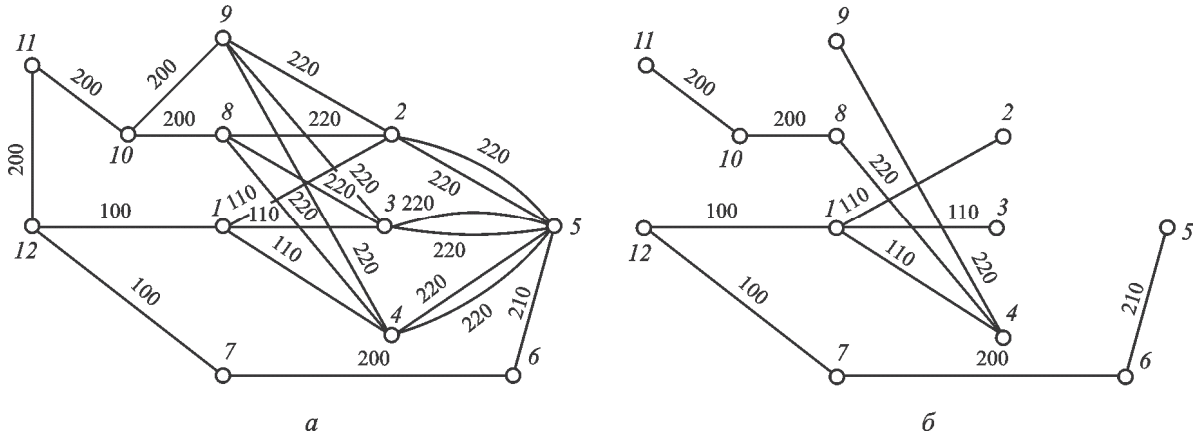


Рис. 2. Граф планетарного редуктора (а) и дерево этого графа (б)

ханизма звенья образуют множество вершин, а КП — множество ребер.

Очевидно, что граф механизма содержит число вершин, равное числу звеньев n , и число ребер, равное числу КП p . Класс и вид КП характеризуется трехзначным числом [7], представляемым в графе на соответствующих ребрах. На первом месте в трехзначном числе ставится количество независимых вращательных движений, допускаемых КП, на втором — поступательных, на третьем — винтовых. Тогда вращательная КП класса V_2 запишется в виде 100, поступательная V_3 — 010, винтовая V_4 — 001, цилиндрическая IV_2 — 110, шаровая III_2 — 300 и т. д.

Если два звена механизма связаны друг с другом более чем одной КП, то в графе механизма соответствующие вершины соединены числом ребер, кратность которых равна количеству КП.

Граф планетарного редуктора представлен на рис. 2, а.

Исследуемый граф содержит число вершин $n > 3$. Он двусвязен, так как минимальная степень его вершин равна 2, и не содержит контуров, являющихся треугольниками. Если граф можно представить плоской картой, то для него выполняется неравенство [12]

$$p \leq 2n - 4. \tag{1}$$

Подставив в выражение (1) значения p и n графа редуктора, получим

$$23 \leq 2 \cdot 12 - 4 = 20.$$

Неравенство не выполняется, следовательно, этот граф непланарен, т. е. он не может быть изображен так, чтобы его ребра не пересекались.

Контур графа — это такая замкнутая чередующаяся последовательность вершин и ребер, в которой все они различны и $n > 3$. Число независимых простых контуров называется цик-

лическим рангом графа и определяется по формуле

$$K = p - n + 1. \tag{2}$$

Набор независимых простых контуров можно получить несколькими способами. Один из них следующий. Из графа удаляется K ребер так, чтобы в оставшемся дереве не было ни одного контура. Прибавляя затем к дереву по одному ребру, получают K контуров. Каждое ребро образует только один контур, поэтому все они независимы (см. таблицу).

Граф редуктора является также мультиграфом, т. е. имеет кратные ребра, соединяющие вершины 2, 3 и 4 с 5-й. В мультиграфах число вершин независимого цикла может быть больше либо равно 2.

Определяем число независимых контуров по формуле (2):

$$K = 23 - 12 + 1 = 12.$$

Строим дерево графа (рис. 2, б), после чего проводим расчет присоединяемых групп, образующих независимые контуры.

Матрицу подвижностей $\|f\|_r$ упорядоченной r -й выборки звеньев (одного звена или группы звеньев в том порядке, в котором они идут по цепи контура) определяем по формуле

$$\|f\|_r = \sum_{i=2}^{r+1} \|f\|_i + (-1) \|330\| + (-1) \sum_{j=1}^{r-1} \|f\|_{j \in r}, \tag{3}$$

где

$$\sum_{i=2}^{r+1} \|f\|_i$$

— сумма подвижностей всех КП r -й выборки, включая крайние КП;

$$\sum_{j=1}^{r-1} \|f\|_{j \in r}$$

— сумма подвижностей всех выборок звеньев порядка от 1 до $(r - 1)$.

Результаты расчета приведены в таблице, где $\Sigma \|f\|_i$ — сумма матриц подвижностей КП контура; f_r — подвижность упорядоченной r -выборки (вершин); q_r — связи группы; f' , f'' и q' , q'' — линейные и угловые подвижности и связи соответственно.

Как видно из таблицы, в контурах I, III и V имеются винтовые подвижности звеньев 4, 3, 2, хотя при расчете подвижностей этих элементов по формуле (3) матрица $\|f\|_r = 0$.

Наличие винтовой подвижности вызвано тем, что при замыкании на неподвижной системе зубчатого колеса с КП $\|110\| + \|220\| = \|330\|$ одна из линейных подвижностей будет повторяющейся, поскольку в зубчатом шевронном зацеплении невозможно осуществить линейное перемещение по нормали к поверхности линейчатой пары, не разомкнув ее. Имея линейное перемещение вдоль оси КП $\|110\|$, колесо будет совершать винтовое движение для сохранения контакта в КП $\|220\|$.

В контурах III и V такое перемещение сателлитов должно обеспечиваться специальным расположением осей КП $\|110\|$, что обусловит наличие в каждом из контуров по одной угловой связи.

В контуре I вследствие избытка подвижностей связь будет отсутствовать, но введение в расчет подвижности одного из сателлитов (четвертого звена) даст поправку в таблице.

В нулевых присоединяемых группах и r -выборках, состоящих из одного звена, необходимо тщательно анализировать возможности замены линейных подвижностей угловыми и наличие повторяющихся подвижностей, обусловленных конструктивными особенностями КП.

В контурах IV, VI, X–XII элементы, соединяемые образующими их группами, могут принадлежать и номерам контуров, проставленным в скобках. Поэтому контурная сеть может быть построена в двух вариантах.

Проведем проверку расчета по уравнению

$$W_0 + \sum_1^k q_r = W - q = \sum_{j=1}^{p-k} f_{d_j} - \sum_{i=1}^5 i p_i = \\ = 1 + 12 - 16 = 25 - 28 = -3,$$

где W_0 — основная подвижность механизма; W — степень подвижности механизма; q — число ИС; f_{d_i} — подвижность ребра дерева; p_i — число КП цепи.

Далее строим контурную сеть (рис. 3), обозначив винтовую подвижность как f''' . Суще-

ствует положение, выведенное Л.Н. Решетовым [1] и разделяемое авторами данной работы, об устранении в первую очередь линейных связей при замыкании присоединяемых групп на элементах предыдущих контуров. Если не использовать это положение, то численные значения W и q , полученные при анализе контурной сети, не изменяются. Однако физическая картина распределения и характера связей, налагаемых группами, будет искажена.

Очевидно, что подвижность одного звена относительно другого эквивалентна подвижности второго звена относительно первого (в зависимости от того, какое из них принято за неподвижное). Поэтому в контурах II, IV и VI, образованных кратными ребрами мультиграфа, связи могут быть ликвидированы подвижностями только одного из элементов, к которым группа присоединяется.

С учетом вышесказанного проводим анализ контурной сети графа редуктора, выбрав второй вариант (рис. 3, б) как лучше раскрывающий физический смысл картины распределения подвижностей и связей в механизме. Отсутствующие линейные подвижности в контурах II, IV и VI, образованных кратными ребрами мультиграфа, будут устранены винтовыми подвижностями элементов 4, 3 и 2. Угловые подвижности в этих контурах не могут быть ликвидированы, так как элементы 2, 3 и 4 больше подвижностей не имеют, а подвижности элемента 5 нельзя использовать, так как пятое звено является вторым соединяемым элементом во всех этих контурах.

Линейные связи в контурах VIII и IX ликвидируются подвижностями элементов 1, 4 — f'' и 8, 10 — f'' . Затем устранится угловая связь контура X подвижностями элементов 8, 10, 11 — f'' , и уже через этот контур будут восполнены отсутствующие линейные подвижности в контурах XI и XII посредством подвижностей элементов: 4, 5 — f' и 8, 10, 11 — f'' .

Угловые подвижности элементов 5, 8 и 9 исключают по одной угловой связи в контурах III, VIII и XI или II, IX и XII. Вследствие конструктивных условий две угловые подвижности элементов 5, 6 являются повторяющимися к подвижностям элемента 5, реализованным на замыкание контуров I и III. Поэтому они не могут обеспечить устранение угловой связи в контуре II.

Окончательный результат анализа: основная подвижность механизма $W_0 = 1$; две угловые

Результаты расчетов

Номер контура	Контур	Ребра присоединяемой группы	Вершины присоединяемой группы	Соединяемые группой элементы	Номера контуров, содержащих соединяемые элементы	$\sum_{i=1}^n \ f_i\ $	$\ f\ _r$	f_r	q_r
I		(4,5), (12,1), (1,4), (5,6), (6,7)	1, 4, 5, 6, 7	1, 7	I	$\ 220\ + \ 110\ + \ 110\ + \ 210\ + \ 200\ = \ 840\ $	$\ 510\ $	$4 - f''(f');$ $5 - f'';$ $4, 5 - f';$ $5, 6 - 2f'';$ $1, 4, 5 - f''$	0
II		(4,5)	-	4, 5	I	$\ 220\ $	$\ -1-10\ $	0	$q'' = 1;$ $q' = 1$
III		(3,5), (1,3)	3	1, 5	I	$\ 220\ + \ 110\ = \ 330\ $	0	$3 - f''(f')$	$q'' = 1$
IV		(3,5)	-	3, 5	I (II), III	$\ 220\ $	$\ -1-10\ $	0	$q'' = 1;$ $q' = 1$
V		(2,5), (1,2)	2	1, 5	I	$\ 220\ + \ 110\ = \ 330\ $	0	$2 - f''(f')$	$q'' = 1$
VI		(2,5)	-	2, 5	I (II), V	$\ 220\ $	$\ -1-10\ $	0	$q'' = 1;$ $q' = 1$

VII		(12, 11), (11, 10), (10, 8), (8, 4)	11, 10, 8	4, 12	I	$\ 200\ + \ 200\ +$ $\ 200\ + \ 220\ =$ $\ 820\ $	$\ 510\ $	8 — f''; 8, 10 — f''; 8, 10, 11 — 2f''	0
VIII		(8, 3)	-	8, 3	III, VII	$\ 220\ $	$\ -1-10\ $	0	$q'' = 1;$ $q' = 1$
IX		(8, 2)	-	8, 2	V, VII	$\ 220\ $	$\ -1-10\ $	0	$q'' = 1;$ $q' = 1$
X		(9, 10), (9, 4)	9	10, 4	I (II), III	$\ 200\ + \ 220\ =$ $\ 420\ $	$\ -1-10\ $	9 — f'	-
XI		(9, 3)	-	9, 3	III (IV), X	$\ 220\ $	$\ -1-10\ $	0	$q'' = 1;$ $q' = 1$
XII		(9, 2)	-	9, 2	V (VI), XI	$\ 220\ $	$\ -1-10\ $	0	$q'' = 1;$ $q' = 1$

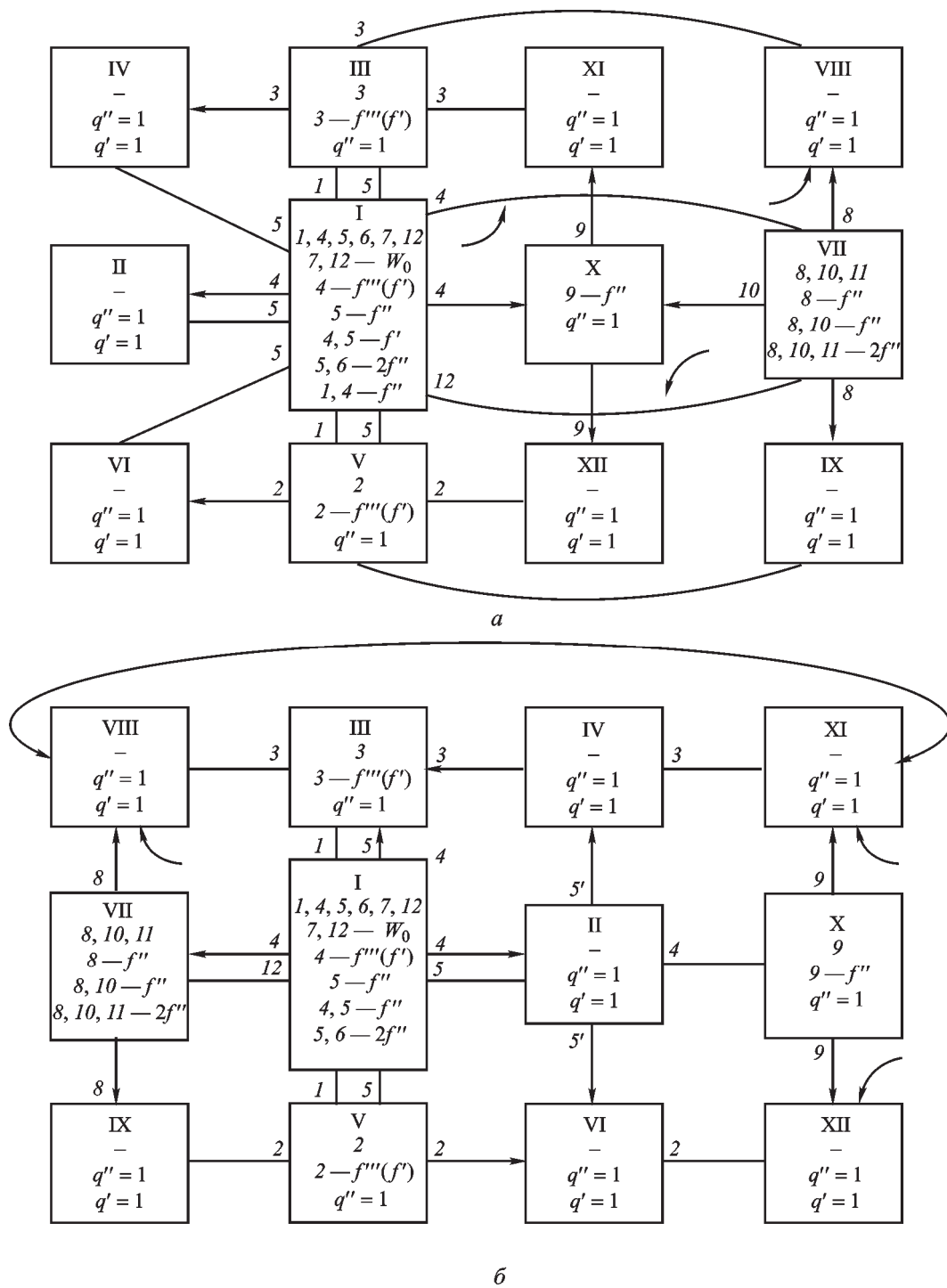


Рис. 3. Контурная сеть планетарного редуктора:
 а — первый вариант; б — второй вариант

подвижности звеньев 5, 6 и шесть угловых ИС: четыре в зацеплениях солнечного колеса с сателлитами и две в зацеплениях корончатых колес с одним из сателлитов.

При наличии в механизме КП с силовым замыканием, к которым относится линейчатая КП класса Π_2 , может иметь место размыкание

КП. Это происходит, если при имеющихся ИС замыкание присоединяемых групп не обеспечивается выполнением специальных условий. В таких случаях ИС могут вызвать снижение класса КП до нулевого, т. е. КП перестанет существовать. Поэтому определение числа ИС особенно важно в механизмах, имеющих КП

с силовым замыканием (для правильного обеспечения специальных условий или введения необходимых при замыкании групп подвижностей).

Избыточные связи обусловят точечный контакт в шести из двенадцати зубчатых зацеплений. Подвижность механизма обеспечена путем снижения классов КП с силовым замыканием. По этой же причине становится возможной «передача» подвижностей через контуры VII и X, так как другие контуры не будут препятствовать такой «передаче».

Существование точечного контакта в шести контурах подвижности солнечного колеса и его зубчатого карданного вала определяют групповую подвижность сателлитов и корончатых колес. Устранить ИС в данном механизме можно путем подразбиения ребер, образующих контуры II, IV, VI, IX и XII. Подразбиение ребра означает замену его двумя ребрами с новой

вершиной. Например, постановка зубчатого карданного вала между венцами солнечного колеса есть процесс подразбиения трех кратных ребер мультиграфа. Такая операция может дополнительно устранить две ИС в зацеплениях солнечного колеса с сателлитами. Введение сферической втулки в соединение сателлита с водилом, являющееся подразбиением ребер (1, 2), (1, 3) и (1, 4), устранил четыре остальные ИС в редукторе.

Выводы

1. Проведен структурный анализ конструкции исследуемого планетарного редуктора методом графов.

2. Установлены количество и местонахождение избыточных связей. Показаны возможности их полного устранения.

Литература

- [1] Решетов Л.Н. *Самоустанавливающиеся механизмы: справочник*. Москва, Машиностроение, 1991. 288 с.
- [2] Волков Д.П., Крайнев А.Ф. *Трансмиссии строительных и дорожных машин. Справочное пособие*. Москва, Машиностроение, 1974. 424 с.
- [3] Фролов К.В., ред. *Конструирование машин: Справочно-методическое пособие*. В 2 т. Т. 1. Москва, Машиностроение, 1994. 528 с.
- [4] Решетов Л.Н. *Самоустанавливающиеся механизмы. Справочник*. Москва, Машиностроение, 1979. 924 с.
- [5] Тимофеев Г.А., Мартынова А.В. Разработка структурной схемы самоустанавливающейся волновой передачи с дисковым генератором волн. *Подъемно-транспортное дело*, 2015, № 3(81), с. 7–12.
- [6] Смелягин А.И., Бабенко Е.В. Структурный анализ механизмов и машин методом графов. *Проблемы механики современных машин. Матер. III Междунар. конф.* 2006, Улан-Удэ, Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления, с. 38–39.
- [7] 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.
- [8] Тимофеев Г.А., Самойлова М.В. Геометро-кинематическое исследование комбинированного планетарно-волнового механизма. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2012, № 1, с. 71–81.
- [9] Крайнев А.Ф. *Механика машин. Фундаментальный словарь*. Москва, Машиностроение, 2000. 904 с.
- [10] Пивоваров А.О. Разработка конструкции планетарной передачи без избыточных связей. *Фундаментальные исследования*, 2013, № 6–3, с. 556–560.
- [11] Ершов Ю.В., Киреев С.О., Ковалев В.Н. Структурный синтез и анализ планетарной передачи К-Н-V с промежуточными телами качения. *Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский Регион. Серия технические науки*, 2008, № 6, с. 38–40.
- [12] Timofeev G.A. Investigation of the Structure of a Wave Gear with an External Deformation Wave Generator. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, 2016, vol. 45, no. 3, pp. 191–198.

- [13] Ермак В.Н. Новый метод выявления и устранения избыточных связей в многоконтурных механизмах. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2012, № 1, с. 18–23.

References

- [1] Reshetov L.N. *Samoustanavlivaiushchiesia mekhanizmy: spravochnik* [Self-aligning mechanisms: a handbook]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1991. 288 p.
- [2] Volkov D.P., Krainev A.F. *Transmissii stroitel'nykh i dorozhnykh mashin. Spravochnoe posobie* [Transmission construction and road machines. Handbook]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1974. 424 p.
- [3] *Konstruirovaniye mashin: Spravochno-metodicheskoye posobie* [Design of machines: a reference handbook]. Ed. Frolov K.V. In 2 vol. Vol. 1. Moscow, Mashinostroenie publ., 1994. 528 p.
- [4] Reshetov L.N. *Samoustanavlivaiushchiesia mekhanizmy. Spravochnik* [Self-aligning mechanisms: a handbook]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1979. 924 p.
- [5] Timofeev G.A., Martynova A.V. Razrabotka strukturnoy skhemy samoustanavlivaiushchiesia volnovoy peredachi s diskovym generatorom voln [Development of the structural scheme of the self-setting wave gear with disc wave generator]. *Pod'emno-transportnoye delo* [Lift and transportation engineering]. 2015, no. 3(81), pp. 7–12.
- [6] Smeliagin A.I., Babenko E.V. Strukturnyy analiz mekhanizmov i mashin metodom grafov [Structural analysis of mechanisms and machines by the method of graphs]. *Problemy mekhaniki sovremennykh mashin. Materialy tret'ei mezhdunarodnoy konferentsii* [Problems of mechanics of modern machines. Materials of the third international conference]. 2006, Ulan-Ude, Vostochno-Sibirskiy gosudarstvennyy universitet tekhnologii i upravleniya publ., pp. 38–39.
- [7] Timofeev G.A., Samoiloza M.V. Ispol'zovaniye metoda grafov v strukturnom analize planetarno-volnovogo mekhanizma [Application of Method of Graphs for Structural Analysis of Planetary and Wave Mechanism]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroeniye* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering]. 2010, no. 2, pp. 3–14.
- [8] Timofeev G.A., Samoiloza M.V. Geometro-kinemacheskoye issledovaniye kombinirovannogo planetarno-volnovogo mekhanizma [Geometric-Kinematic Study of Combined Planetary-Wave Mechanism]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroeniye* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering]. 2012, no. 1, pp. 71–81.
- [9] Krainev A.F. *Mekhanika mashin. Fundamental'nyy slovar'* [Mechanics of machines. Fundamental dictionary]. Moscow, Mashinostroeniye publ., 2000. 904 p.
- [10] Pivovarov A.O. Razrabotka konstruksii planetarnoy peredachi bez izbytochnykh svyazey [Development of the construction of planetary gearwithout redundant links]. *Fundamental'nyye issledovaniya* [Fundamental research]. 2013, no. 6–3, pp. 556–560.
- [11] Ershov Iu.V., Kireev S.O., Kovalev V.N. Strukturnyy sintez i analiz planetarnoy peredachi K-H-V s promezhutochnymi telami kacheniiya [The Structural Analysis and Synthesis of Planetary Transfer K-H-V with Intermediate Rollers]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Severo-Kavkazskiy Region. Seriya tekhnicheskkiye nauki* [University news. North-Caucasian Region. Technical Sciences Series]. 2008, no. 6, pp. 38–40.
- [12] Timofeev G.A. Investigation of the Structure of a Wave Gear with an External Deformation Wave Generator. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, 2016, vol. 45, no. 3, pp. 191–198.
- [13] Ermak V.N. Novyy metod vyavleniya i ustraneniya izbytochnykh svyazey v mnogokonturnykh mekhanizmaykh [New method to reveal and eliminate redundant constraints in multicircuit mechanisms]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroeniye* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building]. 2012, no. 1, pp. 18–23.

Информация об авторах

ТИМОФЕЕВ Геннадий Алексеевич (Москва) — доктор технических наук, профессор, зав. 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).

САМОЙЛОВА Марина Валерьевна (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Information about the authors

TIMOFEEV Gennadiy Alekseevich (Moscow) — 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).

SAMOILOVA Marina Valerievna (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor. Theory of Mechanisms and Machines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Bauman-skaya St., Bldg. 5, Block 1).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышла в свет монография
В.Г. Цегельского
«Струйные аппараты»

Изложены результаты теоретических и экспериментальных исследований двухфазных струйных аппаратов и газовых эжекторов с звуковыми и сверхзвуковыми соплами. Предложена общая теория, опирающаяся на термодинамику необратимых процессов и объясняющая с единых позиций протекающие в них процессы. Рассмотрены физические особенности течения как двухфазных, так и газовых сред в проточной части аппарата. Сформулирована аксиома о стремлении к совершенству процессов в природе, определяющая с позиции термодинамики необратимых процессов реализацию одного из нескольких возможных режимов работы как в однофазных газовых, так и двухфазных струйных аппаратах. Приведены методики расчета двухфазных струйных аппаратов эжекторного и инжекторного типов и газовых эжекторов с цилиндрическими и коническими камерами смешения. Показаны перспективы использования этих аппаратов в нефтегазодобывающей, нефтеперерабатывающей и нефтехимической отраслях промышленности, в энергетике, космической и глубоководной технике.

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; www.baumanpress.ru