



Несимметричный адаптивный планетарный механизм

ИВАНОВ КОНСТАНТИН

Алматинский университет энергетики и связи, Институт Механики и машиноведения РК
Казахстан, Алматы, ул. Байтурсынова, 126
E-mail: ivanovgreek@mail.ru

Аннотация.

Объект исследования – это принципиально новый несимметричный планетарный механизм. Новый планетарный механизм создан на свойстве двух независимо вращающихся звеньев иметь некий центр совпадения линейных скоростей. Этот центр в виде полюса зацепления двух зубчатых колес, жестко связанных с независимо вращающимися телами, создает дополнительную связь между ними, не изменяя движения звеньев исходной кинематической цепи. Доклад посвящен анализу феномена дополнительной связи в планетарном механизме и созданию новых планетарных адаптивных механизмов.

Ключевые слова: несимметричный планетарный механизм, дополнительная связь, силовая адаптация.

1. Введение

Планетарный механизм, как известно [1], содержит водило, сателлит и два центральных колеса. Планетарный механизм с несколькими сателлитами имеет симметричное расположение звеньев относительно центральной оси.

В последнее время планетарные механизмы были использованы для создания передач с непрерывным изменением передаточного отношения. Изобретатели создали ряд патентов, в которых двух подвижная планетарная кинематическая цепь обеспечивает бесступенчатое изменение передаточного отношения в зависимости от нагрузки [2-7].

Известно, что для определенности движения число степеней свободы кинематической цепи должно быть равно числу входных звеньев [1]. Поэтому надежность и определенность запатентованных схем с одним входным звеном вызывала сомнения. В этих патентах изобретателей теоретическое описание двух подвижной кинематической цепи было основано на закономерностях кинематической цепи с одной степенью свободы, что не могло соответствовать принципиально новым явлениям.

Автор доклада доказал на основе принципа возможных перемещений, что определенность

движения двух подвижной цепи с одним входом создает подвижный замкнутый контур, составленный из зубчатых колес и накладывающий дополнительную связь. Иванов К.С. получил принципиально новые теоретические результаты, описывающие явление механической адаптации к силовой нагрузке в равномерном режиме движения [8-11].

На основе полученных закономерностей был разработан и запатентован адаптивный зубчатый вариатор [12, 13].

Выполненные исследования были представлены в виде теории силовой адаптации, основанной на научном открытии [14-18]. Сущность открытия: зубчатый планетарный механизм с двумя степенями свободы, имеющий один вход (входное водило), замкнутый контур, содержащий промежуточные зубчатые колеса, и выходное водило, обладает свойством определенности движения, которое обеспечивает адаптацию механизма к переменной нагрузке.

Однако наличие замкнутого контура определяет дополнительную связь только теоретически и отражает лишь необходимое условие определенности. В процессе исследования двух подвижной планетарной передачи был обнаружен неожиданный феномен – найден некий центр совпадения скоростей двух независимо вращающихся звеньев [19]. Этот центр в виде полюса зацепления двух зубчатых колес, жестко связанных с независимо вращающимися телами, создает дополнительную структурную связь между ними, не изменяя относительного движения исходной кинематической цепи. Дополнительная конструктивная связь обеспечивает достаточное условие определенности движения исходной кинематической цепи.

Найденный феномен позволяет значительно упростить исходную двух подвижную планетарную кинематическую цепь путем отказа от симметрии и создать упрощенный адаптивный механизм [20].

Статья посвящена расширенному анализу феномена дополнительной связи в планетарном механизме и его практической реализации.

2. Центр совпадения скоростей

Центр совпадения скоростей – это точка двух независимо вращающихся тел, в которой векторы линейных скоростей тел совпадают. Понятие центра совпадения скоростей определяется следующей теоремой.

Теорема 1 о центре совпадении скоростей.

Два независимо вращающихся тела имеют центр совпадения векторов линейных скоростей на линии, соединяющей центры вращения.

На рис. 1 тела 1 и 2 вращаются с заданными независимыми скоростями ω_1 и ω_2 вокруг центров вращения O_1 и O_2 .

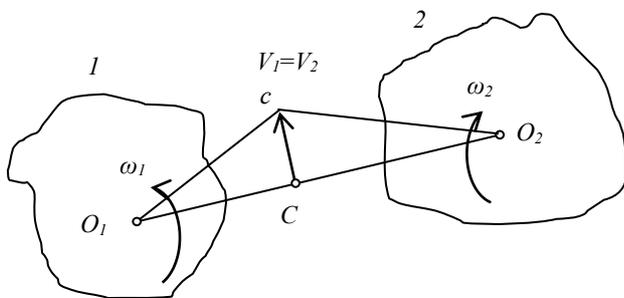


Рис. 1. К теореме о центре совпадении скоростей

Построим планы линейных скоростей тел относительно линии O_1O_2 , соединяющей центры вращения. Линии, ограничивающие концы векторов линейных скоростей, пересекаются в некоторой точке c . Перпендикуляр cC , проведенный из точки c на линию O_1O_2 , определяет вектор скорости точки C . Точка C принадлежит одновременно телу 1 и телу 2. Векторы линейных скоростей точек тел 1 и 2, в точке C совпадают $V_1 = V_2$. Следовательно, два независимо вращающихся тела имеют общую точку C совпадения векторов линейных скоростей на линии O_1O_2 , соединяющей центры вращения O_1 и O_2 , что и требовалось доказать. Точку C будем называть центром совпадения скоростей (ЦСС).

Положение точки с ЦСС определяется по формуле

$$O_1C = O_1O_2 \frac{\omega_2}{\omega_1 + \omega_2}. \quad (1)$$

3. Практическая реализация ЦСС

Центр совпадения скоростей имеет некоторые свойства, которые могут быть использованы для

практических целей. Эти свойства определяются следующими теоремами.

Теорема 2. Система двух вращающихся тел с двумя степенями свободы может быть преобразована в систему с одной степенью свободы без изменения состояния движения, если в центре совпадения скоростей разместить высшую кинематическую пару, обеспечивающую существующее кинематическое взаимодействие тел.

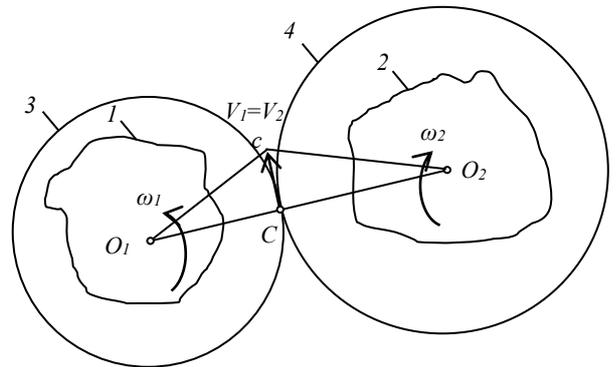


Рис. 2. Практическая реализация ЦСС

Для доказательства разместим в точке C полюс зацепления двух зубчатых колес. Колесо 3 жестко связано с телом 1, колесо 4 жестко связано с телом 2. Колеса 3 и 4 имеют угловые скорости тел 1 и 2. Линейные скорости тел 1 и 2 в точке C равны между собой: $V_1 = \omega_1 \cdot O_1C$, $V_2 = \omega_2 \cdot O_2C$. Отсюда получим передаточное отношение тел 1 и 2 $u_{12} = O_2C / O_1C$. Передаточное отношение зубчатых колес 3 и 4 окажется равным передаточному отношению тел 1 и 2 $u_{34} = u_{12}$. Следовательно, колеса 3 и 4 обеспечивают реально существующее кинематическое взаимодействие тел 1 и 2. Вместе с тем введение контактной точки зубчатых колес 1 и 2 добавляет одну связь, что приводит к уменьшению числа степеней свободы исходной системы на единицу. Таким образом, введение высшей кинематической пары, обеспечивающей существующую кинематику, приводит к получению системы с одной степенью свободы, что и требовалось доказать.

Теорема 3. Введение высшей пары в виде зубчатого зацепления в ЦСС обеспечивает силовое взаимодействие независимо вращающихся тел.

Доказательство теоремы основано на природе зубчатого зацепления. Зубчатое зацепление обладает

способностью произвольного расположения контактной точки зубьев на линии зацепления. Это свойство обеспечивает адаптацию положений контактных точек нескольких взаимодействующих зубчатых пар и возможность одновременного точного силового взаимодействия нескольких пар зубьев зубчатых колес с одинаковым передаточным отношением.

Положение контактной точки зубьев на линии зацепления может быть произвольным в определенных пределах, которые всегда обеспечены параметрами зацепления. Передача усилия в зубчатом зацеплении не зависит от положения контактной точки на линии зацепления. Поэтому введение высшей пары в виде зубчатого зацепления в ЦСС всегда обеспечивает силовое взаимодействие независимо вращающихся тел, что и требовалось доказать.

Примером реального силового взаимодействия звеньев с использованием нескольких одновременно реально контактирующих звеньев является планетарный механизм с несколькими сателлитами. В этом случае появление дополнительных высших кинематических пар приводит к разделению усилия взаимодействия центральных колес на число взаимодействующих пар.

Таким образом, ЦСС может быть использован в качестве реальной дополнительной связи, сохраняющей независимые движения звеньев исходной кинематической цепи. Если в точке C разместить полюс зацепления зубчатых колес, жестко связанных с телами 1 и 2, то рассматриваемая система с двумя степенями свободы приобретет дополнительную связь и превратится в определенную кинематическую и силовую систему с одной степенью свободы.

Построим новый несимметричный планетарный механизм на основе найденных закономерностей.

4. Несимметричный планетарный механизм

Центр совпадения скоростей позволяет создать новый планетарный механизм. На рис. 3 представлен обычный планетарный механизм с двумя степенями свободы, содержащий водило H , сателлит 2, солнечное колесо 1 и эпициклическое колесо 3. Справа от механизма представлен план линейных скоростей. Точки $A, E, B, D...$ на вертикальной линии соответствуют точкам, скорости которых равны нулю. Малые буквы $e, b, d...$ определяют концы векторов линейных скоростей точек, обозначенных большими буквами на вертикальной линии.

Наклонные линии $H, 1, 2, 3$ на плане линейных скоростей определяют линии угловых скоростей звеньев.

Разместим на водиле H еще один несимметрично расположенный сателлит 4. На пересечении линий 3 и 4 построим точку c_{34} – конец вектора центра совпадения скоростей C_{34} звеньев 3 и 4.

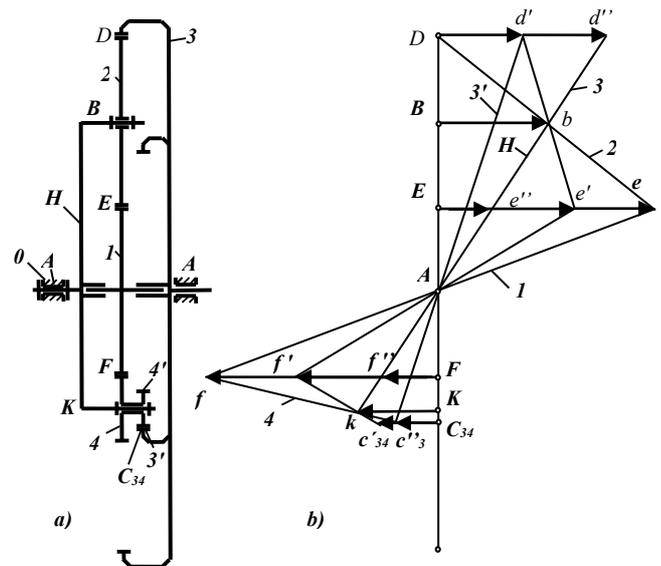


Рис. 3. Несимметричный планетарный механизм

Скорости звеньев 3 и 4 в точке C_{34} совпадают.

Разместим в точке C_{34} высшую кинематическую пару в виде зубчатого зацепления колеса $3'$, жестко связанного с колесом 3 и колеса $4'$. Получим некоторую дополнительную параллельно существующую кинематическую цепь, которая не изменяет кинематических параметров звеньев. Однако эта цепь, несомненно, будет вызывать силовое взаимодействие звеньев 4, 3 и H аналогично взаимодействию дополнительного сателлита (аналогичного сателлиту 2) с колесом 3 и водилом H в симметричном планетарном механизме. Полученный планетарный механизм содержит две независимые параллельные кинематические цепи, передающие движение от входного водила к выходному звену. Он отличается от обычного планетарного механизма с несколькими сателлитами тем, что параллельные кинематические цепи асимметричны и имеют разные геометрические параметры.



На рис. 3b фигура $DbeAfkc_{34}$ определяет план линейных скоростей механизма в состоянии с одной степенью свободы при неподвижном колесе 3 ($\omega_3 = 0$).

Фигура $d''be''Af''kc''_{34}$ определяет план линейных скоростей механизма в состоянии с одной степенью свободы при совместном вращении водила H и колес 3 и 1 ($\omega_3 = \omega_1 = \omega_H$). Силовое взаимодействие звеньев при совместном вращении водила H и колес 3 и 1 определяется условием $\omega_3 = \omega_1 = \omega_H$.

Фигура $d'be' Af' kc'_{34}$ определяет план линейных скоростей механизма в промежуточном состоянии с двумя степенями свободы при разобленном вращении водила H и колес 3 и 1 ($\omega_3 \neq \omega_1 \neq \omega_H$).

Рассмотрим взаимодействие звеньев механизма. Будем считать водило H входным звеном, а колеса 1 и 3 выходными звеньями. Дополнительная силовая связь в точке C_{34} приводит к статической определимости системы.

Взаимодействие выходных звеньев 3 и 4 можно определить следующим образом.

Будем считать, что рассматриваемый механизм составлен из двух механизмов: верхнего и нижнего.

Верхний механизм расположен выше центральной оси $A-A$. Нижний механизм расположен ниже центральной оси $A-A$.

Взаимодействие звеньев в состоянии с двумя степенями свободы определяется условием распределения энергии по закону сохранения энергии.

Для верхнего механизма (*upper*)

$$M_{HU}\omega_H = M_{3U}\omega_3 + M_{1U}\omega_1 + M_{2U}\omega_{2U}. \quad (2)$$

Для нижнего механизма (*lower*)

$$M_{HL}\omega_H = M_{3L}\omega_3 + M_{1L}\omega_1 + M_{2L}\omega_{2L}. \quad (3)$$

Здесь для верхнего (индекс U) и для нижнего (индекс L) механизмов M_H - движущий момент, M_1, M_2, M_3 - моменты сопротивления.

Для всего механизма после сложения уравнений (2) и (3) получим

$$M_H\omega_H + M_3\omega_3 = M_1\omega_1 + M_{2U}\omega_{2U} + M_{2L}\omega_{2L}. \quad (4)$$

Здесь

$$M_H = M_{HU} + M_{HL}, M_3 = M_{3U} + M_{3L}, M_1 = M_{1U} + M_{1L}$$

Правая часть уравнения (4) представляет собой сумму мощностей внутренних сил. Как было показано

в работе [5] сумма работ (мощностей) внутренних сил оказывается равной нулю.

$$M_1\omega_1 + M_{2U}\omega_{2U} + M_{2L}\omega_{2L} = 0. \quad (5)$$

Левая часть уравнения (4) представляет собой сумму мощностей внешних сил. С учетом (5)

$$M_H\omega_H + M_3\omega_3 = 0. \quad (6)$$

Дополнительная силовая связь обеспечивает распределение скоростей точек D и E в соответствии с силовым воздействием на звенья 1 и 3, которые с помощью дополнительной связи C_{34} объединены в замкнутый подвижный контур 1-2-3-4'-4. Полученный механизм имеет одну степень свободы и обладает статической и кинематической определимостью.

Из формулы (6) следует

$$\omega_3 = M_H\omega_H / M_3. \quad (7)$$

Формула (7) определяет эффект силовой адаптации: при постоянной входной мощности $M_H\omega_H$ выходная угловая скорость адаптируется к переменному выходному моменту сопротивления.

Формула (7) выражает аналитически дополнительную связь, которая имеет место в кинематической цепи с двумя степенями свободы.

Таким образом, ЦСС позволяет создать адаптивный планетарный механизм.

Существующие зубчатые вариаторы являются сложными планетарными механизмами с двумя водилами и с двумя блоками колес.

Новый несимметричный зубчатый вариатор является более простым (с одним водилом и с одним блоком колес).

Заключение

Найденные закономерности построения несимметричного планетарного механизма определяют наличие дополнительной кинематической связи в виде центра совпадения скоростей звеньев. Центр совпадения скоростей может быть представлен конструктивно в виде геометрической связи двух зубчатых колес. Эта геометрическая связь изменяет структуру механизма и число степеней свободы. Конструктивно выполненная дополнительная связь обеспечивает надежность функционального действия адаптивного механизма в состоянии с одной степенью свободы при пуске и в состоянии с двумя степенями свободы в эксплуатационном режиме.

Научная реализация найденного эффекта открывает принципиально новые перспективы создания саморегулирующихся механизмов и механических систем во всех отраслях техники (в автомобильной промышленности, в робототехнике, в ветроэнергетике, в металлургии, в горнодобывающей



промышленности, в разведочном бурении, в станкостроении и др.).

Практическая реализация найденного эффекта открывает принципиально новые перспективы создания машиностроительных производств. Одним из наиболее перспективных видов новой саморегулирующейся техники является саморегулирующийся зубчатый вариатор, заменяющий тяжелую и громоздкую коробку передач автомобиля.

Простота и идеальная адекватность саморегулирующегося зубчатого вариатора к условиям работы создают неоспоримые преимущества перед управляемыми ступенчатыми коробками передач и фрикционными вариаторами.

Литература

- [1]. I.I. Artobolevsky *Theory of Mechanisms*. 'Science'. Moscow. 720 p. 1967.
- [2]. K.S. Ivanov, N.A.Dmitrieva. *Nonreactive engine*. Copyright certificate of the USSR №769157 from 7.09.1980.
- [3]. K.S.Ivanov, N.A.Dmitrieva. *Electromechanical self-controlled installation*. Copyright certificate of the USSR №1216489 from 7.03.1986.
- [4]. J. Harries, *Force transmission system comprising two assigned of epicyclic gears*. Patent of Great Britain GB2238090 (A). 11 p. 1991
- [5]. S. J. Crockett. *Shiftless, continuously-aligning transmission*. Patent of USA 4,932,928, Cl. F16H 47/08, U.S. Cl. 475/51; 475/47. 9 p. 1990
- [6]. I.V. Volkov. *Way of automatic and continuous change of a twisting moment and speed of twirl of the output shaft depending on a tractive resistance and the device for its realization*. Invention description to the patent of Russia RU 2,234,626. (2004) 12 p.
- [7]. K.S. Ivanov, *Transmission with automatically adjustable speed*. Preliminary patent of republic Kazakhstan № 3208. (1996) 5 p.
- [8]. K.S.Ivanov *Creation of gear adaptive mechanism with constant engagement of wheels*. Proceedings of XXI conference on theory of machines and mechanisms. - Bielsko-Biala. Poland. Sept. 22-25. 2008. V.2. - P. 89 – 95.
- [9]. Ivanov K.S. *Dynamics of gear torque variator*. Proceedings of XXI conference on theory of machines and mechanisms. - Bielsko-Biala. Poland. Sept. 22-25. 2008. V.2. - P. 112 – 116.
- [10]. K.S.Ivanov, E.K.Yaroslavceva. *Synthesis of Gear CVT for Set Diapason of Transfer Ratio*. Machine Design. Vol. 4. No 5. ISSN 1821-1259. Warsaw. Poland. 2012. P. 48 – 62.
- [11]. K.S.Ivanov. 5th International Conference on Advanced Design and Manufacture (ADM 2013). Valencia. Spain. 2013. PP 63-70.
- [12]. K.S. Ivanov, Almaty, KAZ - Owner of the registered sample. *The name - Device of automatic and continuous change of rotation moment and change of rotation speed of output shaft depending on resistance moment*. The deed on registration of the registered sample № 20 2012 101 273.1. Day of Registration 02.05.2012. The German patent and firm establishment. Federal Republic Germany. (2012) 12 p.
- [13]. K.S.,Ivanov, E.K. Yaroslavtseva. *Way of automatic and continuous change of a twisting moment and speed of rotation of the output shaft depending on tractive resistance and the device for its realisation*. Patent of Russia № 2398989 from September, 10th, (2010).12 p.
- [14]. 14. K.S.Ivanov *Theory of Continuously Variable Transmission (CVT) with Two Degrees of Freedom. Paradox of mechanics*. Proceedings of the American Society of Engineers Mechanics (ASME) International Mechanical Engineering Congress & Exposition (IMECE 2012). Houston, Texas, USA. 2012. PP 543 – 562.
- [15]. K.S. Ivanov. *Continuously Variable Transmission: Adaptive Gear Steplless Mechanical CVT*. International Conference of Gears with Exhibition. VDI Wissensforum GmbH. Technical University of Munich (TUM) Garching (near Munich). Germany. 984 - 987. 2013.
- [16]. K.S.Ivanov *Theory of the gear variator – gear box*. Monograph. Palmarium. Saarbruken. Germany. 67 p. 2014.
- [17]. K.S. Ivanov. *Toothed variators*. Monograph. Raritet. ISBN 978-601-250-266-4. Almaty. 90 p. 2015.
- [18]. K. S. Ivanov. *Theory of Force Adaptation*. Proceedings of 2015 IFToMM World Congress. Taipei, Taiwan, 8 p. 2015.
- [19]. K.S.Ivanov. *Paradox in the Mechanism Science*. 1-st International Symposium on the Education in Mechanism and Machine Science. Madrid. Spain. P. 132-138. 2013.
- [20]. К.С.Иванов. *Планетарный механизм*. Заявка на инновационный патент РК. №2016/0934.1. От 09.07.2016. Астана. 2016.