

УДК 621.839.86

DOI: 10.25206/1813-8225-2019-166-5-8

П. Д. БАЛАКИН
В. Н. БЕЛЬКОВ
А. В. БОРОДИН

Омский государственный
технический университет,
г. Омск

КИНЕМАТИКА АВТОВАРИАТОРНОГО ПРИВОДА МАШИН

На основе теоретических положений принципа конструирования механических систем наделением систем свойствами адаптации к реальным параметрам и режиму эксплуатации предлагается использовать для управляющего движения энергию основного силового потока и отдельное моделирование парциальных движений в многоподвижной неголономной связи, что позволяет решить задачу о движении механической системы в целом. На примере лобового автовариатора решение доведено до инженерного расчета элементов цепи управления передаточной функцией автовариатора при переменном внешнем нагружении.

Ключевые слова: неголономная, многоподвижная связь, обобщенные координаты, моделирование движений, встроенная цепь управления, автовариатор, передаточная функция.

Введение. Механический привод является структурным агрегатом большинства машин и предназначен для гармонизации компонентов трансформируемой мощности от двигателя к исполнительному органу машины.

Гармонизация компонентов мощности производится путем изменения передаточной функции привода, как правило, проводимой оператором. В автоматизированных приводах это действие выполняется системой управления с известным набором элементов и дополнительного источника энергии. Изменение передаточной функции привода может быть как ступенчатым, так и плавным без разрыва силового потока. Последнее более предпочтительно по динамическим критериям качества и в настоящее время реализовано в технических решениях большинства механических приводов транспортных машин. Особое место при создании как автоматизированных приводов, так и приводов с операторным управлением занимают приводы, построенные на схемах механических фрикционных вариаторов, как наиболее простых по схемным решениям. Ведущие мировые автоконцерны создали гамму вариаторов, ресурс которых сопоставим с ресурсом гидромеханической трансмиссии.

Однако, несмотря на совершенство конструкций современных фрикционных вариаторов, основные их недостатки сохраняются, а именно: высокий уровень нормальных сил во фрикционном контакте для создания необходимой силы трения и необходимость использования дополнительного источника энергии, реализующего управляемое движение, приводящее к изменению передаточной функции скорости вариатора.

Если первый недостаток объективно неустранним, то второй, существенно усложняющий конструкцию вариатора, можно исключить, основываясь на реализации разработанного на кафедре машиноведения Омского государственного технического университета принципа конструирования механических систем с адаптивными свойствами [1, 2].

Постановка задачи. Представляя вариатор механической системой, функционирующей исключительно на реализации в ней законов механики, отметим, что средства адаптации такой системы к реальным параметрам и многорежимной эксплуатации ограничены и сводятся к правильному строению и дополнительному к основному движению звеньев.

Согласно теоретическим основам предлагаемого принципа конструирования это дополнительное к основному движение звеньев, приводящее к автоизменению передаточной функции системы, возбуждается силами переменного основного силового потока, трансформируемого вариатором. Вариаторы со встроенной механической цепью управления передаточной функцией названы нами автовариаторами, разработаны десятки оригинальных на уровне изобретений схемных решений автовариаторов, например [3, 4], изготовлены макеты и опытные образцы.

Специфика автовариаторных приводов состоит в том, что фрикционный контакт основных звеньев с изменяемыми кинематическими размерами является многоподвижным и положение системы определяется не одной, а несколькими обобщенными координатами. Такая многоподвижная связь является неголономной, уравнения связи не интегрируются и положение системы становится неопределенным.

Поставим и решим задачу в кинематическом смысле о движении механической системы, имеющей двухподвижную связь и с идеализацией с общепринятыми условиями, базируясь на представлении о том, что управляющее передаточной функцией автовариатора движение определено величиной основного силового потока и упругой деформацией специального элемента встроенной цепи управления.

Теория. Как показано в [5–14], неинтегрируемость уравнений связей объяснима тем, что количество обобщенных координат механической системы превышает количество уравнений связей, в каждом из которых группируется по три и более обобщенных координат, разделить которые и проинтегрировать их по частям невозможно. Физически это означает неопределенность движения в механической системе, тем самым закрывается возможность синтеза инженерных решений на базе многоподвижных неголономных связей.

Большинство традиционных преобразователей движения построены на одноподвижных схемах с полной определенностью движения звеньев. В вариаторных приводах необходимо кроме основного движения реализовать движение, изменяющее передаточную функцию скорости преобразователя, т. е. связь между основными звеньями должна допускать минимум два движения, а количество уравнений связи будет зависеть как от принятой системы координат, так и от вида относительных движений звеньев.

На рис. 1 показано качение колеса, не имеющего осевого размера, по абсолютно шероховатой плоскости XOY. Ось колеса параллельна этой плоскости, направление качения определяется углом ν .

Наличие постоянного контакта колеса с плоскостью означает отсутствие перемещения колеса в направлении оси OZ, качение определяется только углом ϕ , скольжение колеса по плоскости исключено. Избрав систему координат, как показано на рис. 1, уравнения связей имеют вид:

$$\begin{aligned} \dot{x}_A &= R\dot{\phi} \cos \nu, \\ \dot{y}_A &= R\dot{\phi} \sin \nu, \\ \dot{z}_A &= 0. \end{aligned} \quad (1)$$

Последнее интегрируется $z_A = c_1$ и по начальным условиям $c_1 = R$ и $z_A = R$.

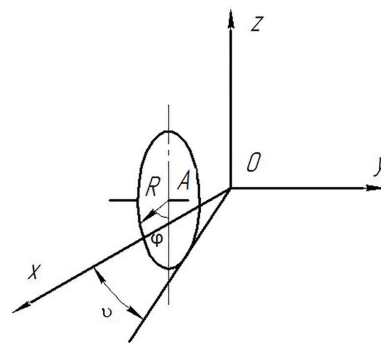


Рис. 1. Пример неголономной связи

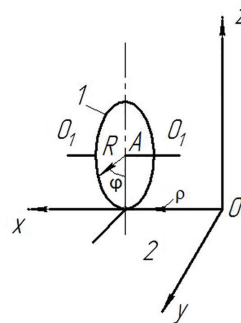


Рис. 2. Упрощение связи

Первое и второе уравнения связывают 4 обобщенные координаты, в каждом из них группируются по 3 переменных, т. е. в каждом одна переменная оказывается «лишней», переменные не разделяются, по этой причине уравнения не интегрируются в принципе, и такая связь является неголономной.

Принципиально ситуация неопределенности сохраняется, если (1) записать в дифференциалах:

$$\begin{aligned} dx &= R d\phi \cos \nu, \\ dy &= R d\phi \sin \nu. \end{aligned} \quad (2)$$

Определенность движения в механической системе возникает, если одну из переменных, например ν , принять $\nu = const$, причем систему координат принять как на рис. 2, тогда $\nu = 0$ и $y_A = 0$, а $x_A = R\phi$.

Предлагаемую связь можно реализовать, например, в техническом решении лобового вариатора (рис. 3а), причем передаточная функция скорости по этой схеме $\Pi^o = \frac{\dot{\phi}}{\dot{\psi}} = \frac{R}{R}$, а ρ имеет переменное значение, определяемое величиной трансформируемого основного силового потока и исполняется встроенной цепью управления, включающей шариковинтовое соединение 4, упругий элемент 3 (рис. 3б).

Выполним простейшие расчеты эволюции кинематики автовариатора по схеме (рис. 3а), обеспечивающие стационарный режим работы энергетической установки (двигателя) при переменном внешнем нагружении выходного вала 2.

В исходном положении упругий элемент 3 имеет расчетную начальную деформацию δ , при которой развиваемая им сила P_{oc} равна силе трения скольжения активных поверхностей звеньев 1 и 2. Обозначив жесткость упругого элемента «с» получим:

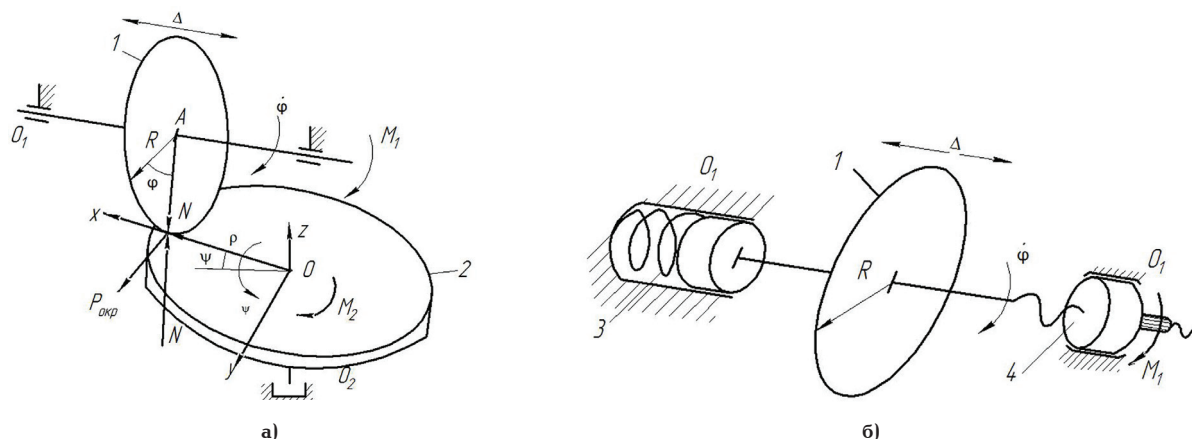


Рис. 3. а) реализация связи в лобовом вариаторе; б) компоненты цепи управления

$$P_{oc} = c\delta, \text{ при этом } P_{oc} = Nf, \quad (3)$$

где N — нормальная сила в контакте звеньев 1 и 2; f — коэффициент трения скольжения активных поверхностей звеньев 1 и 2.

При изменении внешней нагрузки M_2 , а следовательно, M_1 возникает переходный процесс, при котором посредством шариковинтового соединения 4 получим осевое движение звена 1 и, как следствие, изменение кинематического размера ρ .

Поскольку в идеальном автовариаторе потери отсутствуют, компоненты трансформируемой мощности определяются из соотношения:

$$M_1\omega_1 = M_2\omega_2,$$

где M_1 и M_2 — крутящие моменты на входном и выходном валах; ω_1 и ω_2 — угловые скорости этих валов, откуда передаточная функция $U_{1,2}$:

$$U_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{M_2}{M_1} = \frac{\rho}{R} \text{ и } \rho = R \frac{M_2}{M_1}. \quad (4)$$

При стационарном режиме работы двигателя предусматривается $M_1 = const$, тогда по (4) следует, что изменение ρ при переменном M_2 в рассматриваемой схеме имеет линейный характер, что существенно упрощает конструкцию цепи управления передаточной функцией автовариатора, в которой можно использовать упругий элемент с постоянной характеристикой жесткости и шариковинтовой преобразователь движения с винтовой поверхностью постоянного шага.

Обсуждение результатов. Разделение обобщенных координат в двухподвижной связи автовариатора позволяет проводить раздельное моделирование движения по ним, тем самым задача о движении механической системы становится определенной.

Простейшие расчеты показывают линейную зависимость передаточной функции автовариатора от уровня трансформируемого им основного силового потока, тем самым цепь управления можно построить с использованием упругих элементов с линейной характеристикой жесткости.

Выводы и заключение.

1. Показано, что механические системы с самоорганизующим поведением могут быть синтезированы на основе реализации фундаментальных положений принципа конструирования систем, разделением систем свойством адаптации к реальным параметрам к режиму эксплуатации.

2. Предложено использовать в цепи управления для автоизменения передаточной функции энергии основного силового потока.

3. В строении систем с адаптивными свойствами входят многоподвижные неголономные связи, неразрешимые даже в кинематическом смысле.

4. Разделение моделирования движения по каждой обобщенной координате позволяет во многих полезных приложениях получить определенность решения задачи о движении системы.

5. Решение кинематической задачи о движении системы дает исходную информацию для проектирования всех элементов встроенной цепи управления передаточной функцией автовариатора.

Библиографический список

1. Балакин П. Д. Элементы теории реальных механических систем. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2016. 272 с. ISBN 978-5-8149-2208-3.
2. Балакин П. Д. Механические передачи с адаптивными свойствами: моногр. Омск: Изд-во ОмГТУ, 1996. 144 с. ISBN 5-230-13878-5.
3. Пат. 27335 Российская Федерация, МПК F 16 Н 15/10. Автоматический фрикционный вариатор / Балакин П. Д., Михайлик О. С., Филиппов Ю. О. № 2002117115/20; заявл. 28.06.02; опубл. 20.01.03, Бюл. № 2.
4. Пат. 2242652 Российская Федерация, МПК F 16 Н 15/26. Автоматический фрикционный вариатор / Балакин П. Д. № 2003105247/11; заявл. 21.02.03; опубл. 20.12.04, Бюл. № 35.
5. Балакин П. Д. Определенность движения механической системы с неголономными связями // Омский научный вестник. 2018. № 5 (161). С. 5–7. DOI: 10.25206/1813-8225-2018-161-5-7.
6. Солтаханов Ш. Х. Основы механики голономных и неголономных систем. М.: Физматлит, 2013. 184 с. ISBN 978-5-9221-1455-4.
7. Зегжда С. А. Неголономная механика. Теория и приложения. М.: Физматлит, 2009. 344 с. ISBN 978-5-9221-1080-8.
8. Лобов Н. А. Некоторые замечания по динамике неголономных систем // Вестник Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2005. № 2. С. 118–125.
9. Шемелова О. Э. Уравнения динамики управляемых систем с неголономными связями // Вестник Казанского технологического университета. 2013. Т. 16, № 12. С. 285–288.
10. Сергеев В. И. Динамика лобовых фрикционных механизмов (вариаторов скорости). Проблемы машиностроения и надежности машин. 2014. № 6. С. 31–36.
11. Лощинин Н. В. Уравнение движения и обобщенные параметры машинного агрегата с вариатором // Вестник РАЕН. 2017. Т. 17, № 4. С. 44–47.

12. Лебедева А. П., Заляева Г. О. К вопросу об основных характеристиках работы вариатора // Вестник института тяги и подвижного состава. 2016. № 12. С. 43–46.

13. Mobayen S. Finite-time tracking control of chained-form nonholonomic systems with external disturbances based on recursive terminal sliding mode method // Nonlinear Dynamics. 2015. Vol. 80 (1-2). P. 669–683. DOI: 10.1007/s11071-015-1897-4.

14. Abouheaf M., Gueaieb W. Flocking motion control for a system of nonholonomic vehicles // Conference: 2017 IEEE International Symposium on Robotics and Intelligent Sensors (IRIS). P. 32–37. DOI: 10.1109/IRIS.2017.8250094.

БАЛАКИН Павел Дмитриевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Машиноведение».

SPIN-код: 5494-0218

AuthorID (РИНЦ): 267798

AuthorID (SCOPUS): 57191041281

БЕЛЬКОВ Валентин Николаевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), профессор кафедры «Машиноведение».

SPIN-код: 5566-7889

AuthorID (SCOPUS): 57200723169

ORCID: 0000-0002-6322-6053

ResearcherID: B-7754-2019

БОРОДИН Анатолий Васильевич, доктор технических наук, профессор.

SPIN-код: 3270-5677

AuthorID (SCOPUS): 504851

Адрес для переписки: tmm@omgtu.ru

Для цитирования

Балакин П. Д., Бельков В. Н., Бородин А. В. Кинематика автотовариаторного привода машин // Омский научный вестник. 2019. № 4 (166). С. 5–8. DOI: 10.25206/1813-8225-2019-166-5-8.

Статья поступила в редакцию 18.06.2019 г.

© П. Д. Балакин, В. Н. Бельков, А. В. Бородин