

# МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ АВТОВАРИАТОРА КАК РЕГУЛЯТОРА КОМПОНЕНТОВ ТРАНСФОРМИРУЕМОЙ МОЩНОСТИ В АДАПТИВНЫХ ПРИВОДАХ МАШИН

П. Д. Балакин, В. Н. Бельков, Л. О. Штриплинг

Омский государственный технический университет,  
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

**Полное использование располагаемой мощности и сохранение стационарного режима работы энергетической установки (двигателя) транспортной машины в условиях переменного внешнего нагружения являются актуальными задачами.**

**Решение обозначенных задач возможно путем создания механических приводов с автоизменяемой передаточной функцией скорости и неголономной связью основных звеньев.**

**Дополнительное к основному управляемое движение звеньев формируется переменной частью трансформируемого силового потока и реализуется встроенной цепью управления, функционирующей исключительно на основе законов механики.**

**С использованием функции Гиббса — энергии ускорений, разработана математическая модель работы механического автовариатора, приведены результаты исследования, на базе которых можно выполнить конструкторские расчеты звеньев и связей автовариатора, в том числе цепи его автоматического управления.**

**Ключевые слова:** адаптивный привод, неголономная связь, цепь управления, автовариатор.

## Введение

Как известно [1], одной из значимых и достижимых целей адаптации реальных механических систем машин является автоуправление компонентами мощности энергетического потока, идущего от двигателя к исполнительному органу машины. Это достигается целевым изменением передаточной функции скорости механического привода, что обеспечивает необходимый силовой режим эксплуатации или стационарную работу двигателя на экономичном режиме в условиях переменного внешнего силового нагружения исполнительного органа.

В машинах с операторным (ручным) управлением изменение передаточной функции исполняет оператор, производя ступенчатое переключение передаваемого силового потока по различным ветвям кинематической схемы. Значительно реже механическая система имеет в своем составе вариаторный преобразователь движения, позволяющий оператору плавно, без разрыва силового потока изменять кинематические размеры звеньев и, как следствие, передаточную функцию механической части привода машины.

В последнее время особенно в транспортном машиностроении серийно выпускают и широко используют автоматические трансмиссии, наличие которых улучшает потребительские качества машин, упрощает управление при многорежимной эксплуатации, характерной для этого семейства машин.

Автоматические трансмиссии, как правило, имеют в своем составе гидротрансформатор, многоступенчатую коробку передач планетарной схемы, многодисковые переключатели ступеней, конструктив силовой и командной гидравлики и электроники. В целом, это сложная и дорогая технология,

требующая для своего функционирования немалой доли вырабатываемой энергетической установкой мощности.

Вариаторные схемы механических приводов конструктивно проще, несмотря на то, что для управления передаточной функцией привода и уровнем нормальных сил во фрикционных контактах используют гидравлику, позволяющую создавать значительные усилия в цепях управления передаточной функцией вариатора.

Известны успешные реализации схем клиноременных вариаторов с раздвижными шкивами и гидравлическим управлением в ходовых трансмиссиях отечественных комбайнов, в приводах молотильных барабанов, в приводах мотоговела. Несмотря на то, что принципиальные вопросы создания клиноременных вариаторов решены, остается проблемной задача обеспечения ресурса работы клинового ремня, поскольку условия его функционирования крайне неблагоприятны, поэтому синтетический или композитный ремень является ресурсопределяющим элементом конструкции вариатора и вариаторы с таким ремнем реализуют главным образом только в маломощной технике: мотороллерах, снегоходах, мини-автомобилях для межквартальных поездок и др.

В последнее время автоконцерны «Хонда», «Ниссан», «Ауди» разработали равноресурсный с основными агрегатами составной клиновый ремень, содержащий трапецевидные стальные элементы, соединенные в цепь посредством многослойной стальной ленты. Ремень допускает уровень нормальных сил до  $10^4$  Н и способен передавать крутящий момент до 300 Нм, что делает вариаторный привод перспективным для широкой гаммы транспортных машин.

## Постановка задачи

Развитие механических вариаторных, а автовариаторных приводов в особенности, сдерживается отсутствием моделей динамического поведения приведенных масс по разные стороны от двухподвижной неголономной связи основных звеньев.

Поставим и решим задачу моделирования работы вариатора, функционирование которого основано на использовании исключительно законов механики, а средством управления передаточной функцией является целевое дополнительное к основному движению звеньев, с помощью встроенной цепи управления, использующей переменную силовую компоненту трансформируемого силового потока. Такой вариатор наделен свойством совершать полезную эволюцию для достижения энергетического совершенства привода и автоуправления компонентами трансформируемой мощности.

Подобные конструкции преобразователей движения названы автовариаторами, многочисленные технические решения автовариаторов, например [2–3], получены на основе принципа конструирования механических систем, основанного на наделении проектируемых систем свойством адаптации к реальным параметрам систем, к режимам эксплуатации.

Моделирование работы автовариатора актуально, позволяет на ранней стадии эскизного проектирования получить информацию о силовом нагружении звеньев и связей, что совершенно необходимо для проведения конструкторских расчетов всех элементов автовариаторного привода, и встроенной цепи управления в особенности.

## Теория

Для транспортных машин основной и актуальной задачей является полное использование располагаемой мощности путем сохранения стационарного режима работы энергетической установки (двигателя) в условиях переменного внешнего нагружения.

Обозначим  $M_1$ ,  $\omega_1$  и  $M_2$ ,  $\omega_2$  — силовые моменты и скорости на валах двигателя и исполнительного органа машины (ведущего колеса транспортной машины) соответственно, с учетом  $\eta$  — механического КПД привода вариационное соотношение будет таким:

$$M_1 \omega_1 \eta = M_2 \omega_2, \quad (1)$$

откуда

$$\omega_2 = \frac{M_1 \omega_1 \eta}{M_2}. \quad (2)$$

Приняв  $M_1 = const$  и  $\omega_1 = const$  и, в первом приближении  $\eta = const$ , получим гиперболическую связь  $\omega_2$  с переменной  $M_2$ , но передаточная функция  $\Pi^\circ$  автовариатора

$$\Pi^\circ = U_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

окажется линейной относительно  $M_2$ , т.е. при сохранении условий поставленной задачи кратное изменение  $M_2$  потребует кратного изменения  $\Pi^\circ$ , и это обстоятельство является определяющим при синтезе параметров встроенной цепи управления автовариатора.

Составим динамическую модель автовариатора, положив в ее основу дифференциальное уравнение связи производных от координат  $\phi_1$  и  $\phi_2$  основных звеньев. Примем для определенности  $r$  и  $\rho$  — кинематические размеры основных звеньев, получим

$$r\dot{\phi}_1 = \rho\dot{\phi}_2. \quad (3)$$

Несмотря на формальное разделение переменных, уравнение (3) не интегрируется по причине неопределенности по времени переменной  $\rho$ .

Корректный учет взаимного влияния на движение ветвей кинематической цепи, расположенных по разные стороны от неголономной связи, дает модель, построенная на уравнениях Аппеля, использующих функцию Гиббса — энергию ускорений:

$$s = \sum_{i=1}^n \frac{J_{np} \ddot{\phi}_1^2}{2}, \quad (4)$$

где  $J_{np}$  — приведенная к  $\phi_1$  инерционная характеристика кинематической цепи, а специфическая частная производная от функции Гиббса

$$\frac{ds}{d\dot{\phi}_1} = J_{np} \dot{\phi}_1 = M_1, \quad (5)$$

где  $M_1$  — приведенный к обобщенной координате силовой параметр от внешних сил.

Энергия ускорений для двухвального вариатора, имея в виду два звена приведения, связанных с валами 1 и 2, будет такой:

$$s = \sum_{i=1}^n \frac{J_1 \dot{\phi}_1^2}{2} + \sum_{i=1}^n \frac{J_2 \dot{\phi}_2^2}{2}, \quad (6)$$

где  $J_1$  и  $J_2$  — приведенные к валам 1 и 2 инерционные характеристики ветвей кинематической цепи, разделенные неголономной связью.

После преобразований по [1] или [4] получим дифференциальное уравнение движения вала 1:

$$(J_1 + J_2 U_{2,1}^2) \ddot{\phi}_1 + J_2 U_{2,1} \dot{U}_{2,1} \dot{\phi}_1 = M_1 + M_2 U_{2,1}, \quad (7)$$

для вала 2:

$$(J_2 + J_1 U_{1,2}^2) \ddot{\phi}_2 + J_1 U_{1,2} \dot{U}_{1,2} \dot{\phi}_2 = M_1 U_{1,2} + M_2. \quad (8)$$

Возвращаясь к особенностям технического задания на проектирование автовариатора для привода транспортных машин, а именно при сохранении  $M_1 = const$  и  $\dot{\phi}_1 = \omega_1 = const$  по координате  $\phi_1$  имеем  $\ddot{\phi}_1 = 0$ , и выражение (7) упрощается до вида:

$$J_2 U_{2,1} \dot{U}_{2,1} \dot{\phi}_1 = M_1 + M_2 U_{2,1} \quad \text{или} \quad (9)$$

$$\dot{U}_{2,1} = \frac{M_1 / U_{2,1} + M_2}{J_2 \dot{\phi}_1}. \quad (10)$$

Поскольку передаточная функция  $U_{2,1}$  линейна относительно  $M_2$ , ее можно представить как  $U_{2,1} = kM_2$  и единственной переменной в (10) останется  $M_2$  и, если закон изменения  $M_2$  известен по времени, то (10) интегрируется, тем самым задача с движением выходной ветви автовариатора становится разрешимой в квадратурах.

## Обсуждение результатов

Закономерность изменения  $U_{2,1} = U_{2,1}(M_2)$  является исходной для проектирования встроенной цепи управления автовариатором.

В числителе (10) знак «+» означает алгебраическое сложение разнонаправленных приведенных моментов  $M_1$  и  $M_2$ , и обращение числителя в ноль означает окончание переходного процесса, движение становится установившимся с передаточной функцией  $U_{2,1} = const$ .

Исследование модели движения по (7) и (8) показывает, что на поведение основных звеньев оказывает влияние не только передаточная функция, но и скорость ее изменения. Причем для трансмиссии транспортных машин это влияние имеет демпфирующий характер, т.е. чем резче изменяется передаточная функция, тем менее послушно будет изменяться скорость движения ветвей системы.

Поскольку в (10) числитель представляет собой разность силовой характеристики до и после неголономной связи, т.е., по сути, эта разность является избыточным моментом, который при  $M_1 = const$  полностью определяется переменным  $M_2(t)$  или

$$\frac{M_1}{U_{2,1} + M_2(t)} = Mизб. \quad (11)$$

Избыточный момент можно представить известной интегрируемой функцией времени, и тогда  $\dot{U}_{2,1}$  по (10) будет иметь конечное аналитическое определение. Рассмотрим несколько вариантов  $Mизб = Mизб(t)$ .

$$\frac{dU_{2,1}}{dt} = \frac{Mизб(t)}{J_2 \phi_1} \quad \text{или}$$

$$dU_{2,1} = \frac{1}{J_2 \phi_1} Mизб(t) dt, \quad (12)$$

и окончательно

$$U_{2,1} = \frac{1}{J_2 \phi_1} \int_{t_0}^{t_1} Mизб(t) dt = \frac{Mизб(t)}{J_2 \phi_1} (t_1 - t_0). \quad (13)$$

При  $t_0 = 0$ ,  $U_{2,1} = Mизб(t) / J_2 \phi_1$ , последнее означает линейное изменение  $U_{2,1}$  от времени при постоянном  $Mизб(t)$ , причем темп изменения  $U_{2,1}$  существенно зависит от инерционности  $J_2$  ведомой ветви.

Достаточно общим представляется вариант линейного возрастания или убывания  $Mизб(t)$ , определяемого значением  $k$ .

Этот вариант имеет как самостоятельное значение, так и может быть использован как линейзованное представление  $Mизб(t)$  на исследуемом интервале при любой функции  $Mизб(t)$ . Пусть  $Mизб = kt$ , где  $k = const$ , тогда:

$$dU_{2,2} = \frac{1}{J_2 \phi_1} k t dt \quad \text{и} \quad U_{2,1} = \frac{k}{J_2 \phi_1} \frac{t^2}{2},$$

т.е. изменение  $U_{2,1}$  при линейном изменении  $Mизб(t)$  будет зависеть от времени во второй степени и дополнительно зависеть от темпа изменения  $Mизб(t)$ , определяемого значением  $k$ .

Самым общим случаем будет аналитическое представление  $Mизб(t)$  полиномом любой степени или тригонометрической функцией, в любом случае в условиях поставленной задачи будет возможным получить аналитическое выражение  $U_{2,1}$  в функции  $Mизб(t)$ .

Приведем результаты математического моделирования на базе программы Excel. Входное движение осуществляется с постоянной угловой скоростью  $\omega_1 = 10 \frac{1}{с}$  и номинальным значением приведенного к этому валу момента инерции  $J_1 = 0,5 \text{ кгм}^2$ . Исследуем зависимость передаточно-го отношения автовариатора от инерционально-

сти ведомой ветви  $J_2$  для двух значений  $J_2 = 1 \text{ кгм}^2$  и  $J_2 = 4 \text{ кгм}^2$ .

Рассмотрим несколько вариантов закономерностей изменения избыточного силового момента  $Mизб(t)$ .

Зададим  $Mизб(t) = const = 5 \text{ Нм}$ . Изменение  $U_{2,1}(t)$  представлено на рис. 1.

При изменении  $Mизб(t)$  по линейному закону, а именно  $Mизб(t) = kt$  при принятых значениях  $J_2$  изменение  $U_{2,1}(t)$  будет происходить, как показано на рис. 2.

Влияние крутизны  $k$  линейной характеристики  $Mизб(t) = kt$  при  $k=1$  и  $k=4$  при постоянном  $J_2 = 2 \text{ кгм}^2$  представлено на рис. 3.

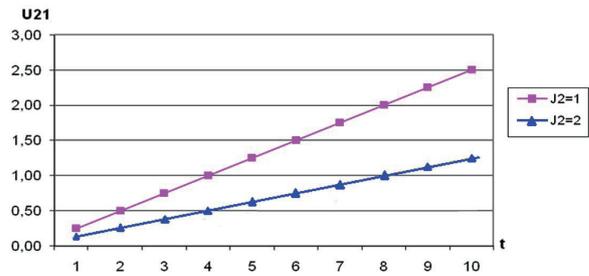


Рис. 1. Изменение  $U_{2,1}(t)$  при  $Mизб(t)=const$  в зависимости от  $J_2$   
 Fig. 1. Changing  $U_{2,1}(t)$  at  $Mизб(t)=const$  depending on  $J_2$

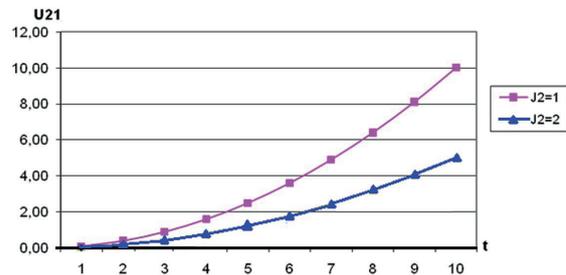


Рис. 2. Изменение  $U_{2,1}(t)$  при  $Mизб(t)=kt$  в зависимости от  $J_2$   
 Fig. 2. Changing  $U_{2,1}(t)$  at  $Mизб(t)=kt$  depending on  $J_2$

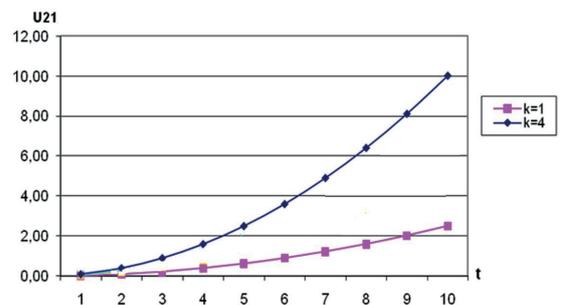


Рис. 3. Изменение  $U_{2,1}(t)$  при  $Mизб(t)=kt$  в зависимости от  $k$   
 Fig. 3. Changing  $U_{2,1}(t)$  at  $Mизб(t)=kt$  depending on  $k$

## Выводы и заключение

Анализ приведенных результатов показывает, что увеличение инерционности ведомой ветви приводит к уменьшению темпа изменения передаточного отношения  $U_{2,1}$ , а увеличение крутизны  $k$  линейной характеристики  $M_{изб}(t) = kt$  увеличивает темп изменения  $U_{2,1}$ , что, в целом, физически объяснимо.

Полученные закономерности служат исходной базой для конструирования звеньев и связей механического автовариатора, особенно это относится к синтезу встроенной цепи управления передаточным отношением этого адаптивного регулятора компонентами мощности в приводе транспортных машин.

### Список источников

1. Балакин П. Д. Элементы теории реальных механических систем: моногр. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2016. 272 с.
2. Пат. 2122670 Российская Федерация. МПК 6 F 16 Н 9/18. Автоматический клиноремный вариатор / Балакин П. Д., Биенко В. В. № 96124725.28; заявл. 31.12.1996; опубл. 27.11.1998. Бюл. № 33.
3. Пат. 2127841 Российская Федерация. МПК 6 F 16 Н 9/00. Шкив / Балакин П. Д., Биенко В. В. № 96124799.28; заявл. 31.12.1996; опубл. 20.03.1999. Бюл. № 8.

4. Балакин П. Д. Механические передачи с адаптивными свойствами: моногр. Омск: Изд-во ОмГТУ, 1996. 144 с.

---

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

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

**ШТРИПЛИНГ Лев Оттович**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Промышленная экология и безопасность».

Адрес для переписки: tmm@omgtu.ru

### Для цитирования

Балакин П. Д., Бельков В. Н., Штриплинг Л. О. Моделирование работы автовариатора как регулятора компонентов трансформируемой мощности в адаптивных приводах машин // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2017. Т. 1, № 1. С. 25–29.

Статья поступила в редакцию 03.02.2017 г.

© П. Д. Балакин, В. Н. Бельков, Л. О. Штриплинг

# MODELING OF AUTOVARIATOR OPERATION AS ADJUSTER OF COMPONENTS OF TRANSFORMED POWER IN ADAPTIVE DRIVE GEARS OF CARS

P. D. Balakin, V. N. Belkov, L. O. Shtripling

Omsk State Technical University,  
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

The full use of the available power and the preservation of the stationary mode of operation of the power plant (engine) of the transport machine under conditions of variable external loading are urgent tasks. The solution of the indicated problems is possible by creating mechanical drives with an autochangeable speed transfer function and non-holonomic coupling of the main links. The additional controlled motion of the links is formed by a variable part of the transformable power flow and is realized by an integrated control circuit, functioning solely on the basis of the laws of mechanics. Using the Gibbs function for the energy of accelerations a mathematical model for the work of a mechanical autovariator is developed, the results of the study are presented, on the basis of which it is possible to carry out design calculations for the links and connections of the autovariator including automatic control circuits.

**Keywords:** adaptive drive gear, negolonomy communication, steering chain, autovariator.

## References

1. Balakin P. D. Elementy teorii real'nykh mekhanicheskikh system [Elements of the theory of real mechanical systems]. Omsk: OmSTU Publ., 2016. 272 p. (In Russ.).
2. Patent 2122670 RF. MPK 6 F 16 N 9/18. Avtomaticheskii klinoremennyy variator [Automatic V-belt variator]. Balakin P. D., Biyenko V. V. No. 96124725.28. (In Russ.).
3. Patent 2127841 RF. MPK 6 F 16 H 9/00. Shkiv [Pulley]. Balakin P. D., Biyenko V. V. No. 96124799.28. (In Russ.).
4. Balakin P. D. Mekhanicheskiye peredachi s adaptivnymi svoystvami [Mechanical transmissions with adaptive properties]. Omsk: OmSTU Publ., 1996. 144 p. (In Russ.).

**BALAKIN Pavel Dmitriyevich**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Machine Science Department.

**BELKOV Valentin Nikolayevich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of Machine Science Department.

**SHTRIPLING Lev Ottovich**, Doctor of Technical Sciences, Vice-rector of Educational and Methodical Work, Professor of Industrial Ecology and Safety Department.

Address for correspondence: tmm@omgtu.ru

## For citations

Balakin P. D., Belkov V. N., Shtripling L. O. Modeling of autovariator operation as adjuster of components of transformed power in adaptive drive gears of cars // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2017. Vol. 1, no. 1. P. 25–29.

Received 03 February 2017.

© P. D. Balakin, V. N. Belkov, L. O. Shtripling