

АВТОУПРАВЛЕНИЕ НАТЯГОМ ВО ФРИКЦИОННОМ КОНТАКТЕ АДАПТИВНЫХ ПРИВОДОВ МАШИН

П. Д. Балакин, В. Е. Коновалов

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

На основе принципа конструирования механических систем наделением систем свойством адаптации к реальным параметрам и режиму эксплуатации предлагается энергетически совершенная механическая система, построенная на базе фрикционной передачи с автоуправляемым натягом, что позволяет сохранять адекватное трансформируемому силовому потоку значение механического КПД в условиях многорежимной эксплуатации.

Это достигается за счет встроенной в основное звено передачи цепи управления, которая функционирует на основе законов механики и энергии основного силового потока, адекватно автоизменяя кинематический размер звена и, следовательно, величину натяга во фрикционном контакте.

Приведенные соотношения сил и деформаций в цепи управления необходимы на этапе эскизного проектирования для определения конструкторских размеров элементов механического привода с новыми свойствами.

Ключевые слова: механический привод, адаптация, цепь управления, дополнительное движение, автоизменяемый натяг.

Введение

На кафедре «Машиноведение» Омского государственного технического университета теоретически обоснован принцип конструирования механических систем наделением систем на стадии их проектирования свойством адаптации к реальным параметрам изготовления, сборки и эксплуатации. Принцип реализован в многочисленных оригинальных, выполненных на уровне изобретений, схемных решениях механических приводов с адаптивными свойствами.

Достижимые цели адаптации, для механического привода в частности, могут быть укрупненно сведены к следующим:

- индифферентность привода к неопределенностям, порождаемым полем точности, полем деформаций, температурным искажениям;
- энергетическое совершенство;
- полное использование располагаемой мощностью.

Средством адаптации механических передач, входящих в состав привода, конструкция которого не переусложнена, не содержит дополнительного источника энергии и основана на использовании исключительно законов механики, реализуемых механическими элементами, является правильное строение и дополнительное к основному движение звеньев привода.

Дополнительное к основному движение звеньев может быть как малым движением самоустановки, деформацией сознательно вводимых в конструкцию функциональных компенсаторов, так и относительно значимым движением, реализуемым встроенной цепью управления внутренними характеристиками привода, причем дополнительное к основному, управляющее движение от встроенной цепи управления побуждается переменной частью трансформируемого основного силового потока.

Несмотря на глубину проработки [1, 2] теоретических основ предлагаемой методологии синтеза механических систем, решение прикладных задач по созданию адаптивных систем конкретного применения актуальны, поскольку знание силовых соотношений в основной кинематической цепи и встроенной цепи управления приводом необходимо для конструирования звеньев и связей механической части машины в целом.

В качестве объекта избран механический привод, построенный на базе цилиндрической фрикционной передачи, одно или оба основных звена которой имеют встроенную цепь управления номинальными кинематическими размерами основных звеньев в зависимости от уровня трансформируемого силового потока. Такую эволюцию номинальных кинематических размеров основных звеньев можно использовать для полезного, адекватного изменения натяга во фрикционном контакте активных поверхностей фрикционной передачи.

Постановка задачи

Как известно, механический коэффициент полезного действия фрикционных передач напрямую линейно зависит от величины натяга — уровня нормальных сил во фрикционном контакте активных поверхностей основных звеньев. Натяг назначается по условию исключения в передаче геометрического скольжения (буксования) элементов.

Для большинства областей практического использования фрикционных передач трансформируемый им силовой поток не стабилен, поэтому расчет и реализация натяга производится по его предельному максимальному значению. Это необходимо, но нерационально, поскольку избыточный натяг ведет к уменьшению КПД и, как следствие, ресурса передачи, что объясняется увеличением площади фрикционного контакта, возрастанием неустраиваемого

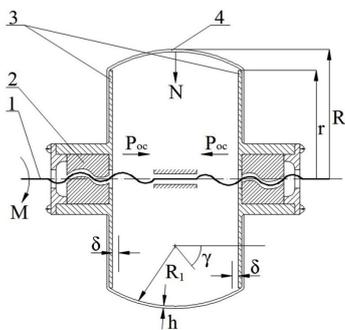


Рис. 1. Шкив фрикционной передачи с автоуправлением уровня нормальных сил в контакте активных поверхностей:
1 — вал передачи
с зонами разнонаправленной винтовой поверхности;
2 — гайки; 3 — полушкив;
4 — деформируемая активная поверхность
Fig. 1. Pulley of frictional transmission with automatic control of the level of normal forces in contact of active surfaces:
1 — transmission shaft
with zones of a multidirectional helical surface;
2 — nuts; 3 — half-shell;
4 — deformable active surface

упругого скольжения активных поверхностей, кроме этого, избыточный натяг создает бесполезное нагружение валов, подшипников, корпусных деталей привода.

Поставим задачу достижения энергетического совершенства фрикционной передачи путем автоматического управления натягом во фрикционном контакте с помощью встроенной цепи управления. Обратимся к рис. 1, на котором приведен эскиз схемного решения основного звена цилиндрической фрикционной передачи.

Основное звено состоит из двух полушеквивов 3, связанных с валом 1 гайками 2 посредством двух зон разнонаправленной винтовой поверхности. Пространство между полушеквивами может быть свободным, тогда полушеквивы соединены упругой тонкостенной оболочкой 4, выполняющей функцию активной поверхности звена. Оболочка в исходном состоянии в осевом сечении может быть исполнена полуэллипсом, начальный натяг Δ_0 во фрикционном контакте обеспечивается начальной деформацией оболочки на величину этого натяга.

Возможен вариант заполнения пространства между полушеквивами эластомером (резиной), тогда активная поверхность двойной кривизны может быть исполнена только резиной или резиной с дополнительной тонкостенной оболочкой, привулканизированной к резиновому цилиндру с криволинейной образующей.

Устройство является развитием технического решения по [3] и работает следующим образом. При возрастании от номинального значения момента M внешнего нагружения, за счет винтового соединения полушеквивы 3 сближаются на величину δ и при исполнении конструкции по первому варианту упругая оболочка деформируется, ее внешний размер R возрастает, вызывая увеличение натяга Δ . При снятии нагрузки происходит обратная эволюция шкива за счет сил упругости тонкостенной оболочки, винтовое соединение при этом является несамотормозящим.

По второму варианту конструкции при сближении полушеквивов деформируется эластомер, вызы-

вая увеличение кинематического размера R и натяга Δ , обратная эволюция шкива происходит за счет упругости эластомера, а в случае наличия дополнительной привулканизированной к эластомеру тонкостенной оболочки ее влияние на эволюцию геометрии шкива может быть также учтено суммированием парциальных упругостей.

Теория

Выполним проектный расчет зависимости величин натяга во фрикционном контакте от изменяемого внешнего нагружения M . Предполагая, что изменения M происходят медленно, исследование динамики процесса опускаем. Форма криволинейной части активной поверхности шкива при эволюциях может изменяться от полуэллипса до параболического сегмента. Эволюцию совершает одно звено фрикционной передачи.

Принимая, что внешний силовой момент M передается двумя зонами винтового соединения по ровну, используем известное соотношение осевой силы P_{oc} и M в каждой зоне:

$$P_{oc} = \frac{M}{d_{cp}} \operatorname{tg}(\beta + \theta), \quad (1)$$

где d_{cp} — средний диаметр винтовой поверхности; β — угол подъема винтовой линии; $\theta = \operatorname{arctg} f'$, а $f' = f / \cos \alpha$; f — коэффициент трения скольжения в винтовом соединении; α — угол активного, передающего P_{oc} профиля резьбы.

Винтовое соединение необходимо выполнить несамотормозящим и шариковинтовым, заменив трение скольжения трением качения, тем самым обеспечим $\beta \gg \theta$, и влияние θ в (1) можно в первом приближении опустить.

Полагаем, что активная поверхность шкива исполнена тонкостенной оболочкой, тогда напряжения равномерно распределены по ее толщине h , следовательно, изгибающие моменты отсутствуют, влияние напряжений в местах крепления оболочки из-за ограниченной зоны их действия опустим и по безмоментной теории оболочек величину радиальной деформации W можно в проектном расчете определить по [4]:

$$W = \frac{P_{oc} / \pi r^2}{2Eh} \left[\frac{R}{R_1} (1 - 2\mu) + (1 - \mu) \cos \gamma \right]; \quad (2)$$

при $\gamma = \pi/2$,

$$W = \frac{P_{oc} / \pi r^2 R^2}{2Eh} \left[\frac{R}{R_1} (1 - 2\mu) \right]. \quad (3)$$

Приняв для стальной оболочки $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0,3$, при $R_1 \approx R$, по известной P_{oc} и выбранном значении толщины h оболочки, радиальная деформация W оболочки может быть определена:

$$W = \frac{P_{oc} R^2}{5Eh}. \quad (4)$$

Это значение W составит изменяемую часть натяга во фрикционном контакте, общая величина Δ которого будет равна:

$$\Delta = \Delta_0 + W, \quad (5)$$

где Δ_0 — постоянная величина номинального натяга.

Рассмотрим модель изменяемого натяга в варианте заполнения пространства между полушками эластомером (резиной), активная поверхность двойной кривизны шкива исполнена тем же эластомером.

Сближение δ каждого полушкива определит деформацию цилиндрической части эластомера. Определив P_{oc} по (1), получим:

$$\delta = \frac{P_{oc}}{EF}, \quad (6)$$

где $F = \pi r^2$; модуль упругости резины $E = 6,2$ МПа.

Объем V деформируемого эластомера будет таким:

$$V = 2F\delta. \quad (7)$$

Поскольку резина несжимаема, то, разделив деформируемый объем V на длину торцевых поверхностей шкива, получим измененную площадь ΔS криволинейного сечения эластомера:

$$\Delta S = \frac{V}{2\pi r}. \quad (8)$$

Используя обозначения (рис. 2) в предположении изменения формы криволинейной части сечения эластомера от полуэллипса в параболический сегмент, площадь первого определится как $S_1 = \pi ab/2$, площадь второго $S_2 = 2kl/3$, причем $l = 2a - 2\delta$, тогда

$$\frac{2k(2a - 2\delta)}{3} - \frac{\pi ab}{2} = \Delta S. \quad (9)$$

По известной начальной геометрии a и b криволинейной части сечения эластомерной вставки, определив по (6) значение δ , а по (7) и (8) — значение ΔS , решим (9) относительно k , получим:

$$k = \frac{3(ab + 2\Delta S)}{8(a - b)}. \quad (10)$$

Изменяемая часть натяга W составит:

$$W = k - b. \quad (11)$$

В рассматриваемом варианте конструкции шкива с изменяемой геометрией большое влияние на соот-

ношение силы и деформации эластомера оказывает способ соединения эластомера с торцовыми цилиндрическими поверхностями полушкивов. Это влияние может быть учтено введением в расчет коэффициента m ужесточения, а расчетная формула соотношения по [5] имеет вид:

$$P_{oc} = \frac{1}{3} mEF \left(\frac{1}{\lambda^2} - \lambda \right), \quad (12)$$

где $\lambda = \frac{h_0 - \delta}{h_0}$, h_0 — начальная высота цилиндрической части эластомерной вставки.

Значение m по [5] изменяется в широких пределах $m = (0 \div 12)$, дополнительно зависит от соотношения $\frac{2r}{h_0}$, но при больших значениях этого отношения связь нагрузки P_{oc} и деформации δ приближенно можно определить выражением [5]:

$$\delta = \frac{2P_{oc}h_0^3}{3Tr^4G}, \quad (13)$$

где G — модуль сдвига, $G = \frac{1}{3}E$.

Найденное по (13) значение δ следует подставить в (7) и далее вести расчет изменяемой части натяга W по вышеизложенному алгоритму.

Обсуждение результатов

Показано, что, используя принцип конструирования механических систем наделением систем свойством адаптации к режиму эксплуатации можно создавать системы, в которых достигается одна из целей адаптации — энергетическое совершенство механического привода.

В качестве объекта избрана фрикционная передача, в которой уровень N нормальных сил во фрикционном контакте зависит от параметров трансформируемого передачей силового потока, тем самым обеспечивается высокий механический КПД привода.

Управляемый натяг создается встроенной в конструкцию шкива цепью управления, в состав которой входят полушкивы, связанные с валом винтовым соединением, а в пространстве между полушками размещен упругий элемент в виде тонкостенной оболочки или эластомерной вставки.

Цепь управления создает дополнительное к основному движению, преобразуемое в автоизменение натяга во фрикционном контакте.

Приведенные математические соотношения сил и деформаций в цепи управления идеализированы и могут быть отнесены к моделям первого приближения, востребованным на уровне проектных расчетов эскизного этапа создания механических приводов с новыми свойствами.

Выводы и заключение

1. Подтверждена практическая реализуемость принципа конструирования механических систем наделением систем на стадии проектирования свойством адаптации к реальным параметрам систем, к режиму эксплуатации.

2. Приведены математические соотношения сил и деформаций во встроенной цепи управления

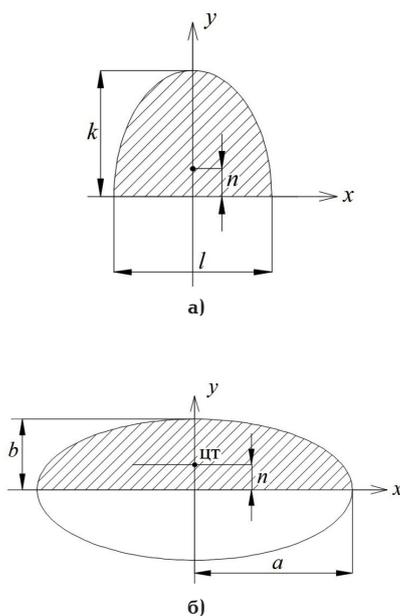


Рис. 2. Геометрия эллипса и параболического сегмента
 Fig. 2. The geometry of the ellipse of parabolas and segment

фрикционной передачи и указан алгоритм проектного расчета механического привода с автоуправляемым натягом, позволяющим сохранять адекватное силовому потоку значение механического КПД привода в условиях многорежимной эксплуатации.

3. Проектный расчет на этапе эскизного проектирования необходим для проведения конструкторских расчетов основных элементов конструкции шкива изменяемой геометрии фрикционной передачи с автоуправляемым натягом.

Список источников

1. Балакин П. Д. Механические передачи с адаптивными свойствами: науч. изд. Омск: Изд-во ОмГТУ, 1996. 144 с.
2. Балакин П. Д. Элементы теории реальных механических систем: моногр. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2016. 272 с.
3. А.с. 1441116 СССР, МКИ F 16 H 13/08. Фрикционный планетарный редуктор / П. Д. Балакин, А. В. Бородин, О. М. Троян (СССР) // Бюл. Открытия. Изобретения. 1988. № 44.
4. Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. Справочник по сопротивлению материалов. Киев: Наукова Думка, 1975. 698 с.

5. Пономарев С. Д., Бидерман В. Л., Лихареви К. К. [и др.]. Расчеты на прочность в машиностроении: в 3-х т. / под ред. С. Д. Пономарева. М.: Машгиз, 1958, Т. 2. 973 с.

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

КОНОВАЛОВ Владимир Евгеньевич, доцент кафедры «Машиноведение».

Адрес для переписки: tmm@omgtu.ru

Для цитирования

Балакин П. Д., Коновалов В. Е. Автоуправление натягом во фрикционном контакте адаптивных приводов машин // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2017. Т. 1, № 2. С. 17–21.

Статья поступила в редакцию 27.03.2017 г.

© П. Д. Балакин, В. Е. Коновалов

AUTO-TENSIONING IN FRICTIONAL CONTACT OF ADAPTIVE DRIVES OF MACHINES

P. D. Balakin, V. E. Konovalov

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

On the basis of the principle of designing of mechanical systems investment of systems with property of adaptation to actual parameters and the mode of operation, energetically modern mechanical system constructed on the basis of friction gear with an autosteered tightness that allows to keep value of mechanical efficiency adequate to the transformed power stream in the conditions of multimode operation is offered. It is reached due to the drive of a chain of steering which is built in the main link which functions on the basis of laws of mechanics due to energy of the main power stream, adequately autochanging the kinematic size of a link and, therefore, tightness size in frictional contact piece. The given ratios of forces and deformations in a chain of steering are necessary at a stage of outline design for determination of the design sizes of elements of a mechanical drive gear with new properties.

Keywords: mechanical drive gear, adaptation, steering chain, additional movement, autochangeable tightness.

References

1. Balakin P. D. Mekhanicheskiye peredachi s adaptivnymi svoystvami [Mechanical transmission with adaptive properties]. Omsk: OmSTU Publ., 1996. 144 p. [In Russ.].
2. Balakin P. D. Elementy teorii real'nykh mekhanicheskikh sistem. [Elements of the theory of real mechanical systems]. Omsk: OmSTU Publ., 2016. 272 p. [In Russ.].
3. Patent 1441116 USSR. MKI F 16 H 13/08. Friksionnyy planetarnyy reduktor. [The frictional planetary speed reducer]. Balakin P. D., Borodin A. V., Troyan O. M. // Byulleten' Otkrytiya. Izobreteniya. Bulletin Opening. Inventions. 1988. No. 44. [In Russ.].
4. Pisarenko G. S., Yakovlev A. P., Matveyev V. V. Spravochnik po soprotivleniyu materialov. [Handbook on strength of materials]. Kiev: Naukova Dumka Publ., 1975. 698 p. [In Russ.].
5. Ponomarev S. D., Biderman V. L., Likharevi K. K. [et al.]. Raschety na prochnost' v mashinostroyenii [Calculations for strength in engineering]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1958. Vol. 2. 973 p. [In Russ.].

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

KONOVALOV Vladimir Evgenievich, Associate Professor of Machine Science Department.

Address for correspondence: tmm@omgtu.ru

For citations

Balakin P. D., Konovalov V. E. Auto-tensioning in frictional contact of adaptive drives of machines // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2017. Vol. 1, no. 2. P. 17–21.

Received 23 March 2017.

© P. D. Balakin, V. E. Konovalov