

УДК 621.01

DOI: 10.25206/1813-8225-2020-173-5-9

П. Д. БАЛАКИН
В. Н. БЕЛЬКОВ
О. С. ДЮНДИК
И. П. ЗГОННИК

Омский государственный
технический университет,
г. Омск

ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ КОМПЕНСАТОРЫ В ПРИВОДАХ МАШИН

Реальные механические системы характеризуются реальными параметрами, к которым относятся первичные ошибки изготовления и сборки, силовые и температурные деформации, нештатные режимы эксплуатации, полное знание которых при проектировании систем неизвестно. Неполнота знаний об объекте компенсируется с помощью коэффициентов, вводимых в расчетные формулы. Коэффициенты составляют основу справочной литературы и получены на основе обобщения опыта создания близких по конструкции и назначению объектов. Такой статистический прием идет на повышение запаса прочности, но не позволяет получать оптимальные по критериям работоспособности конструкции, механических приводов в частности.

Предлагается использовать принцип конструирования механических систем наделением их на стадии проектирования свойством адаптации к реальным параметрам. Средством адаптации является дополнительное к основному движению звеньев, реализуемое, в частности, функциональными компенсаторами. Приведен алгоритм синтеза компенсатора на примере базовой схемы фрикционного планетарного редуктора.

Ключевые слова: реальные параметры системы, адаптирующее движение, функциональные компенсаторы, геометро-кинематическая модель, статическая неопределимость.

Введение. Механический привод гармонизирует компоненты мощности, трансформируемой от двигателя к исполнительному органу машины. Основу привода составляют механические передачи и другие преобразователи движения с постоянным или переменным значением передаточной функции скорости. Работоспособность, надежность, ресурс, качество и экономичность машины в значительной мере определяются удовлетворением этим критериям конструкции механического привода, основного объекта совершенствования и модернизации машин.

Любой конструктив создается на основе моделирования его функционирования с учетом ки-

нематики преобразования движения, параметров и характера внешнего и инерционного нагружения, некоторых учитываемых реальных параметров объекта. По степени полноты учета реальных параметров в расчетной модели последние различают по их достоверности. Модели высокой степени достоверности представляют собой значительную интеллектуальную ценность, их созданию предшествует исследовательский этап с накоплением эмпирической информации по количественной оценке влияния конкретных реальных параметров на работоспособность объекта конструирования.

К реальным параметрам относятся: дефекты строения, как правило, из-за избыточности геоме-

трических связей, что приводит к возникновению неопределенностей нагружения звеньев и связей; первичные линейные и угловые ошибки звеньев и активных поверхностей связей; силовые и температурные искажения геометрии звеньев и связей; трение и ударные процессы особенно в неудерживающих связях и при перекладке зазоров. Реальные параметры, как правило, оказывают вредное влияние на работоспособность и качество механических систем машин и, будучи составными элементами расчетных моделей, подвергаются минимизации уже на этапе схемного проектирования. Модели высокой степени достоверности создают для ответственных объектов, экономичность которых не является главным критерием оценки их разработки.

При разработке конструктива механического привода машин общего назначения неполноту знаний об объекте и его функционировании компенсируют введением в проектные формулы корректирующих коэффициентов, увеличивающих расчетные нагрузки или уменьшающие допускаемые напряжения, что в целом направлено на увеличение запаса прочности. Эти коэффициенты составляют основу справочной литературы и получены опытом разработки и эксплуатации близких по конструкции и назначению объектов. Этот принцип конструирования можно назвать статистическим, он наиболее распространен в практике создания и модернизации машин, но на его основе невозможно получить оптимальные технические решения элементов, агрегатов машины и машины в целом.

На кафедре машиноведения Омского государственного технического университета разработано научное обоснование принципа конструирования механических систем наделением систем на ранней стадии эскизного проектирования свойствами адаптации к реальным параметрам систем, механическим приводам в частности, в условиях неполноты знаний об объекте проектирования [1, 2].

Если ограничить средства адаптации, функционирующие исключительно на реализации в них законов механики, то действие этих средств сводятся к дополнительному основному движению звеньев, которое реализуется в модифицированных связях или специальных звеньях, исполняющих кроме основной функции адаптирующие движения. Такие звенья названы функциональными компенсаторами.

Постановка задачи. Объект. Разработка механических приводов машин с адаптивными свойствами не является чисто академической задачей. Приемлемым наделением приводов свойством адаптации, помимо индифферентности приводов к первичным, силовым, температурным ошибкам, можно расширить кинематические возможности привода. Средства адаптации позволяют управлять величиной натяга во фрикционных связях адекватно передаваемому силовому потоку [3], тем самым привод становится энергетически совершенным. Введением в конструкцию управляющих цепей получен целый класс автовариаторных приводов, обеспечивающих стационарную работу двигателя в условиях переменного внешнего силового нагружения [1].

Поставим и решим задачу разработки алгоритма проектного расчета параметров оригинального функционального компенсатора [4], составляющего основу базового фрикционного редуктора (рис. 1) и целого семейства преобразователей движения [3, 5–11, 2, 12–14].

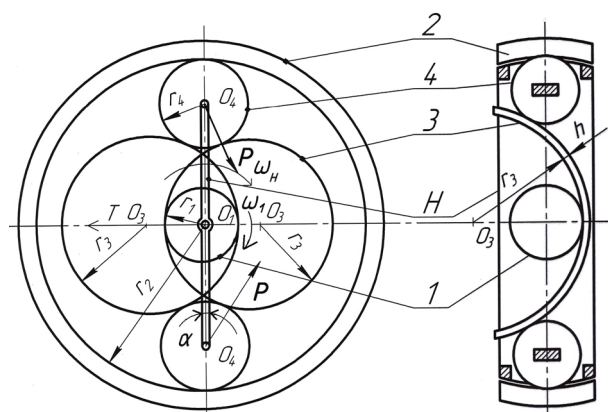


Рис. 1. Схема базового редуктора

Базовый редуктор (рис. 1) состоит из центральных звеньев 1 и 2, водила H и сателлитов 4. Геометрическое и силовое замыкания обеспечивают упругие кольца 3, установленные с натягом. Упругие кольца 3 исполняют роль функциональных компенсаторов, разрешающих кроме основного относительные движения самоустановки ведущего 1 и ведомого H звеньев. Для обеспечения натяга в контакте звеньев 2 и 4 ролики-сателлиты связаны с водилом осями со значительной радиальной податливостью.

Упругих колец может быть несколько, в поперечных сечениях кольца исполняются прямоугольными, круглыми или иной формы, обеспечивающей необходимое трение активных поверхностей.

Теория. Наличие в схеме функциональных компенсаторов исключает непосредственную связь звеньев 1 и 4, что расширяет кинематические возможности кинематического соединения базового редуктора (рис. 1), передаточное отношение которого без учета упругого скольжения во фрикционных контактах можно определить, не прибегая к инверсии движения.

Линейная скорость точки O_4 центра ролика-сателлита будет такой:

$$V_{O_4} = \omega_1(r_1 + h)/2, \quad (1)$$

где ω_1 — угловая скорость входного звена; h — толщина упругих колец.

Угловая скорость водила

$$\omega_H = \frac{V_{O_4}}{r_2 - r_4}. \quad (2)$$

Подставим (2) в (1), получим

$$\omega_H = \frac{\omega_1(r_1 + h)}{2(r_2 - r_4)} = \frac{\omega_1(r_1 + h)}{(d_2 - d_4)}. \quad (3)$$

Передаточное отношение $U_{1,H} = \frac{\omega_1}{\omega_H}$ или, с учетом (3),

$$U_{1,H} = \frac{d_2 - d_4}{r_1 + h}. \quad (4)$$

При ступенчатых роликах, когда цилиндрическая поверхность большого радиуса r_4 контактирует с активной поверхностью звена 2, а поверхность меньшего радиуса \hat{r}_4 с упругими кольцами 3, пере-

даточное отношение кинематического соединения будет таким:

$$U_{1,H} = \frac{d_2 - d_4}{(r_1 + h)r_4/\hat{r}_4}. \quad (5)$$

На базе кинематической модели синтезируются входящие в (5) основные кинематические размеры преобразователя движения. Как следует по (4), даже при гладких роликах 4 кинематические возможности определяют четыре кинематических размера r_4 , h , d_2 , d_4 и при заданном $U_{1,H}$ они определяются подбором их значений, удовлетворяющих значению $U_{1,H}$.

Ограничение габаритов редуктора размером d_2 может быть выражено условием

$$2d_3 + 2h - d_1 < d_2, \quad (6)$$

что определяет номинальное значение размера d_3 упругого кольца.

Упругие кольца подвержены усталостному нагружению и являются ресурсопределяющими элементами предлагаемой конструкции механического привода.

Для исключения геометрического скольжения в зонах контакта ведущего звена с упругими кольцами необходимо, чтобы момент трения в этих зонах был больше величины момента внешних сил на ведущем звене, создаваемого двигателем.

Обозначив момент от двигателя M_g , силовой момент полезной нагрузки M_H , связь между которыми без учета потерь определяется

$$M_H = M_g \cdot U_{1,H}, \quad (7)$$

где

$$M_g = Tfr_1,$$

здесь T — определяемая сила нормального взаимодействия звеньев 1 и 3; f — приведенный коэффициент трения в зоне трения.

Освободив упругое кольцо от связей, заменим последние реакциями T и P (рис. 1), которые при известном « α » связаны соотношением:

$$T = 2P \sin \alpha, \quad (8)$$

тем самым создана картина силового нагружения упругого кольца, на основе которой предстоит определить увеличение против номинального размера упругого кольца для создания натяга во фрикционных контактах.

Цельное упругое кольцо представляет собой три раза статически неопределимую систему, раскрыть которую можно, разрезав кольцо в сечении $\alpha = 0$, вводя неизвестные силовые факторы: поперечную силу x_1 , изгибающий момент x_2 , продольную силу x_3 . Опуская процедуру составления и разрешения систем уравнений, составленных по методу сил и вычисление перемещений по методу Мора, которые подробно изложены в [2], приведем значения внутренних сил

$$\begin{aligned} x_1 &= P_A; \\ x_2 &= Pr_3 B; \\ x_3 &= 0, \end{aligned} \quad (9)$$

где

$$A = \frac{1}{2\pi} \cos \alpha (2\alpha - \pi); B = \frac{1}{\pi} (\sin \alpha - 1).$$

Необходимый натяг во фрикционных контактах создается увеличением против номинального $d_3^{\text{ном}} = 2r_3^{\text{ном}}$ значения диаметрального размера серединной окружности упругого кольца, т.е. $d_3 = d_3^{\text{ном}} + \Delta d_3$, то без учета толщины h кольца (ввиду его малости) при монтаже кольца увеличенного размера в кинематическое соединение сформирует нормальную силу P , равную

$$P = \frac{\Delta d_3 E J_x}{2r_3 \Phi(\alpha)} (1 - \sin \alpha), \quad (10)$$

с другой стороны, по известному из проектного расчета (8) значению P по (10) определяется необходимый натяг Δd_3 , учитываемый при изготовлении упругого кольца:

$$\Delta d_3 = \frac{2Pr_3 \Phi(\alpha)}{E J_x (1 - \sin \alpha)}, \quad (11)$$

где $\Phi(\alpha)$ — составная тригонометрическая функция, значение которой вычислено в зависимости от α и представлено на рис. 2; E — модуль упругости материала упругого кольца; J_x — осевой момент инерции сечения упругого кольца, например, прямоугольное сечение шириной « b » и высотой « h » имеет $J_x = \frac{bh^3}{12}$.

Геометро-кинематическая и силовая модели механического привода, сочетающего функции редукции скорости и преобразования видов движения в одном узле, построенного на базе функциональных компенсаторов по типу [5] или [11], отличается от рассмотренной базовой схемы [4] тем, что для создания эксцентриситета или условного кривошипа в схемах [5, 11] использованы разноразмерные ролики-сателлиты и разноразмерные упругие кольца, что вносит в модели определенные особенности, но в целом приведенный алгоритм проектирования привода с адаптивными свойствами сохраняется.

Модификации базовой схемы, например [3], обладают способностью к поддержанию автоуправляемого, адекватного внешнему нагружению натяга во фрикционных контактах упругих колец, тем самым достигается энергетическое совершенство привода в целом.

Автоизменение натяга происходит путем изменения кинематического размера входного звена 1, осуществляемого встроенной цепью управления, сигнал на управление формируется

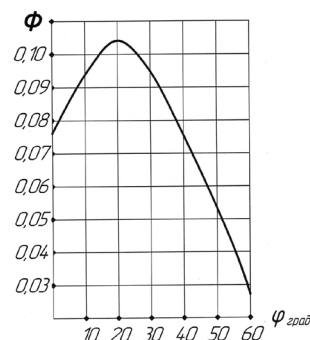


Рис. 2. График функции $\Phi(\varphi)$

от величины трансформируемого основного силового потока.

Обсуждение результатов. Предлагаемый принцип конструирования наделяет объект свойством адаптации к реальным параметрам и условиям эксплуатации является универсальным для создания любых механических систем, механического привода машин в частности.

Реализация приемов адаптации, закладываемых на этапе эскизного проектирования при неполном знании параметров реального объекта, позволяет получать совершенные технические решения приводов, звенья и связи которых не имеют неполезных нагрузок, структурно совершенны, в них отсутствуют избыточные геометрические связи, а дополнительное к основному движение звеньев адаптирует привод к первичным, силовым, температурным ошибкам.

Адаптирующее движение может перекрывать не только поля допусков, что позволяет снизить точность изготовления звеньев и связей и удешевить технологию, но может быть использовано для автоизменения внутренних характеристик механического привода, например, как показано выше, величины натягов во фрикционных контактах и даже для автоизменения передаточной функции скорости адекватно переменному внешнему нагружению.

Функциональные компенсаторы кроме адаптирующего действия выполняют функции основных звеньев механического привода, что позволяет синтезировать конструктивно простые технические решения с минимальным количеством составляющих элементов.

Выводы и заключение.

1. Показано, что реализация принципа конструирования механических систем машин наделяет систем свойством адаптации на ранней стадии проектирования позволяет синтезировать семейство высокотехнологичных механических приводов машин с высокими показателями работоспособности.

2. Показано, что средством адаптации механических приводов, без переусложнения конструкции ограничивая средства функционированием их на основе законов механики, является правильное строение и дополнительное к основному движение звеньев.

3. Малое адаптирующее движение самоустановки звеньев и деформации элементов функциональных компенсаторов способны полностью компенсировать и исключить негативное влияние на критерии работоспособность объектов первичных, силовых, температурных ошибок, несмотря на различную природу их происхождения и невозможность их определения расчетным путем.

4. Алгоритм синтеза схем механических приводов с адаптивными свойствами по заданной передаточной функции предусматривает создание и исследование геометро-кинематической модели, по которой определяются основные кинематические размеры звеньев, раскрытие статических неопределенностей, определение внутренних силовых факторов для удовлетворения критерию прочности ресурсопределяющих элементов функциональных компенсаторов и проектного расчета их размеров.

Библиографический список

1. Балакин П. Д. Элементы теории реальных механических систем: моногр. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2016. 270 с. ISBN 978-5-8149-2208-3.

2. Балакин П. Д. Механические передачи с адаптивными свойствами. Омск: Изд-во ОмГТУ, 1996. 144 с. ISBN 5-230-13878-5.

3. А. с. 1698540 СССР, МПК F 16 H 13/08. Фрикционный планетарный редуктор / Балакин П. Д., Троян О. М. № 4724019; заявл. 20.07.89; опубл. 15.12.91.

4. А. с. 1441116 СССР, МПК F 16 H 13/08. Фрикционный планетарный редуктор / Балакин П. Д., Бородин А. В., Троян О. М. № 4129417; заявл. 04.10.86; опубл. 30.11.88.

5. А. с. 1541405 СССР, МПК F 04 B 1/16. Механизм привода преимущественно поршневой газовой холодильной машины / Бородин А. В., Хамитов Н. Х., Балакин П. Д., Makeev C. A. № 4362645; заявл. 12.01.88; опубл. 07.02.90.

6. Hadi S. S., Tiong T. C. Adaptive modulation and coding for LTE wireless communication // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2015. Vol. 78 (1). P. 012016. DOI: 10.1088/1757-899X/78/1/012016.

7. Lang K. R. Continuously Variable Transmissions. An Overview of CVT Research Past, Present and Future. USA, 2000. P. 1–11.

8. А. с. 1772480 СССР, МПК F 16 H 13/08. Фрикционный планетарный редуктор / Балакин П. Д., Троян О. М. № 4901231; заявл. 09.01.91; опубл. 30.10.92.

9. А. с. 1796820 СССР, МПК F 16 H 13/06. Фрикционный планетарный редуктор / Балакин П. Д., Бородин А. В., Троян О. М. № 4945559; заявл. 14.06.91; опубл. 23.02.93.

10. А. с. 1550295 СССР, МПК F 25 B 9/00. Холодильно-газовая машина / Балакин П. Д., Троян О. М. № 4426517; заявл. 20.05.88; опубл. 15.03.90.

11. А. с. 1783202 СССР, МПК F 16 H 21/40. Механизм для преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное и наоборот / Makeev C. A., Балакин П. Д., Бородин А. В. № 4857583; заявл. 06.08.90; опубл. 23.12.92.

12. Бородин А. В. Механизмы малогабаритных поршневых машин с сухим трением. М.: Агат, 1994. 147 с.

13. Ivanov R. S., Balbayev G., Shingissov B., Joompha W. Steples Variable Transfer Designing // Rajamangala University of Technology Tawan-ok Research Journal (RMUTTO RJ). 2013. Vol. 6, no. 2. P. 39–44.

14. I-Kan An, Ilin A. S., Lazurkevich A. V. Load analysis of the planetary gear train with intermediate rollers. Part 2 // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2016. Vol. 124. P. 012004. DOI: 10.1088/1757-899X/124/1/012004.

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

SPIN-код: 5494-0218

AuthorID (РИНЦ): 267798

ORCID: 0000-0002-1433-3944

AuthorID (SCOPUS): 57191041281

ResearcherID: E-3908-2014

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

SPIN-код: 5566-7889

AuthorID (РИНЦ): 174198

ORCID: 0000-0002-6322-6053

AuthorID (SCOPUS): 57200723169

ResearcherID: B-7754-2019

ДЮНДИК Ольга Сергеевна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Машиноведение».

SPIN-код: 2495-1487
AuthorID (РИНЦ): 739334
ResearcherID: E-4203-2014

ЗГОННИК Ирина Павловна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Машиноведение».

SPIN-код: 2954-2847
AuthorID (РИНЦ): 566714
ResearcherID: E-9709-2014

Адрес для переписки: k_tmm@omgtu.ru

Для цитирования

Балакин П. Д., Бельков В. Н., Дюндик О. С., Згонник И. П. Функциональные компенсаторы в приводах машин // Омский научный вестник. 2020. № 5 (173). С. 5–9. DOI: 10.25206/1813-8225-2020-173-5-9.

Статья поступила в редакцию 29.06.2020 г.

© П. Д. Балакин, В. Н. Бельков, О. С. Дюндик, И. П. Згонник