

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 водимых 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, возрастом неустраиваемого

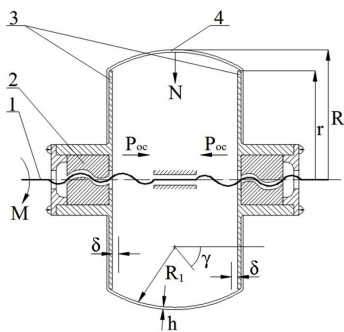


Рис. 1. Шкив фрикционной передачи с автоуправлением уровня нормальных сил в контакте активных поверхностей:

- 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

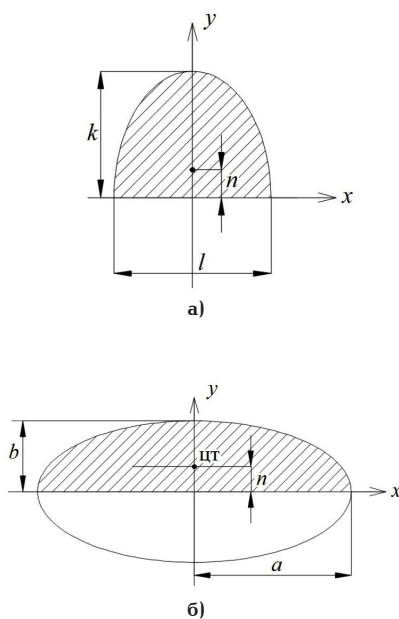


Рис. 2. Геометрия эллипса и параболического сегмента
Fig. 2. The geometry of the ellipse of parabolas and segment

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

КОМПЕНСАТОРНЫЕ СВЯЗИ ТЯЖЕЛЫХ АГРЕГАТОВ МАШИН

П. Д. Балакин¹, В. Е. Коновалов¹, А. В. Кривцов²¹Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11²Федеральный научно-производственный центр «Прогресс»,
Россия, 644018, г. Омск, ул. 5-я Кордная, 4

Агрегаты реальных механических систем имеют линейные и угловые погрешности взаимного расположения. Вредное влияние этих погрешностей ослабляют применением компенсаторных муфт. Анализ конструктива и свойств муфт применительно к коммутации тяжелых агрегатов высокоэнергетических машин выявил преимущества зубчатых муфт. Выполнен инженерный анализ работы зубчатых муфт.

Ключевые слова: линейные и угловые несоосности, компенсаторная муфта, инженерный анализ.

Введение

Силовые агрегаты при их сборке в составе машин объективно имеют неустраняемые линейные и угловые несоосности, образуемые первичными, монтажными, силовыми, температурными ошибками [1–3]. Тяжелые агрегаты, установленные на упругие опоры, дополнительно вызывают зависимость от времени осадку последних, а замена опор представляет собой трудоемкую затратную операцию.

В последнее время при установке тяжелых агрегатов машин используют регулируемые опоры, изменение геометрии которых производится механическими элементами, или опоры выполняют резинкордной оболочкой с изменяемым внутренним давлением.

Основным приемом ослабления вредного влияния несоосности на работоспособность агрегатов машин является использование в межагрегатных связях компенсаторных муфт, которые имеют в своем составе упругие элементы, деформации которых и компенсируют погрешности в относительном расположении базовых поверхностей агрегатов.

Различают линейные (радиальные) и угловые несоосности. Несоосности по-разному компенсируются муфтами, но при этом работа упругих элементов муфт всегда преобразуется в тепло, интенсивность образования которого в каждом конкретном случае следует определять и по уравнению теплового баланса устанавливать расчетную температуру нагрева элементов на предмет предотвращения потери их несущей способности, что особенно актуально для упругих элементов, изготовленных из пластмасс и эластомерного материала.

Следует иметь в виду, что использование в машине компенсаторных муфт с упругими элементами добавляет в механическую систему машины крутильную степень свободы и динамика машины в целом единственно усложняется [4, 5]. Так, в номинально неподвижной системе (рис. 1) движение будет происходить по двум обобщенным координатам φ_1 и φ_2 .

Математическая модель движения механической системы с упругой связью может быть представлена дифференциальными уравнениями движения каждой из обобщенных координат.

Для левой части:

$$J_1 \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} + (\varphi_1 - \varphi_2)c = M_1, \quad (1)$$

для правой части:

$$J_2 \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} - (\varphi_1 - \varphi_2)c = -M_2, \quad (2)$$

где J_1 и J_2 — приведенные моменты инерции соответствующих ветвей кинематической цепи; M_1 и M_2 — приведенные моменты внешних сил; φ_1 и φ_2 — обобщенные координаты; c — приведенная жесткость или жесткость упругой муфты.

Выразив φ_2 из (1) и продифференцировав выражение φ_2 дважды, подставив результаты в (2), получим дифференциальное уравнение четвертого порядка:

$$\frac{J_1 J_2}{c} \frac{d^4\varphi_1}{dt^4} + (J_1 + J_2) \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} = M_1 + \frac{J_2}{c} \frac{d^2 M_1}{dt^2} - M_2. \quad (3)$$

Ясно, что движение будет колебательным. Частота собственных колебаний определится по (3) без правой части, а вынужденных — определится частотой изменения M_1 и M_2 . В целом исследование движения такой системы достаточно сложно и должно содержать анализ возможности возникновения резонанса и устойчивости движения.

Если оставить определение только переменной характеристики движения, то можно, введя новую координату $\varphi = (\varphi_2 - \varphi_1)$ упростить математическую модель до вида:

$$J_2 \frac{d^2\varphi}{dt^2} + c\varphi = M_2. \quad (4)$$

Модель (4) моделирует дополнительное (колебательное) к основному движению и его параметры во многих случаях удается получить в конечном виде. Для большинства машинных систем двигатели имеют достаточную мощность и решения (4) позволяют полно оценить движение системы.

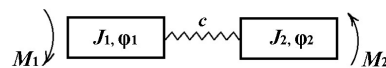


Рис. 1. Схема механической системы с упругой связью
Fig. 1. The scheme of a mechanical system with an elastic coupling

Постановка задачи

Несмотря на широкое распространение в приводах машин компенсаторных муфт с упругими элементами для соединения агрегатов машин, унификации свойств и серийном изготовлении таких муфт для коммутации тяжелых силовых агрегатов, имеющих линейную и угловую несоосности, образуемыми первичными, монтажными, силовыми, температурными ошибками в условиях передачи значимых параметров силовых потоков, используют муфты, в конструкциях которых отсутствуют изнашиваемые элементы.

В соединениях посредством таких муфт отсутствует дополнительное динамическое возбуждение, а диссипация энергии обусловлена только трением активных поверхностей звеньев муфты в компенсационном относительном движении соединяемых валов тяжелых агрегатов.

Поставим и решим задачу выявления и систематизации полезных преимуществ компенсаторных муфт с жесткими звеньями, а также приведем инженерные расчеты, необходимые для оценки работоспособности ресурсопределяющих элементов таких муфт.

Теория

1.1. По критерию минимализации потерь на трение и теплообразование преимущество имеют муфты, конструктивно исполненные по схеме универсального шарнира (шарнира ГУКа), в последнее время успешно заменяемые ШРУСами (шарнирами равных угловых скоростей). Высокий механический КПД передачи силового потока подобными муфтами объясняется качением элементов в их компенсационном движении.

При угловой несоосности валов 1 и 2, пересекающихся под углом γ , передаточная функция скорости единичного универсального шарнира за один оборот $\varphi = 2\pi$ в соединении определяется выражением:

$$U = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \alpha}{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \varphi_1 \cos^2 \alpha} \quad (5)$$

и будет меняться от $U = \frac{1}{\cos \gamma}$ при $\varphi_1 = 0^\circ$ и $\varphi_1 = 180^\circ$

до $U = \cos \gamma$ при $\varphi_1 = 90^\circ$ и $\varphi_1 = 270^\circ$, т. е. при равномерном вращении вала 1 вал 2 будет вращаться неравномерно, что генерирует в приводе паразитную силовую нагрузку инерционного происхождения. Колебания передаточного отношения существенно зависят от угла γ . Для минимизации колебаний передаточного отношения рекомендуется использовать единичный универсальный шарнир только при малых значениях угла γ .

При радиальном смещении и произвольной ориентации соединяемых валов одиночный шарнир ГУКа, как и ШРУС, неприменимы.

При произвольной ориентации соединяемых валов применяют двойной шарнир ГУКа, и тогда при симметрии соединения передаточная функция скорости становится постоянной, но это удается реализовать далеко не во всех случаях, поскольку такое решение значительно усложняет конструкцию соединения и применимо в случаях, когда подобное соединение выполняет дополнительные функции, например, карданные валы транспортных машин соединяют концы валов, находящихся на значительных расстояниях друг относительно друга.

1.2. Компенсаторные зубчатые муфты с жесткими звеньями.

По энергетической эффективности зубчатые муфты не уступают муфтам, исполненным по схеме универсального шарнира, но дополнительно не имеют ограничений по величине трансформируемого силового потока, а также способны компенсировать как угловые, так и линейные погрешности взаимного расположения соединяемых валов.

Так, например, зубчатые муфты компенсируют продольное (без ограничений), радиальное в пределах 1–8 мм смещения валов и угловое $\gamma \leq 10^\circ$.

Конструкция состоит из двух полумуфт с наружными зубьями и обоймы с двумя рядами внутренних зубьев. Зубья, как правило, имеют эвольвентный профиль с углом зацепления $\alpha = 20^\circ$.

Для компенсации первичных и монтажных погрешностей зубья полумуфт исполняют бочкообразными при шевинговании, либо для изготвления используют двухпараметрическое огибание, посредством которого можно обеспечить любую степень локализации контакта в зацеплении с обоймой.

Зубчатые муфты изготавливают серийно либо создают специально для коммутации конкретных агрегатов. Диаметры соединяемых валов могут быть в диапазоне 40 ... 180 мм, передаваемый момент — 710 ... 50000 Н·м, наружный диаметр — 170 ... 490 мм, длина обоймы — 115 ... 365 мм, ширина зубьев — 12 ... 40 мм, число зубьев — 30 ... 56, модуль — 1,5 ... 6,0 мм.

На рис. 2а показано расположение концов валов и обоймы при наличии линейной несоосности, а на рис. 2б — при наличии угловой несоосности, в обоих случаях муфта выполняет функцию шарнира равных угловых скоростей. Скольжение зубьев происходит вдоль оси обоймы и его интенсивность зависит как от величин ошибок δ и α , так и от частоты вращения валов.

Инженерный анализ работы зубчатой муфты следует проводить по определенному алгоритму. Исходной информацией является: уровень трансформируемой мощности — N ; частота ω вращения соединяемых валов; угловое несоответствие валов — γ ; кинематический диаметр d муфты (рис. 2).

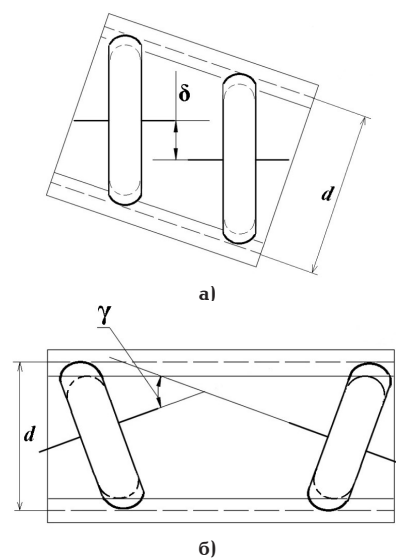


Рис. 2. Компенсаторная зубчатая муфта с жесткими звеньями
Fig. 2. Compensator toothed clutch with rigid links

Последовательно определяем параметры силового потока:

— крутящий момент: $M = \frac{N}{\omega}$, $\omega = \frac{\pi n}{30}$, где n — об/мин;

— суммарное окружное усилие в контакте зубьев на кинематической окружности: $P_{окр} = \frac{2M}{d}$;

— суммарное значение нормальных сил P_N в контакте зубьев: $P_N = \frac{P_{окр}}{\cos \alpha}$, где α — угол зацепления;

— сила трения $F_{мп}$ скольжения: $F_{мп} = P_N f$, где f — коэффициент сухого трения пары «сталь — сталь».

Энергетические характеристики контакта активных поверхностей муфты:

— путь S трения скольжения зубьев за один оборот муфты: $S = 2d \sin \gamma$;

— работа сил трения скольжения зубьев за один оборот муфты: $A_T = F_{мп} \cdot S$;

— мощность q тепловыделения при работе муфты $q = \frac{A_T}{t_{об}}$, где $t_{об}$ — время одного оборота муфты.

В свою очередь, приведенные выше параметры силового потока и энергетические характеристики контакта активных поверхностей муфты являются исходными для проектирования всех элементов зубчатой муфты по критерию прочности.

В том случае, когда муфта компенсирует линейное смещение δ валов (рис. 2а) с целью сохранения приведенного алгоритма используем связь δ и γ по зависимости вида:

$$\gamma = \arctg \frac{\delta}{e}, \quad (5)$$

значение γ по (5) используем для определения пути S трения скольжения зубьев за один оборот муфты.

Приведем результаты инженерного анализа работы зубчатой муфты по приведенному алгоритму в составе механического привода с параметрами: $N=500$ кВт; при частоте вращения соединяемых валов $n=1000$ об/мин; угловое несоответствие валов $\gamma=5^\circ$; кинематический диаметр d муфты принят $d=250$ мм.

Крутящий момент $M=4777,3$ Нм; окружное усилие $P_{окр}=38218,9$ Н; уровень нормальных сил $P_N=40229$ Н; сила трения скольжения при $f=0,15$, $F_{мп}=6034,3$ Н; путь трения скольжения за один оборот муфты $S=0,039$ м = 39 мм; работа сил трения за один оборот муфты $A_T=235$ Дж; мощность тепловыделения $q=3916$ Вт.

Проведенный анализ показал, что расчетная интенсивность тепловыделения вполне может быть скомпенсирована интенсивностью теплоотвода естественным обдувом при работе муфты.

1.3. Модификация геометрии зубьев компенсаторной муфты.

Приведем расчет параметров продольной модификации активных поверхностей зубьев в зависимости от угла γ перекаса соединяемых валов тяжелых агрегатов машин (рис. 3).

Если в качестве критерия выбрать ограничение смещения центра пятна контакта на торец зубчатого венца шириной « b », то величина δ_k отвода огибающей в глубину тела зуба при шевинговании обеспечивается технологическим доворотом шевера на угол γ .

В том случае, когда финишная обработка активных поверхностей проводится приемом двух-

параметрического огибания инструментом с углом исходного контура α путем реализации круговой подачи, тогда, используя геометрические соотношения: $\tg \gamma = \frac{2\Delta}{b}$, откуда, выразив Δ , найдем $\delta_k = \Delta \cdot \tg \alpha$, а радиус круговой подачи инструмента (эвольвентного геликоида) определится из:

$$R \gamma = \frac{b}{2} \quad \text{или} \quad R = \frac{b}{2\gamma}. \quad (6)$$

В том случае, если смещение центра пятна контакта ограничено величиной $b/4$, то радиус круговой подачи будет таким:

$$R = \frac{b}{4\gamma}. \quad (7)$$

Обсуждение результатов

Сравнение компенсаторных возможностей муфт при наличии погрешностей взаимного расположения соединяемых валов показало, что зубчатые муфты способны к компенсации как угловых, так и линейных погрешностей без генерации колебательного процесса, что выгодно отличает их от компенсаторных муфт с упругими звеньями.

Зубчатые муфты просты в изготовлении, не имеют ограничений по параметрам трансформируемого силового потока, что свидетельствует о их предпочтении при коммутации тяжелых агрегатов механических систем высокоэнергетических машин.

Как показал инженерный анализ работы зубчатых муфт, они обладают хорошим механическим КПД и выделяемая ими при работе тепловая энергия вполне компенсируется естественным обдувом.

Выводы и заключение

1. Показано, что компенсаторная муфта с упругими элементами добавляет в механическую систему привода машин еще одну колебательную степень свободы, что может привести к потере устойчивости движения, а также дополнительному силовому нагружению инерционного происхождения звеньев и связей системы.

2. Компенсаторные муфты, исполненные по схеме одиночного универсального шарнира вызывают неустраняемое кинематическое возбуждение системы, что для коммутации тяжелых агрегатов машин

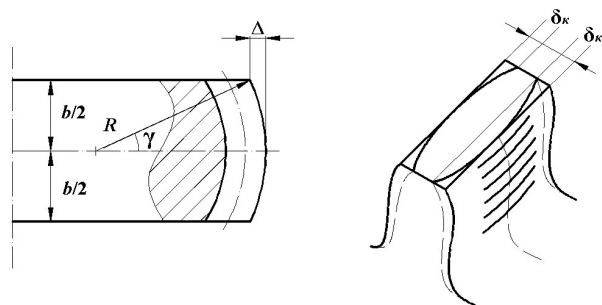


Рис. 3. К расчету параметров продольной модификации зубьев зубчатой муфты
Fig. 3. To the calculation of the longitudinal modification parameters of the gear clutch teeth

недопустимо, одиночные шарниры и шарниры равных угловых скоростей неприменимы для компенсации линейных ошибок взаимного расположения соединяемых валов, а конструктивное исполнение сдвоенных шарниров увеличивает габаритно-массовые характеристики механического привода.

3. Показано, что для коммутации тяжелых агрегатов высокоэнергетических машин зубчатые муфты имеют предпочтения, они универсальны, компактны, просты в изготовлении, имеют высокий механический КПД.

4. Проведен инженерный анализ работы зубчатой муфты, на основе которого можно выполнить конструкторские расчеты элементов, определить интенсивность тепловыделения, приемов и параметров модификации геометрии зубьев полумуфт соединяемых валов.

Список источников

1. Балакин П. Д. Элементы теории реальных механических систем: моногр. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2016. 272 с.
2. Решетов Л. Н. Самоустанавливающиеся механизмы: справ. М.: Машиностроение, 1985. 272 с.
3. Кожевников С. Н. Основания структурного синтеза механизмов. Киев: Наукова Думка. 1979. 232 с.
4. Поновко Я. Г. Основы прикладной теории колебаний. Л.: Машиностроение, 1976. 320 с.
5. Вибрации в технике: справ. В 6 т. Т. 2. Колебания нелинейных механических систем / Гл. ред. В. Н. Челомей; ред. И. И. Блехман. М.: Машиностроение, 1979. 351 с.

6. А. с. 357049 СССР, МКИ В 23F 5/20. Способ обработки методом обкатки эвольвентным червячным инструментом козубных колес / Л. В. Коростелев, П. Д. Балакин (СССР) // Бюл. Открытия. Изобретения. 1972. № 33.

7. Балакин П. Д. Форма заготовок зубчатых колес для передачи с существенно переменным расположением осей // Анализ и синтез механизмов на ЭВМ: межвуз. сб. науч. тр. / под ред. П. Д. Балакина. Новосибирск, 1978. С. 151–154.

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

КОНОВАЛОВ Владимир Евгеньевич, доцент кафедры «Машиноведение».

КРИВЦОВ Александр Викторович, инженер-конструктор НПП «Прогресс».

Адрес для переписки: tmm@omgtu.ru

Для цитирования

Балакин П. Д., Коновалов В. Е., Кривцов А. В. Компенсаторные связи тяжелых агрегатов машин // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2017. Т. 1, № 2. С. 22–26.

Статья поступила в редакцию 18.11.2017 г.

© П. Д. Балакин, В. Е. Коновалов, А. В. Кривцов

COMPENSATORY COUPLINGS OF HEAVY MACHINE AGGREGATES

P. D. Balakin¹, V. E. Konovalov¹, A. V. Krivtsov²

¹Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

²Federal Research and Production Center «Progress»,
Russia, Omsk, 5 Kordnaya St., 4, 644018

Units of real mechanical systems have linear and angular errors of mutual arrangement. The harmful effect of these errors is weakened by the use of compensating couplings. Analysis of the construction and properties of couplings for switching heavy units of high-energy machines revealed the advantages of gear clutches. An engineering analysis of the work of the gear couplings is performed.

Keywords: linear and angular misalignments, compensatory coupling, engineering analysis.

References

1. 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.].
2. Reshetov L. N. Samoustanavlivayushchiesya mekhanizmy: spravochnik [Self-establishing mechanisms: handbook]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1985. 272 p. [In Russ.].
3. Kozhevnikov S. N. Osnovaniya strukturnogo sinteza mekhanizmov [Foundations of structural synthesis of mechanisms]. Kiev: Naukova Dumka Publ., 1979. 232 p. [In Russ.].
4. Ponovko Ya. G. Osnovy prikladnoy teorii kolebaniy [Fundamentals of the applied theory of oscillations]. L.: Mashinostroyeniye Publ., 1976. 320 p. [In Russ.].
5. Vibratsii v tekhnike: spravochnik. V 6 t. T. 2. Kolebaniya nelineynykh mekhanicheskikh sistem [Vibrations in technology: handbook. In 6 vol. Vol. 2. Oscillations of nonlinear mechanical systems] / Chief Ed. V. N. Chelomey; Ed. I. I. Blekman. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1979. 351 p. [In Russ.].
6. Patent 357049 USSR, MKI B 23F 5/20. Sposob obrabotki metodom obkatki evol'ventnym chervyachnym instrumentom kosozubykh koles [Method of processing by running the involute worm tool of helical gears] / L. V. Korostelev, P. D. Balakin // Byulleten' Otkrytiya. Izobreteniya. Bulletin Opening. Inventions. 1972. No. 33. [In Russ.].
7. Balakin P. D. Forma zagotovok zubchatykh koles dlya peredach s sushchestvenno peremennym raspolozheniyem osej [The shape of gears for gears with a substantially variable

arrangement of axes] // Analiz i sintez mekhanizmov na EVM. Analysis and synthesis of mechanisms on a computer. Novosibirsk, 1978. P. 151–154. [In Russ.].

BALAKIN Pavel Dmitriyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Machine Science Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

KONOVALOV Vladimir Evgenievich, Associate Professor of Machine Science Department, OmSTU, Omsk.

KRIVTSOV Aleksandr Viktorovich, Engineer-Designer of Federal Research and Production Center «Progress», Omsk.

Address for correspondence: tmm@omgtu.ru

For citations

Balakin P. D., Konovalov V. E., Krivtsov A. V. Compensatory couplings of heavy machine aggregates // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2017. Vol. 1, no. 2. P. 22–26.

Received 18 November 2017.

© P. D. Balakin, V. E. Konovalov, A. V. Krivtsov

ИЗЛУЧАЕМАЯ ВИБРАЦИОННАЯ МОЩНОСТЬ В КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЕ С ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКИМ КОМПЕНСАТОРОМ

Ю. А. Бурьян¹, А. В. Зубарев², Д. В. Ситников¹

¹Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

²Федеральный научно-производственный центр «Прогресс»,
Россия, 644018, г. Омск, ул. 5-я Кордная, 4

В работе рассмотрены вопросы оценки излучаемой вибрационной мощности в системе виброизоляции с активным динамическим гасителем колебаний. Принцип действия активного динамического гасителя колебаний (электродинамический компенсатор виброактивных сил) заключается в том, что при возвратно-поступательном движении массы создается инерционная сила, компенсирующая на заданной частоте виброактивную силу. Приведены принципиальные схемы, уравнения движения, передаточные функции и дана оценка излучаемой мощности.

Ключевые слова: виброизоляция, электродинамический компенсатор, система управления, вибрационная мощность.

Введение

Пассивные системы виброизоляции с различными упругодиссипативными амортизаторами успешно применяются для снижения вибрационной нагрузки на корпус судна. Если высокочастотные составляющие усилий виброактивных агрегатов хорошо ослабляются пассивной системой, то снижение нагрузки на корпус для низких частот является в настоящее время ещё не решенной проблемой.

Современные корабли ВМФ имеют большую энерговооруженность, что порождает вибрацию и шум, передающиеся в водную среду. Скрытность действия кораблей, в том числе по гидроакустическим полям, является одной из важнейших из их тактико-технических характеристик.

Первичное гидроакустическое поле корабля (акустический портрет) является наиболее информативным признаком, позволяющим обнаруживать и классифицировать морские объекты на дистанциях несколько сотен километров [1].

Вследствие того, что наиболее опасным, с точки зрения обнаружения подводных лодок (далее — ПЛ), является первичное гидроакустическое поле, создаваемое различными активными виброакустическими агрегатами и корпусом корабля, в настоящее время имеется достаточно большой арсенал конструктивных средств по снижению мощности акустического поля.

Одним из наиболее эффективных методов снижения излучаемой вибрационной мощности является применение различных средств виброизоляции, которые обеспечивают изоляцию корпусных конструкций от виброактивного оборудования и защищают оборудование от качки, взрывов и ударов.

Основной характеристикой виброизолятора является частота f_0 собственных колебаний, определяемая по выражению:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{M}},$$

где c — коэффициент жёсткости, Н/м; M — масса нагрузки, кг.

Таблица 1
Table 1

№	Поколение	Основные типы амортизаторов, их собственные частоты колебаний	
		Главные механизмы	Вспомогательные механизмы
1	I	ГТЗА установлены жёстко. Редукторы — на двухпластинчатые амортизаторы ($f_0 = 30$ Гц)	Установлены на АКСС-М, двухпластинчатые амортизаторы ($f_0 = 30$ Гц)
2	II	ГТЗА установлены на наборные цилиндрические амортизаторы ($f_0 = 18$ Гц)	Установлены на АКСС-И, АПС без воздуха ($f_0 = 15$ Гц)
3	III	ГТЗА в составе блочных или агрегатированных установок размещено на резинокордных амортизаторах ($f_0 = 4$ Гц)	Установлены на АКМ, ВСМ, АПРКу, АПРК-1000 ($f_0 = 8$ Гц)
4	IV	ГТЗА в составе БПТУ устанавливаются на амортизаторы ($f_0 = 2,5$ Гц)	Устанавливаются на АПРК-1500, ЭВ, ЭСА-100, КРМ-250, АПС ($f_0 = 6 \dots 7$ Гц)

История развития применения виброизоляторов для подводных лодок 1–4 поколений показана в табл. 1 [2], где обозначено БПТУ — блок паротурбинной установки; ГТЗА — главный турбозубчатый агрегат.

Необходимо отметить, что снижение для ПЛ 4-го поколения собственной частоты амортизаторов вносит дополнительные сложности, связанные с максимальными смещениями вывешиваемого оборудования (при $f_0 = 2$ Гц до 100 мм).

Известно [3], что эффективность виброизоляции будет существенной, если частота вибровозбуждения в 2–3 раза превышает f_0 .

Если учесть, что в настоящее время основным частотным диапазоном для дальнего обнаружения ПЛ в глубоком океане является диапазон 5–40 Гц [4], то разработка технических средств, снижающих контрастно выраженные дискретные составляющие акустических спектров ПЛ в этом диапазоне, является актуальной задачей.

Если для целей виброзащиты нашли достаточно широкое применение активные виброзащитные системы (АВЗС), в которых в качестве силового устройства (актуатора) применяются гидравлические, электродинамические, пьезоэлектрические и другие устройства, то для целей виброизоляции, т.е. для уменьшения передачи усилия на основание, что особенно актуально для судостроения, активные системы практически не применяются.

В обзорной работе [5] дан подробный анализ и представлены предельные возможности активных систем с различными типами актуаторов, устанавливаемых между колеблющейся массой и корпусом, работа которых определяется системой управления по сигналам акселерометра или датчика силы.

Активные системы виброизоляции повышают эффективность ослабления передачи усилия на корпус в довольно узкой области частот за резонансом колебательной системы, могут иметь частоту настройки в этой области с минимальным значением коэффициента виброизоляции и могут понижать значение резонансной частоты [6–9].

Уменьшение величины передаваемого усилия на корпус в дорезонансной области с помощью актуатора, установленного между колеблющейся массой и корпусом, принципиально невозможно, так как на этих частотах уменьшение амплитуды колебаний массы компенсируется увеличением усилия актуатора на корпус.

Постановка задачи

Для решения актуальной проблемы снижения усилия на корпус в области низких дорезонансных частот можно использовать силовые устройства, устанавливаемые на основание или на колеблющуюся массу и создающие инерционные динамические усилия в противофазе с усилием от колеблющейся массы [10].

Принципиальная схема активной системы компенсации виброактивных сил представлена на рис. 1.

Движение пассивной системы виброизоляции относительно положения равновесия и электродинамического компенсатора (ЭДК) без учета упругости балки описывается следующими дифференциальными уравнениями [11]:

$$\left. \begin{aligned} m_0 \ddot{x}_0 + b_0 \dot{x}_0 + c_0 x_0 &= F_0 \sin \omega t \\ m_1 \ddot{x}_1 + b_1 \dot{x}_1 + c_1 x_1 &= Bli \\ L \frac{di}{dt} + ri &= u - Bli \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где u — напряжение управления на обмотке катушки; i — сила тока; Bli — электродинамическая сила; L, r — индуктивность и активное сопротивление катушки; B — магнитная индукция; l — общая длина проводника; F_0, ω — амплитуда и частота возмущающей силы; c_0, c_1 — коэффициенты жёсткости; b_0, b_1 — коэффициенты вязкого трения.

Реакция опоры от пассивной системы определяется по выражению:

$$R = c_0 x_0 + b_0 \dot{x}_0,$$

а величина усилия компенсации от ЭДК имеет вид:

$$R_k = m_1 \ddot{x}_1.$$

В этом случае для описания поведения системы компенсации к уравнениям (1) необходимо добавить выражения для закона управления ЭДК

$$\left. \begin{aligned} u &= Ku_{вх} \\ u_{вх} &= K_{ac}(c_0 x_0 + b_0 \dot{x}_0 - m_1 \ddot{x}_1) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Система уравнений (1) и (2) адекватно описывает динамику системы при следующих допущениях:

— величина R во всем диапазоне рассматриваемых частот не превышает R_k ;

— взаимовлияние R и R_k в месте установки ЭДК отсутствует, то есть имеется условный точечный контакт.

Структурная схема компенсации виброактивных сил, как система автоматического управления в соответствии с (2) и системой уравнений (1), представлена на рис. 2.

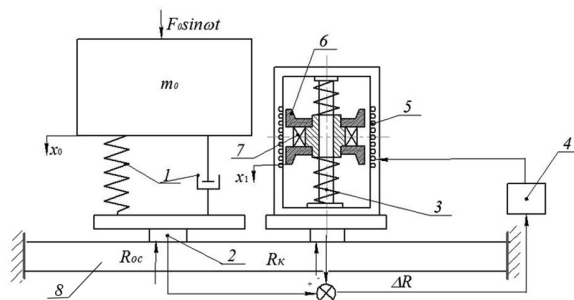


Рис. 1. Принципиальная схема:

- 1 — пассивная система виброизоляции;
- 2 — датчики силы; 3 — пружина; 4 — усилитель;
- 5 — катушка; 6 — магнитопровод;
- 7 — неодимовый магнит; 8 — балка;

$F_0 \sin \omega t$ — виброактивная сила;
 R — реакция основания от пассивной системы;
 R_k — реакция основания от ЭДК

Fig. 1. Principal scheme:

- 1 — passive system of vibration isolation;
- 2 — force sensors; 3 — spring; 4 — amplifier;
- 5 — coil; 6 — magnetic core;
- 7 — neodymium magnet; 8 — beam;

$F_0 \sin \omega t$ — vibroactive force;
 R — reaction of the base from the passive system;
 R_k — reaction of the base from the EDC

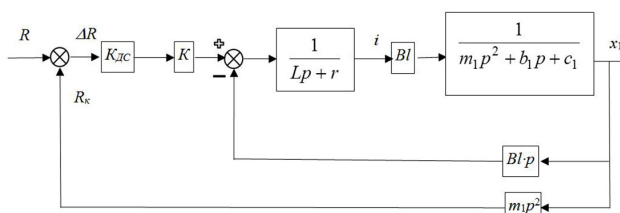


Рис. 2. Структурная схема ЭДК
 Fig. 2. Structural scheme EDC

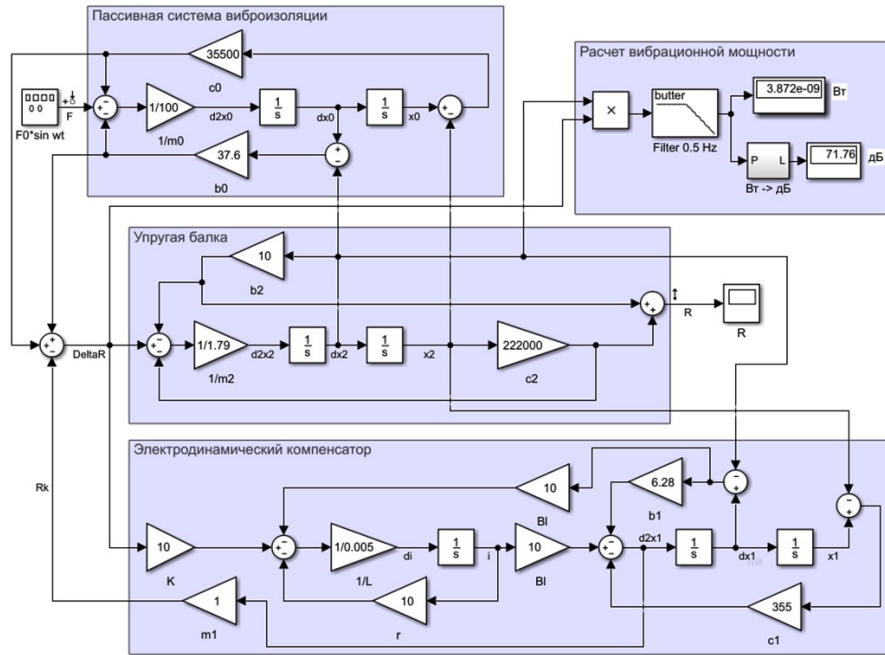


Рис. 3. Модель системы в программе Simulink
Fig. 3. System model in Simulink

Передаточная функция системы управления на рис. 2 будет равна:

$$W_{R,\Delta R}(p) = \frac{a_3 p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + a_0}{a_3 p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + a_0}, \quad (3)$$

где $a_3 = Lm_1$, $a_2 = Lb_1 + rm_1$, $a_1 = rb_1 + (Bl)^2 + Lc_1$, $a_0 = rc_1$.

Оценка устойчивости по критерию Гурвица

$$(Bl + r m_1 + K_{AC} K B l m_1) \cdot (c_1 L + r b + B^2 l^2) > L m_1 c_1 r \quad (4)$$

показывает, что система устойчива при любых значениях параметров.

Для параметров: $Bl = 10 \text{ Тл}\cdot\text{м}$; $L = 5 \cdot 10^{-3} \text{ Гн}$; $r = 10 \text{ Ом}$; $m_1 = 1 \text{ кг}$; $c_1 = 10^3 \text{ Н/м}$; $b_1 = 10 \text{ Нс/м}$; $K_{AC} = 10 \text{ В/м}$, в программе Matlab/Simulink был проведён анализ системы автоматического управления (рис. 3) и определено, что для снижения колебательности и уменьшения длительности переходного процесса в систему целесообразно ввести ПИ-регулятор с передаточной функцией $W_p = K + \frac{K_u}{p}$.

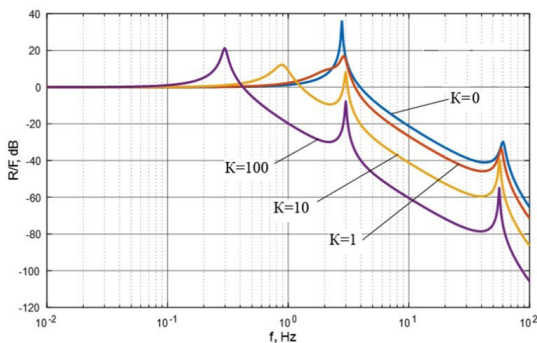


Рис. 4. Частотные характеристики R(f)
Fig. 4. Frequency characteristics R(f)

Частотные характеристики $R(f)$ приведены на рис. 4, из которых следует, что при $K = 1000$ и $K_u = 3$ компенсация виброактивных сил, вызванных пассивной системой виброизоляции, составляет 20 и более дБ в диапазоне частот 0,5–100 Гц.

Теория

Для оценки излучаемой мощности в колебательной системе с компенсатором виброактивных сил необходимо задать упруго-диссипативные характеристики основания. Будем полагать, что пассивная система с массой m_0 и компенсатором установлены на балке с жёстким защемлением на обоих концах.

Заменим защеплённую балку с распределённой массой m упругой системой с одной сосредоточенной массой M , расположенной в середине пролёта и которая имеет частоту колебаний, равную первой частоте балки с распределённой массой.

Пусть уравнение упругой оси при колебаниях балки имеет вид:

$$x(y, t) = x(y) \cdot F(t). \quad (5)$$

Система с сосредоточенной массой будет иметь ординату стоячей волны в виде:

$$x(y, t) = x_0 F(t), \quad (6)$$

где x_0 — амплитуда колебания точки приложения массы M и силы $F(t)$ из равенства кинетических энергий рассматриваемых систем можно определить приведённую массу M [12]:

$$M = \frac{\int_0^l m(y) \cdot x^2(y) dy}{x_0^2}. \quad (7)$$

Уравнение упругой линии защемлённой балки имеет вид [13]:

$$y(x) = \frac{Px^3}{12EJ} + \frac{Plx^2}{12EJ}, \quad (8)$$

где P — погонный вес; l — длина; E — модуль Юнга; J — момент инерции сечения.

Максимальное перемещение в середине балки будет определяться по выражению

$$y_m = \frac{P^3}{192EJ}.$$

Вычисляя интеграл в выражении (7) для величины M получим:

$$M = 0,371 ml. \quad (9)$$

При жёсткой заделке концов балки первая частота f_1 колебаний балки имеет вид [13]:

$$f_1 = \frac{k_1^2}{2\pi} \sqrt{\frac{EJ}{\rho S^3}}, \quad (10)$$

где $k_1 l = 4,730$; S — площадь сечения; ρ — плотность.

Собственная частота колебаний f_1 защемлённой балки для судовых перекрытий составляет 30–50 Гц при расстоянии между шпациями 1–2 м [14].

Например, для швеллера № 5 при $l=2$ м собственная частота f_1 составляет 39,75 Гц, приведённая масса 1,79 кг, а жесткость эквивалентной пружины $2,22 \cdot 10^5$ Н/м.

Для оценки излучаемой вибрационной мощности в колебательной системе целесообразно от модели в виде упругой балки с сосредоточенной массой перейти к системе с массой, равной сосредоточенной, и пружиной, жесткость c_2 которой соответствует частоте f_1 .

Будем также полагать, что излучаемая мощность определяется только колебаниями массы с пружиной и демпфером, эквивалентными упругой балке, а при учёте влияния ЭДК предполагается, что он установлен вблизи точечного воздействия на балку со стороны пассивной системы виброизоляции.

Уравнения движения трёхмассовой динамической системы при допущениях — система совершает однонаправленные движения — движения масс m_0 , m_1 и m_2 рассматриваются относительно положения равновесия — имеет следующий вид:

$$\begin{cases} m_0 \ddot{x}_0 + b_0(\dot{x}_0 - \dot{x}_2) + c_0(x_0 - x_2) = F_0 \sin \omega t, \\ m_2 \ddot{x}_2 + b_0(\dot{x}_2 - \dot{x}_0) + c_0(x_2 - x_0) + c_2 x_2 + b_2 \dot{x}_2 = -m_1 \ddot{x}_1, \\ m_1 \ddot{x}_1 + b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_1(x_1 - x_2) = Bl \cdot i, \\ L \frac{di}{dt} + ri + Bl(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = u, \\ u = K_{AC} \cdot K[(x_2 - x_0)c_0 + (\dot{x}_2 - \dot{x}_0)b_0 - m_1 \ddot{x}_1]. \end{cases} \quad (11)$$

Принцип определения мощности в простой колебательной системе, описываемой уравнением:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = F_0 \sin \omega t,$$

где x — перемещение массы m ; F_0 — амплитуда силы — const; b — коэффициент демпфирования; c — коэффициент жёсткости, заключается в том, что [15] мощность N определяется по выражению:

$$N_a = \frac{1}{T} \int_0^T F(t) \cdot \dot{x}(t) dt, \quad (12)$$

где T — период гармонического процесса.

Мгновенная колебательная мощность имеет вид:

$$N(t) = \frac{1}{2} F_0 \dot{x}_0 \cos \varphi - \frac{1}{2} F_0 \cdot \dot{x}_0 \cos(2\omega t + \varphi \dot{x}). \quad (13)$$

Постоянная в этом выражении представляет собой активную колебательную мощность N_a

$$N_a(t) = \frac{1}{2} F_0 \dot{x}_0 \cos \varphi, \quad (14)$$

а переменная составляющая при усреднении обращается в нуль.

Учитывая, что

$$\begin{aligned} \dot{x}_0 &= \frac{F_0}{|Z|}, \\ \cos \varphi &= \frac{b}{|Z|}, \end{aligned}$$

где $Z = b + i\left(\omega m - \frac{b}{c}\right)$ — механический импеданс или полное механическое сопротивление, для N_a можно записать:

$$N_a = \frac{1}{2} \frac{b}{|Z|^2} = \frac{1}{2} F_0^2 \frac{b\omega^2}{\omega^2 b^2 + (\omega m^2 - c)^2}. \quad (15)$$

Если ввести обозначения $\frac{b}{m} = 2n$; $\frac{c}{m} = \omega_0^2$, то получим:

$$N_a = \frac{1}{2} F_0^2 \frac{2n \cdot \omega^2}{m \left[4n^2 \omega^2 + (\omega^2 - \omega_0^2)^2 \right]}. \quad (16)$$

Для рассматриваемой сложной системы с ЭДК величина F_0 соответствует $\Delta R(\omega)$ и зависит как от частоты внешнего воздействия на пассивную систему, так и от параметров системы виброизоляции. Для оценки величины излучаемой мощности, в этом случае, целесообразно анализ зависимости $N_a(\omega)$ провести численно с использованием программы Matlab/Simulink.

Для оценки излучаемой вибрационной мощности рассматриваемой системы в качестве примера приведена система с параметрами: $m_0 = 100$ кг, $m_1 = 1$ кг, $m_2 = 1,79$ кг, $c_0 = 3,55 \cdot 10^4$ Н/м, $c_2 = 2,22 \cdot 10^5$ Н/м, $b_0 = 37,6$ Нм/с, $b_1 = 6,28$ Нм/с, $c_1 = 10^3$ Н/м, $b_2 = 10$ Нм/с, $Bl = 10$ Тл·м; $L = 5 \cdot 10^{-3}$ Гн; $r = 10$ Ом; $K = 10$, $F_0 = 1$ Н.

Модель в соответствии с уравнениями (11) в программе Matlab/Simulink приведена на рис. 3.

Результаты численных расчётов в программе Matlab/Simulink представлены на рис. 5 и 6. На рис. 6

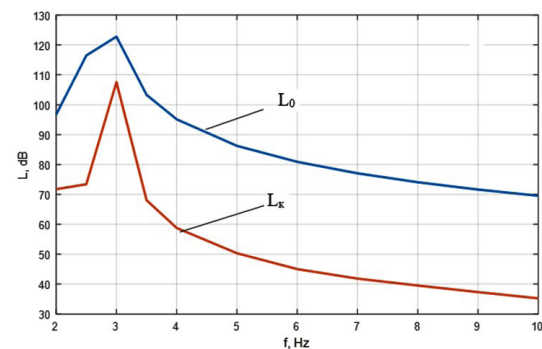


Рис. 5. Вибрационная мощность без компенсатора (L_0) и с компенсатором (L_k) при $K=10$
Fig. 5. Vibration power without compensator (L_0) and with compensator (L_k) at $K = 10$

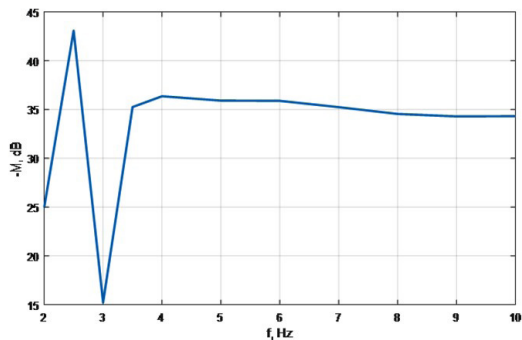


Рис. 6. Коэффициент эффективности компенсации при $K=10$
 Fig. 6. Efficiency of compensation coefficient at $K=10$

для сравнения приведены значения излучаемой вибрационной мощности в системе виброизоляции с электродинамическим компенсатором и без него.

На рис. 6 приведена зависимость коэффициента эффективности системы с компенсатором:

$$M = 20 \lg \frac{N_{ак}}{N_a},$$

где $N_{ак}$, N_a — вибрационные мощности в системах с компенсацией и без компенсации соответственно.

Заключение

Проведённое исследование излучаемой вибрационной мощности в простой системе виброизоляции с электродинамическим компенсатором виброактивных сил, установленным вблизи с точкой воздействия на корпус со стороны пассивной системы, показало, что коэффициент эффективности в диапазоне 2–10 Гц составляет 20–35 дБ.

Список источников

1. Пархоменко В. В., Пелевин Ю. В. Особенности акустической защиты атомных подводных лодок США // *Зарубежное военное обозрение*. 1988. № 7. С. 23–27.
2. Пархоменко В. Н., Пархоменко В. В. Снижение шумности отечественных атомных подводных лодок с 1965 по 1995 гг. // *Фундаментальная и прикладная геофизика*. 2012. Т. 5, № 2. С. 52–57.
3. Вибрации в технике: справ. В 6 т. / Гл. ред. В. Н. Челомей; под ред. К. В. Фролова. М.: Машиностроение, 1981, Т. 6. 456 с.
4. Зыонг Минь Хай. Математические методы и модели оптимизации систем акустического экранирования подводных транспортных средств: дис. ... канд. техн. наук. М., 2016. 215 с.
5. Кирюхин А. В., Тихонов В. А., Чистяков А. Г., Яблонский В. В. Активная виброзащита — назначение, принципы, состояние. 1. Назначение и принципы разработки // *Проблемы машиностроения и автоматизации*. 2011. № 2. С. 108–111.
6. Бурьян Ю. А., Шалай В. В., Зубарев А. Н., Поляков С. Н. Динамическая компенсация виброактивных сил в колебательной системе // *Механотроника, автоматизация, управление*. 2017. № 3 (18). С. 192–195.

7. Петров А. А. Устойчивость одномассовой системы активной виброизоляции с обратной связью по силовому воздействию // *Доклады XXVII сессии РАО. Reports of the XXVII session of RAO*. СПб, 2014. С. 1033–1043.

8. Елисеев С. В., Резник Ю. Н., Хоменко А. П. Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем: моногр. Новосибирск: Наука, 2011. 384 с. ISBN 978-5-02-018976-8.

9. Рыбак Л. А., Синёв А. В., Пашков А. И. Синтез активных систем виброизоляции на космических объектах. М.: Янус-К, 1997. 160 с.

10. Пат. 2556867 Российская Федерация. Активная виброизолирующая система трубопроводов аварийной системы охлаждения ядерного реактора подводной лодки / Кирюхин А. В., Федоров В. А., Мильман О. О. № 2013158496; опублик. 20.07.15, Бюл. № 20.

11. Вибрации в технике: справ. В 6 т. / Гл. ред. В. Н. Челомей; под ред. Э. Э. Лавендела. М.: Машиностроение, 1981. Т. 4. 509 с.

12. Волков А. С., Плотников Ю. Г. Динамические расчёты упругих систем. Хабаровск, 2007. 97 с.

13. Тимошенко С. П., Янг Д. Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле: моногр. / пер. с англ. Корнейчук Л. Г., под ред. Григолюк Э. И. Машиностроение, 1985. 472 с.

14. Дятченко С. В. Проектирование конструкций днищевых покрытий промысловых судов с учётом требований снижения вибрации // *Известия КГТУ*. 2008. № 14. С. 109–117.

15. Вибрации в технике: справ. В 6 т. / Гл. ред. В. Н. Челомей; под ред. М. Д. Генкина. М.: Машиностроение, 1981. Т. 5. 496 с.

БУРЬЯН Юрий Андреевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Основы теории механики и автоматического управления» Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

ЗУБАРЕВ Александр Викторович, кандидат технических наук, генеральный директор НПП «Прогресс».

СИТНИКОВ Дмитрий Владимирович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы теории механики и автоматического управления» ОмГТУ.

Адрес для переписки: kafck@mail.ru

Для цитирования

Бурьян Ю. А., Зубарев А. В., Ситников Д. В. Излучаемая вибрационная мощность в колебательной системе с электродинамическим компенсатором // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2017. Т. 1, № 2. С. 27–32.

Статья поступила в редакцию 11.11.2017 г.

© Ю. А. Бурьян, А. В. Зубарев, Д. В. Ситников

EMITTED VIBRATION POWER IN OSCILLATING SYSTEM WITH ELECTRODYNAMIC COMPENSATOR

Yu. A. Burian¹, A. V. Zubarev², D. V. Sitnikov¹

¹Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

²Federal Research and Production Center «Progress»,
Russia, Omsk, 5 Kordnaya St., 4, 644018

The problems of measuring the emitted vibration in the active dynamic vibration damper are considered in the paper. The principle of action of the active dynamic vibration damper (electrodynamic compensator of vibration forces) is that with the reciprocating motion of the mass, the inertial force is created to compensate the vibration force at the given frequency. Principal schemes, equations of motion, transfer functions and estimates of radiated power are given.

Keywords: vibration isolation, electrodynamic compensator, control system, vibration power.

References

1. Parkhomenko V. V., Pelevin Yu. V. Osobennosti akusticheskoy zashchity atomnykh podvodnykh lodok SSHA [Features of the acoustic protection of US nuclear submarines] // Zarubezhnoye voyennoye obozreniye. Foreign Military Review. 1988. No. 7. P. 23–27. [In Russ.].
2. Parkhomenko V. N., Parkhomenko V. V. Snizheniye shumnosti otechestvennykh atomnykh podvodnykh lodok s 1965 po 1995 gg. [Noise reduction of domestic nuclear submarines from 1965 to 1995] // Fundamental'naya i prikladnaya geofizika. Fundamental and Applied Hydrophysics. 2012. Vol. 5, no. 2. P. 52–57. [In Russ.].
3. Vibratsii v tekhnike: spravochnik. V 6 t. [Vibrations in technology: handbook. In 6 vol. / Chief Ed. V. N. Chelome; Ed. K. V. Frolov. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1981. Vol. 6. 456 p. [In Russ.].
4. Zyong Min' Khay. Matematicheskiye metody i modeli optimizatsii sistem akusticheskogo ekranirovaniya podvodnykh transportnykh sredstv [Mathematical methods and optimization models of acoustic shielding systems for underwater vehicles]. Moscow, 2016. 215 p. [In Russ.].
5. Kiryukhin A. V., Tikhonov V. A., Chistyakov A. G., Yablonskiy V. V. Aktivnaya vibrozashchita — naznacheniyе, printsipy, sostoyaniye. 1. Naznacheniyе i printsipy razrabotki [Active vibration protection — purpose, principles, condition. 1. Purpose and principles of development] // Problemy mashinostroyeniya i avtomatizatsii. Engineering and Automation Problems. 2011. No. 2. P. 108–111. [In Russ.].
6. Burian Yu. A., Shalay V. V., Zubarev A. N., Polyakov S. N. Dinamicheskaya kompensatsiya vibroaktivnykh sil v kolebatel'noy sisteme [Dynamic compensation of vibrational forces in the oscillatory system] // Mekhatronika, avtomatizatsiya, upravleniye. Mekhatronika, Avtomatizatsiya, Upravlenie. 2017. No. 3 (18). P. 192–195. [In Russ.].
7. Petrov A. A. Ustoychivost' odnomassovoy sistemy aktivnoy vibroizolyatsii s obratnoy svyaz'yu po silovomu vozdeystviyu [Stability of a single-mass active vibration isolation system with feedback on force effects] // Doklady XXVII sessii RAO. Reports of XXVII session of RAO. Saint Petersburg, 2014. P. 1033–1043. [In Russ.].
8. Eliseyev S. V., Reznik Yu. N., Khomenko A. P. Mekhatronnyye podkhody v dinamike mekhanicheskikh kolebatel'nykh sistem [Mechatronic approaches to the dynamics of mechanical oscillation systems]. Novosibirsk: Nauka Publ., 2011. 384 p. ISBN 978-5-02-018976-8. [In Russ.].
9. Rybak L. A., Sinlav A. V., Pashkov A. I. Sintez aktivnykh sistem vibroizolyatsii na kosmicheskikh ob'yektakh [Synthesis of active systems of vibration isolation on space objects]. Moscow: Yanus-K Publ., 1997. 160 p. [In Russ.].
10. Patent 2556867 RU. Aktivnaya vibroizoliruyushchaya sistema truboprovodov avariynoy sistemy raskholzhivaniya yadernogo reaktora podvodnoy lodki [Active vibration isolation system pipelines of submarine nuclear reactor emergency cooling system] / Kiryukhin A. V., Fedorov V. A., Mil'man O. O. No. 2013158496; publ. 20.07.15, Bull. No. 20. [In Russ.].
11. Vibratsii v tekhnike: spravochnik. V 6 t. [Vibrations in technology: handbook. In 6 vol. / Chief Ed. V. N. Chelome; Ed. E. E. Lavedel. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1981. Vol. 4. 509 p. [In Russ.].
12. Volkov A. S., Plotnikov Yu. G. Dinamicheskiye raschety uprugikh sistem [Dynamic calculations of elastic systems]. Khabarovsk, 2007. 97 p. [In Russ.].
13. Timoshenko S. P., Yang D. Kh., Uiver U. Kolebaniya v inzhenernom dele [Fluctuations in engineering] / Trans. Korneychuk L. G. Ed. Grigolyuk E. I. Mashinostroyeniye Publ., 1985. 472 p.
14. Dyatcheko S. V. Proyektirovaniye konstruktivnykh dnu-shchevykh pokrytiy promyslovnykh sudov s uchatom trebovaniy snizheniya vibratsii [Designing of bottom coating structures for fishing vessels, taking into account the requirements for reducing vibration] // Izvestiya KGTU. Izvestiya KGTU. 2008. No. 14. P. 109–117.
15. Vibratsii v tekhnike: spravochnik. V 6 t. [Vibrations in technology: handbook. In 6 vol. / Chief Ed. V. N. Chelome; Ed. M. D. Genkin. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1981. Vol. 5. 466 p. [In Russ.].

BURIAN Yuriy Andreyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Fundamentals of Theory of Mechanics and Automatic Control Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.
ZUBAREV Aleksandr Viktorovich, Candidate of Technical Sciences, General Director of Federal Research and Production Center «Progress», Omsk.
SITNIKOV Dmitriy Vladimirovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Fundamentals of Theory of Mechanics and Automatic Control Department, OmSTU, Omsk.

Address for correspondence: kafck@mail.ru

For citations

Burian Yu. A., Zubarev A. V., Sitnikov D. V. Emitted vibrational power in an oscillating system with an electrodynamic compensator // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2017. Vol. 1, no. 2. P. 27–32.

Received 11 November 2017.

© Yu. A. Burian, A. V. Zubarev, D. V. Sitnikov