

УДК 629.735.45; 621.833.24

## Анализ влияния демпфера сухого трения на динамику конического зубчатого колеса

Е.В. Кожаринов<sup>1</sup>, Ю.М. Темис<sup>1,2</sup><sup>1</sup> ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», 111116, Москва, Российская Федерация, ул. Авиамоторная д. 2<sup>2</sup> МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

## Analysis of the Influence of a Coulomb Friction Damper on the Dynamics of a Bevel Gear

E.V. Kozharinov<sup>1</sup>, Y.M. Temis<sup>1,2</sup><sup>1</sup> Federal State Unitary Enterprise Baranov Central Institute of Aeronautic Motor-Building CIAM, 111116, Moscow, Russian Federation, Aviamotornaya St., Bldg. 2<sup>2</sup> BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

e-mail: egor@ciam.ru, tejoum@ciam.ru



Возникновение резонансных колебаний в полотно конического зубчатого колеса может привести к его разрушению. В статье рассмотрены различные конструкции демпфера сухого трения, применяемые в целях снижения амплитуды резонансных колебаний конического зубчатого колеса. Обоснован выбор упрощенной плоской конечно-элементной модели взаимодействия тарельчатый демпфер — колесо. Исследованы основные режимы работы демпфера сухого трения — с длительными и мгновенными относительными остановками. Построено семейство амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) системы демпфер — колесо при различных поджатиях демпфера. Рассчитана работа вынуждающей силы и работа силы трения. Исследовано влияние величины поджатия демпфера на резонансную частоту системы. Определена величина поджатия демпфера, обеспечивающая минимальную амплитуду резонансных колебаний. Методом резонансной кривой определен декремент колебаний системы колесо — демпфер с оптимальными параметрами, который составил 46,1 %. На основе результатов расчетов сделан вывод о том, что применение демпфера сухого трения является эффективным способом снижения амплитуды резонансных колебаний конического колеса.

**Ключевые слова:** конические зубчатые передачи, демпфер сухого трения, резонансные колебания, нелинейные системы.



Resonance oscillations appearing in bevel gears can lead to their fracture. The article describes different types of Coulomb friction damper that are used to reduce the resonance oscillation amplitude in bevel gears. The choice of a simplified flat finite-element model of interaction between a dish-shaped damper and the gear is validated. Basic operation modes of the Coulomb friction damper are studied, namely with long and instant relative stops. Amplitude-frequency response graphs of the damper-gear system are plotted for various values of damper pre-pressure. The work of the disturbing and frictional forces is calculated. An influence of the pre-pressure value on the resonance frequency of the system is studied. The damper pre-pressure value that provides the minimal amplitude of resonance oscillations is determined. Using the resonance curve method, the oscillation decrement of the damper-gear system with optimal parameters is calculated and found to be 46.1%. The results of the calculations have led to a conclusion that the use of a Coulomb friction damper is an efficient way to reduce the amplitude of resonance oscillations in bevel gears.

**Keywords:** bevel gears, Coulomb friction damper, resonance vibrations, non-linear systems.

Основным видом расчета конических зубчатых передач общего машиностроения является расчет на контактную и изгибную выносливость зуба [1, 2]. В процессе работы конических передач авиационных приводов в силу ограничений по массе и, как следствие, тонкого обода имеют место поломки зубчатых колес, связанные не с изгибом и выкрашиванием зуба, а с возбуждением резонансных колебаний обода шестерни.

Применение демпфера сухого трения является одним из эффективных способов снижения амплитуды резонансных колебаний системы. В стандартах на зубчатые колеса AGMA [3] и ISO [4] дан обзор методов снижения амплитуды колебаний полотен зубчатых колес. Отмечено, что при попадании собственных частот колебаний зубчатого колеса в рабочий диапазон значительного эффекта по снижению амплитуды резонансных колебаний можно добиться путем применения кольцевых демпферов (см. рис. 1, а). Кольцевой демпфер представляет собой упругое кольцо, вставленное с натягом в паз шестерни, который расположен на внутренней части зубчатого венца. Поджатие демпфера к колесу осуществляется за счет натяга и действия центробежной силы. В процессе колебаний шестерни по узловым диаметрам между кольцом и шестерней возникает сила трения, работа которой рассеивает энергию резонансных колебаний в окружающую среду. Помимо указаний касательно того, что положение паза для кольца и сама форма кольца должны определяться ожидаемыми формами резонансных колебаний и обеспечи-

вать возникновение трения между кольцом и шестерней, в стандарте AGMA [3] отсутствуют какие-либо конкретные рекомендации по проектированию демпфера сухого трения.

Другим типом демпфера сухого трения является тарельчатый демпфер, который представляет собой упругую тарельчатую пружину, прижатую к торцу шестерни с помощью регулируемого упора (рис. 1, б).

Для моделирования динамического поведения шестерни с демпфером использован метод конечных элементов (МКЭ). В связи с тем, что моделирование динамического поведения колеса с демпфером в трехмерной постановке требует больших вычислительных мощностей, предложена двумерная модель. С целью обоснования выбора расчетной модели рассмотрим форму колебаний упрощенной трехмерной модели конического колеса по различным узловым диаметрам и сопоставим ее с формой колебаний плоской модели (рис. 2).

Как видно из рис. 2, картина перемещений узлов 3D-модели в сечении с максимальной амплитудой перемещений имеет аналогичный характер, что и картина перемещений узлов плоской модели. Так как расчет в 3D-постановке требует на порядок больших вычислительных мощностей, чем в 2D-постановке, основные закономерности и диапазон расположения оптимальных параметров работы демпфера могут быть исследованы в 2D-постановке, а выбор

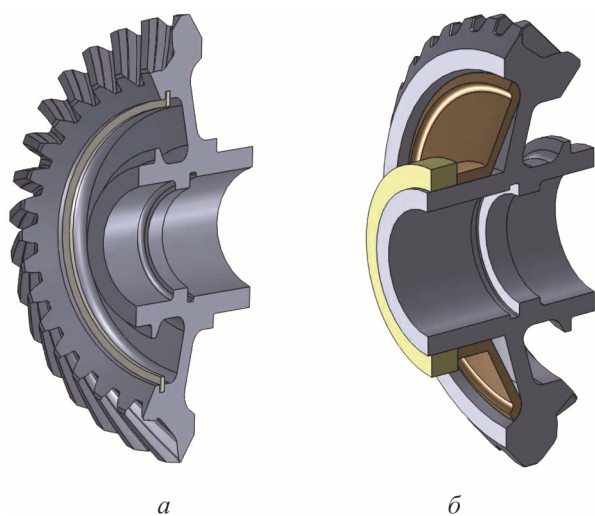


Рис. 1. Различные варианты конструкции фрикционного демпфера:  
а — кольцевой демпфер; б — тарельчатый демпфер

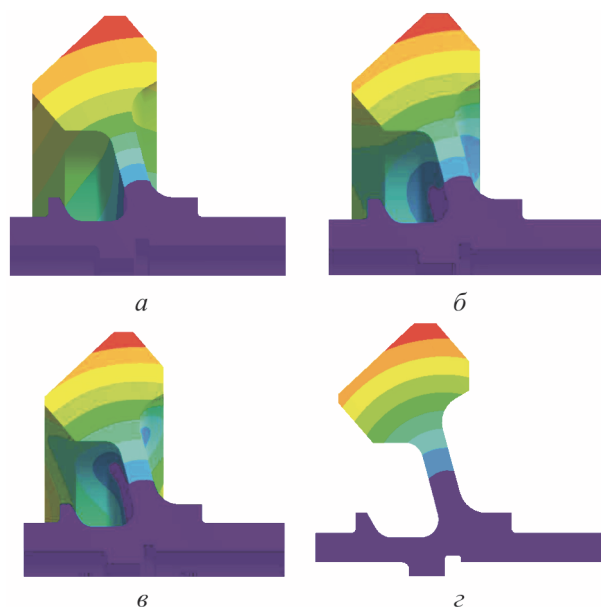


Рис. 2. Формы колебаний конического колеса (в 3D-постановке):

а — один узловой диаметр; б — два узловых диаметра;  
в — три узловых диаметра; г — плоская постановка

окончательных параметров может быть осуществлен после расчета в 3D-постановке.

**Описание расчетной модели.** Плоская конечно-элементная модель конического колеса с демпфером представлена на рис. 3.

Закрепление модели, показанной на рис. 3, осуществляется по нижней грани колеса *A*. Моделируется контакт с заданным коэффициентом трения между демпфером и колесом. Вынуждающая сила, изменяющаяся по гармоническому закону, приложена к верхней точке колеса *C*. Поджатие демпфера моделируется путем задания горизонтального перемещения торца демпфера *D*.

Модель содержит 1 478 узлов и 426 восьми-узловых элементов. Шаг по времени составляет  $5 \cdot 10^{-5}$  с; время моделирования — 0,01 с. Декремент колебаний в материале задан  $\delta = 2\%$  [5].

Моделирование контакта между демпфером и колесом с учетом трения является отдельной сложной задачей. В общем случае рабочие поверхности демпфера и колеса представляют собой шероховатые тела, контакт которых имеет дискретную природу, т. е. осуществляется по отдельным локальным микронеровностям, площадь сечения которых значительно меньше номинальной площади контактирующих тел [6]. В целях упрощения задачи сделано допущение, что контакт упругих тел демпфера и зубчатого колеса описывается законом Амонтона [7].

В разработанной модели величина поджатия, частота вынуждающей силы и коэффициент трения между демпфером и колесом являются входными параметрами, что позволяет

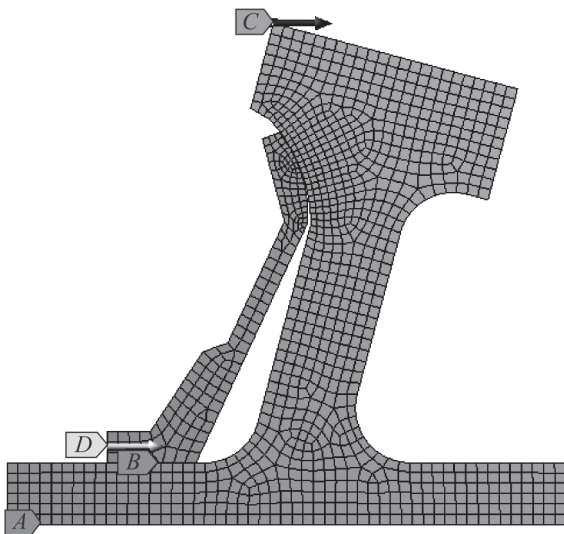


Рис. 3. Плоская конечно-элементная модель конического колеса с демпфером

исследовать их влияние на динамическое состояние рассматриваемой системы путем автоматизированного проведения серии расчетов вынужденных колебаний. Выходными параметрами являются амплитуда колебаний точки приложения вынуждающей силы, статус контактирующих элементов, работа вынуждающей силы и силы трения за период колебаний.

Элементарная работа, совершаемая вынуждающей силой за момент времени  $dt$ , определяется как произведение возмущающей силы, изменяющейся по гармоническому закону, на перемещение точки приложения силы за момент времени [8]:

$$dA_F = F_0 \sin(\omega t) A_0 \omega \cos(\omega t - \alpha) dt,$$

где  $F_0$  — амплитуда возмущающей силы;  $\omega$  — частота возмущающей силы;  $A_0$  — амплитуда перемещения точки приложения вынуждающей силы;  $\alpha$  — сдвиг по фазе между вынуждающей силой и перемещением точки приложения вынуждающей силы.

Работа вынуждающей силы за период колебаний определяется следующим образом [8]:

$$A_F^H = \int_0^{\tau} F_0 \sin(\omega t) A_0 \omega \cos(\omega t - \alpha) dt = \pi A_0 F_0 \sin \alpha,$$

где  $\tau$  — период колебаний.

На резонансном режиме работы сдвиг по фазе между вынуждающей силой и перемещением точки приложения вынуждающей силы составляет  $\alpha = \pi/2$ . Следовательно, работа вынуждающей силы за цикл при резонансном режиме всегда положительна.

Мгновенная работа силы трения определяется как скалярное произведение вектора суммарной силы, действующей в контакте колеса с демпфером, и вектора мгновенного относительного перемещения контактирующих точек:

$$dA_{тр} = \mathbf{F}_k \boldsymbol{\lambda} = |\mathbf{F}_k| |\boldsymbol{\lambda}| \cos(\mathbf{F}_k, \boldsymbol{\lambda}),$$

где  $\mathbf{F}_k$  — вектор силы, действующий в контакте;  $\boldsymbol{\lambda}$  — вектор относительного перемещения.

Так как размеры площадки контакта демпфера с колесом малы по сравнению с приведенным радиусом кривизны демпфера и колеса, принято допущение о коллинеарности вектора относительного перемещения в контакте и силы трения, возникающей в контакте. Следует отметить, что сила сухого трения направлена в противоположную сторону по отношению к вектору относительного перемещения ( $\cos(\mathbf{F}_k, \boldsymbol{\lambda}) = -1$ ). Для расчета силы трения в рассматриваемой системе на языке APDL ра-

бочей среды ANSYS написан макрос. На каждом шаге решения задачи определяется относительное скольжение и величина касательно-го напряжения трения для каждой контактирующей пары. Работа трения на шаге определяется как сумма элементарных работ сил трения по всем контактирующим элементам:

$$A_F^i = \sum_{j=1}^n \sigma_F^{ij} s^{ij} l^j,$$

где  $i$  — номер шага;  $j$  — номер контактной пары;  $n$  — количество контактных пар;  $\sigma_F^{ij}$  — напряжение трения для  $j$ -й контактной пары на  $i$ -м шаге;  $s^{ij}$  — относительное скольжение для  $j$ -й контактной пары на  $i$ -м шаге;  $l^j$  — длина  $j$ -го контактного элемента.

Так как в процессе работы демпфера сухого трения в зависимости от параметров системы возможны как режимы с мгновенными, так и с длительными относительными остановками, для оценки режима работы демпфера сухого трения введен параметр  $s_r$  — относительное время длительности относительных остановок, определяемый как

$$s_r = \frac{t_s}{\tau},$$

где  $t_s$  — длительность относительной остановки за период колебаний.

Эффективность демпфирующего устройства должна рассматриваться на резонансном режиме работы. Резонанс при колебаниях зубчатого колеса без демпфера возникает при совпадении частоты вынуждающей силы с одной из собственных частот колебаний колеса. Так как зубчатое колесо с демпфером сухого трения представляет собой структурно-изменяемую нелинейную систему [9], само понятие собственной частоты может быть применено для нее весьма условно. При работе демпфера сухого трения могут возникать режимы с мгновенными остановками и длительными остановками, при этом на каждом режиме резонансная частота будет иметь свое значение.

В силу наличия нелинейности в виде контакта с сухим трением модальный анализ не может быть применен для определения резонансных частот системы зубчатого колеса с демпфером. Резонансная частота нелинейной системы может быть определена по АЧХ системы, построенной путем моделирования вынужденных колебаний системы с различными частотами возмущающей силы и определения амплитуды установившихся колебаний для

каждой частоты возмущающей силы. Косвенно о резонансном режиме работы можно судить по знаку и величине работы вынуждающей силы за период колебаний.

Для того, чтобы определить границы зоны нахождения резонансных частот системы, проведен ее предварительный гармонический анализ в диапазоне до 15 000 Гц, результаты которого представлены ниже. В исследуемом диапазоне находится одна форма колебаний системы — первая изгибная форма.

Система	Частота, Гц
Колесо без демпфера .....	2 934
Колесо с демпфером, контакт без трения .....	2 927
Колесо с демпфером, заперты режим работы .....	3 741

**Построение АЧХ системы.** АЧХ системы в диапазоне 2 500...4 000 Гц с шагом 50 Гц по амплитуде перемещений точки приложения силы при различных величинах поджатия демпфера  $d$  представлены на рис. 4. Коэффициент трения между демпфером и колесом задан равным 0,1 [10]. Более точное значение коэффициента трения может быть определено экспериментально по методике, изложенной в [11]. В процессе работы может происходить изменение параметров контактирующих поверхностей, в частности, их шероховатости, и, как следствие, изменение коэффициента трения. Для обеспечения постоянства коэффициента трения в процессе эксплуатации конического колеса на контактирующие поверхности необходимо нанести специальное истирающееся покрытие, которое одновременно предохраняло бы поверхность конического колеса от возникновения фреттинг-коррозии. Так как истирание поверхности может привести к уменьшению величины поджатия демпфера, в процессе ремонта редуктора следует контролировать усилие затяжки гайки.

Из анализа изображенных на рис. 4 АЧХ системы видно, что с ростом величины поджатия увеличивается резонансная частота системы. Амплитуда резонансных колебаний с ростом величины поджатия уменьшается до определенного минимального значения, которое соответствует величине поджатия 0,5 мм, после чего увеличивается с дальнейшим ростом величины поджатия.

Зависимость работы силы трения за период колебаний от частоты возмущающей силы при различных величинах поджатия демпфера представлена на рис. 5.

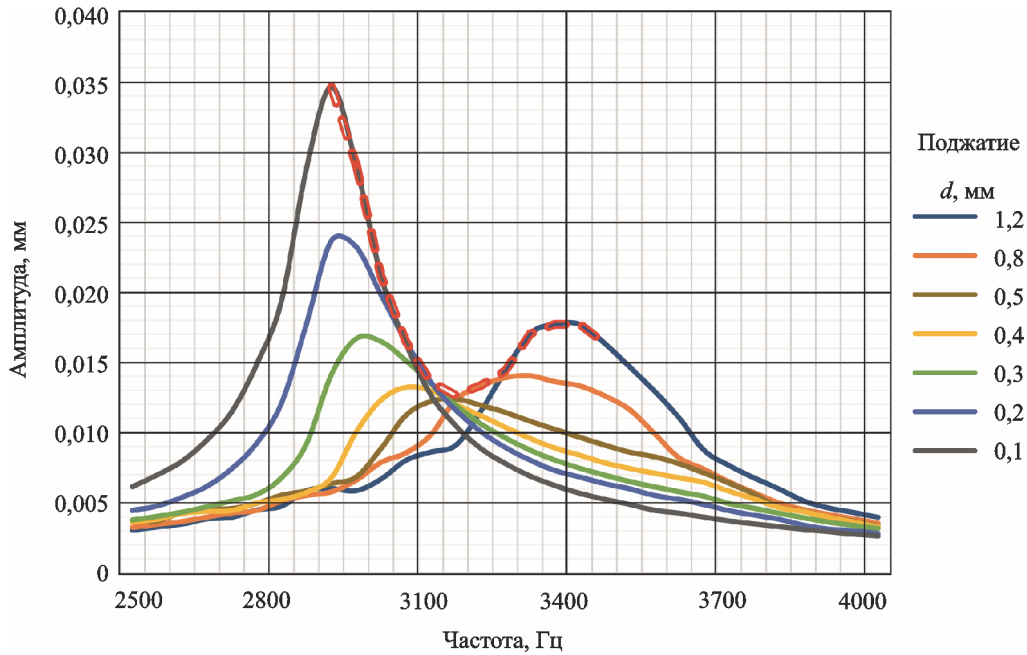


Рис. 4. АЧХ по амплитуде перемещений точки приложения силы при различных величинах поджатия демпфера

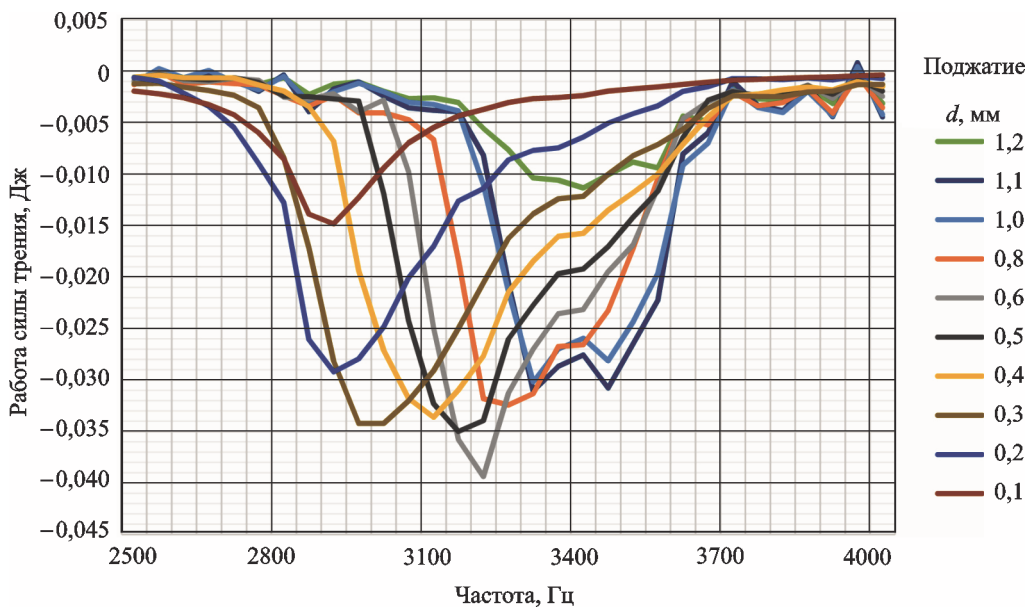


Рис. 5. Зависимость работы силы трения за период колебаний от частоты возмущающей силы при различных величинах поджатия демпфера

Зависимость величины времени относительных остановок демпфера за период колебаний от частоты возмущающей силы при различных величинах поджатия демпфера представлена на рис. 6.

Из рис. 6 видно, что при поджатии величиной 0,1 мм в контакте демпфера и колеса отсутствуют относительные остановки. При величине поджатия в 1,1 мм в течение практически

всего времени установившихся колебаний демпфер находится в запертом состоянии. При промежуточных значениях поджатия демпфер находится как в запертом, так и в состоянии относительного скольжения. Следует отметить, что время относительных остановок принимает минимальное значение в районе резонансного режима работы системы. Для демпфера с параметром поджатия, обеспечивающим мини-

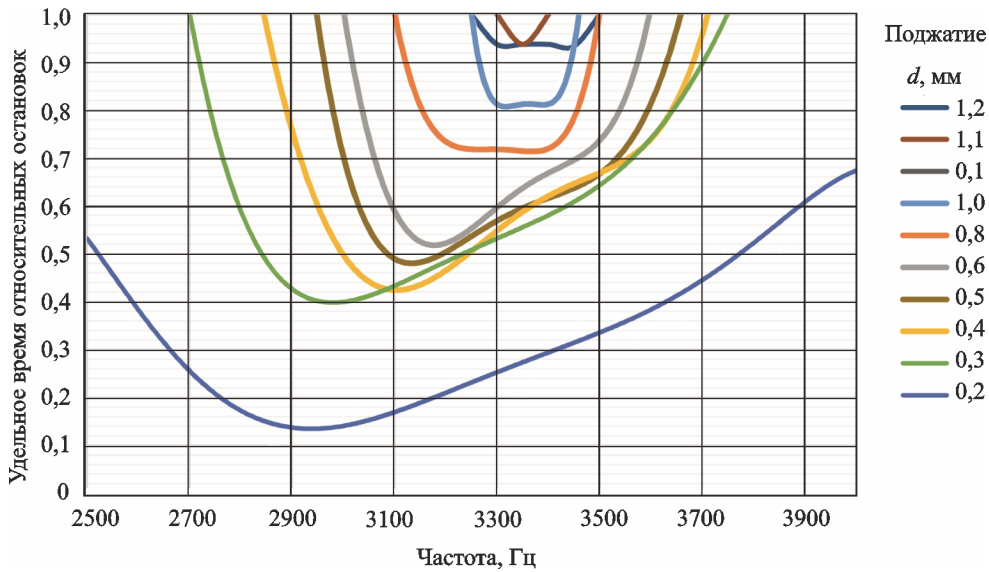


Рис. 6. Зависимость времени относительных остановок демпфера за период колебаний от частоты возмущающей силы при различных величинах поджатия демпфера

мальную амплитуду резонансных колебаний, удельное время относительных остановок составляет 0,47.

Для наглядного представления изменения параметров резонансного режима работы демпфера (амплитуда резонансных колебаний и абсолютное значение работы силы трения за период) в зависимости от величины поджатия на отдельный график вынесены величины удельной амплитуды резонансных колебаний и максимальной работы силы трения за период (рис. 7). Удельная амплитуда колебаний дана в долях от амплитуды резонансных колебаний колеса без демпфера, которая составляет 0,277 мм при частоте возмущающей силы 2 900 Гц.

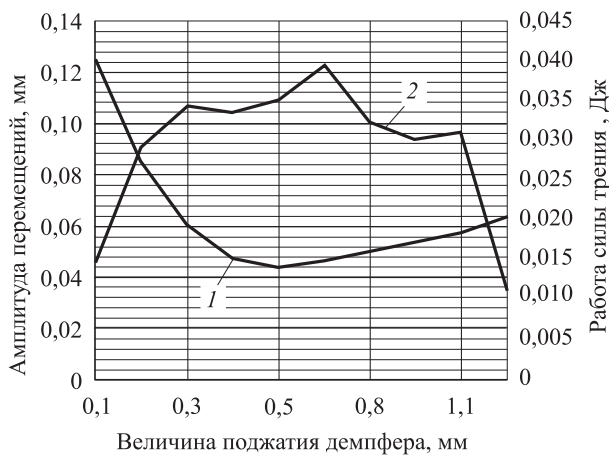


Рис. 7. Амплитуда резонансных колебаний (1) и абсолютное значение работы силы трения (2) за период колебаний в зависимости от величины поджатия демпфера

Согласно результатам моделирования исследуемой системы, минимальная амплитуда резонансных колебаний наблюдается при поджатии 0,5 мм и составляет 0,07424 от амплитуды колебаний шестерни без демпфера.

Зависимость частоты резонансных колебаний от величины поджатия демпфера представлена на рис. 8. Данная зависимость хорошо иллюстрирует режим работы демпфера. При малых величинах поджатия (0,1...0,2 мм) демпфер работает преимущественно на режиме мгновенных относительных остановок (см. рис. 6), т. е. блокировки масс и структурного изменения системы не происходит. Резонансная частота в таком случае составляет 2 900 Гц, что хорошо согласуется с данными гармонического анализа. При больших поджатиях ( $\geq 1$  мм) демпфер работает преимущественно в запертом режиме (см. рис. 6). Частота резонансных колебаний в данном случае составляет 3 300 Гц, что меньше значения, которое получено в результате гармонического анализа.

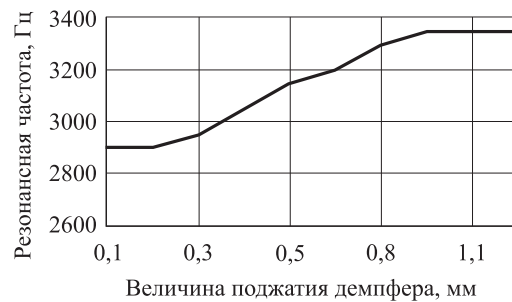


Рис. 8. Зависимость частоты резонансных колебаний от величины поджатия демпфера

Данный факт может быть объяснен погрешностью, возникающей в процессе линеаризации системы.

**Оценка эффективности применения демпфера сухого трения.** Оценка эффективности применения демпфера сухого трения проводится путем сравнения декремента колебаний колеса без демпфера и колеса с демпфером. Декремент колебаний рассчитывается по АЧХ системы методом резонансной кривой по следующей формуле [12]:

$$\delta = \frac{\pi \Delta f_{0,5}}{\sqrt{3} f_{рез}},$$

где  $\Delta f_{0,5}$  — ширина пика резонансной кривой на амплитуде, равной половине максимальной;  $f_{рез}$  — резонансная частота.

На рис. 9 показаны АЧХ колеса без демпфера, колеса с демпфером при оптимальной величине поджатия демпфера и колеса с демпфером при оптимальной величине поджатия демпфера с нулевым коэффициентом трения между демпфером и колесом.

Как видно из рис. 9, АЧХ системы без демпфера практически идентична АЧХ системы с нулевым коэффициентом трения между демпфером и колесом. Согласно результатам расчета, декремент колебаний колеса без демпфера и колеса с демпфером и нулевым коэффициентом трения в контакте составил 8 %, с трением и оптимальной величиной поджатия — 46,1 %. Таким образом, можно сделать вывод о высокой эффективности применения демпфера сухого трения для снижения амплитуды резонансных колебаний конических колес. Полученные данные о влиянии демпфера сухого трения на декремент колебаний и резонансную частоту системы по своему характеру соответствуют аналогичным данным, полученным для демпферов сухого трения лопаток турбомашин [13, 14].

## Литература

- [1] Лопатин Б.А., Цуканов О.Н. *Цилиндро-конические зубчатые передачи*. Челябинск, Южно-Уральский государственный университет, 2005. 200 с.
- [2] Иванов М.Н. *Детали машин*. Москва, Высшая школа, 2010. 408 с.
- [3] AGMA 911-A94. *Design Guidelines for Aerospace Gearing*. AGMA, 1994.
- [4] ISO 10300-1. *Calculation of load capacity of bevel gears*. ISO, 2001. 56 с.
- [5] Бидерман В.Л. *Теория механических колебаний*. Москва, Высшая школа, 1980. 408 с.
- [6] Чичинадзе А.В., ред. *Основы трибологии*. Москва, Машиностроение, 2001. 664 с.
- [7] Крагельский И.В., Михин Н.М. *Узлы трения машин*. Москва, Машиностроение, 1984. 280 с.

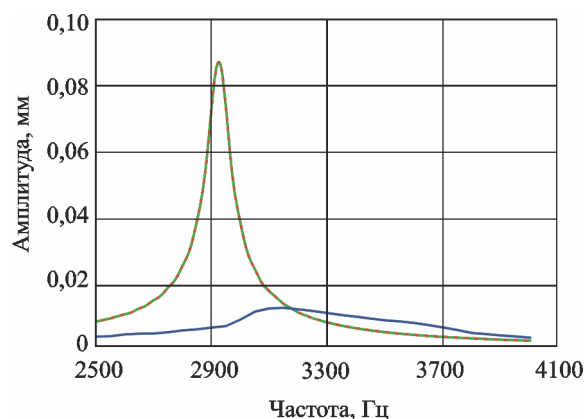


Рис. 9. АЧХ колеса без демпфера, колеса с демпфером при оптимальной величине поджатия демпфера и колеса с демпфером при оптимальной величине поджатия демпфера с нулевым коэффициентом трения между демпфером и колесом:  
 — без демпфера; — — — без трения;  
 · · · — оптимальные параметры

## Выводы

1. Обоснован выбор расчетной модели взаимодействия «коническое колесо — демпфер сухого трения».
2. Установлено влияние параметра поджатия демпфера на его режим работы, резонансную частоту системы, работу силы трения и максимальную амплитуду резонансных колебаний.
3. Определено оптимальное по критерию минимума амплитуды резонансных колебаний значение поджатия демпфера.
4. Рассчитан декремент колебаний системы «коническое колесо — демпфер сухого трения» с оптимальным параметром поджатия демпфера, который составил 46,1%. Полученный результат позволяет сделать вывод о высокой эффективности применения демпфера сухого трения для снижения амплитуды резонансных колебаний конического колеса.

- [8] Тимошенко С.П. *Колебания в инженерном деле*. Москва, Государственное издательство физико-математической литературы, 1959. 341 с.
- [9] Геккер Ф.Р. *Динамика машин, работающих без смазочных материалов в узлах трения*. Москва, Машиностроение, 1983. 168 с.
- [10] Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. *Расчет на прочность деталей машин*. Москва, Машиностроение, 1993. 640 с.
- [11] Шорр Б.Ф., Стадников А.Н., Серебряков Н.Н. Расчетно-экспериментальное определение коэффициента трения при относительном осциллирующем движении деталей. *Двигатель*, 2011, № 4, с. 44–45.
- [12] Матвеев В.В. *Демпфирование колебаний деформируемых тел*. Киев, Наукова думка, 1985. 263 с.
- [13] Yasutomo K., Hiroyuki Y., Hiroharu O. Analysis and verification test of damping characteristics of steam turbine hollow vane with friction damper. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014*, Düsseldorf, 2014.
- [14] Bessone A., Traversone L. Simplified method to evaluate the «under platform» damper effects on turbine blade eigenfrequencies supported by experimental test. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014*, Düsseldorf, 2014.

## References

- [1] Lopatin B.A., Tsukanov O.N. *Tsilindro-konicheskie zubchatye peredachi* [Helical-bevel gears]. Cheliabinsk, South Ural State University publ., 2005. 200 p.
- [2] Ivanov M.N. *Detali mashin* [Machine parts]. Moscow, Vysshaya shkola publ., 2010. 408 p.
- [3] AGMA 911-A94. *Design Guidelines for Aerospace Gearing*. AGMA, 1994.
- [4] ISO 10300-1. *Calculation of load capacity of bevel gears*. ISO, 2001. 56 p.
- [5] Biderman V.L. *Teoriia mekhanicheskikh kolebanii* [Theory of mechanical vibrations]. Moscow, Vysshaya shkola publ., 1980. 408 p.
- [6] *Osnovy tribologii* [Fundamentals of tribology]. Ed. Chichinadze A.V. Moscow, Mashinostroenie publ., 2001. 664 p.
- [7] Kragel'skii I.V., Mikhin N.M. *Uzly treniia mashin* [Friction units of machines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1984. 280 p.
- [8] Timoshenko S.P. *Kolebaniia v inzhenernom dele* [Fluctuations in engineering]. Moscow, Gosudarstvennoe izdatel'stvo fiziko-matematicheskoi literatury publ., 1959. 341 p.
- [9] Gekker F.R. *Dinamika mashin, rabotaiushchikh bez smazochnykh materialov v uzlakh treniia* [Dynamics of machines operating without lubricants in friction]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1983. 168 p.
- [10] Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. *Raschet na prochnost' detalei mashin* [Strength analysis of machine parts]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1993. 640 p.
- [11] Shorr B.F., Stadnikov A.N., Serebriakov N.N. Raschetno-eksperimental'noe opredelenie koefitsienta treniia pri otnositel'nom ostilliruiushchem dvizhenii detalei [Design and experimental determination of the coefficient of friction at a relative oscillating motion parts]. *Dvigatel'* [Engine]. 2011, no. 4, pp. 44–45.
- [12] Matveev V.V. *Dempfirovanie kolebanii deformiruemyykh tel* [Damping deformable bodies]. Kiev, Naukova dumka publ., 1985. 263 p.
- [13] Yasutomo K., Hiroyuki Y., Hiroharu O. Analysis and verification test of damping characteristics of steam turbine hollow vane with friction damper. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014*, Düsseldorf, 2014.
- [14] Bessone A., Traversone L. Simplified method to evaluate the «under platform» damper effects on turbine blade eigenfrequencies supported by experimental test. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014*, Düsseldorf, 2014.



## Информация об авторах

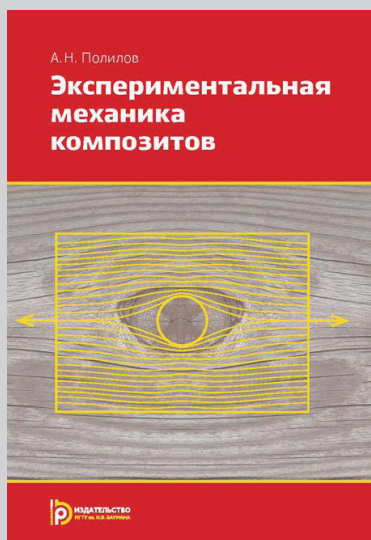
**КОЖАРИНОВ Егор Викторович** (Москва) — инженер 1-й категории отдела прочности авиационных приводов. ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» (111116, Москва, Российская Федерация, ул. Авиамоторная д. 2, e-mail: egor@ciam.ru).

**ТЕМИС Юрий Моисеевич** (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Прикладная математика». МГТУ им. Н.Э. Баумана. Начальник отдела математического моделирования ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» (111116, Москва, Российская Федерация, ул. Авиамоторная д. 2, e-mail: tejoum@ciam.ru).

## Information about the authors

**KOZHARINOV Egor Viktorovich** (Moscow) — Engineer of 1<sup>st</sup> Category, Department of Aviation Drive Strength. Federal State Unitary Enterprise Baranov Central Institute of Aeronautic Motor-Building CIAM (111116, Moscow, Russian Federation, Aviamotornaya St., Bldg. 2, e-mail: egor@ciam.ru).

**TEMIS Yury Moiseevich** (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Applied Mathematics. Bauman Moscow State Technical University. Head of Mathematic Modelling Department. Federal State Unitary Enterprise Baranov Central Institute of Aeronautic Motor-Building CIAM (111116, Moscow, Russian Federation, Aviamotornaya St., Bldg. 2, e-mail: tejoum@ciam.ru).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана  
вышло в свет учебное пособие

**А.Н. Полилова**

### «Экспериментальная механика композитов»

Изложены научные основы экспериментальных исследований композитных материалов-конструкций. Обоснованы экспериментальные методы определения полного набора упругих и прочностных констант ортотропных композитов. Приведены методы исследования ползучести и высокоскоростного деформирования композитов, модели и критерии разрушения анизотропных волокнистых композитов с полимерной матрицей. Предложены энергетические критерии развития расслоений и расщеплений в композитах. Рассмотрено влияние концентрации напряжений на прочность композитных деталей. Представлены оригинальные модели разрушения композитов, а также расчетные методы, отличающиеся от стандартных.

Содержание учебного пособия соответствует курсу лекций, читаемых автором в МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Для студентов технических вузов, а также для аспирантов, инженеров, исследователей, занимающихся проблемами применения композитных материалов в различных областях специального и гражданского машиностроения.

**По вопросам приобретения обращайтесь:**

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.  
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;  
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru