

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ ФРИКЦИОННЫХ ДИСКОВ ТРАНСМИССИЙ НА ОСНОВЕ ТОЧНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ИХ МОДАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

FORECASTING RESONANT PARAMETRIC VIBRATIONS OF TRANSMISSION FRICTION DISCS OF ON THE BASIS OF THE EXACT DETERMINATION OF THEIR MODAL CHARACTERISTICS

Prof. Dr. Eng. Taratorkin I.¹, Prof. Dr. Eng. Derzhanskii V.¹, PhD Taratorkin A.¹, postgraduate Volkov A.¹ – Institute of Engineering Science of the Ural Branch of the Russian Academy of Sciences (IES UB RAS), Russia

Corresponding author - Igor Taratorkin

E-mail: ig_tar@mail.ru

Abstract: Describes how accurate settlement and the experimental determination of the modal characteristics of the friction discs. A brief description of the method of forecasting the dynamic loading of the friction discs in transmissions of transport vehicles due to the occurrence of parametric resonance oscillations. The ways of tuning out parametric resonance oscillations.

Index words: disk, friction, oscillations, parametric resonance, filter, modal characteristics

Введение

Для перспективных гусеничных и колесных транспортных машин, эксплуатируемых в особо трудных условиях, разрабатываются все более совершенные конструкции гидромеханических, электромеханических и гибридных трансмиссий [1]. Испытания опытных образцов машин свидетельствуют о высокой динамической нагруженности, ограничивающей долговечность деталей, в частности, дисков фрикционных элементов управления и деталей сопрягаемых с ними [2,3]. В работе [4,5] рассматривается не достаточно исследованный ранее вид разрушения – разрыв дисков, который наблюдается в проектируемых трансмиссиях и в конструкциях мировых лидеров. Результаты, представленные в статье являются продолжением работ [4,5,6,7] по повышению долговечности фрикционных дисков.

Цель исследования состоит в совершенствовании способа исключения параметрических резонансов фрикционных дисков и разработке высокоточного метода определения их модальных характеристик.

Научная новизна исследования заключается в изучении закономерностей возникновения и обосновании способа исключения резонансных режимов на основе исследования динамики существенно нелинейной системы при полигармонических возмущениях, формируемых тепловым или электрическим двигателем, гидродинамическими процессами в межлопаточном пространстве гидротрансформатора, а также пульсацией давления рабочей жидкости в системе его подпитки.

Аналитическое исследование динамики ведется на основе математической модели нелинейной системы.

Результаты имитационного моделирования динамики нелинейной системе «энергетическая установка – преобразователь момента – элементы механической трансмиссии (барабан и фрикционный диск)» показывают [6], что в нелинейной системе порождается широкий спектр частот возмущения (от 0 до 6000 Гц) со значительной мощностью. При этом спектр частот перекрывает диапазон собственных частот и форм колебаний диска как системы с распределенными параметрами. Это приводит к возникновению резонансных колебаний диска. Анализ устойчивости колебательных процессов и определение путей исключения резонансов используется аппарат параметрических колебаний. Для этого дифференциальное уравнение системы приводится к уравнению Матье, а области устойчивости определяются по диаграмме Айнса-Стретта (рис. 1).

Как следует из диаграммы, практически во всем диапазоне частот линия 1, характеризующая динамику системы находится в области неустойчивости (на рис. 1 она

заштрихована). Учет демпфирования в системе смещает области неустойчивости выше оси абсцисс (синяя линия на рис. 1).

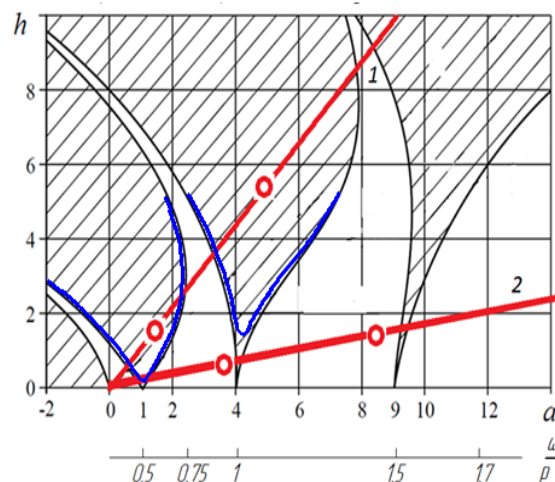


Рис. 1. – Диаграмма Айнса-Стретта для исследуемой динамической системы

Для повышения долговечности фрикционных дисков путем исключения резонансных режимов необходимо определить спектр их собственных частот. Аналитически определить значения частот можно по приближенным формулам, справедливым для кругового кольца, выполненного из однородного материала. Однако конструкция диска является многокомпонентной, сочетающей в себе металлический диск с внутренним зубчатым зацеплением, металлокерамические накладки, адгезионные слои, то есть разнородные материалы с различными нелинейными физико-механическими свойствами. Собственные частоты фрикционных дисков сложной формы, состоящих из неоднородных материалов, могут быть определены на основе численного моделирования [7] – определения реакции конечно-разностной модели диска на гармоническое воздействие регулируемой частоты (например, в программном пакете ANSYS Workbench). Однако достоверность построения модели ограничивается точностью описания нелинейного взаимодействия между элементами диска (стальным кольцом и фрикционными накладками), формируемого адгезионными слоями. В связи с этим, результаты численной оценки собственных частот необходимо корректировать с учетом экспериментальных данных.

Известная конструкция стенда [6] позволяет определить спектр собственных частот колебаний диска лишь в одной плоскости из трех. Кроме того точность измерений ограничена.

На рис. 2 представлена схема предлагаемого стенда для определения пространственных модальных характеристик (спектра собственных частот и форм колебаний) фрикционных дисков гидромеханических трансмиссий. Стенд состоит из штатива 1, на который вывешен испытуемый фрикционный диск 2, генератора низкочастотных сигналов 3, выход которого соединен через усилитель мощности 4 с акустическим излучателем 5, воздействующим на исследуемый диск 2. Частотный режим работы генератора 3 определяется программой, реализуемой компьютером управления 6. Конструкция стенда дополнительно оснащена сканирующим лазерным доплеровским виброметром, выполненном в виде трех лазерных головок 7, 8, 9. Оптическая ось головки 7 перпендикулярна плоскости исследуемого диска 2, а оси головок 8 и 9 устанавливаются симметрично под углом θ . В каждую лазерную головку встроен лазерный интерферометр, сканер и видеокамера. Электронный выход лазерных головок, как и выход генератора 3 низкочастотных сигналов соединен с входным декодирующим каскадом 10, связанным с компьютером 6.

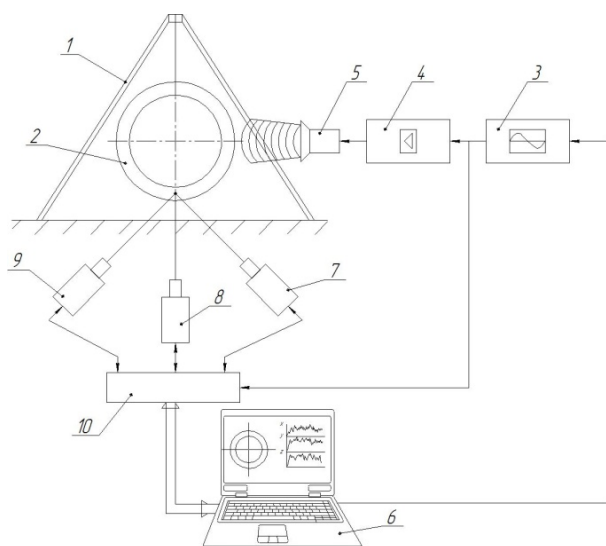


Рис. 2 Схема стенда для определения пространственных модальных характеристик фрикционных дисков гидромеханических трансмиссий: 1 – штатив; 2 – испытуемый фрикционный диск; 3 – генератор низкочастотных сигналов; 4 – усилитель мощности; 5 – акустический излучатель; 6 – компьютер; 7 – лазерные головки; 10 – декодирующий каскад

Работает стенд следующим образом. Для определения пространственных модальных характеристик дисков гидромеханических трансмиссий на неподвижный штатив 1 вывешивается исследуемый диск 2. При включении сканирующего лазерного виброметра изображение диска 2 выводится на экран компьютера 6. Оператор наносит на видеоизображение диска 2 сетку точек измерений и сводит лучи лазера в одну из точек. При включении генератора низкочастотных сигналов 3 синусоидальный сигнал через усилитель мощности 4 подается на акустический излучатель 5. При этом происходит воздействие акустического сигнала на диск 2. После этого лазерный луч автоматически сканирует всю сетку точек и выполняет измерение виброскорости и виброперемещения в каждой из них. При этом производится оптимальная фокусировка лазера, постоянно отслеживается и оптимизируется отношение сигнал-шум. В процессе сканирования отображаются временные характеристики и частотные спектры сигналов.

Измерение основано на эффекте Доплера, позволяющего определить сдвиг частоты и длины световой волны, отраженной

от перемещающейся (колеблющейся) поверхности диска. В соответствии с теорией, описывающей эффект Доплера, частота колебаний фрикционных дисков ω и длина волны λ определяются по уравнениям: $\omega = \omega_0 \frac{\sqrt{1-V^2/c^2}}{1+\frac{V}{c} \cos \theta}$ и $\lambda = \frac{c-V}{\omega_0}$.

где ω_0 – собственная частота диска; V – измеренное значение виброскорости точки; c – скорость света; θ – угол между лучами лазерных головок. Компоненты вибраций по осям x , y и z определяются путем обработки измерений лучей трех лазерных головок, падающих на поверхность диска под различными углами.

Управление сканерами, процессом сбора результатов измерений синхронизация производится компьютером в соответствии с алгоритмом, заложенным в программе управления. Для визуализации динамических процессов используются современные алгоритмы трехмерной графики, включающих пространственную анимацию твердотельных объектов. Формы колебаний выводятся на экран в виде двух- или трехмерных графиков с цветовой кодировкой. Собственные частоты определяются оператором по спектру. Само видеоизображение может быть визуализировано в пространстве для отображения, увеличенных перемещений элементов конструкций (форм колебаний).

Результаты определения собственных частот (Гц) и форм колебаний экспериментальным и расчетным методами (ANSIS Workbench) для двух конструкций дисков (рис. 3) приведены в таблице 1.

Из результатов исследований установлено, что значения собственных частот, полученных экспериментально, отличаются от расчетных значений на 5 ... 7%. Это связано с невозможностью точного определения в математической модели диска упруго-диссипативных и физико-механических характеристик адгезионного клеевого слоя между металлической основой и фрикционной накладкой. Вид форм колебаний при расчете и эксперименте совпадают с высокой степенью идентичности. Сопоставление визуализированных форм колебаний (для нескольких собственных частот), полученных двумя методами, приведено на рис. 4.

Сопоставление результатов численного моделирования с экспериментальными данными позволяет повысить достоверность построения модели диска путем корректировки описания нелинейного взаимодействия между элементами конструкции диска.

При известных значениях модальных характеристик дисков возможны различные пути исключения параметрических резонансов. Для исследуемой системы наиболее реальным и эффективным путем является снижение параметра глубины модуляции. Это возможно реализовать введением фильтра низкочастотных колебаний, который не пропустит на барабан высокочастотные возмущения, сгенерированные двигателем, гидротрансформатором либо другим источником возмущения. Данный аналитический вывод, полученный на основе анализа диаграммы Айнса-Стретта, подтверждается при выполнении численного моделирования по модели [6]. По результатам моделирования, для рассматриваемой системы установлена необходимость снижения параметра глубины модуляции μ до значения 0,1 (график 2 на фиг. 4). Это позволило существенно сузить диапазон частот возникновения параметрических резонансных колебаний. Вариация параметра глубины модуляции μ реализуется введением фильтра низкочастотных колебаний, который позволяет отфильтровать (исключение) высокочастотные возмущения, генерируемые в системе, т.е. осуществить виброзащиту барабана. В соответствии с этим синтезируется низкочастотный фильтр. Результаты синтеза реализуются, например, в виде разработки упруго-фрикционного демпфера, устанавливаемого между турбинным

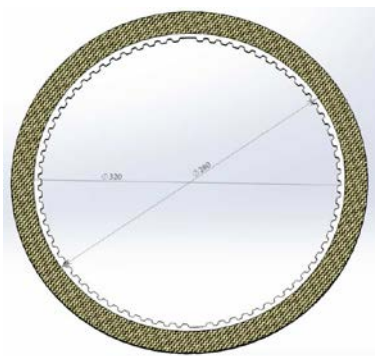
колесом гидротрансформатора и входным валом механической коробки передач. Эффективность фильтрации колебаний

дисков введением этого гасителя подтверждено результатами экспериментального исследования опытной трансмиссии.

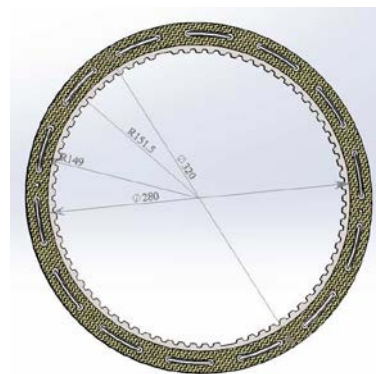
Таблица 1.

Сопоставление результатов экспериментального и расчетного методов определения модальных характеристик дисков

Метод определения частот и форм колебаний дисков				
№ формы колебаний	Экспериментальный	Расчетный (ANSIS Workbench)	Экспериментальный	Расчетный (ANSIS Workbench)
	Диск № 1		Диск № 2	
1	62.5	69.5	62.5	68.0
2	175.0	192.9	175.0	189.0
3	344.0	367.0	356.0	360.0
4	556.0	591.3	556.0	580.0
5	750.0	799.5	718.0	747.8
6	813.0	866.0	813.0	849.0
7	1113.0	1190.0	1100.0	1169.0
8	1256.0	1345.0	1181.0	1242.0



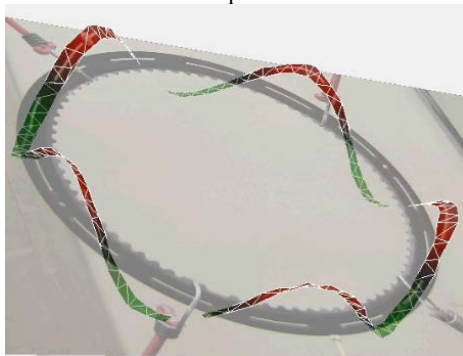
Фрикционный диск №1



Фрикционный диск №2

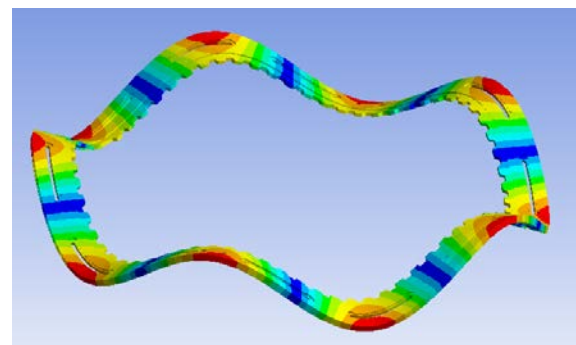
Рис. 3 – Конструкции исследуемых фрикционных дисков

Эксперимент

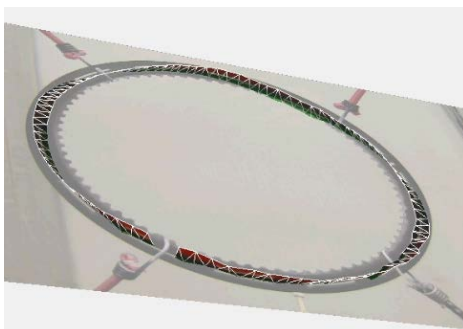


частота 556 Гц

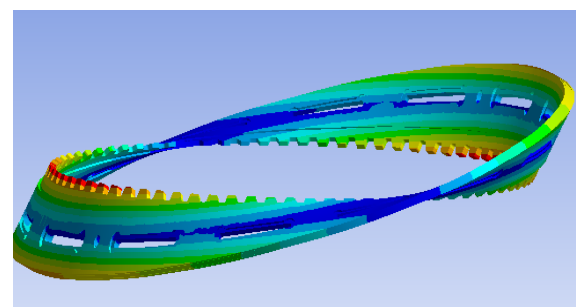
Расчет



частота 580 Гц



частота 718 Гц



частота 747,8 Гц

Рис. 4 – Сопоставление модальных характеристик фрикционных дисков, полученное экспериментальным и расчетным способами

В работе [5,6,7] приведены результаты численного моделирования динамики нелинейной системы «двигатель – гидротрансформатор – барабан – диск», после выполнения мероприятий по отстройке параметрических резонансных колебаний в соответствии с предлагаемым способом. Из сопоставления результатов моделирования видно, что мощность спектральной плотности возмущения генерируемого системой сокращается по сравнению с исходной в 2,5 раза, а амплитуда момента снижается до 3 раз.

Для проверки эффективности разработанного метода прогнозирования возникновения параметрических резонансных колебаний и их исключения были выполнены экспериментальные исследования. Объектом исследования было гидромеханическая трансмиссия. Привод трансмиссии осуществлялся от электромашин постоянного тока. Пластины одной из многодисковых муфт в этой передаче были в резонансном режиме с частотой 456 Гц вследствие нелинейных резонансных (параметрических) колебаний. Два датчика были установлены в коробке передач. Первый из них был соединен с валом, который отделен от многодисковой муфты с помощью торсионного амортизатора (датчик А). Второй измерял крутящий момент на валу, который имел жесткое соединение с барабаном исследуемой многодисковой муфты. Скриншот экрана анализатора спектра показан на рис. 5. Результаты теста показывают, что датчик А не регистрировал колебания с резонансной частотой 456 Гц, а датчик В регистрировал. Это доказывает эффективность предложенного метода для исключения резонансных колебаний (супергармонических) в нелинейной системе благодаря установке торсионного амортизатора (который действует в качестве низкочастотного фильтра).

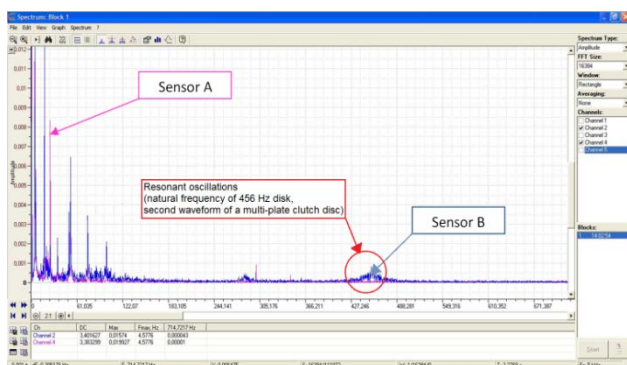


Рис. 5 – Сопоставление модальных характеристик фрикционных дисков, полученное экспериментальным и расчетным способами

Оценка усталостной долговечности конструкции диска [5,6,7,8] показала, что при отстройке параметрических резонансов предложенным способом ресурс дисков повышается на несколько порядков.

Заключение

Разработанный метод экспериментального определения модальных характеристик позволяет повысить достоверность построения модели дисков путем корректировки формализации нелинейного взаимодействия между элементами конструкции диска.

Новые результаты о формировании динамической нагруженности дисков являются основой развития существующей методики проектного расчета, отличающейся от известных учетом вероятности возникновения параметрических резонансных колебаний.

В соответствии с результатами исследования установлено, что резонансный режим в дисках фрикционных элементов может быть генерирован на различных частотах и различными источниками возбуждения. Возбуждение резонансов в нелинейной

системе может генерироваться колебаниями момента энергетической установки (теплового или электрического двигателя), а также гидродинамическими процессами в межлопаточном пространстве круга циркуляции гидротрансформатора, колебаниями давления рабочей жидкости в системе его подпитки. Отстройка резонансов на одной из частот может его возбудить на смежных. В связи с этим наиболее эффективным способом исключения резонансных режимов является фильтрация колебаний, генерирующих резонанс.

Фильтрация колебаний в до и после трансформаторных зонах может быть осуществлена синтезом гасителя высокочастотных колебаний, исключающего резонанс в этих зонах, практически не воспринимаемая [5,6] возмущения с частотами, существенно превышающими собственную частоту. Таким образом, для фильтрации высокочастотных колебаний, генерируемых в трансмиссии, а также формируемых нелинейной характеристикой упругого взаимодействия зубчатого зацепления барабана и диска, необходимо введение дополнительного демпфера.

Выполненная оценка эффективности разработанных мероприятий показывает, что исключение резонансных режимов существенно повышает долговечность фрикционных дисков.

Список источников

1. Krasnevsky L.G. Background and Prospects of Development of Automatic Transmissions of Mobile Vehicles / Krasnevsky L.G. // Topical issues of engineering science: Edited volume. OIM NAN of Belarus, Minsk – 2012, Edition. 1 – Pp. 108-114.
2. Derzhansky V. B. Forecasting of Dynamic Loading of Hydromechanical Transmissions of Transport Vehicles: Monograph / Derzhansky V. B., Taratorkin I.A. – Yekaterinburg: Ural RAN, 2010. – 176 p.
3. Design of Vehicle Transmissions/ Under the editorship of A.I. Grishkevich. – M.: Mechanical engineering, 1983. – 263 p.
4. Taratorkin A., Derzhanskii V., Taratorkin I. Decrease in dynamic loading of transmission elements of the vehicle // Lecture Notes in Electrical Engineering. Springer, 2013. P. 495 – 504.
5. Taratorkin A., Derzhanskii V., Taratorkin I. Dynamic Loading Reduction of Multiplate Clutches Lined Plates of the Vehicle Powertrain / A. I. Taratorkin [et. al.] // SAE Technical Papers. SAE, 2014. №2014-01-2332. P. 1 –
6. Taratorkin A., Decrease in dynamic loading elements of the vehicle of the transmission by exclusion parametric oscillations, Ph.D. Thesis, Bauman Moscow State Technical University, Department of Special Machinery, 2015.
7. Taratorkin I., Derzhanskii V., Taratorkin A. The Parametric Oscillations of Steel Friction Plates for a Multiplate Clutches // Trans & Motauto world. – 2016. – Year 1. – Issue 1. – P. 3-6.
8. Basov K.A. Movchan D.A. ANSYS. Spravochnik pol'zovatelya [ANSYS. Directory-benefit Vatel], Moscow, Publisher: DMK – Press, 2011. – 640 p.