

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ КОЛЕБАНИЯ ДИСКОВ ФРИКЦИОНОВ УПРАВЛЕНИЯ ТРАНСМИССИЕЙ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

А.И. Тараторкин

Исследуются процессы формирования динамической нагруженности и обосновываются пути повышения долговечности дисков фрикционов. Выдвигается гипотеза о разрушении дисков вследствие воздействия возмущений, генерируемых двигателем и гидротрансформатором. Определяются условия возникновения параметрических резонансных колебаний. С использованием уравнения Матье и диаграммы Айнса-Стретта определены области неустойчивости параметрических колебаний. Предлагаются мероприятия, направленные на повышение срока службы фрикционных дисков, приводятся результаты оценки их эффективности.

Ключевые слова: многодисковые фрикционы, диски с накладками, параметрический резонанс, фильтрация колебаний, долговечность трансмиссии.

PARAMETRIC OSCILLATIONS OF MULTIPLATE CLUTCHES LINED PLATES OF THE VEHICLE POWERTRAIN

A. Taratorkin

The investigation is dedicated to formation of dynamic loading in vehicle transmission and to justification of the methods to improve multiple clutch lifetime. The hypothesis about friction discs destruction due to influence of disturbance from engine and torque converter is put forward. Conditions of formation for parametric resonant oscillations are determined. The instability areas of discs parametric oscillations are identified in accordance with Mathieu equation and Ince-Strutt diagram. The actions which are aimed to increase lifetime of the discs are suggested. Results of its efficiency estimation are demonstrated.

Keywords: multiplate clutches, lined plates, parametric resonance, filtration of oscillations, durability of the powertrain.

Введение

Для перспективных многоцелевых гусеничных и колесных транспортных машин, эксплуатируемых в особо трудных условиях, разрабатываются все более совершенные конструкции гидромеханических, электромеханических и гибридных трансмиссий [1]. Фрикционные элементы управления являются одними из основных элементов в таких трансмиссиях. Они предназначены для изменения направления силовых потоков и обеспечения включения той или иной передачи в коробке передач. Целостность и работоспособность этих элементов определяет подвижность транспортного средства. Производителями предъявляются высо-

кие требования к надежности и долговечности фрикционных дисков. Однако испытания опытных образцов машин свидетельствуют о высокой динамической нагруженности, ограничивающей долговечность деталей, в частности, дисков фрикционных элементов управления и деталей, сопрягаемых с ними.

В работе рассматривается недостаточно исследованный ранее вид разрушения – разрыв дисков, который наблюдается в проектируемых трансмиссиях. Косвенным проявлением этого явления служит формирование канавок на ответных деталях дисков – барабанах. Данная работа является продолжением исследований, результаты которых представлены в работах [2–7].

Цель данного исследования состоит в изучении процессов формирования динамической нагруженности и обосновании путей повышения долговечности фрикционных элементов трансмиссий транспортных машин.

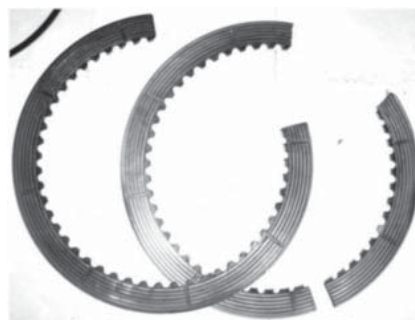
Анализ видов разрушений в гидромеханических трансмиссиях

В данной работе исследуется малоизученный вид выхода фрикционных элементов из строя, обусловленный разрывом фрикционных дисков. Такое явление наблюдается в серийно выпускаемых и перспективных гидромеханических трансмиссиях отечественного производства (рис. 1), а также в конструкциях зарубежных производителей [8].

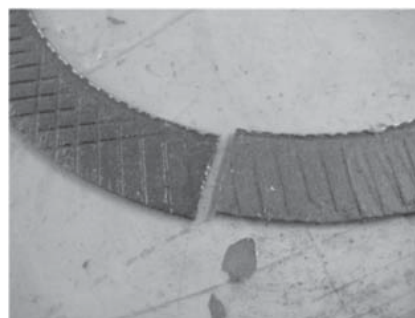
Следует отметить, что данный вид разрушений также наблюдается в транспортных машинах, оснащенных ступенчатыми трансмиссиями и дизельными двигателями. Данный вопрос исследовался в работах специалистов ВНИИТМ Крюкова А.П., Жучкова М.Г., Зайцева В.А., Левита Г. Б., Сарычева Б.М. [9–12].

Кроме того, при функционировании трансмиссий, оборудованных многодисковыми фрикционными муфтами, имеет место смятие и срезание шлиц дисков трения. Возможна также и выработка канавок на сопрягаемых шлицах барабана муфты. Указанное явление отмечалось для металлокерамических дисков трансмиссий опытных тракторов Т-150 (Харьковский тракторный завод), а также на дисках гидромеханических трансмиссий (ГМТ) автобусов ЛАЗ.

Стендовые исследования работы шлицевых соединений дисков муфт проводились в подмосковном филиале НАТИ. Исследования показали, что колебательные процессы дисков выключенных муфт вызывают большой износ шлицевых соединений барабанов (пластические деформации), сопряженных с ними, чем передача крутящего момента, о чем свидетельствуют не только результаты указанных экспериментальных исследований, но и статистика отказов при эксплуатации как транспортных средств большой грузоподъемности, так и легковых автомобилей (рис. 2). Образование канавок на боковых поверхностях шлицев препятствует свободному перемещению дисков внутри фрикциона при его включении и выключении. Это означает неполное замыкание фрикциона при включении той или иной передачи, что является причиной перегрева и последующего выхода из строя как фрикционных дисков, так и коробки передач в целом.



а



б



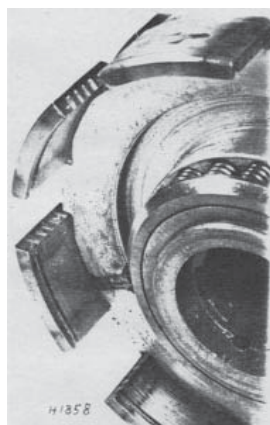
в



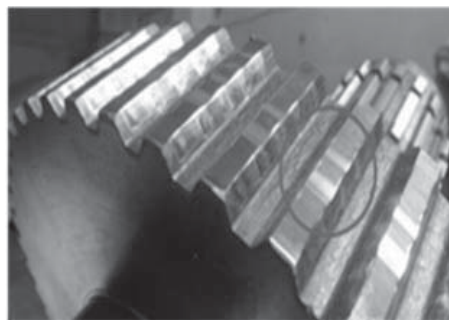
г

Рис. 1. Разрыв дисков трения:

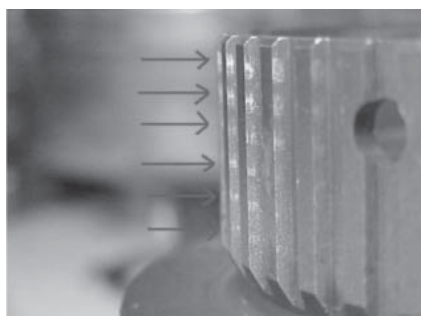
- а – автомобиля КамАЗ;
- б – трансмиссии фирмы Allison;
- в – автомобиля БелАЗ-7555;
- г – среднего танка «Объект 432»



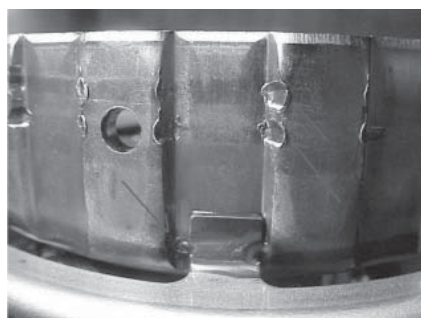
a



б



в



г

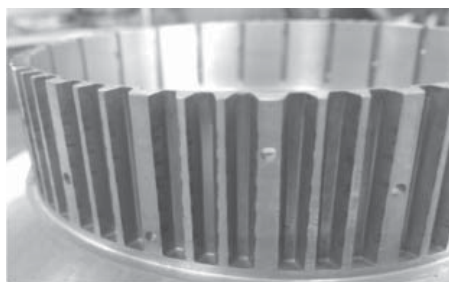


Рис. 2. Следы износа и образование канавок на барабанах трансмиссий различных транспортных средств:
a – трактор Т-150К; *б* – Ford Explorer; *в* – МАЗ-537, КЗКТ-7428;
г – Rolls-Royce, Bentley, Dodge с АКПП ZF 8HP90

Металлографический анализ разрушенных дисков показывает [13], что образование трещин носит усталостный характер, который проявляется за ограниченное время опытной эксплуатации, что возможно вследствие возникновения высокочастотных резонансных колебаний. В связи с этим выдвигается гипотеза о проявлении нового, не исследованного ранее динамического явления – возбуждения резонансных колебаний в дисках при нелинейной упругой характеристике их взаимодействия с ведущим барабаном. Характер колебаний барабана определяется динамикой системы «двигатель – гидротрансформатор – гидравлическая

система его подпитки», а также конструкцией трансмиссии.

Исследование динамики нелинейной системы «двигатель – гидротрансформатор – барабан – диск»

Решение задач динамики осуществляется на основе математической модели рассматриваемой системы, построенной в соответствии с расчетной схемой (рис. 3, *a*). На схеме введены следующие обозначения: J_d , $J_{ГТ}$, J_B , $J_{д}$ – моменты инерции двигателя, гидротрансформатора, барабана и диска; c_1 , c_2 – жесткость гасителя

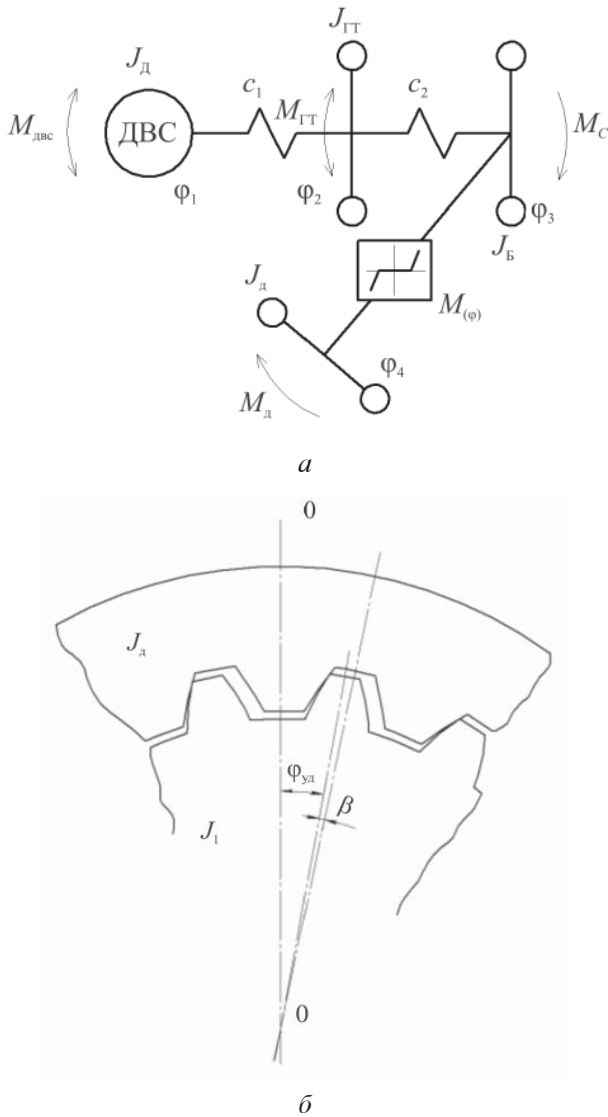


Рис. 3. Расчетная схема нелинейной системы:

a – структура системы;
б – соединение барабана с диском

дотрансформаторной зоны и входного вала трансмиссии соответственно; $M(\varphi)$ – нелинейная упругая характеристика взаимодействия диска с ведущим барабаном; φ_1 ; φ_2 ; φ_3 ; φ_4 – соответствующие обобщенные координаты инерционных масс.

Движение элементов описывается системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) = H_0 + H_i \sin(\omega_i t + \alpha_i); \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) + c_2 (\varphi_2 - \varphi_3) = \\ = H_T \sin(\omega_T t + \alpha_T); \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 + b (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) - c_2 (\varphi_2 - \varphi_3) + M(\varphi) = M_C; \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 - b (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) - M(\varphi) = H_D. \end{cases} \quad (1)$$

Здесь H_i , ω_i , α_i – соответственно амплитуды, частоты и начальные фазы моторных гармоник двигателя; H_m , ω_m , α_m – амплитуды, частоты и начальные фазы, формируемые в межлопаточном пространстве круга циркуляции и насоса его подпитки; M_C – приведенный момент сопротивления движению; H_D – момент ведения фрикциона при вращении диска; $M(\varphi)$ – нелинейная функция зависимости момента упругости от угла.

В расчетной схеме соединение фрикционных дисков с барабаном осуществляется по подвижной посадке с центрированием по диаметру делительной окружности зубьев с гарантированным зазором, обеспечивающим осевое перемещение дисков относительно барабана при включении-выключении. Расчетная схема зубчатого соединения диска с барабаном показана на рис. 3, б.

Нелинейная функция – зависимость момента от угловой координаты – схематизирована (рис. 4) и принимается симметричной с зазором, т.е.

$$M(\varphi) = \begin{cases} 0 & \text{при } |\varphi| \leq \beta \\ c_0 \cdot |\varphi| \cdot \text{sign}(\varphi) & \text{при } |\varphi| > \beta, \end{cases} \quad (2)$$

параметры которой определяются по чертежно-технической документации ($\beta = 0,003$ рад), а жесткость пары «зуб диска – зуб барабана» c_0 определена из следующей зависимости [14]:

$$\frac{1}{c_0} = \frac{K_3}{b_3 R^2 \cos^2 \alpha}, \quad (3)$$

где b_3 – рабочая ширина зубчатого венца; α – угол зацепления; R – радиус начальной окружности зубчатого венца барабана; K_3 – коэффициент (для стальных прямозубых зубчатых венцов $K_3 = 6 \cdot 10^{-11}$).

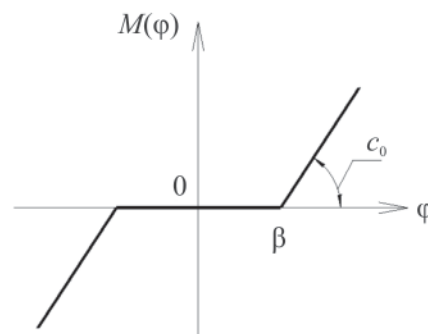


Рис. 4. Схематизация нелинейной функции зависимости момента от угловой координаты (нелинейность с зазором)

В результате получили $c_0 = 6,845 \cdot 10^5$ Н·м/рад.

Для вычисления жесткости зацепления зубчатого венца диска с барабаном определен коэффициент равномерности нагрузки между зубьями. В динамических условиях работы происходят колебания дисков, и взаимное положение зубчатых венцов барабана и диска носят периодический характер. Для количественной оценки возмущений, формируемых нелинейной системой, при проведении данного исследования принимается, что контактная жесткость определяется одной, двумя, тремя и т.д.

парами зубьев, а при параллельной работе элементов жесткость суммируется.

Результаты моделирования динамики исходной системы приведены на рис. 5.

Результаты численного решения системы (1) показывают, что нелинейное высокочастотное ударное взаимодействие диска с барабаном, как сплошных твердых тел с моментами инерции J_B , J_D , порождает широкий спектр частот возмущения (от 0 до 6000 Гц) со значительной мощностью, который перекрывает диапазон собственных частот дисков. Это может приве-

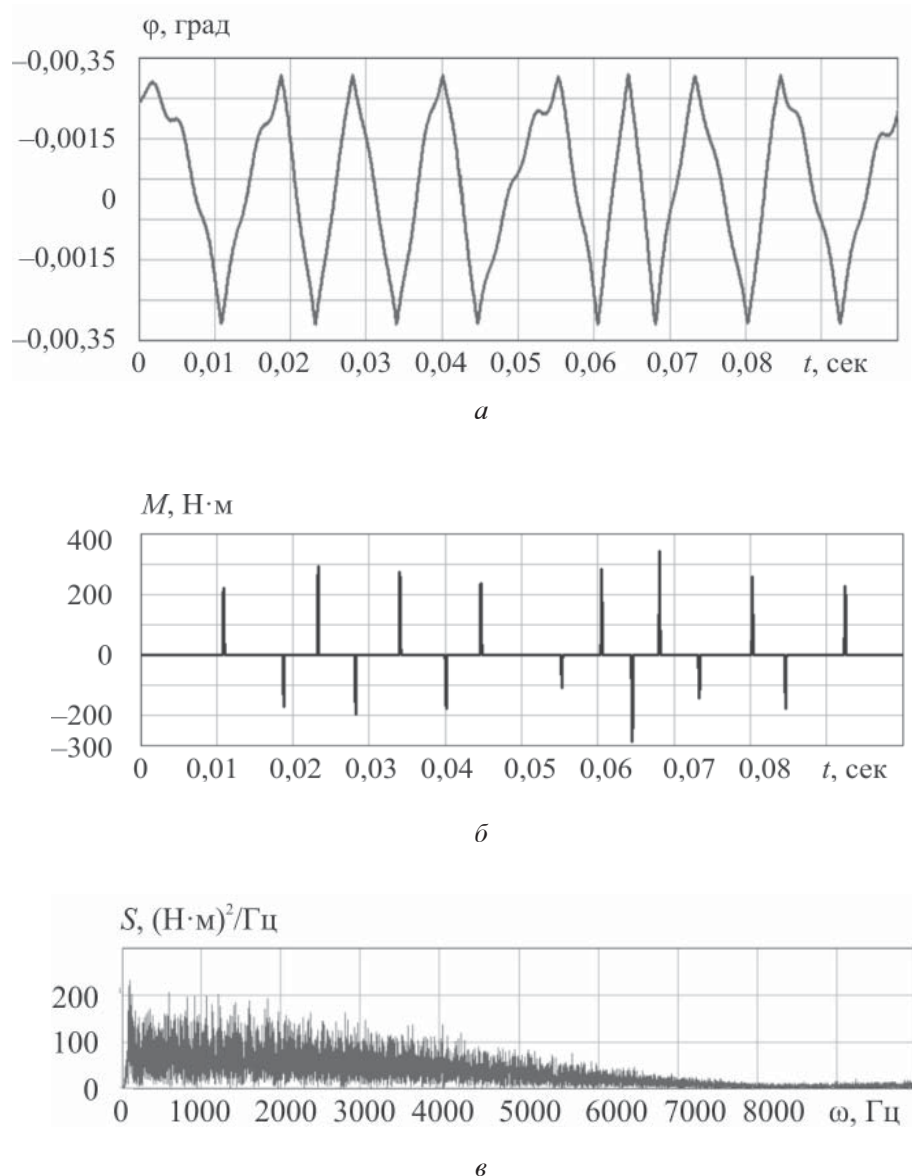


Рис. 5. Результаты моделирования динамики исходной системы:

a – колебательный процесс изменения во времени относительного угла между диском и барабаном $\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$; *b* – колебательный процесс изменения во времени момента на диске M ; *c* – спектральная плотность момента на диске S

сти к возникновению резонансных колебаний диска.

Анализ устойчивости периодических решений нелинейной системы

Для определения путей исключения возможных резонансов проводится соответствующий анализ. Эта задача решается на основе исследования математической модели системы как нелинейной двухмассовой системы (рис. 6), включающей барабан с приведенным к нему моментами инерции турбины и деталей планетарного ряда – комплект i_d дисков, соединенных зубчатым зацеплением с зазором:

$$\begin{cases} J_b \ddot{\varphi}_b + b(\dot{\varphi}_b - \dot{\varphi}_d) + M(\varphi) = M(t); \\ J_d \ddot{\varphi}_d + b(\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_b) - M(\varphi) = 0. \end{cases} \quad (4)$$

В ходе решения рассматривается положение диска относительно барабана, поэтому введена относительная угловая координата перемещения $\varphi = \varphi_b - \varphi_d$. Для этого было произведено вычитание одного уравнения системы (4) из другого:

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_b - \ddot{\varphi}_d + \frac{b(\dot{\varphi}_b - \dot{\varphi}_d)}{J_b} - \frac{b(\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_b)}{J_d} + \\ + \frac{M(\varphi)}{J_b} + \frac{M(\varphi)}{J_d} = \frac{M(t)}{J_b}; \\ (\ddot{\varphi}_b - \ddot{\varphi}_d) + \left(\frac{b}{J_b} + \frac{b}{J_d} \right) (\dot{\varphi}_b - \dot{\varphi}_d) + \\ + M(\varphi) \left(\frac{1}{J_b} + \frac{1}{J_d} \right) = \frac{M(t)}{J_b}; \\ \left(\frac{J_b \cdot J_d \cdot i_d}{J_b + J_d} \right) (\ddot{\varphi}_b - \ddot{\varphi}_d) + b(\dot{\varphi}_b - \dot{\varphi}_d) + \\ + M(\varphi) = \left(\frac{J_b \cdot J_d \cdot i_d}{J_b + J_d} \right) \frac{M(t)}{J_b}. \end{aligned}$$

Таким образом, введением координаты относительного углового перемещения $\varphi = \varphi_b - \varphi_d$ модель приводится к нелинейному дифференциальному уравнению вида

$$J_{пр} \ddot{\varphi} + b\dot{\varphi} + M(\varphi) = M(t); \quad (5)$$

$$J_{пр} = \frac{J_b J_d \cdot i_d}{J_b + J_d \cdot i_d},$$

где $J_{пр}$ – приведенный момент инерции; b – коэффициент диссипации, зависящий от частоты, амплитуды колебаний и площади петли гистерезиса,

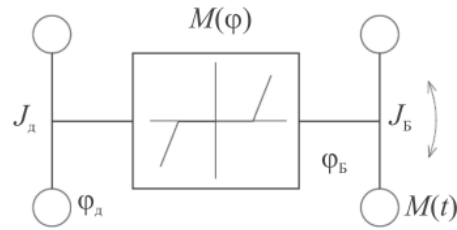


Рис. 6. Расчетная схема двухмассовой нелинейной системы взаимодействия барабана и диска

са, возникающей вследствие не вполне упругого соударения диска о барабан ($b = 4,5 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с/рад}$); $M(t)$ – временная функция момента возмущения, формируемого дизельным двигателем, гидродинамическими процессами в межлопаточном пространстве трансформатора, а также пульсацией давления рабочей жидкости в системе подпитки; J_d – момент инерции диска; i_d – количество дисков.

Момент инерции J_b , приведенный к барабану, включает инерционность турбины и насоса гидротрансформатора, вращающихся деталей планетарных рядов трансмиссии и элементов управления. При расчете этого параметра принимается ряд допущений. В связи с этим значение J_b определяется по экспериментальным данным – по частоте собственных колебаний в динамической системе (по частоте колебаний момента на валу гидромеханической трансмиссии при движении транспортной машины на определенной передаче с заблокированным гидротрансформатором).

В рассматриваемой конструкции ГМТ на прямой пятой передаче все детали вращаются как единое целое, и возможны колебания ведущих дисков всех тормозов. Фрагмент осциллограммы, характеризующей колебания момента на валу гидромеханической трансмиссии, приведен на рис. 7.

Формула для момента инерции, приведенного к барабану, имеет вид

$$J_b = \frac{C_{гкк}}{\omega^2}.$$

Жесткость механической системы в данном случае определяется упругой характеристикой гасителя крутильных колебаний и составляет $C_{гкк} = 114000 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}$. Таким образом, приведенный момент инерции для рассматриваемой конструкции составляет $1,0 \dots 1,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Как известно, решение нелинейного уравнения (5) является неоднозначным, и возможно существование нескольких стационарных

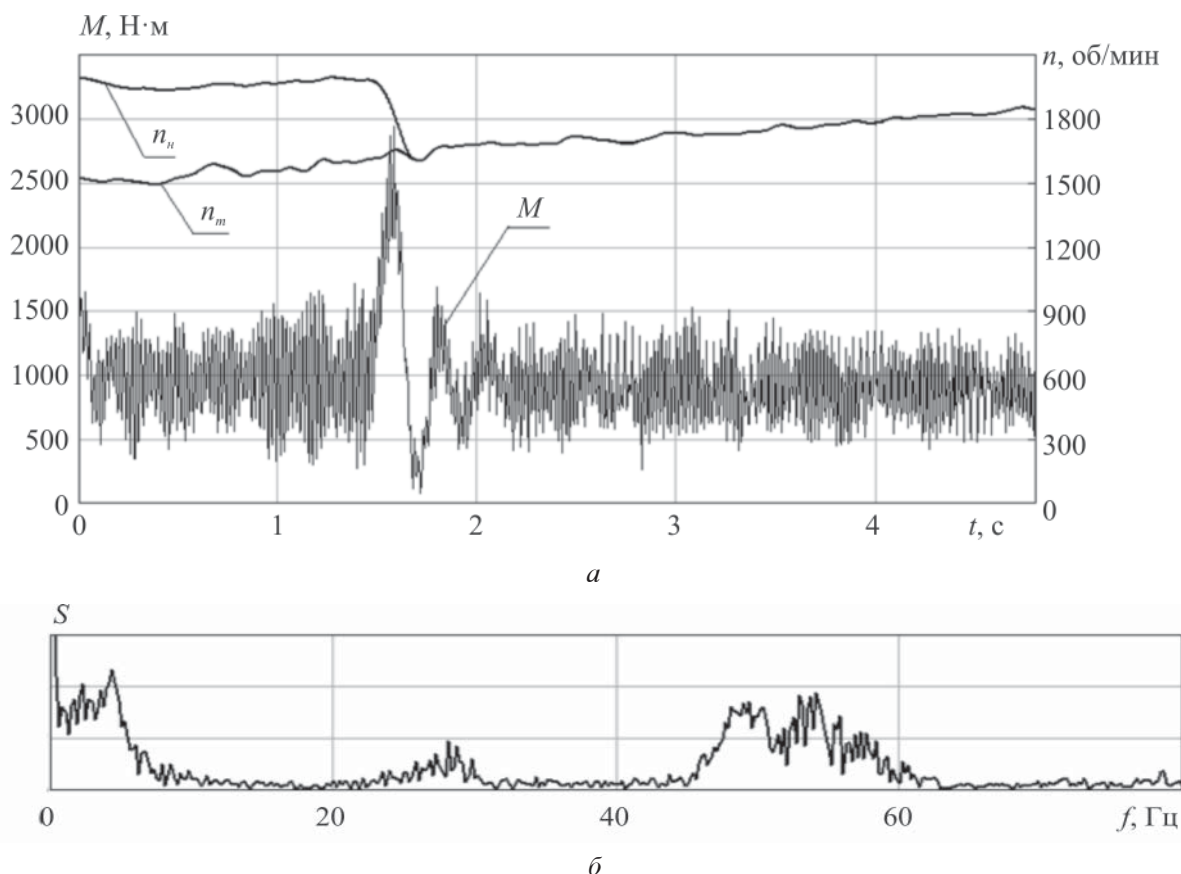


Рис. 7. К определению момента инерции барабана по экспериментальным данным:

a – фрагмент осциллограммы с записью динамического момента трансмиссии при движении машины на передаче (до блокировки гидротрансформатора и после блокировки); b – спектр частот осциллограммы

режимов с различными амплитудами $\varphi_i = \varphi_i(t)$, в том числе неустойчивых. Поскольку уравнение содержит нелинейную позиционную функцию и силовую функцию, явно зависящую от времени, то его можно привести к виду уравнения Матье и осуществить анализ устойчивости с использованием аппарата параметрических колебаний [15, 16]. Математическая модель (5) приводится к форме уравнения Матье:

$$\ddot{\varphi} + 2\varepsilon\dot{\varphi} + \omega_0^2 \left[1 - \frac{q_d \cos(pt)}{q_{ct}} \right] \varphi = 0. \quad (6)$$

В этом уравнении $\varepsilon = \frac{b}{2J_{пр}}$ – параметр диссипации; ω_0^2 – квадрат частот свободных колебаний нелинейной системы, соответствующий значению коэффициента гармонической линеаризации q_d ; p – частота внешнего возмущения.

Глубина модуляции определяется как

$$2\mu = \frac{q_d(A)}{q_{ct}(A)},$$

где числитель представляет собой жесткость упругого взаимодействия «барабан-диск» при амплитуде колебаний барабана, определяемой в ходе численного решения нелинейной системы (1) (см. рис. 3), а знаменатель – жесткость упругого взаимодействия «барабан-диск» при амплитуде, соответствующей моменту ведения вращающихся дисков.

Для данных амплитуд $q_d(A)$ и $q_{ct}(A)$ определяются по зависимости, полученной методом гармонической линеаризации [17]. При этом предполагается, что переменная φ , стоящая под знаком нелинейной функции $M(\varphi)$, изменяется синусоидально $\varphi = \sin(\omega t)$. Тогда нелинейная функция $M(\varphi)$ заменяется соотношением $M(\varphi) = q(A, \omega) \cdot \varphi$. При этом предполагается, что решение входной величины нелинейного звена ищется в гармоническом виде и учитывается только первая гармоника разложения в ряд Фурье периодической функции аргумента φ :

$$M(\varphi) = F(A \cdot \sin(\omega t)).$$

Коэффициент гармонической линеаризации, который в рассматриваемой задаче будет являться жесткостью взаимодействия барабана с диском при различном значении амплитуды возмущения, в таком случае определяется по формуле

$$q(A) = \frac{2}{T} \int_0^T F(A \cdot \sin(\omega t)) \cdot \sin(\omega t) dt. \quad (7)$$

Ввиду того, что характеристика восстанавливающей силы симметрична, т.е. функция $M(\varphi)$ нечетная, время перехода системы из крайнего положения в положение равновесия составит четверть периода, получим выражение

$$q(A) = \frac{1}{T} \int_0^{\frac{T}{4}} F(A \cdot \sin(\omega t)) \cdot \sin(\omega t) dt = \\ = \frac{1}{T} \int_0^{\varphi_1} c_0 A \cdot \sin^2(\omega t) \cdot dt + \frac{1}{T \cdot 4} \int_{\varphi_1}^{\frac{\pi}{2}} c_0 A \cdot \sin^2(\omega t) \cdot dt. \quad (8)$$

Первое слагаемое полученного выражения соответствует колебаниям системы в зоне нечувствительности, поэтому обнуляется. Выразив пределы интегрирования, периоды колебаний и множители перед интегралами через частоту основной гармоники, выражение (8) примет следующий вид:

$$q(A) = \frac{4 \cdot \omega}{\pi} \int_{\frac{1}{\omega} \arcsin\left(\frac{\beta}{A_1}\right)}^{\frac{\pi}{2\omega}} c_0 A \cdot \sin^2(\omega t) \cdot dt. \quad (9)$$

Таким образом, после вычисления приведенного выражения в символьном решателе программного пакета MATLAB и учета малости членов высших порядков, искомое выражение для определения жесткости упругого взаимодействия барабана с диском примет следующий вид (соответствует выражению в [17]):

$$q(A) = c = c_0 - \frac{2c_0}{\pi} \left(\arcsin \frac{\beta}{A} + \frac{\beta}{A} \sqrt{1 - \frac{\beta^2}{A^2}} \right), \quad (10)$$

где A – амплитуда углового колебания; β – зазор между барабаном и диском.

Вводя такие параметры, как глубина возбуждения μ и частота ее изменения p , уравнение Матве (6) без учета диссипации приводится к виду

$$\ddot{\varphi} + [a - 2h \cos(2\tau)] \varphi = 0. \quad (11)$$

В этом уравнении a и h – параметры диаграммы Айнса-Стретта (абсцисса и ордината):

$$a = \left(\frac{2\omega}{p} \right)^2; \quad h = a\mu; \quad 2\tau = pt.$$

Такое представление позволяет анализировать устойчивость параметрических колебаний по диаграмме Айнса-Стретта (рис. 8) по расположению на диаграмме точек с известными координатами a и h (а также, воспользовавшись соотношением $\frac{\omega}{p}$). Рассматриваемая динамическая система на диаграмме отображается в виде прямой 1 на рис. 8.

Как следует из диаграммы, для снижения вероятности возникновения параметрических резонансных колебаний необходимо уменьшить угол наклона линии 1. При невозможности варьирования частотных характеристик системы увеличение границ пересечения с областями устойчивости может быть достигнуто снижением глубины модуляции. Это возможно реализовать введением фильтра низкочастотных колебаний, который не пропустит на барабан высокочастотные возмущения, сгенерированные двигателем либо гидротрансформатором.

Конструктивно фильтр представляет собой дополнительный упругий гаситель крутильных колебаний, который можно установить либо между турбинным колесом гидротрансформатора и входным валом коробки передач, либо непосредственно между звеном коробки передач и соединяемым с ним барабаном фрикционного элемента управления. Данный аналитический вывод, полученный на основе анализа диаграммы Айнса-Стретта (кривая 2 на рис. 8) также подтверждается при выполнении

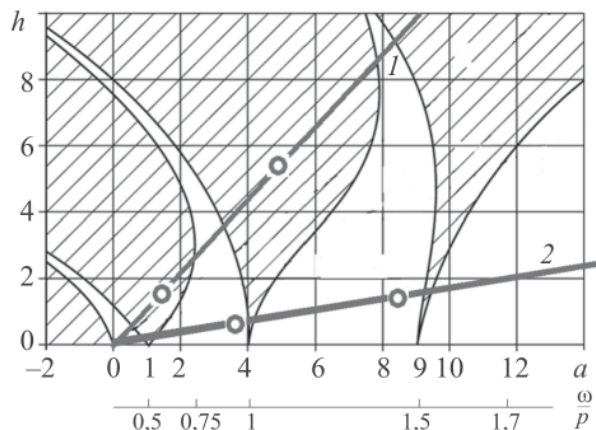


Рис. 8. Диаграмма Айнса-Стретта для исследуемой системы:

1 – изображение исходной системы;
2 – изображение системы после преобразований;
заштрихованные области – области неустойчивости систем; незаштрихованные области – области устойчивости систем

численного моделирования системы (1) (рис. 9), а именно: в ходе моделирования снижением жесткости участка, соединяющего турбину гидротрансформатора с входным валом коробки передач, удалось значительно снизить амплитуды момента взаимодействия диска с барабаном. Как следует из рис. 9, амплитуда колебаний диска в сравнении с показателями на рис. 5, где введение фильтра не осуществлено, значительно ниже.

Требуемое значение жесткости вала между турбиной гидротрансформатора и входным валом коробки передач можно получить, восп-

пользовавшись зависимостью коэффициента динамичности системы от коэффициента расстройки (рис. 10):

$$K_{\text{дин}} = \frac{1}{|1 - Z^2|}, \quad (12)$$

где $Z^2 = \left(\frac{p}{\omega}\right)^2$ – коэффициент расстройки системы.

Запись зависимости (12) для исходной системы ($2\mu = 1,275$) и для системы с желаемым значением глубины модуляции ($2\mu = 0,2$) и дальнейшее деление одного на другое позволяет

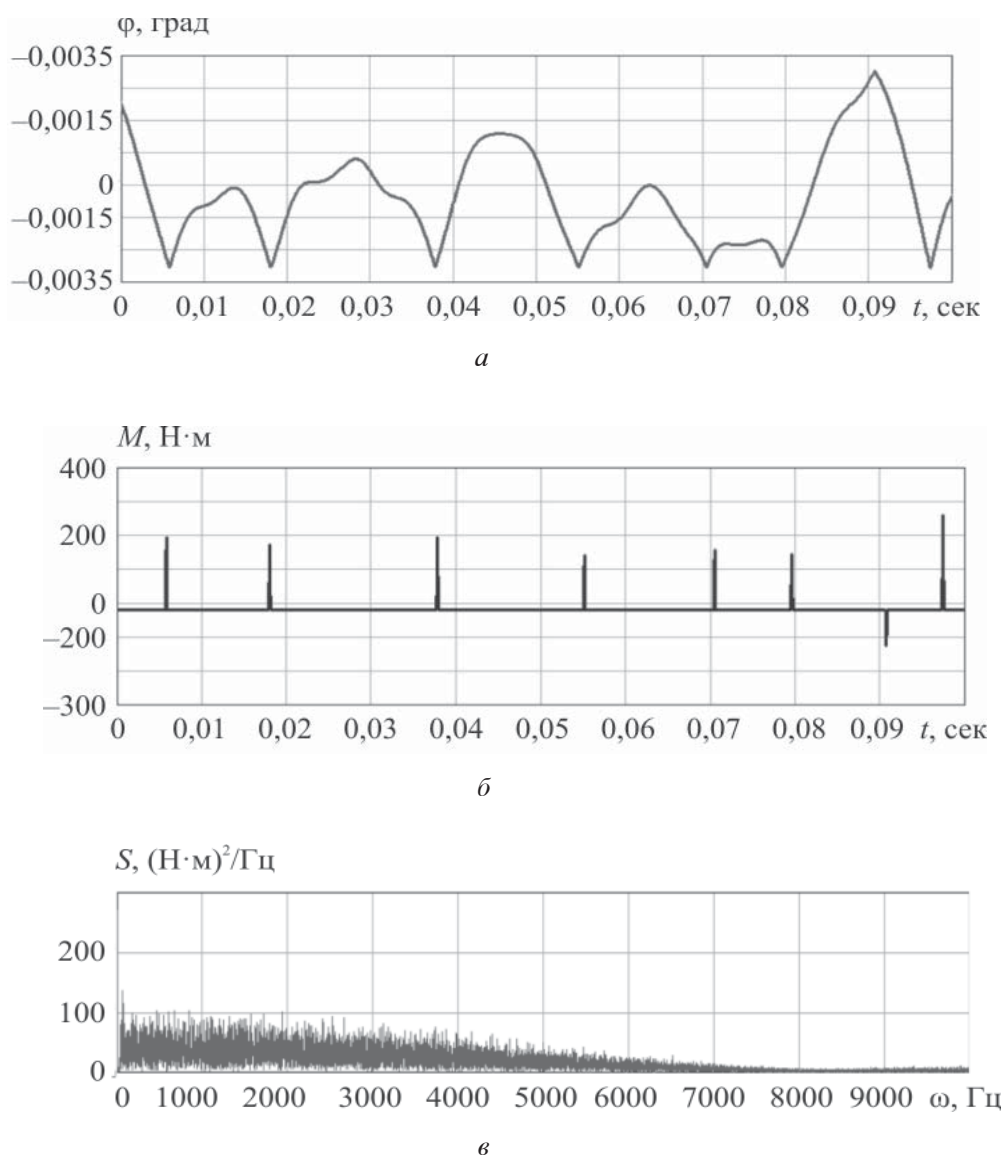


Рис. 9. Результаты моделирования динамики нелинейной системы

после выполнения мероприятий по отстройке параметрических резонансных колебаний:

a – колебательный процесс изменения во времени относительного угла между диском и барабаном $\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$;

б – колебательный процесс изменения во времени момента на диске *M*; *в* – спектральная плотность момента на диске *S*

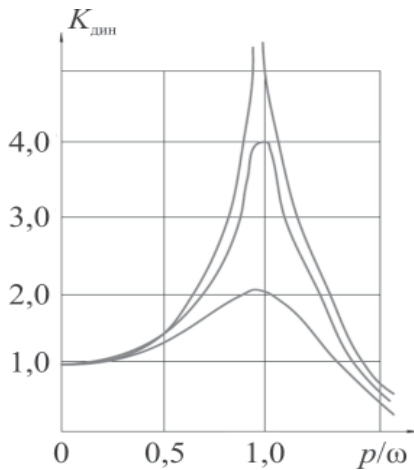


Рис. 10. Зависимость коэффициента динамичности от соотношения частоты возмущения и собственной частоты системы

получить требуемое значение жесткости относительно текущего, т.е. для данной системы

$$\frac{\omega_{\text{треб}}^2}{\omega_{\text{исх}}^2} = 0,232, \quad c_{\text{треб}} = \frac{c_{\text{исх}}}{4,31}.$$

Таким образом, для рассматриваемой системы снижение жесткости элемента трансмиссии, связывающего турбинное колесо гидротрансформатора и входной вал коробки передач, позволяет значительно снизить вероятность нахождения системы в неустойчивом состоянии и тем самым избежать возникновения параметрических резонансных колебаний.

Исследование влияния введения упругого гасителя на колебательные процессы в трансмиссии

В ходе выполнения работы было проведено экспериментальное исследование, которое подтверждает идею фильтрации высокочастотного возмущения при помощи низкочастотного фильтра. Объектом исследования была гидромеханическая трансмиссия, в которой диски одного из фрикционных элементов управления находились в резонансном режиме на частоте 456 Гц под воздействием крутильных колебаний барабана, определяемых динамикой системы при возмущениях со стороны электродвигателя. Были установлены два датчика изменения момента (рис. 11): один датчик был установлен на валу, который отделен от настоящего элемента управления упругим гасителем крутильных колебаний; второй датчик измерял момент на валу, который имел жесткую кинематическую связь с барабаном исследуемого элемента управления. Результаты эксперимента показали, что датчик *A* не зафиксировал резонансные колебания на частоте дисков 456 Гц за счет установленного гасителя, а датчик *B* зафиксировал. Это подтверждает эффективность предложенного метода по исключению резонансных колебаний в нелинейной системе (в том числе супергармонических) за счет установки гасителя крутильных колебаний в качестве низкочастотного фильтра.

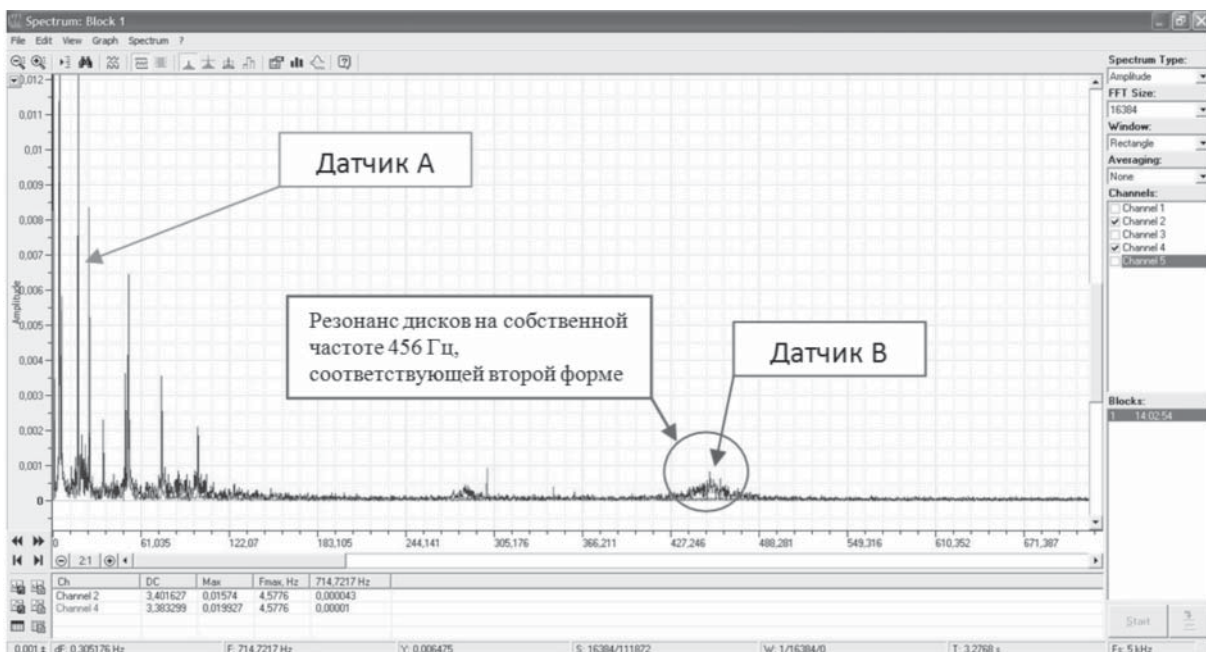


Рис. 11. Спектральная плотность записи крутящего момента в трансмиссии, регистрируемые датчиками А и В

Заключение

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

Результаты исследования показали, что резонансный режим в дисках фрикционных элементов может быть генерирован на различных частотах за счет воздействия колебаний момента двигателя, гидродинамических процессов в гидротрансформаторе, а также колебаниями давления рабочей жидкости в системе его подпитки. В связи с этим фильтрация колебаний в до и после трансформаторных зонах может быть осуществлена синтезом гасителя высокочастотных колебаний, исключающего резонанс в этих зонах. Данный вывод подтверждается как анализом устойчивости и численным моделированием, так и выполненным экспериментальным исследованием.

Список литературы

1. Красневский Л.Г. Состояние и перспективы развития автоматических трансмиссий мобильных машин // Актуальные вопросы машиноведения: Сборник научных трудов ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси», Минск. 2012. С. 108–114.
2. Taratorkin A., Derzhanskii V., Taratorkin I., Kharitonov S. Durability increase of multiplate clutches of vehicle transmissions // Proceedings of the 35th World Automotive Congress FISITA, 2-6 June, Maastricht, the Netherlands: The royal Dutch Society of Engineers (KIVI). 2014. P. 151–157.
3. Taratorkin, A., Derzhanskii V., Taratorkin I., Kharitonov S. Dynamic loading reduction of multiplate clutches lined plates of the vehicle powertrain // SAE Technical paper 2014-01-2332, 2014, SAE International journal of commercial vehicles. 2014. doi:10.4271/2014-01-2332. P. 1–8
4. Тараторкин А.И., Держанский В.Б. Повышение долговечности дисков фрикционных управлений трансмиссией транспортных машин // Труды XVII Всероссийской научно-практической конференции РАРАН (1–4 апреля 2014 г.), Санкт-Петербург, 2014. С. 185–192.
5. Тараторкин А.И., Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Совершенствование методики расчета дисков фрикционных трансмиссий транспортных машин // Актуальные вопросы машиноведения. Сборник научных трудов ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси», Минск. 2014. С. 81–84.
6. Тараторкин А.И., Держанский В.Б., Харитонов С.А. Исследование параметрических резонансных колебаний дисков фрикционных узлов трансмиссий транспортных машин // Юбилейная XXV Международная инновационно-ориентированная конференция молодых ученых и студентов (МИКМУС – 2013). Труды конференции, Москва, 13–15 ноября 2013 г. М: Изд-во ИМАШ РАН, 2013. С. 346–351.
7. Taratorkin A. Decrease in dynamic loading of transmission elements of the vehicle / Taratorkin A., Derzhanskii V., Taratorkin I. // Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress, Vol. 10: Chassis systems and integration technology. Beijing, 27–30 ноября, 2012.: Institute of technology press, Beijing, 2012. P. 495–504.
8. Рынкевич С.А. Эффект дрейфа // Вестник Белорусско-Российского университета. 2013. № 38. С. 38–45.
9. Крюков А.П., Жучков М.Г., Зайцев В.А., Левит Г.Б. Повышение долговечности стальной основы металлокерамических дисков трения // Вестник бронетанковой академии. 1966. № 6. С. 24–41.
10. Зайцев В.А., Жучков М.Г. К вопросу защиты дисков трения от крутильных колебаний в танковых трансмиссиях // Вестник бронетанковой техники. 1967. № 6. С. 1–7.
11. Жучков М.Г., Сарычев Б.М. Повышение усталостной прочности и долговечности дисков трения фрикционных узлов // Вестник бронетанковой академии. 1969. № 2. С. 38–40.
12. Зайцев В.А. Исследование динамической нагруженности от крутильных колебаний дисков трения фрикционных элементов трансмиссий гусеничных и колесных машин: дис. ... канд. техн. наук. Л.: Машиностроение, 1964. – 260 с.
13. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Прогнозирование динамической нагруженности гидромеханических трансмиссий транспортных машин. Екатеринбург: УрО РАН, 2010. – 176 с.

14. Гришкевич А.И. Проектирование трансмиссий автомобиля / под ред. А.И. Гришкевича. М.: Машиностроение, 1983. – 263 с.
15. Колесников К.С. Теория колебаний: Учеб. для вузов / под общ. ред. К.С. Колесникова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 272 с.
16. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний: Учебное пособие. – 2-е изд., перераб. / под. ред. Я.Г. Пановко. М.: Наука.

Главная редакция физико-математической литературы, 1980. – 272 с.

17. Попов Е.П., Пальтов И.П. Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем / под. ред. О.К. Соболева. М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1960. – 792 с.

Материал поступил в редакцию 20.01.15

**ТАРАТОРКИН
Александр Игоревич**

E-mail: alexandr_tar@mail.ru
Тел.: +7 (906) 778-76-98

Аспирант кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, инженер управления «Системы, узлы и агрегаты» центра «Автомобили и тракторы» Государственного научного центра Российской Федерации Федерального государственного унитарного предприятия «Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт «НАМИ». Сфера научных интересов: колебательные процессы и нагруженность трансмиссий транспортных машин, управление автоматическими трансмиссиями, математическое моделирование процессов. Автор более 15 научных статей, четырех полезных моделей, восьми изобретений.