

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 629.3

doi: 10.30987/2782-5957-2023-5-14-25

АНАЛИЗ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ДЕТАЛЕЙ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ С ДВУХМАССОВЫМ МАХОВИКОМ ДВС

Александр Алексеевич Реутов✉

Брянский государственный технический университет, Брянск, Россия
bgtu2012@yandex.ru, <http://orcid.org/0000-0002-1703-6654>

Аннотация

Цель работы: анализ влияние упруго-демпфирующих характеристик двухмассового маховика ДВС на крутильные колебания деталей трансмиссии автомобиля.

Задача состоит в определении характеристик вынужденных стационарных крутильных колебаний деталей трансмиссии под действием пульсаций крутящего момента ДВС.

Методы: математическое и компьютерное моделирование вынужденных крутильных колебаний деталей трансмиссии.

Новизна работы состоит в создании математической и компьютерной моделей крутильных колебаний автомобильной трансмиссии с двухмассовым маховиком и двойным сухим сцеплением, определении условий предотвращения резонанса крутильных колебаний маховика на холостых оборотах.

Результаты: разработаны математическая и компьютерная модели для анализа крутильных колебаний автомобильной трансмиссии с двухмассовым маховиком и двойным сухим сцеплением. Проведен анализ вынужденных стационарных крутильных колебаний деталей трансмиссии во временной области. Определены условия предотвращения резонанса крутильных колебаний маховика на холостых оборотах. Показано, что использование двухмассового маховика заметно снижает СКО угловых скоростей и ускорений деталей (кроме коленвала) по сравнению с одномассовым маховиком.

Ключевые слова: компьютерная модель, трансмиссия, автомобиль, маховик, ДВС, колебания.

Ссылка для цитирования:

Реутов А.А. Анализ крутильных колебаний деталей трансмиссии автомобиля с двухмассовым маховиком ДВС / А.А. Реутов // Транспортное машиностроение. – 2023. – № 05. – С. 14-25. doi: 10.30987/2782-5957-2023-5-14-25.

Original article

Open Access Article

ANALYSIS OF TORSIONAL VIBRATIONS OF TRANSMISSION PARTS IN A CAR WITH A TWO-MASS FLYWHEEL OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Aleksandr Alekseevich Reutov✉

Bryansk State Technical University, Bryansk, Russia
bgtu2012@yandex.ru, <http://orcid.org/0000-0002-1703-6654>

Abstract

The study objective is to analyze the influence of elastic-damping characteristics of the two-mass flywheel of the internal combustion engine on the torsional vibrations of the car transmission components.

The task is to define the characteristics of forced stationary torsional vibrations of transmission parts

under the action of torque fluctuations of the internal combustion engine.

Methods: mathematical and computer modeling of forced torsional vibrations of transmission parts.

The novelty of the work is in developing mathematical and computer models of the torsional vibrations of a car transmission with a two-mass flywheel

and a double dry clutch, defining the conditions for preventing the resonance of the flywheel torsional vibrations at idling speed.

Results: mathematical and computer models are developed for the analysis of torsional vibrations of a car transmission with a two-mass flywheel and a double dry clutch. The analysis of forced stationary torsional vibrations of transmission parts in time is carried

Reference for citing:

Reutov AA. Analysis of torsional vibrations of transmission parts in a car with a two-mass flywheel of internal combustion engine. *Transport Engineering*. 2023; 5:14-25. doi: 10.30987/2782-5957-2023-5-14-25.

Введение

Высокочастотная крутильная вибрация элементов трансмиссии является известным негативным явлением, ускоряющим износ узлов автомобиля и ухудшающим комфортность поездок водителей и пассажиров. Вибрацию элементов трансмиссии вызывают неравномерность работы двигателя внутреннего сгорания (ДВС), несбалансированность вращающихся деталей, неточность изготовления зубчатых колес и другие причины [1].

Шум издают ненагруженные зубчатые передачи, когда крутящий момент сил инерции превышает момент сил демпфирования смазки. Причиной шума является динамический контакт зубьев или параметрически возбуждаемая вибрация. Шум в зубчатых передачах усиливается, если автомобиль не загружен и движется с ма-

out. The conditions for preventing the resonance of the flywheel torsional vibrations at idling speed are defined. It is shown that the use of a two-mass flywheel significantly reduces standard deviation of angular velocities and accelerations of parts (except the crankshaft) in comparison with a single-mass flywheel.

Keywords: computer model, transmission, car, flywheel, internal combustion engine, vibrations.

лой скоростью. Диапазон частот шума трансмиссии автомобиля составляет от 500 до 5000 Гц [2, 3].

Одной из главных причин вибрации элементов автомобильной трансмиссии является неравномерность крутящего момента M_e ДВС, вызванная резким изменением давления газов в цилиндрах ДВС. Теоретические и экспериментальные исследования [4, 5] установили зависимость крутящего момента коленвала ДВС от времени t .

На рис. 1 приведена зависимость крутящего момента M_e четырехцилиндрового четырехтактного дизельного двигателя от угла поворота коленвала φ_e (длина шатуна – 263 мм, радиус кривошипа – 50 мм) [5].

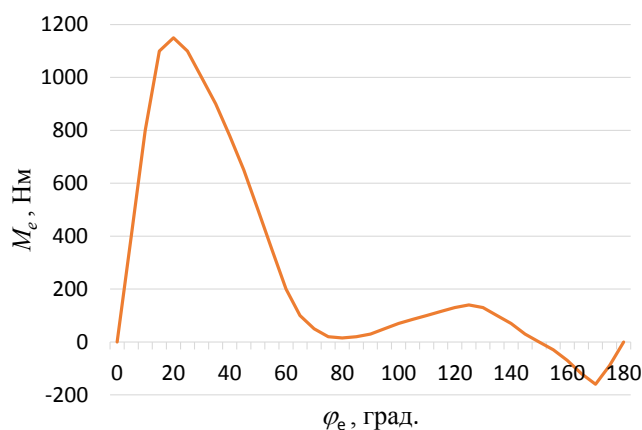


Рис. 1. Зависимость крутящего момента M_e четырехцилиндрового четырехтактного дизельного двигателя от угла поворота коленвала φ_e
Fig. 1. Dependence of the 4-cylinder 4-stroke diesel engine torque M_e on the crankshaft rotation angle φ_e

Основными способами снижения вибрации и шума являются усовершенствование системы воспламенения топлива в ДВС, оптимизация жесткости и демпфи-

рования сцепления, повышение точности изготовления зубчатых передач и подшипников, увеличение момента инерции маховика и нажимного диска сцепления, вязко-

сти масла [6, 7]. Современными конструкторскими решениями демпфирования крутильных колебаний являются использование демпфера диска сцепления, двухмассовых маховиков ДВС различных конструкций.

Исследования, проведенные в НАМИ [8], показали, что упруго-фрикционные демпферы, устанавливаемые в ведомых дисках сцеплений, в двухмассовых маховиках двигателей, а также упругие резиновые муфты и демпферы инерционного типа на валах трансмиссий и в картерах некоторых агрегатов эффективны для устранения в трансмиссиях резонансов колебаний и вибраций.

В [9] исследовано влияние параметров УДЭ сцепления на амплитуду угловых ускорений входного вала КПП. Разработана математическая модель трансмиссии автомобиля с 6 степенями свободы и нелинейным УДЭ сцепления. Определены оптимальные параметры УДЭ, снижающие шум ненагруженных зубчатых зацеплений. Эксперименты подтвердили снижение шума при увеличении момента инерции нажимного диска и уменьшение жесткости 3-й ступени УДЭ сцепления до 500 Нм/рад.

Стационарные режимы работы четырехтактного четырехцилиндрового дизельного двигателя с резино-гидравлическим демпфером рассмотрены в [10]. Для оптимизации параметров демпфера использован генетический алгоритм, разработана математическая модель двигателя и демпфера с 12 степенями свободы. Для верификации рассчитанных значений собственных частот использован метод конечных элементов. Результаты работы имеют

ограниченное значение, поскольку детали трансмиссии и нестационарные режимы работы не рассматривались.

В [11] смоделированы вынужденные крутильные колебания 2-й части двухмассового маховика при стационарном кинематическом возмущении 1-й части маховика. Остальные части ДВС и трансмиссии (сцепление, КПП и пр.) в модели отсутствуют. Переходные процессы не рассмотрены, моделирование при силовом возмущении не проводилось.

В [12] качестве критериев эффективности двойного сцепления рассмотрено время выравнивания угловых скоростей вала ДВС и входного вала включенной передачи, суммарная работа сил трения сцеплений, максимальное значение моментов сил трения сцеплений.

Линейный регулятор сцепления, разработанный в [13] для демпфирования вибрации трансмиссии, показал эффективность снижения продольной вибрации автомобиля. Динамическая модель трансмиссии учитывает трение дисков сцепления, зазоры зубчатых зацеплений, проскальзывание шин.

Цель работы – анализ влияния упруго-демпфирующих характеристик двухмассового маховика ДВС на крутильные колебания деталей трансмиссии автомобиля.

Методом проведения работы является математическое и компьютерное моделирование вынужденных крутильных колебаний деталей трансмиссии с учетом их механических характеристик и использованием программного комплекса «Универсальный механизм» (далее УМ).

Математическая модель трансмиссии автомобиля

Рассмотрим механическую систему, включающую ДВС с двухмассовым маховиком и трансмиссию автомобиля. Трансмиссия состоит из коробки переключения передач (КПП) с двойным сухим сцеплением, главной передачи, дифференциала, валов приводных колес.

В модели считаем, что коленвал ДВС неподвижно соединен с 1-й половиной маховика. Коленвал, два входных вала КПП, выходной вал КПП, выходной вал главной

передачи, вал приводных колес вращаются относительно рамы автомобиля. 2-я половина маховика вращается относительно 1-й половины, диски сцеплений вращаются вместе со своими входными валами КПП.

Механические передачи вращения соединяют входные валы КПП с выходным валом КПП, а также выходной вал КПП с выходным валом главной передачи.

Структурная схема модели трансмиссии показана на рис. 2.

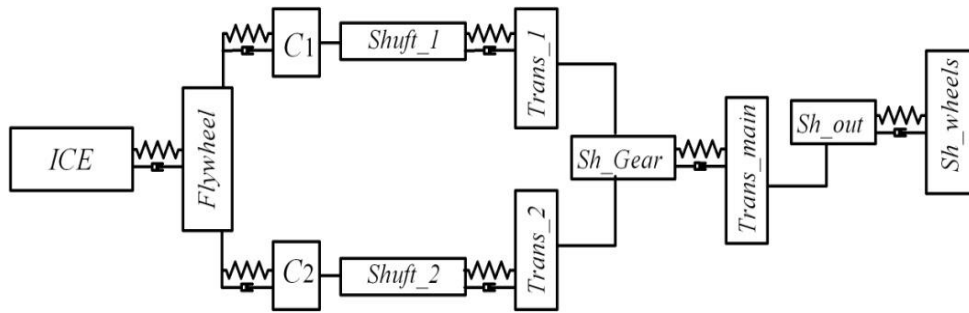


Рис. 2. Структурная схема модели трансмиссии автомобиля: ICE – коленвал ДВС с 1-й половиной маховика, Flywheel – 2-я половина маховика, C₁ и C₂ – 1-е и 2-е сцепления, Shuft_1 и Shuft_2 – 1-й и 2-й входные валы КПП, Sh_Gear – выходной вал КПП, Trans_1 и Trans_2 – 1-я и 2-я механические передачи вращения, Trans_main – главная передача, Sh_out – выходной вал главной передачи, Sh_wheels – вал приводных колес

Fig. 2. Structural diagram of the car transmission: ICE – engine crankshaft with the 1st half of the flywheel, Flywheel – 2nd half of the flywheel, C₁ and C₂ – 1st and 2nd clutches, Shuft_1 u Shuft_2 – 1st and 2nd input shafts of the gearbox, Sh_Gear – the gearbox output shaft, Trans_1 u Trans_2 – 1st and 2nd rotation gears, Trans_main – main gear, Sh_out – the main gear output shaft, Sh_wheels – the drive wheel shaft

В модели трансмиссии 1-я и 2-я половины маховика, 2-я половина маховика и диски сцеплений, входные и выходной валы КПП, выходной вал КПП и выходной вал главной передачи, а также выходной вал главной передачи и вал приводных колес соединены упруго-демпфирующими элементами (УДЭ). Приведенный момент инерции коленвала J_1 равен усредненному моменту инерции ДВС вместе с 1-й половиной маховика. Обозначим момент инерции 2-й части маховика J_2 , тогда

$$J_{\Sigma} = J_1 + J_2.$$

Математическая модель трансмиссии представляет движение автомобиля на прямолинейном участке дороги, поэтому содержит один вал приводных колес, передаточное отношение и коэффициент полезного действия главной передачи учитывают характеристики дифференциала.

Модель крутящего момента ДВС. Среднее значение крутящего момента ДВС за полный оборот коленвала M_m зависит от угловой скорости коленвала ω_e и уровня подачи топлива. С учетом экспериментальных данных [5] зависимость крутящего момента ДВС M_e от угла поворота коленвала φ_e представлена полилинейной зависимостью $\zeta(\varphi_e)$ аналогичной рис. 1.

$$M_e = M_m \zeta(\varphi_e).$$

Частота главных пульсаций крутящего момента (частота вспышек топлива в цилиндрах) четырехцилиндрового рядного четырехтактного ДВС ν_e пропорциональна средней за оборот величине угловой скорости коленвала ω_m (рад/с)

$$\nu_e = \omega_m / \pi \text{ (Гц)}.$$

То есть, крутящий момент четырехцилиндрового четырехтактного ДВС имеет 2 главные пульсации за один оборот коленвала.

Модель упруго-демпфирующего элемента маховика. В крутящем моменте, возникающем при относительном движении половин маховика, выделим упругую M_s и вязкую M_v составляющие. Если УДЭ, соединяющий половины маховика, имеет несколько наборов пружин, то создаваемый ими упругий момент M_s представлен кусочно-линейной зависимостью $M_s(\alpha)$ (рис. 3), где α – угол относительного поворота половин маховика.

Обозначим k_j – коэффициент пропорциональности j -го участка зависимости $M_s(\alpha)$, α_j – величина угла α , соответствующая концу j -го участка зависимости $M_s(\alpha)$. Тогда

$$M_s = -k_1 \alpha, \text{ если } -\leq \alpha_1 < \alpha \leq \alpha_1,$$

$$M_s = -k_1 \alpha_1 - k_2 (\alpha - \alpha_1), \text{ если } \alpha_1 < \alpha \leq \alpha_2,$$

$$M_s = -k_1\alpha_1 - k_2(\alpha - \alpha_1), \text{ если } \alpha < \alpha_1,$$

$$M_s = -k_1\alpha_1 - k_2\alpha_2 - k_3(\alpha - \alpha_2), \text{ если } \alpha > \alpha_2.$$

На рис. 3 показана кусочно-линейная несимметричная зависимость упругого момента M_s пружин маховика от угла α

относительного поворота половин маховика. По оси абсцисс отложен угол α (рад) по оси момент M_s (Нм).

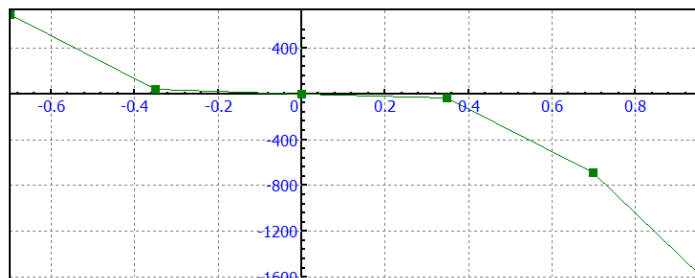


Рис. 3. Кусочно-линейная зависимость упругого момента M_s пружин маховика от угла α относительного поворота половин маховика ($\alpha_j = \{0,349, 0,698, 0,96\}$ рад, $j = 1 \dots 3$)

Fig. 3. Piecewise linear dependence of the flywheel springs elastic moment M_s on the relative rotation angle α of the flywheel halves ($\alpha_j = \{0,349, 0,698, 0,96\}$ rad, $j = 1 \dots 3$)

При $\alpha > 0$ зависимость $M_s(\alpha)$ имеет 3 линейных участка, при $\alpha < 0$ – 2 линейных участка. Углы α_j , определяющие пределы деформации пружин, конструктивно ограничены размерами маховика, поэтому характеристики пружин должны соответствовать наименьшему и наибольшему значениям крутящего момента M_{Crank} , передаваемого коленвалом.

$$\min(M_{Crank}) < M_s < \max(M_{Crank}).$$

При использовании жидкой смазки, разделяющей поверхности половин маховика, вязкую составляющую крутящего момента запишем в линейном виде

$$M_v = d_{fly}(d\alpha/dt).$$

В [11] приведена конструкция двухмассового маховика, в которой демпфирующий момент учитывает растяжение пружин. Тогда

$$M_v = d_{vs} M_s(d\alpha/dt).$$

Здесь d_{fly} и d_{vs} – коэффициенты демпфирования крутильных колебаний.

Модель сцепления. Контактное взаимодействие дисков сухого сцепления при отсутствии проскальзывания представим линейной вязко-упругой зависимостью.

Тогда момент сил трения M_{mp} принимает вид

$$M_{mp} = C_c r_c (\varphi_1 - \varphi_2) + d_c r_c (\omega_1 - \omega_2),$$

где C_c и d_c – коэффициенты контактной жесткости и контактной диссипации, r_c – эквивалентный радиус, φ_1 и φ_2 – углы поворота 2-й половины маховика и контактирующего с ней диска сцепления, ω_1 и ω_2 – угловые скорости 2-й половины маховика и контактирующего с ней диска сцепления.

В случае проскальзывания дисков момент сил трения M_{mp} пропорционален силе сжатия дисков F_{cl}

$$M_{mp} = f F_{cl} r_c.$$

Коэффициент трения скольжения f экспоненциально зависит от скорости скольжения V_S [14]

$$f(V_S) = f_\infty + (f_{c0} - f_\infty) \exp(-V_S / v_{str})^\delta,$$

где f_{c0} , f_∞ – коэффициенты трения покоя и скольжения; v_{str} – скорость скольжения, определяющая интервал с эффектом экспоненциального снижения f ; δ – эмпирический показатель степени.

Переход от трения скольжения к трению покоя происходит, если скорость скольжения меняет направление. Нор-

мальная реакция сжатия дисков учитывает относительное перемещение контактирующих поверхностей в нормальном направлении.

Зависимости сил сжатия дисков F_{ci} от времени t представлены кусочно-линейными функциями (рис. 4) с управляемым временем включения и выключения сцеплений.

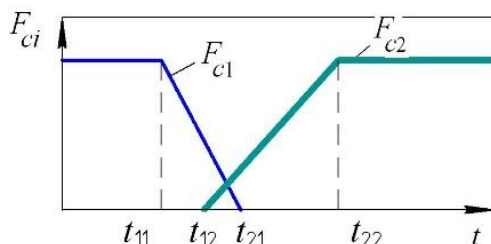


Рис. 4. Зависимости сил сжатия дисков выключаемого (F_{c1}) и включаемого (F_{c2}) сцеплений от времени: t_{11} и t_{21} – время включения и выключения 1-го сцепления, t_{12} и t_{22} – время включения и выключения 2-го сцепления

Fig. 4. Dependences of the friction clutch disk compression forces on time (F_{c1} – the switching off clutch, F_{c2} – switching on clutch): t_{11} and t_{21} – switching on and off time of the 1st clutch; t_{12} and t_{22} – switching on and off time of the 2nd clutch

Модель механической передачи вращения. Модель содержит два уравнения вращения валов:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 = -C_g (\varphi_1 - \varphi_2 i_{12}) - d_g r_c (\omega_1 - \omega_2 i_{12}) + M_1,$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 = i_{12} \eta [C_g (\varphi_1 - \varphi_2 i_{12}) + d_g r_c (\omega_1 - \omega_2 i_{12})] + M_2.$$

Здесь φ_1 и φ_2 – углы поворота 1-го и 2-го валов относительно корпуса, ω_1 и ω_2 – угловые скорости 1-го и 2-го валов, M_1 и M_2 – моменты внешних сил, приложенных к 1-му и 2-му валам, i_{12} – передаточное число, C_g и d_g – коэффициенты жесткости и диссипации передачи, приведенные к оси вращения 1-го вала, η – коэффициент полезного действия (КПД) передачи [15, 16].

Коэффициенты жесткости и диссипации зубчатой передачи зависят от жесткости деталей передачи, вязкости и температуры используемой смазки. Составляющие коэффициентов жесткости и диссипации передачи C_g и d_g , определяемые только контактной жесткостью и контактной диссипацией зубьев, вычислим через коэффициенты контактной жесткости и контактной диссипации зубьев C_{cg} и d_{cg} .

$$C_g = C_{cg} (R_{p1})^2, \quad d_g = d_{cg} (R_{p1})^2,$$

где R_{p1} – радиус полой окружности шестерни 1-го вала.

Контактная жесткость зубчатой передачи зависит от числа пар зубьев, одновременно находящихся в зацеплении. В [17] с использованием модели контакта зубьев через масляную пленку определены усредненные значения $C_{cg} = 2,7e8$ N/m, $d_{cg} = 0,01$ Нс/м при $R_{p1} = 35,5$ мм. Для этих значений $C_g = 3,4e5$ Нм/рад, $d_g = 1,26e-5$ Нмс/рад и угол относительного закручивания входного вала КПП длиной 0,4 м при $M_{Crack} = 550$ Нм равен 0,0016 рад, что не превышает предельно допустимой величины 0,25 град./м.

Модель сопротивления движению автомобиля. Угловая скорость вала приводных колес (Sh_wheels) равна угловой скорости колес, а приведенный момент инерции J_{wh} представляет инерционные свойства всего автомобиля.

Сопротивление движению автомобиля представим крутящим моментом T_{rf} [18], приложенным к валу приводных ко-

лес и нелинейно зависящим от угловой скорости колес ω_t .

При отсутствии буксования колес

$$T_{rf} = f_0 + f_1\omega_t + f_2(\omega_t)^2,$$

при буксовании колес

$$T_{rf} = T_{slip}.$$

Здесь f_0 , f_1 и f_2 – параметры, зависящие от массы автомобиля, характеристик шин и дороги, T_{slip} – величина момента T_{rf} при буксовании колес.

Упруго-диссипативные свойства шин в модели представлены крутящим моментом T_{fw}

$$T_{fw} = C_t(\varphi_{out} - \varphi_t) + d_t(\omega_{out} - \omega_t),$$

где C_t и d_t – коэффициенты жесткости и диссипации шин автомобиля, φ_{out} и φ_t – углы поворота выходного вала главной передачи и вала приводных колес, ω_{out} – угловая скорость выходного вала главной передачи.

Известны математические модели, позволяющие по параметрам шины определять значения сил и моментов, действующих в контакте между колесом и дорогой [19]. Экспериментальные значения коэффициента продольной жесткости натурального образца безвоздушной шины составили 111...268 кН/м, пневматической шины БЛ-85 175/70R13 при давлении воздуха 0,2 МПа – 95...163 кН/м [20].

Описание компьютерной модели трансмиссии автомобиля

Компьютерная динамическая модель рассматриваемой механической системы разработана в среде УМ. Модель включает 9 тел: коленвал ДВС вместе с 1-й половиной маховика, 2-ю половину маховика, два диска сцеплений, два входных вала КПП, выходной вал КПП, выходной вал главной передачи, вал приводных колес.

Коленвал, оба входных вала КПП, выходной вал КПП, выходной вал главной передачи соединены с рамой автомобиля шарнирами вращения. 2-я половина маховика соединена шарниром вращения с ко-

ленвалом, вал приводных колес – с выходным валом главной передачи. К коленвалу приложен шарнирный момент M_e , ко 2-й половине маховика – шарнирный момент M_s и скалярный момент M_v , к валу приводных колес – шарнирный момент T_{fw} и скалярный момент T_{rf} .

Передачи вращения КПП и главная передача заданы специальными силами «Механическая передача вращения». Силы трения сцеплений реализованы контактными силовыми элементами «Точки-Плоскость» [15].

Моделирование стационарного режима работы трансмиссии

При моделировании использованы следующие основные исходные данные (одинаковые для всех расчетов, указаны в единицах международной системы):

Передаточные числа 2-й передачи КПП и главной передачи $u_2 = 3,68$, $u_{main} = 5,83$.

КПД механических передач вращения – 0,99.

Параметры сцеплений $f_{c0} = 0,31$, $f_{\infty} = 0,3$, $C_c = 2,0E7$, $d_c = 1,0E4$, $r_c = 0,05$.

Характеристики шин автомобиля $f_0 = 1,12E4$, $f_1 = 34$, $f_2 = 9$, $C_t = 2,3E+5$, $d_t = 100$.

Инерционные характеристики $J_{wh} = 396$, $J_{\Sigma} = 2,8$.

Средний момент ДВС на 2-й передаче $M_m = 550$.

Средняя угловая скорость коленвала на 2-й передаче $\omega_m = 99,1$.

Для анализа крутильных колебаний вычислим средние квадратические отклонения (СКО) угловых скоростей и ускорений деталей трансмиссии. В табл. 1 и табл. 2 приведены СКО рассчитанных значений угловых скоростей (w_{Ice} , w_{Fly} , w_{Sh1r} , w_{Sh2} , w_{Gear} , w_{Main}) и угловых ускорений (e_{Ice} , e_{Fly} , e_{Sh1} , e_{Sh2} , e_{Gear} , e_{Main}) коленвала, второй части маховика, вала включенного сцепления, вала выключенного сцепления, выходного вала КПП, выходного вала главной передачи при включенной 2-й передаче. Все значения приведены в единицах международной системы. Для трансмиссии с двухмассовым маховиком в числителе указаны значения при $J_2/J_{\Sigma} = 0,1$, в знаменателе при $J_2/J_{\Sigma} = 0,25$.

Таблица 1

СКО угловых скоростей деталей трансмиссии на 2-й передаче

Table 1

Standard deviations of the transmission parts' angular velocity in 2nd gear

Тип маховика/ d_{fly}	w_Ice	w_Fly	w_Sh1	w_Sh2	w_Gear	w_Main
Двухмассовый/ 2,7	1,262/ 1,516	0,277/ 0,146	0,503/ 0,265	0,276/ 0,145	0,075/ 0,039	0,013/ 0,007
Двухмассовый/ 27	1,239/ 1,525	0,664/ 0,393	1,207/ 0,715	0,661/ 0,392	0,18/ 0,106	0,031/ 0,018
Одномассовый/ -	1,117	-	2,029	1,112	0,302	0,052

Таблица 2

СКО угловых ускорений деталей трансмиссии на 2-й передаче

Table 2

Standard deviations of the transmission parts' angular acceleration in 2nd gear

Тип маховика/ d_{fly}	e_Ice	e_Fly	e_Sh1	e_Sh2	e_Gear	e_Main
Двухмассовый/ 2,7	314,2/ 377,6	51,96/ 21,67	94,4/ 39,4	51,72/ 21,57	14,05/ 5,86	2,41/ 1,0
Двухмассовый/ 27	307,3/ 373,7	133,0/ 65,0	241,7/ 118,1	132,4/ 64,7	36,0/ 17,6	6,16/ 3,0
Одномассовый/ -	279,7	-	571,8	313,3	85,1	14,6

Результаты моделирования стационарного режима работы трансмиссии показали, что использование двухмассового маховика заметно снижает СКО угловых скоростей и ускорений деталей (кроме коленвала) по сравнению с одномассовым маховиком. При $J_2/J_\Sigma = 0,1$, $d_{fly} = 2,7$ СКО угловых скоростей деталей уменьшились в

4,03...4,06 раза, СКО угловых ускорений – в 6,06 раза. СКО угловых скоростей коленвала увеличились в 1,13 раза, СКО угловых ускорений – в 1,12 раза. Изменение СКО угловых скоростей и ускорений деталей трансмиссии (кроме коленвала) на 2-й передачах при увеличении d_{fly} с 2,7 до 27 описано в табл. 3.

Таблица 3

Изменение СКО угловых скоростей и ускорений деталей трансмиссии на 2-й передаче

Table 3

The change of the transmission parts' angular velocities and accelerations standard deviations in 2nd gear

J_2/J_Σ	Изменение СКО угловых скоростей и ускорений
0,1	СКО угловых скоростей увеличились в 2,4...2,41 раза. СКО угловых ускорений увеличились в 2,56 раза
0,25	СКО угловых скоростей увеличились в 2,57...2,72 раза. СКО угловых ускорений увеличились в 3,0 раза

В целом, увеличение d_{fly} с 2,7 до 27 увеличивает СКО угловых скоростей и ускорений деталей трансмиссии, кроме коленвала. СКО угловых скоростей и ускорений коленвала уменьшились на 2 % при $J_2/J_\Sigma = 0,1$. При $J_2/J_\Sigma = 0,25$ изменение СКО угловых скоростей и ускорений коленвала не превышает 1 %.

При $d_{fly} = 270$ СКО угловых скоростей деталей трансмиссии с двухмассовым и одномассовым маховиками близки, СКО угловых ускорений деталей трансмиссии (кроме коленвала) с двухмассовым маховиком ($J_2/J_\Sigma = 0,1$) меньше в 1,173...1,174 раза по сравнению с одномассовым маховиком.

При $J_2/J_\Sigma = 0,1$ и $d_{fly} = 2,7, 27$ и 270 2-я часть маховика колеблется относительно коленвала с амплитудами $0,66^\circ, 0,52^\circ$ и $0,092^\circ$. Средняя величина угла равна $35,8^\circ$, что соответствует 2-му участку зависимости $M_s(\alpha)$. $СКО(M_{Crank}) = 13,4, 11,2, 2,03$. $min(M_{Crank}) = 525,2, 529,9, 545,6$. $max(M_{Crank}) = 567,6, 563,2, 552,4$. Если $min(M_{Crank}) > 0$, пружины двухмассового маховика работают на сжатие. Таким обра-

зом, с увеличением коэффициента демпфирования d_{fly} амплитуда углового поворота половин маховика, СКО крутящего момента, передаваемого коленвалом 2-й половине маховика, уменьшаются нелинейно.

Изменение СКО угловых скоростей и ускорений деталей трансмиссии (кроме коленвала) на 2-й передаче при увеличении J_2/J_Σ с $0,1$ до $0,25$ описано в табл. 4.

Таблица 4
Изменение СКО угловых скоростей и ускорений деталей трансмиссии на 2-й передаче

The change of the transmission parts' angular velocities and accelerations standard deviations in 2nd gear

Table 4

d_{fly}	Изменение СКО угловых скоростей и ускорений
2,7	СКО угловых скоростей уменьшились в 1,88...1,9 раза. СКО угловых ускорений уменьшились в 2,4...2,41 раза
27	СКО угловых скоростей уменьшились в 1,69...1,7 раза. СКО угловых ускорений уменьшились в 2,05 раза

В целом, увеличение J_2/J_Σ с $0,1$ до $0,25$ уменьшает СКО угловых скоростей и ускорений деталей трансмиссии, кроме коленвала. СКО угловых скоростей и ускорений коленвала увеличились на $20...21\%$ при $d_{fly} = 2,7$ и на $22...23\%$ при $d_{fly} = 27$.

На рис. 5 приведены СКО рассчитанных значений угловых скоростей и ускорений выходного вала КПП при $d_{fly} = \{2,7; 27; 270\}$, $J_2/J_\Sigma = \{0,1; 0,25\}$.

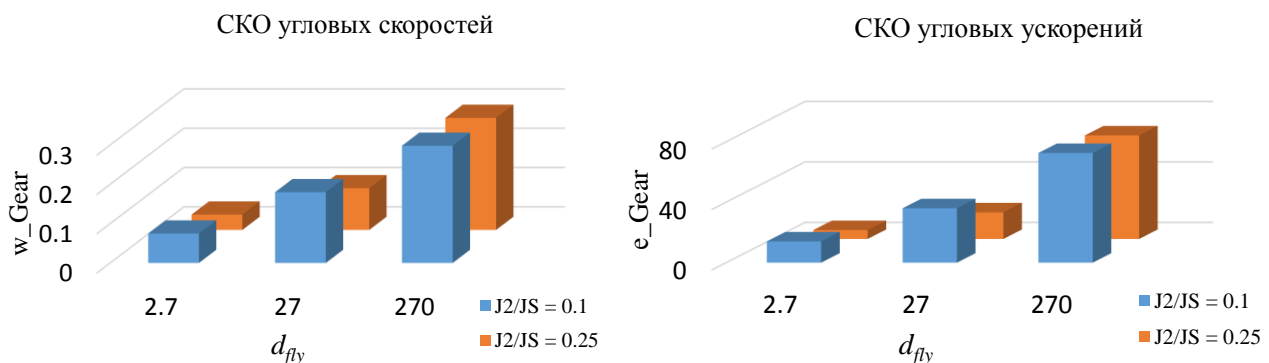


Рис. 5. СКО угловых скоростей (w_{Gear}) и ускорений (e_{Gear}) выходного вала КПП:

Fig. 5. Standard deviations of the gearbox output shaft angular velocities (w_{Gear}) and angular accelerations (e_{Gear}):

Работа ДВС на холостых оборотах

При минимальной подаче топлива и выключенных обоих сцеплениях ДВС работает на холостых оборотах. Для оценки неравномерности вращения коленвала модели, содержащей одно тело – коленвал, недостаточно, так как момент сопротивле-

ния вращению коленвала и момент инерции также зависят от угла φ_e .

Резонанс крутильных колебаний 2-й части маховика относительно коленвала происходит, если частота ν_e главных пульсаций крутящего момента близка частоте

κ_f собственных колебаний. Если $-\leq \alpha_1 < \alpha \leq \alpha_1$, то жесткость колебательной системы равна жесткости первого набора пружин, и $\kappa_f = [k_1 / J_2 - 2(d_{fly} / J_2)^2]^{0,5} / 2\pi$ (Гц).

Условие резонанса колебаний 2-й части маховика имеет вид $\nu_e = \kappa_f$ или $2\nu_e = \kappa_f$, если учесть две (главную и вторую) пульсации крутящего момента ДВС.

$$k_1 \neq 2[2\omega_m^2 + (d_{fly} / J_2)^2]J_2 \quad \text{или} \quad k_1 \neq 2[8\omega_m^2 + (d_{fly} / J_2)^2]J_2. \quad (1)$$

С другой стороны, угол α не должен превышать величины α_1 . Тогда

$$k_1 > \max(M_{Crank}) / \alpha_1. \quad (2)$$

Для практического определения условия (2) можно использовать экспериментальные данные о максимальной величине угла α на холостых оборотах.

Заключение

Разработанные математическая и компьютерная модели для анализа крутильных колебаний автомобильной трансмиссии с двухмассовым маховиком и двойным сухим сцеплением позволили провести анализ вынужденных стационарных крутильных колебаний деталей трансмиссии во временной области.

Результаты моделирования стационарного режима работы трансмиссии показали, что использование двухмассового маховика заметно снижает СКО угловых скоростей и ускорений деталей (кроме коленвала) по сравнению с одномассовым маховиком.

Увеличение коэффициента демпфирования маховика d_{fly} увеличивает СКО угловых скоростей и ускорений деталей трансмиссии, кроме коленвала. При увеличении d_{fly} с 2,7 до 27 и $J_2/J_\Sigma = 0,1 \dots 0,25$ СКО угловых скоростей деталей на 2-й пе-

Тогда $\omega_m = [k_1 / J_2 - 2(d_{fly} / J_2)^2]^{0,5} / 2$ или $\omega_m = [k_1 / J_2 - 2(d_{fly} / J_2)^2]^{0,5} / 4$.

Диапазон значений угловой скорости коленвала ДВС на холостых оборотах известен, поэтому запишем условия предотвращения резонанса как недопустимые значения жесткости первого набора пружин

Тогда $\max(M_{Crank}) = k_1 \max(\alpha)$ и условие (2) для принятой величины k_1 , принимает вид

$$\alpha_1 > \max(\alpha) \quad (3)$$

Формулы (1) и (3) определяют допустимые значения жесткости первого набора пружин k_1 из условия предотвращения резонанса и угол α_1 , соответствующий их предельному сжатию.

редаче увеличились в 2,4...2,72 раза, СКО угловых ускорений – в 2,56...3 раза. СКО угловых скоростей и ускорений коленвала уменьшились на 2 % при $J_2/J_\Sigma = 0,1$.

Увеличение отношения моментов инерции J_2/J_Σ снижает СКО угловых скоростей и ускорений деталей (кроме коленвала). При увеличении J_2/J_Σ с 0,1 до 0,25 и $d_{fly} = 2,7 \dots 27$ СКО угловых скоростей деталей уменьшились на 2-й передаче в 1,69...1,9 раза, СКО угловых ускорений – в 2,05...2,41 раза. СКО угловых скоростей и ускорений коленвала увеличились на 20...23 %.

Из условия предотвращения резонанса крутильных колебаний маховика на холостых оборотах определены формулы допустимых значений жесткости первого набора пружин k_1 и угол α_1 , соответствующий их предельному сжатию.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Wang M.Y., Manoj R., Zhao W. Gear rattle modeling and analysis for automotive manual transmissions. Proc. IMechE, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2001. no. 215 (2). P. 241-258.

2. Theodossiades S., Tangasawi O., Rahnejat H. Gear teeth impacts in hydrodynamic conjunctions promoting idle gear rattle. Journal of Sound and Vibration. 2007. no. 303 (3-5). P. 632-658.

3. Brancati R., Rocca E., Russo R. A gear rattle model accounting for oil squeeze between the meshing gear teeth. Proc. IMechE. Part D: Journal of Automobile Engineering. 2005. no. 219 (9). P. 1075-1083.
4. Mendes A.S., Meirelles P.S., Zampieri D.E. Analysis of torsional vibration in internal combustion engines: modelling and experimental validation. Proc. IMechE Part K: Journal Multi-body Dynamics. 2008. no. 222. P. 155-178. doi: 10.1243/14644193JMBD126.
5. Lin T.R., Zhang X.W. A study of the torsional vibration of a 4-cylinder diesel engine crankshaft. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019. Springer Nature Publ. P. 383-392. ISSN 2195-4356. doi: 10.1007/978-3-319-95711-1_38.
6. Yoon J.Y., Kim B. Gear rattle analysis of a torsional system with multi-staged clutch damper in a manual transmission under the wide-open throttle condition. Journal of Mechanical Science and Technology. 2016. no. 30 (3). P.1003-1019. doi: 10.1007/s12206-016-0204-8.
7. Li L.P., Lu Z.J., Liu X.L., Sun T., Jing X. J., Shangguan W.B. Modeling and analysis of friction clutch at a driveline for suppressing car starting judder. Journal of Sound and Vibration. 2018. no. 424. P. 335-351. doi: 10.1016/j.jsv.2018.03.011.
8. Иванов С.Н. Колебания и вибрации трансмиссий автомобилей // Автомобильная промышленность. 2009. № 8. С. 14-16.
9. Wei Z., Shangguan W.B., Liu X. Hou Q. Modeling and analysis of friction clutches with three stages stiffness and damping for reducing gear rattles of unloaded gears at transmission. Journal of Sound and Vibration. 2020. no. 483. 115469. doi: 10.1016/j.jsv.2020.115469.
10. Sezgen H.C., Tinkir M. Optimization of torsional vibration damper of cranktrain system using a hybrid damping approach. Engineering Science and Technology. 2021. no. 24. P. 959-973. doi: 10.1016/j.jestch.2021.02.008.
11. Bucha J., Danko J., Milesich T, Mitrovic R, and Miskovic Z. Dynamic Simulation of Dual Mass Flywheel. CNNTech. 2020. LNNS 90. P. 375-392. doi: 10.1007/978-3-030-30853-7_22.

REFERENCES

1. Wang MY, Manoj R, Zhao W. Gear rattle modeling and analysis for automotive manual transmissions. Proc. IMechE, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2001;215(2):241-258.
2. Theodossiades S, Tangasawi O, Rahnejat H. Gear teeth impacts in hydrodynamic conjunctions promoting idle gear rattle. Journal of Sound and Vibration. 2007;303(3-5):632-658.
3. Brancati R, Rocca E, Russo R. A gear rattle model accounting for oil squeeze between the meshing gear teeth. Proc. IMechE. Part D: Journal of Automobile Engineering. 2005;219(9):1075-1083.
4. Mendes AS, Meirelles PS, Zampieri DE. Analysis of torsional vibration in internal combustion en-

12. Реутов А.А. Моделирование переключения передач автомобильной трансмиссии с двойным сцеплением // Автоматизация и моделирование в проектировании и управлении. 2021. № 3-4 (14). С. 14-24. doi: 10.30987/2658-6436-2021-3-4-14-24.
13. Mashadi B., Badrykoohi M. Driveline oscillation control by using a dry clutch system. Applied Mathematical Modelling. 2015. no. 39. P. 6471-6490. doi: 10.1016/j.apm.2015.01.061.
14. Bo L. C., Pavelescu D. The friction–speed relation and its influence on the critical velocity of the stick–slip motion. Wear. 1982. no. 82(3). P. 277-289.
15. Universal Mechanism. Mechanical System as an Object for Modeling. User’s manual. 2020. URL: http://www.universalmechanism.com/download/90/eng/02_um_technical_manual.pdf (дата обращения: 23.01.2023).
16. Universal Mechanism. Driveline Modeling. User’s manual. 2020. URL: http://www.universalmechanism.com/download/90/eng/22_um_driveline.pdf (дата обращения: 23.01.2023).
17. Brancati R., Rocca E., Russo R. An analysis of the automotive driveline dynamic behaviour focusing on the influence of the oil squeeze effect on the idle rattle phenomenon. Journal of Sound and Vibration. 2007. no. 303. P. 858-872.
18. Реутов А.А. Моделирование переключения передач автомобильной трансмиссии с гидротрансформатором // Автоматизация и моделирование в проектировании и управлении. 2022. № 2 (16). P. 27-38. doi: 10.30987/2658-6436-2022-2-27-38.
19. Bakker E., Pacejka H.B. and Lidner L. A new tyre model with application in vehicle dynamics studies. Proc. 4th Int. Conf. Automotive Technologies, Monte Carlo. 1989. SAE paper 890087.
20. Мазур В.В., Рыков С.П. Экспериментальное исследование упругих свойств безвоздушной шины при нормальном, боковом и продольном нагружениях // Механика XXI века. 2021. № 20. С. 181-190.

gines: modelling and experimental validation. Proc. IMechE Part K: Journal Multi-body Dynamics. 2008;222:155-178. doi: 10.1243/14644193JMBD126.

5. Lin TR, Zhang XW. A study of the torsional vibration of a 4-cylinder diesel engine crankshaft. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2019. Springer Nature Publ. 2019;383-392. doi: 10.1007/978-3-319-95711-1_38.
6. Yoon JY, Kim B. Gear rattle analysis of a torsional system with multi-staged clutch damper in a manual transmission under the wide-open throttle condition. Journal of Mechanical Science and Technolo-

- gy. 2016;30(3):1003-1019. doi: 10.1007/s12206-016-0204-8.
7. Li LP, Lu ZJ, Liu XL, Sun T, Jing XJ, Shangguan WB. Modeling and analysis of friction clutch at a driveline for suppressing car starting judder. *Journal of Sound and Vibration*. 2018;424:335-351. doi: 10.1016/j.jsv.2018.03.011.
 8. Ivanov SN. Oscillations and vibrations of car transmissions. *Avtomobilnaya Promishlennost*. 2009;8:14-16.
 9. Wei Z, Shangguan WB, Liu X Hou Q. Modeling and analysis of friction clutches with three stages stiffness and damping for reducing gear rattles of unloaded gears at transmission. *Journal of Sound and Vibration*. 2020;483:115469. doi: 10.1016/j.jsv.2020.115469.
 10. Sezgen HC, Tinkir M. Optimization of torsional vibration damper of cranktrain system using a hybrid damping approach. *Engineering Science and Technology*. 2021;24:959-973. doi: 10.1016/j.jestch.2021.02.008.
 11. Bucha J, Danko J, Milesich T, Mitrovic R, Misokovic Z. Dynamic Simulation of Dual Mass Flywheel. *CNNTech*. 2020; LNNS 90:375-392. doi: 10.1007/978-3-030-30853-7_22.
 12. Reutov A.A. Simulatin of a dual clutch automated transmission gear shift. *Automation and Modeling in Design and Management*. 2021;3-4(14):14-24. doi: 10.30987/2658-6436-2021-3-4-14-24.
 13. Mashadi B, Badrykoohi M. Driveline oscillation control by using a dry clutch system. *Applied Mathematical Modelling*. 2015;39:6471-6490. doi: 10.1016/j.apm.2015.01.061.
 14. Bo LC, Pavelescu D. The friction–speed relation and its influence on the critical velocity of the stick–slip motion. *Wear*. 1982;82(3):277-289.
 15. Universal Mechanism. *Mechanical System as an Object for Modeling. User’s manual*; 2020; [cited 2023 Jan 23]. Available from: http://www.universalmechanism.com/download/90/eng/02_um_technical_manual.pdf
 16. Universal Mechanism. *Driveline Modeling. User’s manual*; 2020; [cited 2023 Jan 23]. Available from: http://www.universalmechanism.com/download/90/eng/22_um_driveline.pdf
 17. Brancati R, Rocca E, Russo R. An analysis of the automotive driveline dynamic behaviour focusing on the influence of the oil squeeze effect on the idle rattle phenomenon. *Journal of Sound and Vibration*. 2007;303:858-872.
 18. Reutov A.A. Gear shift simulation of automobile transmission with torque converter. *Automation and Modeling in Design and Management*. 2022;2(16):27-38. doi: 10.30987/2658-6436-2022-2-27-38.
 19. Bakker E, Pacejka HB, Lidner L. A new tyre model with application in vehicle dynamics studies. *Proc. 4th Int. Conf. Automotive Technologies, Monte Carlo*; 1989.
 20. Mazur VV, Rykov SP. Experimental study of an airless tire elastic properties under normal, lateral and longitudinal loads. *Mechanical Engineers to XXI century*. 2021;20:181-190.

Информация об авторе:

Реутов Александр Алексеевич – доктор технических наук, профессор Брянского государственного технического университета.

Reutov Aleksandr Alekseevich – Doctor of Technical Sciences, Professor of Bryansk State Technical University.

**Статья опубликована в режиме Open Access.
Article published in Open Access mode.**

Статья поступила в редакцию 15.02.2023; одобрена после рецензирования 13.04.2023; принята к публикации 27.04.2023. Рецензент – Шалыгин М.Г., доктор технических наук, доцент Брянского государственного технического университета, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 15.02.2023; approved after review on 13.04.2023; accepted for publication on 27.04.2023. The reviewer is Shaligin M.G., Doctor of Technical Sciences, Associate Professor of Bryansk State Technical University, member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.