

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 629.3:621.43

doi: 10.30987/2658-6436-2024-2-41-52

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПУСКА ДВС АВТОМОБИЛЯ С БЕССТУПЕНЧАТОЙ КОРОБКОЙ ПЕРЕДАЧ

Александр Алексеевич Реутов

Брянский государственный технический университет, г. Брянск, Россия

bgtu2012@yandex.ru, <http://orcid.org/0000-0002-1703-6654>, <http://orcid.org/0000-0003-1117-8536>

Аннотация. Целью работы является создание компьютерной динамической модели движения деталей ДВС и бесступенчатой коробки передач (КП) для определения характеристик пуска ДВС. Задача исследования состоит в определении характеристик движения деталей ДВС и бесступенчатой КП при пуске ДВС электростартером. Методы: компьютерное моделирование движения деталей ДВС и КП при пуске электростартером. Новизна работы состоит в создании компьютерной модели движения деталей ДВС и бесступенчатой КП, соединенных демпфером крутильных колебаний с учетом изменения параметров трения. Результаты: разработана компьютерная модель для определения характеристик пуска четырехцилиндрового рядного четырехтактного ДВС с искровым зажиганием и бесступенчатой КП multitronic® 01J. Для проверки адекватности компьютерной модели использованы величины среднего давления трения по ГОСТ Р 54120-2010, эмпирические данные неравномерности угловой скорости коленвала. Моделирование четырехэтапного пуска ДВС показало, что открытие клапанов цилиндров на 1-м этапе увеличивает угловую скорость коленвала на 4 %. Временное (на 1,4 с) включение фрикциона заднего хода снижает амплитуду угловых колебаний солнечного вала в 2,22 раза, устраняет биения контактирующих зубьев КП, но затормаживает скорость коленвала на 7,6 %. После выключения фрикциона заднего хода происходят периодические изменения угловой скорости деталей КП.

Ключевые слова: компьютерная модель, автомобиль, ДВС, multitronic®, универсальный механизм

Для цитирования: Реутов А.А. Моделирование пуска ДВС автомобиля с бесступенчатой коробкой передач // Автоматизация и моделирование в проектировании и управлении. 2024. №2 (24). С. 41-52. doi: 10.30987/2658-6436-2024-2-41-52.

Original article

Open Access Article

SIMULATION OF STARTING AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE OF A CAR WITH A CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

Alexander A. Reutov

Bryansk State Technical University, Bryansk, Russia

bgtu2012@yandex.ru, <http://orcid.org/0000-0002-1703-6654>, <http://orcid.org/0000-0003-1117-8536>.

Abstract. The aim of the work is to build a computer dynamic model of moving internal combustion engine parts and a continuously variable transmission to determine the starting characteristics of the internal combustion engine. The paper objective is to define the characteristics of moving parts of the internal combustion engine and continuously variable transmission when starting the internal combustion engine with an electric starter. The research method is computer modelling of moving internal combustion engine and transmission parts when starting with an electric starter. The novelty of the work lies in building a computer model of moving parts of an internal combustion engine and a continuously variable transmission, connected by a torsional vibration damper, considering changes in friction parameters. The results are in developing a computer model to determine the starting characteristics of a four-cylinder in-line four-stroke internal combustion engine with spark ignition and a continuously variable multitronic® 01J transmission. To check the computer model adequacy, the author uses the values of the average friction pressure in accordance with GOST R 54120-2010 and empirical data on the unevenness of the angular velocity of the crankshaft. Simulating a four-stage start of an internal combustion engine shows that opening the cylinder valves at the 1st stage increases the angular velocity of the crankshaft by 4%. Temporary switching on the reverse clutch for 1.4 s reduces the amplitude of angular oscillations of the solar shaft by 2.22 times, eliminates the beating of the contacting gearbox teeth, but slows down the crankshaft speed by 7.6%. After the reverse clutch is turned off, periodic changes in the angular velocity of gearbox parts occur.

Keywords: computer model, car, internal combustion engine, multitronic®, universal mechanism

Введение

Для пуска автомобильных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) созданы разнообразные конструкции стартеров, включающие электродвигатель (ЭД), аккумуляторную батарею и другие узлы. Совершенствованию стартеров посвящены многочисленные работы, целью которых является повышение эффективности и надежности работы стартера, особенно при низких температурах окружающей среды.

Запуск автомобильного ДВС – это быстротекущий динамический процесс с большими ускорениями. Начало и конец запуска определяют моменты времени включения и выключения стартера. Длительность попытки запуска согласно ГОСТ Р 54120-2010 составляет не более 10 с для бензиновых и не более 15 с для дизельных ДВС.

Много исследований посвящено координации работы и управлению ДВС, ЭД и сцеплением гибридных автомобилей. Исследования направлены на минимизацию времени запуска ДВС, обеспечение плавности работы трансмиссии.

В [1] с использованием Simcenter Amesim создали динамическую модель и предложили четырехступенчатую стратегию управления запуском ДВС, включающую раскручивание колена, зажигание, подготовку и блокировку. Стратегия проверена на испытательном стенде, однако, разница скоростей дисков сцепления и пульсации крутящего момента ДВС не учтены. Более точная модель сцепления, учитывающая разницу скоростей дисков разработана в [2]. Тем не менее ДВС не включен в процесс синхронизации скоростей, что приводит к замедлениям в работе.

В [3] представлена система регулирования запуска ДВС с активным гашением колебаний ременного привода стартер-генератора, выполненного на базе асинхронной машины с использованием общей шины постоянного тока 48 В. Проектирование системы управления основано на критерии оптимального демпфирования и позволило получить аналитические зависимости контроллера демпфирования замкнутой системы регулирования. Система регулирования была первоначально протестирована в среде MATLAB/Simulink с использованием упрощенной двухмассовой модели, затем с использованием многомассовой модели в AVL EXCITE™. При моделировании динамики всего автомобиля в среде AVL CRUISE™ предложенная система регулирования подтвердила пригодность использования в гибридной силовой установке автомобиля.

В [4] решена задача оптимального управления пуском ДВС гибридного автомобиля на основе модели рабочего процесса четырехтактного ДВС. Получен аналитический закон оптимального управления процессом запуска ДВС, хотя крутящий момент ДВС не использован при синхронизации скоростей.

В [5] с использованием ПИД-контроллера разработана стратегия переключения передач и запуска двигателя, основанная на правилах. В [6] представлены общие правила запуска двигателя гибридного привода автомобиля с использованием ПИД-контроллера. Алгоритм управления с прогнозированием применяется многими исследователями. Стратегия управления на основе правил и прогнозирования используется в процессе запуска ДВС для устранения перебоев в подаче электроэнергии [7].

В [8, 9] график давления в цилиндрах двигателя использован для моделирования крутящего момента, и предложена эмпирическая стратегия запуска двигателя. Использование для моделирования пуска ДВС усредненных зависимостей крутящего момента стартера, момента сопротивления вращению двигателя приводит к получению усредненных результатов, а экстремальные значения кинематических и силовых факторов остаются неопределенными. Для определения оптимальных параметров процесса и системы запуска ДВС необходима динамическая модель движения деталей ДВС и трансмиссии.

Целью работы является создание компьютерной динамической модели движения деталей ДВС и бесступенчатой коробки передач (КП) для определения характеристик пуска ДВС.

Описание компьютерной модели ДВС со стартером

В качестве объекта моделирования рассмотрим четырехцилиндровый рядный четырехтактный бензиновый ДВС с искровым зажиганием. Все компьютерные динамические модели в настоящей работе созданы в среде программного комплекса «Универсальный механизм» (далее УМ-модели).

УМ-модель ДВС включает 9 тел: коленвал с маховиком, 4 шатуна, 4 поршня. Коленвал с неподвижным корпусом двигателя (блоком цилиндров), шатуны с коленвалом и поршнями соединены шарнирами вращения. Движущиеся в цилиндрах поршни имеют две степени свободы (в вертикальном и горизонтальном направлениях).

Давление газов в камере сгорания i -го цилиндра p_i разделим на две составляющие p_{1i} и p_{2i} . p_{1i} – давление газов сгораемого топлива, p_{2i} – давление газов согласно развернутой диаграмме без учета p_{1i} . Вертикальная сила давления газов F_i , действующая i -й поршень, зависит от площади поршня S , коэффициента подачи топлива k_ω и угла поворота коленвала относительно корпуса φ :

$$F_i(\varphi) = S[k_\omega p_{1i}(\varphi) + p_{2i}(\varphi)], \quad i = 1 \dots 4.$$

Данные экспериментальных исследований показывают, что внутреннее сопротивление ДВС (среднее давления трения p_T) почти линейно зависит от угловой скорости коленвала ω_e и намного меньше зависит от рабочей нагрузки двигателя. В [10] получена линейная регрессионная зависимость p_T от средних значений давления газов p_i , скорости поршня, силы упругости поршневых колец, температуры моторного масла, кинематической вязкости моторного масла ξ при 100 °С.

Внутреннее сопротивление в УМ-модели ДВС представлено моментами сил трения в шарнирах коленвала, шатунов, силами трения поршней о стенки цилиндров.

Момент сил трения в шарнире вращения коленвала относительно корпуса M_{Crank} представим линейной зависимостью:

$$M_{Crank} = d_{Cr0} + d_{Cr1}\omega_e,$$

где d_{Cr0} , d_{Cr1} – коэффициенты трения коленвала.

Момент M_{Crank} учитывает сопротивление электрогенератора, насосов и других механизмов, соединенных с коленвалом.

Моменты сил трения в шарнирах вращения шатунов относительно коленвала и относительно поршней представлены формулами:

$$M_{RodCr} = d_{Rod0} + d_{Rod1}\omega_{ci}, \quad M_{RodP} = d_{Rod0} + d_{RP1}\omega_e + d_{RP2}p_i,$$

где d_{Rod0} , d_{RP1} и d_{RP2} – коэффициенты трения в шарнирах, соединяющих шатун с поршнем и коленвалом; ω_{pi} и ω_{ci} – угловые скорости шатуна относительно поршня и шатуна относительно коленвала i -й поршневой группы. Индекс номера шатуна i в обозначениях моментов M_{RodP} и M_{RodCr} опущен.

Таким образом, внутреннее сопротивление в УМ-модели ДВС линейно зависит от угловой скорости коленвала и давления газов p_i .

При создании модели силы трения поршней о стенки цилиндров учтем рекомендацию [10] применения универсальной зависимости, учитывающей гидродинамическое, смешанное и граничное трения. Силы трения поршней представлены контактными силами «точки-плоскость». На i -й поршень в вертикальном направлении действует сила трения F_{fi} :

$$F_{fi} = fN_i,$$

где N_i – нормальная реакция контакта i -го поршня с цилиндром. Силы N_i учитывают упруго-вязкие свойства контактирующих поверхностей поршня и поршневых колец в нормальном направлении.

Переход от трения скольжения к трению покоя происходит, когда скорость скольжения меняет направление на противоположное.

Зависимость коэффициента трения f от скорости скольжения V_s реализована экспоненциальной моделью [11]:

$$f(V_S) = f_\infty + (f_0 - f_\infty) / \exp(V_S / v_{str})^\delta + vV_S,$$

где f_0 и f_∞ – приведенные коэффициенты трения при $V_S = 0$ и при $V_S = \infty$; v_{str} – скорость скольжения, определяющая интервал экспоненциального снижения f ; δ – эмпирический показатель степени, v – коэффициент вязкого трения моторного масла.

Вязкость моторного масла сильно зависит от его температуры. ГОСТ 17479.1-2015 нормирует пределы кинематической вязкости ξ всех классов масел при 100 °С, а для зимних и всесезонных сортов дополнительно нормируется максимальная величина ξ при температуре -18° С. Так верхняя оценка ξ масла класса 5з/10, соответствующего 15W-30, уменьшается в 521,8 раза при увеличении температуры с -18 °С до 100 °С.

Скорость прогрева масла при пуске ДВС мала. Масло в картере ДВС нагревается медленно, поскольку сам блок цилиндров и остальные детали холодные. Так по данным датчиков автомобиля после 1 мин работы двигателя температура масла (-12 °С) не изменилась, хотя температура охлаждающей жидкости увеличилась на 6 °С. Однако величина коэффициента вязкого трения v определяется температурой слоя масла в парах трения, а не в картере двигателя.

Температурная зависимость динамической вязкости трансмиссионного масла носит экспоненциальный характер [12]. Для учета быстрого уменьшения вязкости масла в парах трения при пуске двигателя коэффициент вязкого трения v представим управляемым идентификатором, экспоненциально уменьшающимся с ростом угла поворота коленвала φ :

$$v = v_1 + (v_0 - v_1) / \exp(\varphi / 2)^{0,2},$$

где v_0 и v_1 – значения коэффициента v в начале и конце пуска двигателя.

Если при $\varphi = 0$ $v = v_0$ и $v_1 = v_0/7,2$, то после 10 полных оборотов коленвала $\varphi = 62,83$ рад $v = v_0/7,1$, после 20 полных оборотов коленвала $v = v_0/7,2$. Аналогичными экспоненциальными зависимостями от угла φ представим коэффициенты трения шарниров вращения коленвала d_{Cr0} и шатунов d_{Rod0} .

Величина крутящего момента стартера с ЭД постоянного тока зависит от угловой скорости вала ЭД и типа возбуждения якоря. Для стартера с ЭД постоянного тока и параллельным возбуждением примем линейную зависимость от ω_e крутящего момента M_{Start} , передаваемого на коленвал:

$$M_{Start} = M_{S0} [1 - \exp(-200t)] - k_S \omega_e,$$

где M_{S0} и k_S – коэффициенты; t – время.

Описание работы КП при неподвижном автомобиле

Во многих автомобилях коленвал ДВС соединяют КП через демпфер крутильных колебаний (ДКК). В автомобилях Audi с бесступенчатой КП multitronic® 01J [13] ДКК соединяет маховик ДВС с валом солнечной шестерни планетарного механизма (ПМ) и имеет несколько наборов пружин разной жесткости.

Два фрикциона КП служат для включения переднего или заднего хода автомобиля. Стальные диски фрикциона переднего хода соединены с солнечной шестерней, а металлокерамические диски – с водилом ПМ. Металлокерамические диски фрикциона заднего хода соединены с коронным колесом ПМ, а стальные диски – с картером КП.

При запуске двигателя оба фрикциона выключены, а колеса автомобиля заторможены. Водило ПМ остановлено, и солнечный вал вращает колеса ПМ вхолостую. Остальные части трансмиссии (промежуточная и главная передачи, вариатор, дифференциал) заблокированы, поэтому в моделировании не участвуют.

Описание компьютерной модели части КП multitronic® 01J

УМ-модель рассматриваемой части КП включает 5 тел: солнечный вал, два сателлита, водило и коронное колесо (рис. 1).

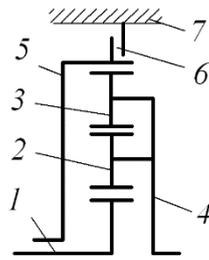


Рис. 1. Схема ПР КП multitronic® 01J:

1 – солнечный вал; 2 и 3 – сателлиты; 4 – водило; 5 – коронное колесо; 6 – диски фрикциона заднего хода; 7 – картер КП

Fig. 1. Diagram of the multitronic® 01J gearbox:

1 – sun shaft; 2 and 3 – satellites; 4 – carrier; 5 – crown wheel; 6 – reverse clutch discs; 7 – gearbox housing

УМ-модель ДВС имеет 5 степеней свободы, УМ-модель части КП – 2 степени свободы. Солнечный вал, водило и коронное колесо соединены с корпусом КП шарнирами вращения. Оба сателлита соединены шарнирами вращения с водилом.

Моменты сил трения в шарнирах вращения представлены квадратичными зависимостями от соответствующей угловой скорости.

УМ-модель ДКК содержит два тела, соединенных комплектом пружин. Первое тело – это коленвал с маховиком, второе тело – солнечный вал ПМ.

Упругую составляющую крутящего момента M_s , возникающую при относительном движении маховика и солнечного вала, представим кусочно-линейной зависимостью $M_s(\alpha)$ [14], где α – угол поворота маховика относительно вала солнечной шестерни. Каждый j -й участок зависимости $M_s(\alpha)$ задан коэффициентом пропорциональности k_j и углом α_j , соответствующим концу участка. Вязкая составляющая крутящего момента M_s линейно зависит от угловой скорости вращения солнечного вала относительно коленвала.

УМ-модель КП содержит 3 зубчатых зацепления: солнечного вала с 1-м сателлитом, 1-го сателлита с 2-м сателлитом, 2-го сателлита с коронным колесом с передаточными числами u_1 , u_2 и u_3 соответственно. УМ-модель зубчатого зацепления представляет контактное взаимодействие зубьев колес в зацеплении [15]. Уравнения модели зацепления описывают силу, действующую перпендикулярно плоскости, проходящей через оси вращения колес. Для каждого зубчатого зацепления необходимо задать положение осей вращения колес, передаточное число, величину зазора между контактирующими зубьями, коэффициенты жесткости и диссипации передачи, приведенные к точке контакта.

Валидация компьютерной модели

Известные эмпирические формулы для расчета момента сопротивления при пуске ДВС [16 и др.] не позволяют с приемлемой точностью проводить валидацию компьютерной модели, поскольку не содержат сведений о допустимых интервалах используемых параметров. При определении характеристик пуска ДВС важно оценить адекватность выходных функций компьютерной модели ДВС – скорости и крутящего момента коленвала.

Для валидации принятых зависимостей трения поршней и шарниров ДВС вычислим средний момент сопротивления проворачиванию коленвала M_T по результатам моделирования ДВС без КП и сравним со значением, соответствующим ГОСТ Р 54120-2010:

$$M_T = p_T V_h / 0,01257 \text{ (Нм)}, \quad (1)$$

где p_T – среднее давления трения (МПа), V_h – рабочий объем двигателя, л.

При температуре пуска бензинового ДВС -20 °С $p_T = 0,51$ МПа, минимальная частота вращения коленвала – 70 об/мин (7,33 рад/с). ГОСТ Р 54120-2010 не определяет методику вычисления или замера M_T , поэтому величины p_T и M_T следует рассматривать как ориентировочные.

УМ-модель ДВС имеет следующие параметры (указаны в единицах международной системы): $d_{C70} = 4$, $d_{C71} = 1,02$, $d_{Rod0} = 1$, $d_{RP1} = 0,3$, $d_{RC71} = 0,25$; $f_{C0} = 0,13$ и $f_{\infty} = 0,12$; $v_{str} = 14,65$; $\delta = 3,9$; $v_0 = 0,0022$; $\max p_{1i} = 1,29E4$ – максимальное давление газов сгораемого топлива, $\max p_{2i} = 2,96E3$ – максимальное давление газов без сгорания топлива; $S = 5,153E-3$;

$J_{Crank} = 1,5$ – момент инерции коленвала с маховиком; $M_{S0} = 150$, $k_S = 8$.

При моделировании пуска двигателя к коленвалу приложен внешний крутящий момент стартера M_{Start} . Через 1,5 с после пуска средняя величина ω_e достигла 10,9, а средняя величина $M_{Start} = 63$. Неравномерность угловой скорости коленвала:

$$\Delta\omega_e = \max \omega_e - \min \omega_e = 4,24.$$

Расчетное значение $M_T = 66,7$ по формуле (1) соответствует $V_h = 1,64$ л. Неравномерность угловой скорости коленвала сопоставима с результатами [17].

Моделирование четырехэтапного пуска ДВС

Рассмотрим процесс запуска двигателя с включения стартера. С подачей напряжения на обмотки ЭД стартер передает крутящий момент коленвалу.

Смоделируем 4 этапа процесса запуска двигателя.

1-й этап пуска с открытыми клапанами цилиндров без подачи топлива длительностью t_1 . 1-й этап учитывает только давление впуска и выпуска воздуха в цилиндры согласно развернутой диаграмме.

2-й этап пуска с клапанами цилиндров, работающими в рабочем режиме. На 2-й этапе топливо в цилиндрах не вспыхивает. Учитывается только давление p_{2i} в цилиндрах согласно развернутой диаграмме. t_2 – время окончания 2-го этапа.

3-й этап пуска с клапанами цилиндров, работающими в рабочем режиме и воспламенением топлива в цилиндрах. На этом этапе стартер продолжает работать. t_3 – продолжительность работы стартера (время окончания 3-го этапа). Время начала воспламенения топлива t_2 при моделировании задаем с учетом ГОСТ Р 54120-2010. Например, по условию $\omega_e \geq 7,33$ рад/с.

4-й этап пуска отличается от 3-го этапа выключением стартера. t_4 – время окончания 4-го этапа.

На этапах 3 и 4 учтем увеличение уровня подачи топлива изменением коэффициента k_ω :

$$k_\omega = k_{\omega 0} (1 - \omega_e / \omega_{Idle}) + k_{\omega 1} \omega_e / \omega_{Idle},$$

где $k_{\omega 0}$ и $k_{\omega 1}$ – значения коэффициента k_ω при $\omega_e = 0$ и $\omega_e = \omega_{Idle}$; ω_{Idle} – угловая скорость коленвала при работе двигателя на холостых оборотах.

Давление p_{2i} соответствует развернутой диаграмме.

В дополнение к параметрам УМ-модели, использованным при валидации, при моделировании четырехэтапного пуска ДВС применены следующие параметры:

$t_1 = 0,7$, $t_2 = 1,5$, $t_3 = 2$; $\omega_{Idle} = 80$, $k_{\omega 0} = 1$ и $k_{\omega 1} = 3$; $\alpha_j = \{0,349, 0,698, 0,96\}$; $k_j = \{171,9; 1794; 3469\}$; $J_{sun} = 0,003$; $J_{ann} = 0,03$; $J_{sat} = 1,0E-4$ – моменты инерции солнечного вала, коронного колеса и сателлитов; коэффициенты трения в шарнирах вращения солнечный вал-коленвал $d_{fly} = 0,01$, солнечный вал-корпус КП – 0,001 и 2E-5, коронное колесо-корпус КП 0,002 и 3E-5; передаточные числа $u_1 = 2$, $u_2 = 1$, $u_3 = 0,25$.

Для переключения этапов в компьютерной модели используются идентификаторы *Step*, *Start* и *Combustion*. Значения *Step* = 0 и *Step* = 1 соответствуют открытым клапанам цилиндров и клапанам, работающим в рабочем режиме. Значения *Start* = 1 и *Start* = 0 соответствуют режимам работы и отключения стартера. Значения *Combustion* = 0 и *Combustion* = 1 соответствуют режимам отсутствия и наличия воспламенения топлива в цилиндрах.

Рассчитаем по результатам моделирования следующие характеристики пуска ДВС:

– среднюю за оборот угловую скорость коленвала ω_m ;

– неравномерность угловой скорости коленвала $\Delta\omega_e$ и коронного колеса $\Delta\omega_{ann}$:

$$\Delta\omega_{ann} = \max \omega_{ann} - \min \omega_{ann};$$

– максимальные величины спектральной плотности мощности функций $\omega_{ann}(t)$ и $\alpha(t)$.

На рис. 2 приведены графики изменения угловой скорости коленвала ω_e и коронного колеса ω_{ann} в интервале времени $t \in [0; 2]$. На рис. 2...7 по оси абсцисс отложено время, с.

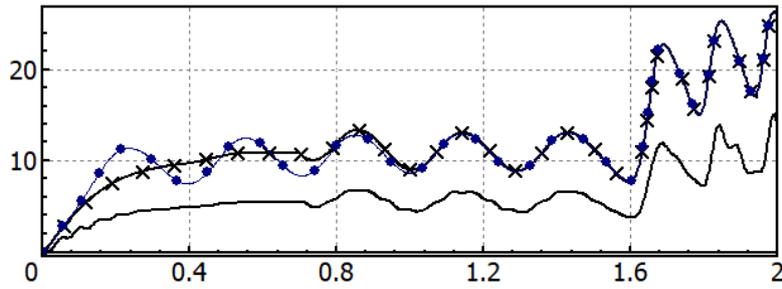


Рис. 2. Графики изменения угловой скорости коленвала ω_e (линия, маркированная крестиками, при $t_1 = 0,7$; линия, маркированная кружками, при $t_1 = 0$), угловой скорости коронного колеса ω_{ann} (немаркированная линия $t_1 = 0,7$)

Fig. 2. Graphs of changes in the angular velocity of the crankshaft ω_e (line marked with crosses, at $t_1 = 0,7$; line marked with circles, at $t_1 = 0$), angular velocity of the crown wheel ω_{ann} (unmarked line $t_1 = 0,7$)

При $t_1 = 0,7$ через 0,7 с после пуска средняя за оборот угловая скорость коленвала ω_m достигла 10,8. Через 1,4 с после пуска неравномерность угловой скорости коленвала $\Delta\omega_e$ равна 4,12. Через 0,85 с после пуска $\omega_e = 13,3$.

При $t_1 = 0$ через 0,85 с после пуска $\omega_e = 12,8$. То есть, открытие клапанов цилиндров на 1-м этапе увеличило ω_e на 4 %. После воспламенения топлива в цилиндрах $t > 1,5$ осцилляции угловых скоростей увеличились.

Частота главных пульсаций крутящего момента (частота вспышек топлива в цилиндрах) четырехцилиндрового четырехтактного ДВС ν_e пропорциональна ω_m :

$$\nu_e = \omega_m / \pi \text{ (Гц)}. \quad (2)$$

В одномассовой линейной системе резонанс крутильных колебаний солнечного вала относительно коленвала [14] происходит, если:

$$\omega_m = [k_o / J_o - 2(d_o / J_o)^2]^{0,5} / 2 \text{ (рад/с)}, \quad (3)$$

где k_o , J_o , d_o – приведенные к солнечному валу величины коэффициента жесткости пружин ДКК, момента инерции деталей КП, коэффициента трения ДКК и КП.

На рис. 3 приведены графики изменения угловых скоростей коленвала ω_e и коронного колеса ω_{ann} при $t_1 = 0$, $d_{fly} = 0,01$ и $d_{fly} = 0,1$.

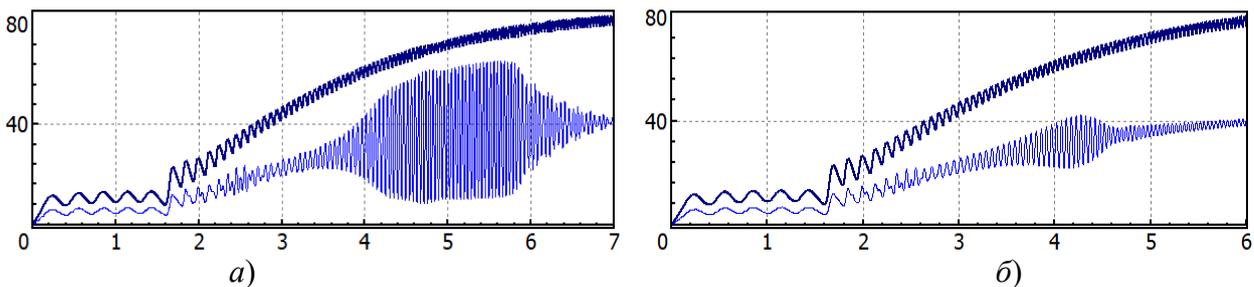


Рис. 3. Графики изменения угловой скорости коленвала ω_e (утолщенная линия) и угловой скорости коронного колеса ω_{ann} :

$$a - d_{fly} = 0,01 \text{ и } б - d_{fly} = 0,1$$

Fig. 3. Graphs of changes in the angular velocity of the crankshaft ω_e (thickened line) and angular velocity of the crown wheel ω_{ann} :

$$a - d_{fly} = 0,01 \text{ and } б - d_{fly} = 0,1$$

Из рис. 3 видно, что при $t \in [5; 5,5]$ и $t \in [3,8; 4,5]$ происходит резонансное увеличение осцилляций угловой скорости коронного колеса ω_{ann} . Увеличение коэффициента демпфирования ДКК d_{fly} с 0,01 до 0,1 снизило $\Delta\omega_e$ в 1,57 раза, $\Delta\omega_{ann}$ в 2,5 раза, ω_m на 0,44 % с 78,46 до 78,12 ($t = 6$). Амплитуда a_α осцилляций угла α поворота солнечного вала относительно коленвала снизилась с 0,4 рад до 0,16 рад соответственно. Таким образом, при $d_{fly} = 0,01$ задействованы два комплекта пружин ДКК, при $d_{fly} = 0,1$ работает только один комплект пружин ДКК.

При $t \in [5; 5,5]$ ($d_{fly} = 0,01$ см. рис. 3, а) $\omega_m = 73,97$, $\Delta\omega_e = 10,6$, $\Delta\omega_e = 0,143\omega_m$. При $t = 6$

($d_{fly} = 0,1$ см. рис. 3, б) осцилляции угловых скоростей заметно снизились: $\omega_m = 78,12$, $\Delta\omega_e = 0,05\omega_m$. Для сравнения с данными [17]: у 4-цилиндрового 4-тактного ДВС мощностью 50 кВт при 3000 об/мин $\Delta\omega_e = 0,021\omega_m$.

При спектральном анализе крутильных колебаний шаг представления результатов t_r должен обеспечивать превышение частотой дискретизации удвоенного значения наибольшей частоты преобразуемой переменной [18]:

$$t_r \leq \pi / \max(2\omega_m / \eta),$$

где η – отношение угловой скорости коленвала к угловой скорости детали.

При моделировании пуска $\omega_m \leq \omega_{idle}$, $\min(\eta) = 0,5$ для сателлитов ПМ. Поэтому $t_r \leq 0,01$.

В табл. 1 и табл. 2 приведены характеристики пуска ДВС и спектрального анализа крутильных колебаний (см. рис. 2), вычисленные по результатам моделирования.

Таблица 1

Характеристики пуска ДВС

Table 1

Engine starting characteristics

t	ν_e	ω_m	$\Delta\omega_e$	$\Delta\omega_{ann}$
3,5...3,8	19,5	55,1...59,2	8,7	13,8
3,8...4,5	19,5	59,2...67,2	11,9	20,0
5,0...5,5	23,4	72,2...75,7	7,6	55,0
5,5...6,0	23,4	75,7...78,3	6,2	54,5

Таблица 2

Результаты спектрального анализа крутильных колебаний

Table 2

Results of spectral analysis of torsional vibrations

t	ν_s	ω_R	S_{ann}	S_α	Вид вынужденных колебаний
3,5...3,8	15,60	49,1	1,93	0,0004	Колебания в дорезонансной зоне $\omega_R > \omega_m$
3,8...4,5	19,53	61,4	19,98	0,0052	Колебания в резонансной зоне $\omega_R \in \omega_m$
5,0...5,5	23,44	73,6	74,78	0,0138	Колебания в резонансной зоне $\omega_R \in \omega_m$
5,5...6,0	23,44	73,6	79,63	0,0138	Колебания в зарезонансной зоне $\omega_R < \omega_m$

Примечание: В табл. 1 ν_e – резонансная частота вынужденных колебаний деталей ПМ, рассчитанная по формуле (3). ν_s – частота пиков спектральной плотности мощности $\omega_{ann}(t)$, $\alpha(t)$ и др. ω_R – угловая скорость коленвала, соответствующая частоте ν_s согласно (2), S_{ann} – максимальная величина (пик) спектральной плотности мощности $\omega_{ann}(t)$, S_α – максимальная величина (пик) спектральной плотности мощности $\alpha(t)$.

При $t \in [3,5; 4,5]$ $k_o = 171,9$, $J_o = 0,0113$, $d_o = 0,1152$. При $t \in [5; 6]$ $k_o = 245,1$, $J_o = 0,0113$, $d_o = 0,0115$.

Из табл. 1 и табл. 2 следует, что увеличение коэффициента демпфирования ДКК d_{fly} с 0,01 до 0,1 меняет режим работы ДКК, в результате чего изменилась резонансная частота вынужденных колебаний деталей ПМ с 23,44 до 19,53. При этом пиковая величина спектральной плотности мощности $\omega_e(t)$ увеличилась в 1,97 раза, S_{ann} и S_α уменьшились в 3,99 и 2,65 раза соответственно.

Известно, что увеличение момента инерции маховика снижает неравномерность вращения коленвала ДВС. По результатам моделирования увеличение J_{Crank} в 2 раза с 1,5 до 3 ($d_{fly} = 0,01$) снизило максимальные значения $\Delta\omega_e$ в 4,33 раза с 10,6 до 2,45, $\Delta\omega_{ann}$ уменьшились в 2,29 раза с 55 до 24, ω_m уменьшились в 1,3 раза ($t = 6$), a_α снизилась в 2,03 раза с 0,4 до 0,197. Пик спектральной плотности мощности $S_\alpha = 0,0082$ соответствует частоте 19,5.

Для снижения неравномерности вращения деталей ПМ применим временное включение фрикциона заднего хода. Пусть в интервале времени $t \in [3,8; 5,2]$ на коронное колесо действует тормозящий момент:

$$M_{ann} = d_{ann} \omega_{ann},$$

где d_{ann} – коэффициент торможения коронного колеса.

На рис. 4 и рис. 5 приведены графики изменения угловых скоростей коленвала ω_e и коронного колеса ω_{ann} , угла α поворота солнечного вала относительно коленвала при включении фрикциона заднего хода во время $t \in [3,8; 5,2]$ ($t_1 = 0$, $d_{fly} = 0,01$, $d_{ann} = 0,8$).

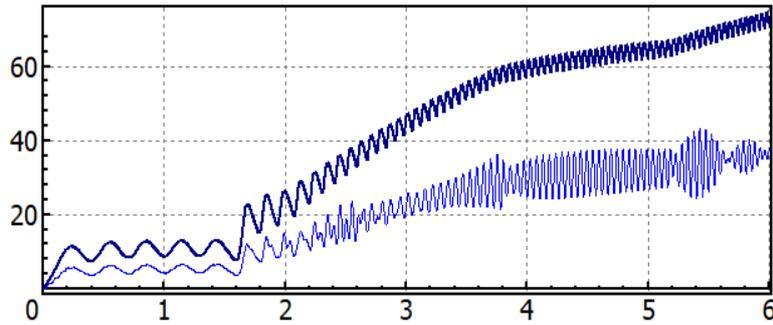


Рис. 4. Графики изменения угловой скорости коленвала ω_e (утолщенная линия), угловой скорости коронного колеса ω_{ann} при включении фрикциона заднего хода во время $t \in [3,8; 5,2]$

Fig. 4. Graphs of changes in the angular velocity of the crankshaft ω_e (thickened line), angular velocity of the crown wheel ω_{ann} when the reverse clutch is engaged at time $t \in [3,8; 5,2]$

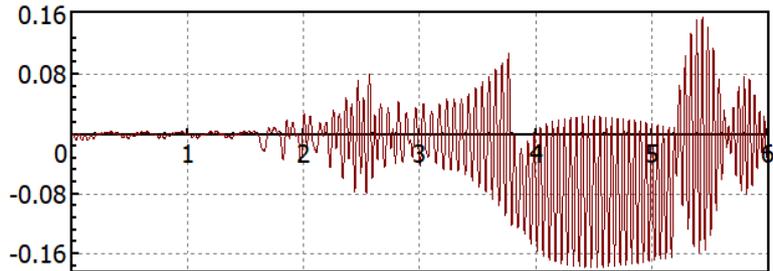


Рис. 5. График изменения угла поворота солнечного вала относительно коленвала α при включении фрикциона заднего хода во время $t \in [3,8; 5,2]$

Fig. 5. Graph of changes in the angle of rotation of the sun shaft relative to the crankshaft α when the reverse clutch is engaged at time $t \in [3,8; 5,2]$

На графиках изменения ω_{ann} и α видны биения при $t > 5,2$ с из-за близости частоты пульсаций крутящего момента ДВС частоте собственных колебаний ДКК. Амплитуда a_α достигает 0,18. Временное (на 1,4 с) увеличение коэффициента торможения коронного колеса d_{ann} с 0,002 до 0,8 снижает амплитуду a_α в 2,22 раза с 0,4 рад до 0,18, но затормаживает разгон коленвала ω_m на 7,6 % с 78,36 до 72,41.

Рассмотрим влияние амплитуды угловых колебаний валов КП на характер контактного взаимодействия зубьев колес. При незначительной амплитуде контакт зубьев смежных колес не прекращается на всей длине линии контакта. При большой амплитуде возможно периодическое прекращение контакта передних поверхностей зубьев с ударным контактом задними поверхностями. Это явление происходит, если амплитуда линейных перемещений точки контакта зуба превышает зазор между зубьями.

На рис. 6 показаны графики изменения угла α_{s21} поворота сателлита 2 относительно сателлита 1 без включения фрикциона заднего хода во время $t \in [3,8; 5,2]$ ($t_1 = 0$, $d_{fly} = 0,1$, $d_{ann} = 0$).

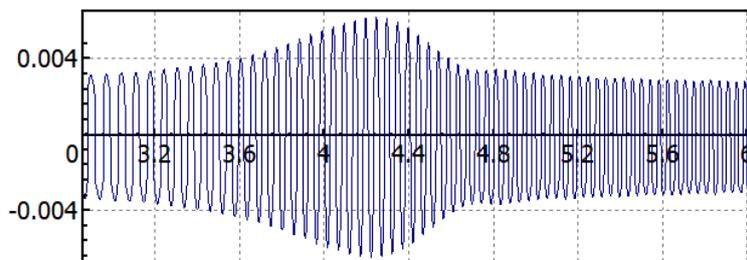


Рис. 6. График изменения угла α_{s21} поворота сателлита 2 относительно сателлита 1 без включения фрикциона заднего хода во время $t \in [3,8; 5,2]$

Fig. 6. Graph of changes in the angle α_{s21} of rotation of satellite 2 relative to satellite 1 without turning on the reverse clutch at time $t \in [3,8; 5,2]$

Амплитуда 0,062 угла α_{s21} при межосевом расстоянии сателлитов 50 мм соответствует относительному перемещению зубьев сателлитов 0,315 мм, превышающему заданный зазор 0,18 мм. Это означает попеременный контакт зуба одного колеса с двумя соседними зубьями другого колеса, т.е. биение контактирующих зубьев сателлитов.

Увеличение момента инерции коленвала с маховиком J_{Crank} с 1,5 до 3 ($d_{fly} = 0,01$) снизило амплитуду α_{s21} до 0,0073 и прекратило биения контактирующих зубьев сателлитов.

На рис. 7 показаны графики изменения угла α_{s21} поворота сателлита 2 относительно сателлита 1 и силы F_{sa} контакта сателлита 2 с коронным колесом при включении фрикциона заднего хода во время $t \in [3,8; 5,2]$ ($t_1 = 0$, $d_{fly} = 0,01$, $d_{ann} = 0,8$).

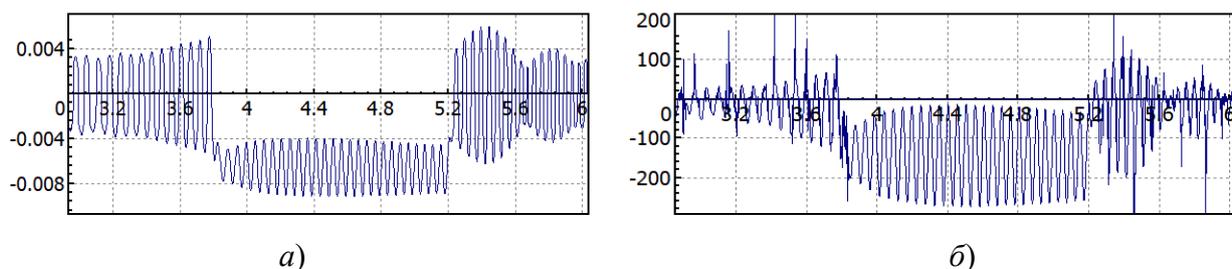


Рис. 7. Графики изменения угла α_{s21} поворота сателлита 2 относительно сателлита 1 (а) и силы F_{sa} (б) контакта сателлита 2 с коронным колесом при включении фрикциона заднего хода во время $t \in [3,8; 5,2]$

Fig. 7. Graphs of changes in the angle α_{s21} of rotation of satellite 2 relative to satellite 1 (a) and the contact force F_{sa} (b) of satellite 2 with the crown wheel when the revers clutch is engaged at time $t \in [3.8; 5.2]$

Во время включения фрикциона $t \in [3,8; 5,2]$ среднее значение α_{s21} не меняет знак, что означает постоянный контакт зубьев без биения. Осцилляции α_{s21} вызваны податливостью контакта зубьев. Амплитуда 0,026 рад угла α_{s21} при межосевом расстоянии сателлитов 50 мм соответствует относительному перемещению зубьев сателлитов 0,13 мм, не превышающему заданный зазор 0,18 мм. Это означает отсутствие биения контактирующих зубьев сателлитов. График силы F_{sa} контакта сателлита 2 с коронным колесом также подтверждает отсутствие биения контактирующих зубьев сателлита и коронного колеса во время $t \in [3,8; 5,2]$, так как сила F_{sa} не меняет знак.

Заключение

С использованием программного комплекса «Универсальный механизм» разработана компьютерная динамическая модель четырехцилиндрового рядного четырехтактного ДВС с искровым зажиганием и бесступенчатой КП multitronic® 01J. Для проверки адекватности компьютерной модели использованы величины среднего давления трения по ГОСТ Р 54120-2010, эмпирические данные неравномерности угловой скорости коленвала.

Новизна работы состоит в создании компьютерной модели движения деталей ДВС и бесступенчатой КП, соединенных демпфером крутильных колебаний с учетом изменения параметров трения. Динамическая модель пуска ДВС использует зависимость сил трения трибосопряжений ДВС от угла поворота коленвала в начале пуска, учитывает инерционные и демпфирующие характеристики ДКК и ПМ.

В качестве характеристик пуска ДВС рассмотрены средняя за оборот угловая скорость коленвала ω_m , неравномерность угловой скорости коленвала $\Delta\omega_e$ и коронного колеса $\Delta\omega_{ann}$, пиковые значения спектральной плотности мощности функций $\omega_{ann}(t)$ и $\alpha(t)$.

Моделирование четырехэтапного пуска ДВС показало, что открытие клапанов цилиндров на 1-м этапе увеличивает угловую скорость коленвала на 4 %.

При пуске происходят резонансные осцилляции угловых скоростей деталей ПМ. Увеличение коэффициента демпфирования ДКК d_{fly} в 10 раз с 0,01 до 0,1 снизило неравномерность угловой скорости коленвала $\Delta\omega_e$ в 1,57 раза, неравномерность угловой скорости коронного колеса $\Delta\omega_{ann}$ в 2,5 раза, среднюю скорость коленвала ω_m на 0,44 % с 78,46 до 78,12 ($t = 6$).

Амплитуда осцилляций угла a_α поворота солнечного вала относительно коленвала уменьшилась в 2,5 раза. При этом максимальная величина спектральной плотности мощности $\omega_e(t)$ увеличилась в 1,97 раза, максимальные величины спектральной плотности мощности $\omega_{ann}(t)$ и $\alpha(t)$ уменьшились в 3,99 и 2,65 раза соответственно.

Существенное снижение неравномерности вращения коленвала и деталей КП обеспечивает увеличение момента инерции маховика. Так увеличение J_{Crank} в 2 раза с 1,5 до 3 ($d_{fly} = 0,01$) снизило максимальные значения $\Delta\omega_e$ в 4,33 раза, $\Delta\omega_{ann}$ в 2,29 раза, a_α в 2,03 раза, прекратило биения контактирующих зубьев колес КП. Негативным последствием увеличения момента инерции маховика является замедление разгона ДВС: ω_m уменьшились в 1,3 раза ($t = 6$).

Временное (на 1,4 с) включение фрикциона заднего хода снижает амплитуду угловых колебаний солнечного вала относительно коленвала в 2,22 раза, устраняет биения контактирующих зубьев КП, но затормаживает скорость коленвала на 7,6 %. После выключения фрикциона заднего хода происходят периодические изменения угловой скорости деталей КП.

Из трех рассмотренных способов снижения неравномерности вращения деталей КП при пуске ДВС увеличение коэффициента демпфирования ДКК меньше двух других способов тормозит разгон коленвала.

Разработанная компьютерная динамическая модель ДВС с бесступенчатой КП может быть использована при разработке новых конструкций поршневых ДВС.

Список источников:

1. Smith A., Bucknor, N., Yang, H., and He Y. Controls development for clutch-assisted engine starts in a parallel hybrid electric vehicle. 2011. SAE Paper No. 2011-01-0870.
2. Song M., Oh J., Choi S., Kim Y., and Kim H. Motor control of a parallel hybrid electric vehicle during mode change without an integrated starter generator. J. Electr. Eng. Technol. 2013. 8(4). pp. 930–937.
3. Pavkovic D., Cipek M., Plavac F.; Karlušić J., Krznar M. Internal combustion engine starting and torque boosting control system design with vibration active damping features for a p0 mild hybrid vehicle configuration. Energies. 2022. 15. p. 1311. DOI: 10.3390/en15041311.
4. Kum D., Peng H., and Bucknor N. K. Control of engine-starts for optimal drivability of parallel hybrid electric vehicles. ASME J. Dyn. Syst., Meas., Control. 2013. 135(2), p. 021020.
5. Lei, Z., Sun, D., Liu, Y., Qin, D., Zhang, Y., Yang, Y., and Chen, L. Analysis and Coordinated Control of Mode Transition and Shifting for a Full Hybrid Electric Vehicle Based on Dual Clutch Transmissions. Mech. Mach. Theory. 2017. 114. pp. 125–140.
6. Ning J., Zhu G., and Qu B. Development of an engine start control method for p2 hybrid vehicles in launch situation. IFAC-PapersOnLine. 2018. 51(31). pp. 7–10.
7. Beck R., Richert F., Bollig A., Abel D., and Noreikat K. E. Model predictive control of a parallel hybrid vehicle drivetrain. IEEE Conference on decision and control. European control conference (CDC-ECC). Seville, Spain. 2005. Dec. 15. pp. 2670–2675.
8. Xu X., Wu X., Jordan M., Dong P., and Liu Y. Coordinated engine-start control of single-motor p2 hybrid electric vehicles with respect to different driving situations. Energies. 2018. 11(1). p. 207.
9. Dong P., Wu S., Guo W., Xu X., Wang S., and Liu Y. Coordinated clutch slip control for the engine start of vehicles with p2-hybrid automatic transmissions. Mech. Mach. Theory. 2020. 153(3). p. 103899.

References:

1. Smith A., Bucknor, N., Yang, H., He Y. Controls Development for Clutch-Assisted Engine Starts in a Parallel Hybrid Electric Vehicle. 2011. SAE Paper, no. 2011-01-0870.
2. Song M., Oh J., Choi S., Kim Y., Kim H. Motor Control of a Parallel Hybrid Electric Vehicle During Mode Change Without an Integrated Starter Generator. J. Electr. Eng. Technol. 2013;8(4):930-937.
3. Pavkovic D., Cipek M., Plavac F., Karlušić J., Krznar M. Internal Combustion Engine Starting and Torque Boosting Control System Design with Vibration Active Damping Features for a p0 Mild Hybrid Vehicle Configuration. Energies. 2022;15:1311. doi: 10.3390/en15041311
4. Kum D., Peng H., Bucknor N. K. Control of Engine-Starts for Optimal Drivability of Parallel Hybrid Electric Vehicles. ASME J. Dyn. Syst., Meas., Control. 2013;135(2):021020.
5. Lei Z., Sun D., Liu Y., Qin D., Zhang Y., Yang Y., Chen L. Analysis and Coordinated Control of Mode Transition and Shifting for a Full Hybrid Electric Vehicle Based on Dual Clutch Transmissions. Mech. Mach. Theory. 2017;114:125-140.
6. Ning J., Zhu G., Qu B. Development of an Engine Start Control Method for p2 Hybrid Vehicles in Launch Situation. IFAC-PapersOnLine. 2018;51(31):7-10.
7. Beck R, Richert F, Bollig A, Abel D, Noreikat KE. Model Predictive Control of a Parallel Hybrid Vehicle Drivetrain. In: Proceedings of the 44th IEEE Conference on Decision and Control; 2005. Dec. 15; Seville (Spain); 2005. p. 2670-2675.
8. Xu X., Wu X., Jordan M., Dong P., Liu Y. Coordinated Engine-Start Control of Single-Motor p2 Hybrid Electric Vehicles with Respect to Different Driving Situations. Energies. 2018;11(1):207.
9. Dong P., Wu S., Guo W., Xu X., Wang S., Liu Y. Coordinated Clutch Slip Control for the Engine Start of Vehicles with p2-Hybrid Automatic Transmissions. Mech. Mach. Theory. 2020;153(3):103899.

10. Путинцев С.В., Кулешов А.С., Агеев А.Г. Оценка механических потерь современных поршневых двигателей. Двигателестроение. – 2013. – № 2(252). – С. 15-20.

11. Universal Mechanism. Mechanical System as an Object for Modeling. User's manual. 2020. URL: http://www.uni-versalmechanism.com/download/90/eng/02_um_technical_manual.pdf (дата обращения: 23.02.2024).

12. Iqbal S., Al-Bender F., Ompusunggu A.P., Pluymers B., and Desmet W. Modeling and analysis of wet friction clutch engagement dynamics. Mechanical Systems and Signal Processing. 2015. 60-61. pp. 420-436.

13. Бесступенчатая автоматическая коробка передач multitronic® 01J. Устройство и принцип действия. Программа самообучения 228. URL: <http://volkswagen.msk.ru> (дата обращения: 23.02.2024).

14. Реутов А.А. Анализ крутильных колебаний деталей трансмиссии автомобиля с двухмассовым маховиком ДВС. Транспортное машиностроение. – 2023. – № 05. – С. 14-25.

15. Universal Mechanism. Driveline Modeling. User's manual. 2020. URL: http://www.universalmechanism.com/download/90/eng/22_um_driveline.pdf (дата обращения: 23.02.2024).

16. Дрыга И.А., Костиков О.М., Сазонов С.Н. Методика определения основных параметров пуска ДВС. Энергоэффективность и энергосбережение в современном производстве и обществе: мат-лы Междунаучно-практ. конф. Ч. II. Воронеж: 2019. – С. 66-72.

17. Девянин С.Н., Савастенко А.А., Никишин И.А. Неравномерность крутящего момента ДВС и тяговые качества мобильной машины. Автомобильная промышленность. – 2010. – № 6. – С. 5-8.

18. Реутов А.А. Анализ крутильных колебаний деталей автомобильной трансмиссии с гидротрансформатором. Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2022. – № 4 (76). – С. 23-34.

10. Putintsev S.V., Kuleshov A.S., Ageev A.G. Evaluation of Mechanical Losses in Modern Piston Engines. Engines Construction. 2013;2(252):15-20.

11. Universal Mechanism. Mechanical System as an Object for Modeling. User's Manual [Internet]. 2020 [cited 2024 Feb 23]. Available from: http://www.universalmechanism.com/download/90/eng/02_um_technical_manual.pdf

12. Iqbal S., Al-Bender F., Ompusunggu A.P., Pluymers B., Desmet W. Modeling and Analysis of Wet Friction Clutch Engagement Dynamics. Mechanical Systems and Signal Processing. 2015;60-61:420-436.

13. Variable Automatic Transmission Multitronic® 01J. Device and Principle of Operation. Program. 2024 Feb 23.

14. Reutov A.A. Analysis of Torsional Vibrations of Transmission Parts in a Car with a Two-Mass Flywheel of Internal Combustion Engine. Transport Engineering. 2023;05:14-25.

15. Universal Mechanism. Driveline Modeling. User's Manual [Internet]. 2020 [cited 2024 Feb 23]. Available from: http://www.universalmechanism.com/download/90/eng/22_um_driveline.pdf

16. Dryga IA, Kostikov OM, Sazonov SN. Methodology for Determining the Main Parameters of Starting an Internal Combustion Engine. In: Proceedings of the International Scientific-Practical Conference on Energy Efficiency and Energy Saving in Modern Production and Society: Part II; Voronezh: 2019. p. 66-72.

17. Devyanin S.N., Savastenko A.A., Nikishin I.A. Irregular Ice Torque and Machines Traction Quality. Automotive Industries. 2010;6:5-8.

18. Reutov A.A. Analysis of Torsional Vibration of the Automobile Transmission Parts with Torque Converter. Modern Technologies. System Analysis. Modeling. 2022;4(76):23-34.

Информация об авторах:

Реутов Александр Алексеевич

доктор технических наук, профессор кафедры «Наземные транспортно-технологические комплексы» Брянского государственного технического университета, Scopus ID: 36704986300, 55930922900, ORCID ID: 0000-0002-1703-6654, ORCID ID: 0000-0003-1117-8536

Information about the authors:

Reutov Alexander Alexeevich

Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department "Ground Transport and Technological Complexes" of Bryansk State Technical University, Scopus ID: 36704986300, 55930922900, ORCID ID: 0000-0002-1703-6654, ORCID ID: 0000-0003-1117-8536

Статья поступила в редакцию 23.04.2024; одобрена после рецензирования 06.05.2024; принята к публикации 15.05.2024.

The article was submitted 23.04.2024; approved after reviewing 06.05.2024; accepted for publication 15.05.2024.

Рецензент – Пугачев А.А., доктор технических наук, доцент, Брянский государственный технический университет.

Reviewer – Pugachev A.A., Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Bryansk State Technical University.