

На основании изложенного с использованием программы С++ был разработан код логики управления КЭУ.

Выводы

1. Для использования в комбинированной модульной энергетической установке с функцией несимметричного изменения потока мощности через межколесный дифференциал оптимальной является мощность электродвигателя из расчета 1Квт на 75 кг массы автомобиля с учетом передаточного отношения редуктора от 3.4 до 4.1 (для автомобиля с массой от 2500 до 4000 кг и мощностью основного тягового двигателя внутреннего сгорания 280 л.с. \pm 20%).
2. Логика управления может быть описана на основании входных и выходных параметров, основанных на угловых скоростях полуосей, продольных реакциях, положении рулевой рейки и педалей акселератора и тормоза.

Литература

1. Конструктивные схемы автомобилей с гибридными силовыми установками: Учебное пособие / С.В. Бахмутов, А.Л. Карунин, А.В. Круташов, В.В. Ломакин, В.В. Селифонов, К.Е. Карпухин, Е.Е. Баулина, Ю.В. Урюков. – М.: МГТУ «МАМИ», 2007 – 71 с.
2. Бахмутов С.В., Селифонов В.В. Экологически чистый городской автомобиль с гибридной силовой установкой // Наука – производству. НТП «Виращ-центр», 2001, № 7.
3. Экспериментальный многоцелевой гибридный автомобиль / А.Л. Карунин, С.В. Бахмутов, В.В. Селифонов, А.В. Круташов, Е.Е. Баулина, К.Е. Карпухин, Е.В. Авруцкий / Автомобильная промышленность, 2006, №7.
4. Селифонов В.В., Баулина Е.Е. Устойчивость и управляемость автомобиля при переменной схеме привода. – М.: МГТУ «МАМИ», 2006.
5. Липпман С., Ладойе Ж., Му Б. С++ программирование, 2007. – 402 с.
6. Дастин Э., Ржшка Дж., Пол Дж. Автоматизированное тестирование программного обеспечения, 2003. – 305 с.

К вопросу о применении методики прогнозирования долговечности фрикционных накладок к автомобильным сцеплениям

к.т.н. Есаков А.Е.

*Университет машиностроения
(495) 223-05-23, доб. 1587, avt@mami.ru*

Аннотация. В статье обозначена актуальная проблема адаптации существующей методики прогнозирования долговечности фрикционных накладок тракторных сцеплений к сцеплениям автомобилей, указаны причины её возникновения и предложен путь решения одной из ряда связанных с ней частных задач.

Ключевые слова: автомобиль, трогание, сцепление, фрикционная накладка, долговечность, мощность буксования, работа буксования, трение, температура, износ.

Долговечность узлов трения – важное эксплуатационное свойство самоходных машин. Его адекватная оценка необходима ещё на стадии проектирования как при создании новых конструкций фрикционных механизмов (или модернизации уже существующих), так и при синтезе алгоритмов автоматического управления этими механизмами. Тем более, как показали результаты работы [1], результат синтеза такого алгоритма определяется в числе прочего величиной, которая будет характеризовать указанное свойство в количественном аспекте при постановке задачи оптимального управления.

Известна апробированная и подтверждённая методика прогнозирования долговечности фрикционных накладок сцеплений [2, 3]. Вместе с тем, данная методика разрабатывалась применительно к тракторам, характеризуемым в числе прочего определёнными видами ра-

бот, для которых они предназначены. Понятно, что специфика большинства этих работ обуславливает существенное отличие условий и, главное, режимов эксплуатации тракторов от условий и режимов прочих самоходных машин и автомобилей в частности.

Под условиями эксплуатации здесь подразумевается совокупность значений величин (параметров), которые отражают в количественном аспекте имманентные свойства объекта, изменяющиеся в процессе его эксплуатации, и изменяющийся же характер его взаимодействия с внешней средой. В свою очередь, под режимом эксплуатации будем понимать совокупность значений величин (параметров), характеризующих в количественном аспекте также изменяющиеся исходное состояние объекта в рабочем процессе, цель данного процесса и текущие критерии качества. Условия и режимы эксплуатации совместно образуют множество эксплуатационных ситуаций, характерных для данной самоходной машины [1].

Диаграммы, предложенные в [2, 3] для схематизации рабочих процессов трогания, с достаточной степенью адекватности отражают эксплуатационные ситуации, соответствующие МТА (машинно-тракторным агрегатам). Однако для автомобилей они не применимы, в первую очередь, в связи с тем, что в них не учитывается возможность управления двигателем в процессе трогания.

Вслед за авторами [4] будем использовать термин «трогание» применительно к процессу увеличения скорости самоходной машины при буксующем сцеплении.

Поскольку на данных диаграммах с характерными для них допущениями зиждется некоторая часть теоретических построений упомянутой методики, можно сделать вывод о том, что применение её для прогнозирования долговечности фрикционных накладок автомобильных сцеплений требует внесения в неё соответствующих корректив, связанных с особенностями условий и режимов эксплуатации, характерных именно для автомобилей.

В настоящей статье остановимся на вопросе об определении средней температуры поверхности трения ϑ^* . Данная температура, согласно [2, 3, 5, 6], является наряду с объёмной температурой ϑ_V и температурой вспышки в микроконтакте ϑ_B составляющей максимальной поверхностной температуры:

$$\vartheta_{\max} = \vartheta_V + \vartheta^* + \vartheta_B, \quad (1)$$

которая, в свою очередь, влияет на энергетическую интенсивность изнашивания фрикционных накладок.

Методика определения ϑ_V , приведённая в работах [2, 3, 6], аналогична для сцеплений автомобилей и тракторов.

Как указано в [2], средняя температура поверхности трения ϑ^* является важной составляющей данной суммы, поскольку температура ϑ_V сама по себе не характеризует в полной мере износостойкость фрикционных материалов, а учёт температуры ϑ_B уточняет расчёт ϑ_{\max} даже для асбофрикционных и безасбестовых полимерных фрикционных накладок грузовых автомобилей в тяжёлых эксплуатационных ситуациях не более, чем на 3...4 %.

Расчёт ϑ^* для сцеплений с коэффициентом взаимного перекрытия пар трения равным единице в [2, 3] осуществляется по следующей формуле:

$$\vartheta^* = \frac{0,577 K_L L}{A_a \sqrt{t_\delta}} \frac{\tau_N + \tau_L}{\sqrt{\gamma_1 C_1 \lambda_1} + \sqrt{\gamma_2 C_2 \lambda_2}}, \quad (2)$$

где: K_L – коэффициент распределения работы буксования по парам трения; L – работа буксования; A_a – номинальная площадь контакта в паре трения; t_δ – время буксования (время от момента соприкосновения поверхностей трения вплоть до выравнивания угловых скоростей ведущих и ведомых элементов сцепления); τ_N – безразмерный параметр мощности буксования; τ_L – безразмерный параметр работы буксования; γ_1 – плотность материала контртела; C_1 – теплоёмкость материала контртела; λ_1 – коэффициент теплопроводности материала контртела; γ_2 – плотность материала

фрикционной накладки; C_2 – теплоёмкость материала фрикционной накладки; λ_2 – коэффициент теплопроводности материала фрикционной накладки.

Также в [2] имеется формула расчёта \mathcal{G}^* для сцеплений с коэффициентом взаимного перекрытия пар трения меньшим единицы. Однако для краткости приводить её здесь не будем.

Если величины K_L , A_a , γ_1 , C_1 , λ_1 , γ_2 , C_2 и λ_2 являются константами, значения которых зависят от конструктивных особенностей пар трения и физических свойств материалов, образующих их тел, то значения величин L , t_δ , τ_N и τ_L определяются протеканием каждого конкретного процесса трогания. Более того, тогда как величины L и t_δ в рамках отдельного процесса характеризуются единственными значениями, величины τ_N и τ_L представляют собой функции, аргументом которых служит так называемый безразмерный параметр времени:

$$\tau = t/t_\delta, \quad (3)$$

где: t – текущее время.

Значения величин L и t_δ в [2, 3] вычисляются по формулам, вытекающим из упомянутых выше диаграмм, а величины τ_N и τ_L предлагается аппроксимировать для всех эксплуатационных ситуаций одними и теми же полученными на основе экспериментальных данных полиномами, приводить которые здесь не будем за отсутствием прямой надобности.

Проблема состоит в том, что вычисление L для автомобилей по данным формулам неправомерно ввиду отмечавшейся ранее неправомерности использования применительно к ним этих диаграмм. Также неправомерно (по тем же причинам) ориентироваться в данных случаях на предложенные зависимости τ_N и τ_L от τ .

В работах [5, 6] приведено несколько аналогичных зависимостей для автомобилей, тем не менее их количество (всего четыре зависимости) сильно сужает многообразие эксплуатационных ситуаций, характерных для современных автотранспортных средств, что препятствует их использованию в настоящее время.

С другой стороны, в работе [1] предложена методика построения математической модели буксования сцепления в процессе трогания и решения соответствующей задачи численными методами. Она позволяет находить для каждой эксплуатационной ситуации, временные функции момента трения в сцеплении M_m , угловой скорости коленчатого вала ω_δ и угловой скорости ведомых элементов сцепления ω_Π .

Зная эти функции, легко при помощи численных методов определить функцию изменения во времени мощности буксования:

$$N_T = M_m (\omega_\delta - \omega_\Pi),$$

найти, исходя из следующего условия:

$$\omega_\delta|_{t=t_\delta} - \omega_\Pi|_{t=t_\delta} = 0,$$

значение t_δ и значение работы буксования:

$$L = \int_0^{t_\delta} N_T dt.$$

Параметрами эксплуатационных ситуаций при этом служат величины, характеризующие массу автомобиля, продольный уклон дорожного полотна, тип и состояние дорожного покрытия, передачу, на которой производится трогание, характер и интенсивность трогания (то есть, управление двигателем).

Таким образом, для каждой учитываемой эксплуатационной ситуации становится возможным построить собственные характеристики безразмерных параметров мощности и работы буксования, не прибегая к эмпирическим полиномиальным зависимостям, неминуемо огрубляющим математическую модель.

Равенство (3), будучи подвергнуто элементарному преобразованию:

$$t = t_0 \tau, \quad (4)$$

позволит заменить в функции (4) аргумент $t \in [0; t_0]$ безразмерным аргументом $\tau \in [0; 1]$. С учётом же приведённого в [2] соотношения, связывающего величины N_T , L , t_0 и τ_N , сможем, подставляя в него функцию $N_T = f(\tau)$ и разрешая его относительно τ_N , найти одну из искомых зависимостей:

$$\tau_N = N_T t_0 / L.$$

В свою очередь, функция, соответствующая безразмерному параметру работы буксования, описывается следующей зависимостью:

$$\tau_L = \int \tau_N d\tau. \quad (5)$$

Как несложно понять, (5) является решением задачи Коши для обыкновенного дифференциального уравнения:

$$\frac{d\tau_L}{d\tau} = \tau_N,$$

с начальным условием;

$$\tau_L|_{\tau=0} = 0,$$

которое сформулировано из самоочевидного соображения, что в начальный момент времени работа буксования ещё не произведена.

Подставив полученные зависимости и константы в (2) получим функцию, описывающую изменение температуры \mathcal{A}^* во времени, имея которую, несложно при помощи любого метода численной оптимизации найти её максимальное значение, при котором согласно [2, 3, 5] следует вести расчёты по формуле (1).

Положения, изложенные здесь, неминуемо приведут к увеличению вычислительной размерности задачи прогнозирования долговечности фрикционных накладок. Вместе с тем, это увеличение вполне оправдано, так как оно является следствием необходимых шагов адаптации предложенной в [2, 3] методики к сцеплениям автомобилей с характерным для них многообразием эксплуатационных ситуаций. Кроме того, аппаратные возможности современной вычислительной техники вполне позволяют производить соответствующие объёмы расчётов, что, в свою очередь, предрасполагает к программному воплощению предложенных мероприятий.

Литература

1. Есаков А.Е. Методика создания алгоритмов для систем управления фрикционными сцеплениями автомобильных автоматических трансмиссий: Дис. ... канд. техн. наук. – М., 2010. – 161 с.
2. Теория и проектирование фрикционных сцеплений колёсных и гусеничных машин / В.М. Шарипов, Н.Н. Шарипова, А.С. Шевелёв, Ю.С. Щетинин. Под общ. ред. В.М. Шарипова. – М.: Машиностроение, 2010. – 170 с.
3. Шарипов В.М. Конструирование и расчёт тракторов. – М.: Машиностроение, 2009. – 752 с.
4. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.
5. Щеренков Г.М. Пары трения автомобильных сцеплений (теория, испытания и расчёт): Дис. ... докт. техн. наук. – Ярославль, 1976. – 370 с.
6. Сцепления транспортных и тяговых машин/ И.Б. Барский, С.Г. Борисов, В.А. Галягин и др.; Под ред. Ф.Р. Геккера, В.М. Шарипова, Г.М. Щеренкова. - М.: Машиностроение, 1989. – 334 с.