

УДК 629.11.012

МЕТОД РАСЧЕТА ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С ГИБРИДНОЙ ТРАНСМИССИЕЙ THS

Г.О. Котиев, д.т.н. / МГТУ им. Н.Э. Баумана
С.А. Харитонов, к.т.н. / МГТУ им. Н.Э. Баумана
М.В. Нагайцев, к.т.н. / ОАО «АВТОВАЗ»

В настоящее время большинство автомобилестроительных фирм проявляет повышенный интерес к автомобилям с гибридной трансмиссией. Безусловным лидером в производстве таких автомобилей является японская фирма Toyota, которая, начиная с 1997 года, продает автомобили Prius с гибридной трансмиссией. Причем следует отметить, что с каждым годом объемы продаж этого автомобиля регулярно увеличиваются [1].

Трансмиссия автомобиля Prius (сокращенно называемая THS) построена по схеме с разделением потока мощности двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и ее структурная и кинематическая схемы представлены на рис. 1.

Трансмиссия THS достаточно проста и включает в себя планетарный механизм, две электромашины (А и В), редуктор, состоящий из цепной и цилиндрических передач, главную передачу и дифференциал (рис. 1б).

Планетарный механизм трансмиссии THS состоит всего из одного планетарного ряда и, следовательно, обладает двумя степенями свободы. План угло-

вых скоростей, построенный для этого механизма, показан на рис. 2.

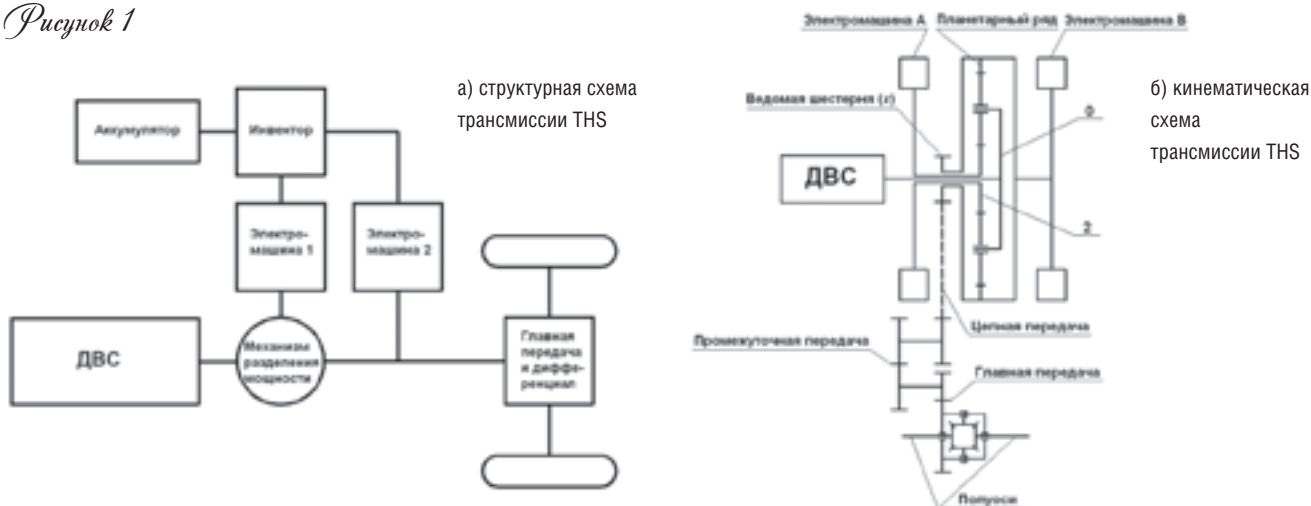
Связь угловых скоростей звеньев планетарного ряда описывается достаточно просто [2]:

$$(1 - i_{2x}) \omega_0 = \omega_2 - i_{2x} \omega_x \quad (1)$$

где i_{2x} — внутреннее передаточное отношение планетарного ряда, определенное при остановленном водиле; ω_0 — частота вращения водила (в данном случае ДВС); ω_2 — частота вращения малого центрального колеса (МЦК) планетарного ряда или электромашины А; ω_x — частота вращения большого центрального колеса (БЦК) или ведомой шестерни x и электромашины В.

Рассмотрим кинематику работы трансмиссии при разгоне транспортного средства с трансмиссией THS. Пусть начало движения осуществляется только за счет энергии аккумуляторных батарей при неработающем ДВС. В этом случае вся мощность аккумуляторных батарей подается на электромашину В, а электромашина А должна в это время находить-

Рисунок 1



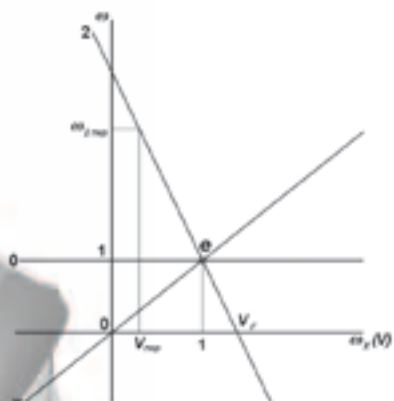


Рисунок 2

ся в нейтральном состоянии, т.е. свободно вращаться. Таким образом мощность, потребляемая от аккумуляторных батарей с помощью электромашин В, поступает непосредственно на ведомую шестерню x и далее, через промежуточную и главную передачи, подводится к ведущим колесам транспортного средства.

При неподвижном валу ДВС частота вращения электромашин А на основании (1) определяется только частотой вращения электромашин В (или ведомой шестерни x):

$$\omega_2 = i_{2x} \omega_x = i_{2x} ((V i_{np} i_{zn}) / R_K),$$

где V — скорость транспортного средства; i_{np} — передаточное отношение промежуточной передачи; i_{zn} — передаточное отношение главной передачи; R_K — радиус качения ведущего колеса.

Поскольку в трансмиссии используется планетарный ряд второго класса, внутреннее передаточное отношение которого, определенное при остановленном водиле, является величиной отрицательной, то,

Таблица 1

Снаряженная масса m , кг	1 150
Полная масса, кг	1 545
Тип двигателя	R-4
Рабочий объем двигателя V_p , л	1,6
Максимальная мощность N_{max} , кВт	57
Обороты двигателя при максимальной мощности n_M , об/мин	6 000
Максимальный крутящий момент M_{max} , Нм	125
Обороты двигателя при максимальном моменте n_M , об/мин	2 500
Рабочий цикл	Otto
Площадь поперечного сечения автомобиля F , м ²	2,05
Коэффициент аэродинамического сопротивления c_x	0,4
Динамический радиус качения колес R_K	0,275
Коэффициент сопротивления качению колес f_c	0,0045
Общее передаточное отношение промежуточной и главной передач i_{zn}	3,7

считая направление вращения ведомого вала x положительным, можно отметить, что ω_2 при этом будет иметь отрицательное значение.

При определенной скорости движения транспортного средства происходит запуск ДВС и он начинает работать с какой-то установившейся частотой ω_0 . При этом электромашин В отключается от аккумуляторных батарей и запитывается от электромашин А, работающей в режиме генератора. При запуске ДВС обороты электромашин А должны, в соответствии с (1), измениться до величины:

$$\omega_2^{nep} = (1 - i_{2x}) \omega_0 + i_{2x} ((V^{nep} i_{np} i_{zn}) / R_K),$$

где V^{nep} — скорость транспортного средства, при которой осуществляется запуск ДВС.

При работающем ДВС регулирование скорости движения V осуществляется за счет изменения частоты вращения электромашин А (ω_2). Используя уравнение (1), нетрудно определить скорость транспортного средства в зависимости от частоты вращения ДВС и электромашин А:

$$V = R_K \omega_2 / (i_{np} i_{zn} i_{2x}) - ((1 - i_{2x}) R_K \omega_0) / (i_{np} i_{zn} i_{2x})$$

Анализ этой зависимости показывает, что при постоянной частоте вращения вала ДВС увеличение скорости движения транспортного средства возможно только за счет уменьшения частоты вращения электромашин А, что хорошо видно и из плана угловых скоростей (рис. 2). При этом, если $\omega_2^{nep} > 0$, то при некоторой скорости движения транспортного средства (V_2) частота вращения электромашин ω_2 должна стать отрицательной (рис. 2).

Изменение направления вращения электромашин А говорит о том, что она переходит из генераторного режима работы в режим работы двигателя. При этом электромашин В также изменяет свою функцию и начинает работать как генератор.

Распределение моментов по элементам трансмиссии, а также потоки мощности для случая, когда электромашин А работает в режиме генератора, представлено на рис. 3, а на рис. 4 представлены те же характеристики, но для случая работы электромашин А в режиме двигателя.

В случае необходимости к мощности, развиваемой ДВС, может быть добавлена энергия аккумуляторных батарей N_{AB} , что соответствующим образом отражено на схемах распределения потоков мощности (рис. 3 и 4). Здесь и в дальнейшем приняты следующие обозначения:

M_0 и N_0 — соответственно момент и мощность, развиваемые ДВС;

M_A и N_A — соответственно момент и мощность, развиваемые электромашин А;

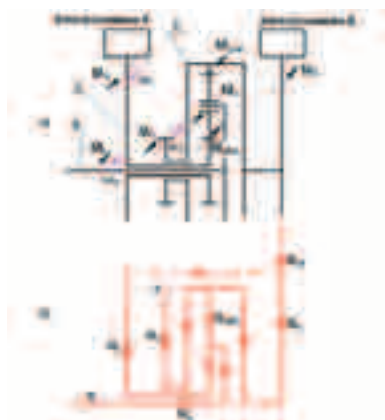


Рисунок 3



Рисунок 4

M_B и N_B — соответственно момент и мощность, развиваемые электромашинной В;

M_X и N_X — соответственно момент и мощность на ведомой шестерне;

N_{AB} — мощность, поступающая в трансмиссию от аккумуляторной батареи;

N_{MECH} — мощность, проходящая через механическую часть трансмиссии (БЦК планетарного ряда);

M_{MCK} и M_{BCK} — соответственно моменты на малом и большом центральных колесах планетарного ряда.

Проведем анализ тягово-динамических характеристик некоторого транспортного средства (технические характеристики которого приведены в табл. 1) с двигателем ВАЗ 21114-60, внешняя характеристика которого представлена на рис. 5, и оборудованного гибридной трансмиссией, построенной по кинематической схеме Toyota (THS).

При анализе тягово-динамической характеристики предполагалось, что в гибридной трансмиссии используются две одинаковые электромшины — такие же, какие используются в трансмиссии автомо-

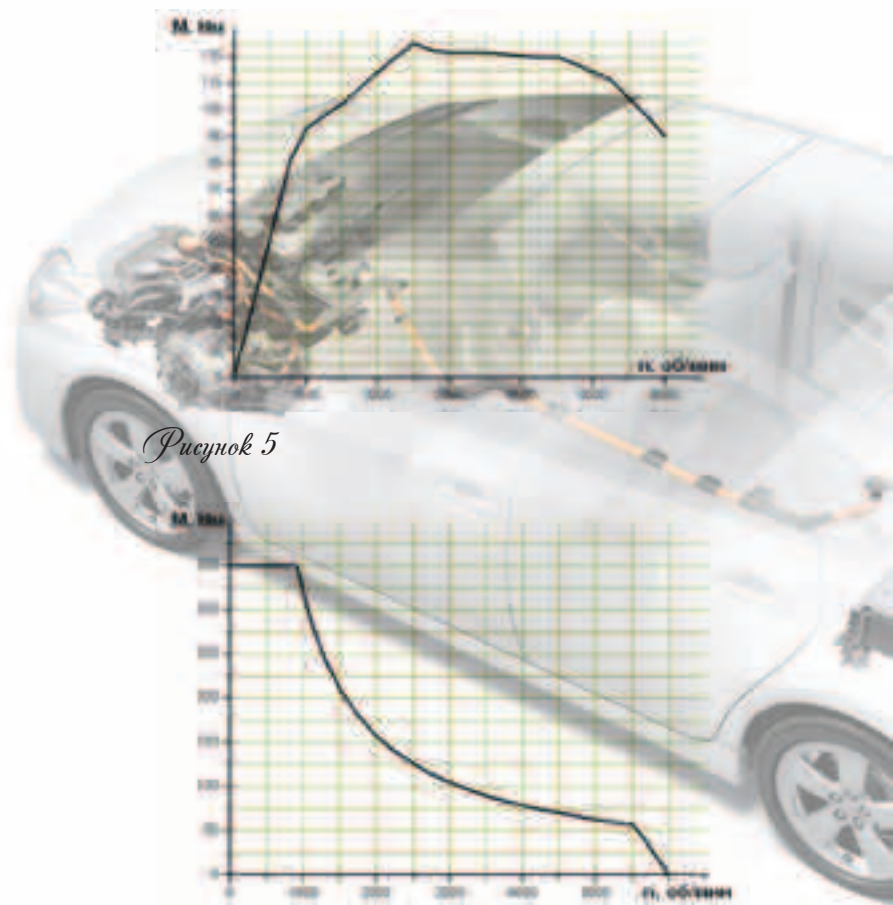


Рисунок 5

Рисунок 6

биля TOYOTA Prius. Внешняя характеристика этих электромашин представлена на рис. 6, а основные их параметры — в табл. 2.

В трансмиссии используется только один планетарный ряд (рис. 1б) с внутренним передаточным отношением $i_{2x} = -2,6$ [3].

Для расчета динамического фактора транспортного средства необходимо иметь зависимость коэффициента полезного действия (КПД) трансмиссии от ее передаточного отношения. Для этого воспользуемся известным методом, разработанным М.А. Крейнисом и М.С. Розовским [4]. В соответствии с этим методом КПД сложной передачи η_{ox} определяется следующим соотношением:

$$\eta_{ox} = \tilde{i}_{ox} / i_{ox},$$

где \tilde{i}_{ox} — кинематическое передаточное отношение сложной передачи; i_{ox} — силовое передаточное отношение сложной передачи.

Силовое передаточное отношение определяется той же зависимостью, что и кинематическое, только в

Таблица 2

Номинальная мощность $N_{э\text{тмх}}$, кВт	33
Максимальный крутящий момент $M_{э\text{тмх}}$, Нм	350
Максимальная частота вращения $n_{э\text{тмх}}$, об/мин	6 000
Минимальная частота вращения $n_{э\text{тмн}}$, об/мин	600
КПД одной электромашин совместно с системой управления η_s	0,85

ней внутренние кинематические передаточные отношения заменяются внутренними силовыми передаточными отношениями [4].

При расчетах КПД трансмиссий были приняты следующие допущения:

- КПД электромашин постоянны;
- КПД одной электромашин ($\eta_{эл}$) равен 0,85;
- КПД планетарного ряда, определенного при остановленном водиле, равен 0,97.

Преобразуем полученное ранее уравнение кинематической связи звеньев планетарного ряда (1) к следующему виду:

$$(1 - i_{2x}) \omega_0 = \omega_x (i_3 - i_{2x}),$$

где $i_3 = \omega_2 / \omega_x$ — передаточное отношение электрической части трансмиссии, которое является величиной переменной.

Таким образом, кинематическое передаточное отношение между ведущим валом 0 и ведомой шестерней x равно:

$$i_{0x} = \omega_0 / \omega_x = (i_3 - i_{2x}) / (1 - i_{2x}).$$

Заменив в полученной зависимости внутренние кинематические передаточные отношения (i_3 и i_{2x}) на силовые, получим функцию, определяющую силовое передаточное отношение этой передачи:

$$i_{0x} = (i_3 \eta_s^{Y_1} - i_{2x} \eta_{2x}^{Y_2}) / (1 - i_{2x} \eta_{2x}^{Y_2}),$$

где $\eta_s = \eta_A \cdot \eta_B$ — КПД электрической части трансмиссии; η_A — КПД электромашин А; η_B — КПД электромашин В; η_{2x} — КПД планетарного ряда, определенного при остановленном водиле; Y_1 и Y_2 — показатели степени соответствующих КПД, которые могут иметь только два значения: ± 1 .

Для определения знака показателя степени КПД разработаны специальные правила [4], одним из которых мы и воспользуемся. Определим знак показателя степени КПД электрической части трансмиссии Y_1 :

$$\text{sign}(Y_1) = \text{sign}((i_3 / i_{0x}) \cdot (\partial i_{0x} / \partial i_3)) \quad (2)$$

Для определения знака показателя степени КПД необходимо найти частную производную от общего

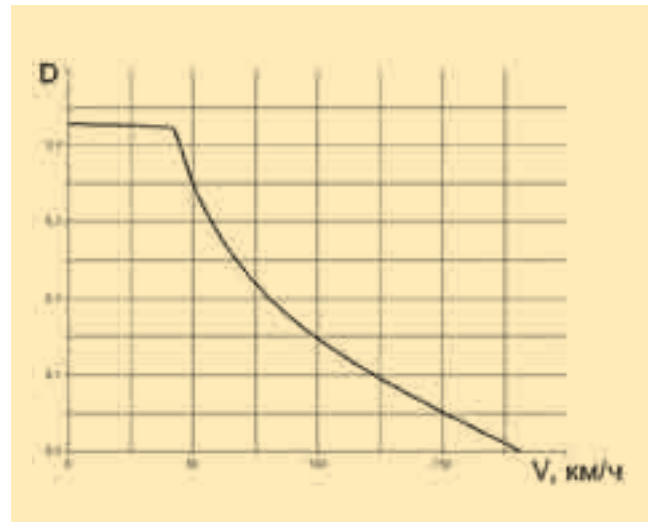


Рисунок 7

кинематического передаточного отношения передачи по кинематическому передаточному отношению электрической части трансмиссии:

$$\partial i_{0x} / \partial i_3 = (1 - i_{2x}) / (1 - i_{2x})^2.$$

Поскольку в трансмиссии используется планетарный механизм второго класса, то $\partial i_{0x} / \partial i_3 > 0$.

Знак первого сомножителя в правой части выражения (2), при условии $i_{0x} > 0$, определяется знаком передаточного отношения электрической части трансмиссии. Если $i_3 < 0$, то первый сомножитель отрицателен, и, следовательно, будет отрицательным показателем степени КПД Y_1 . В случае же, если $i_3 > 0$, то $Y_1 > 0$.

Для определения знака показателя степени Y_2 воспользуемся тем же правилом:

$$\text{sign}(Y_2) = \text{sign}((i_{2x} / i_{0x}) \cdot (\partial i_{0x} / \partial i_{2x})) \quad (3)$$

Поскольку внутреннее передаточное отношение планетарного ряда $i_{2x} < 0$, а $i_{0x} > 0$, то первый сомножитель в правой части выражения (3) — отрицателен.

Найдем теперь частную производную от общего кинематического передаточного отношения передачи по кинематическому передаточному отношению планетарного ряда:

$$\partial i_{0x} / \partial i_{2x} = (i_3 - 1) / (1 - i_{2x})^2$$

Несложный анализ этого выражения показывает, что если $i_3 > 1$, то $\partial i_{0x} / \partial i_{2x} > 0$, а если $i_3 < 1$, то $\partial i_{0x} / \partial i_{2x} < 0$.

Таким образом, знак показателя степени Y_2 определяется знаком передаточного отношения электрической части трансмиссии, т.е. если:

- $i_3 < 0$, то $Y_2 > 0$,
- $0 < i_3 < 1$, то $Y_2 < 0$,
- $i_3 > 1$, то $Y_2 > 0$.

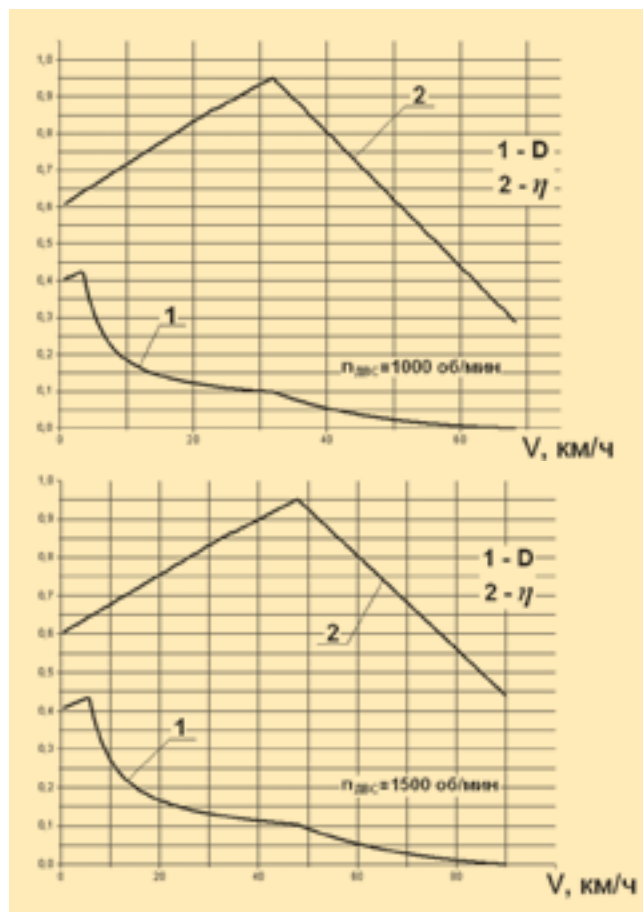


Рисунок 8

Используя полученные выше зависимости для определения моментов и частот вращения звеньев, а также зависимость КПД от передаточного отношения трансмиссии, построим тягово-динамические характеристики транспортного средства с гибридной трансмиссией, построенной по схеме THS, для трех вариантов разгона:

- разгон только за счет энергии аккумуляторных батарей;
- разгон только за счет мощности ДВС;
- комбинированный разгон (на первом этапе используется только энергия аккумуляторных батарей, а на втором этапе, начинающемся при некоторой скорости, движение осуществляется только за счет использования мощности ДВС).

В случае разгона только за счет мощности аккумуляторных батарей зависимость динамического фактора D представляет собой несколько трансформированную за счет передаточных отношений промежуточной и главной передач характеристику электромашины (рис. 7).

Изменение динамического фактора для второго варианта разгона, когда мощность ДВС разделяется с помощью планетарного ряда на два потока (электрический и механический), происходит также по закону, весьма близкому к гиперболическому (рис. 8). Зависимости динамического фактора и КПД трансмиссии от скорости транспортного средства были получены для двух постоянных частот вращения вала ДВС ($n_{DBC} = 1000$ и 1500 об/мин).

Следует отметить, что при данном варианте разгона транспортного средства, частота вращения вала ДВС в начальный момент движения является величиной ограниченной. Это следует из анализа зависимости (1). Если принять частоту вращения ведомого вала $\omega_x = 0$, то $\omega_2 = (1 - i_{2x}) \omega_0$.

Исходя из того, что максимальная частота вращения используемых электромашин (ω_2^{max}) равна 5500 об/мин, получим:

$$\omega_0 < \omega_2^{max} / (1 - i_{2x}) = 5500 / (1 + 2,6) = 1527 \text{ об/мин.}$$

Из графиков зависимости динамического фактора (рис. 8) видно, что тяговые возможности моторно-трансмиссионной установки ограничены. Так при частоте вращения ДВС 1000 об/мин скорость транспортного средства не будет превышать 60 км/ч, а при частоте вращения ДВС 1500 об/мин – 80 км/ч. Поэтому дальнейшее увеличение скорости возможно только за счет увеличения частоты вращения вала ДВС и, следовательно, развиваемого им момента.

Продолжение в следующем номере



СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Deve Hermance, Shinichi Abe, «Hybrid Vehicles Lessons Learned and Future Prospects», SAE 2006-21-0027.
2. Красеньков В.И., Вашец А.Д. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин. — М.: Машиностроение. 1986. — 273 с.
3. Jerome Meisel, «An Analytic Foundation for the Toyota Prius THS-II Powertrain with a Comparison to a Strong Parallel Hybrid-Electric Powertrain, 2006-01-0666.
4. Крейнс М.А., Розовский М.С. Зубчатые механизмы. — М.: Наука. 1972. — 427 с.