

УДК 62-235.1/.58

# КИНЕМАТИЧЕСКАЯ СХЕМА ГИБРИДНОЙ ТРАНСМИССИИ ДЛЯ ПЕРЕДНЕПРИВОДНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

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

В предыдущих статьях [1, 2, 3] был проведен анализ тягово-динамических качеств транспортных средств с гибридными трансмиссиями фирм Toyota и GM. В трансмиссии THS (Toyota Hybrid System) используется двухпоточная схема с планетарным рядом на входе (рис. 1).

В трансмиссии фирмы GM использован сложный планетарный механизм, позволяющий реализовать два режима бесступенчатого изменения передаточного отношения трансмиссии и четыре режима движения с фиксированным передаточным отношением (рис. 2).

В результате сравнительного анализа тягово-динамических характеристик транспортного средства, проведенного совместно специалистами МГТУ им. Баумана и ООО «КАТЕ», было определено, что несмотря на некоторую сложность кинематической схемы трансмиссии фирмы GM, она при всех прочих равных условиях требует использования менее мощных электромашин, что немаловажно с точки зрения стоимостных и габаритно-массовых показателей трансмиссии.

Несложный анализ кинематической схемы планетарного механизма трансмиссии GM показывает, что он обладает тремя степенями свободы

$$W = n_{зв} - K_{пр} = 6 - 3 = 3,$$

где  $W$  — число степеней свободы планетарного механизма;  $n_{зв}$  и  $K_{пр}$  — соответственно число звеньев и планетарных механизмов, входящих в состав планетарного механизма.

Это обстоятельство позволяет для анализа режимов работы этой трансмиссии использовать план угловых скоростей (рис. 3).

На плане угловых скоростей наличие трех планетарных рядов отображается пересечением нулевых прямых звеньев 3, 4 и  $x$  в одной точке (А)

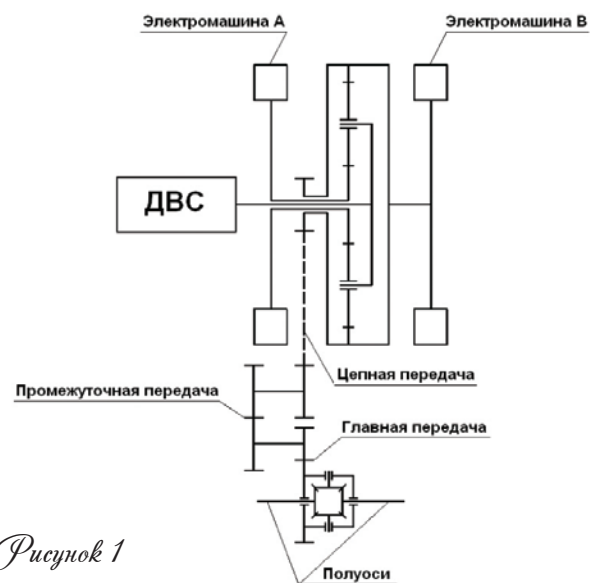


Рисунок 1

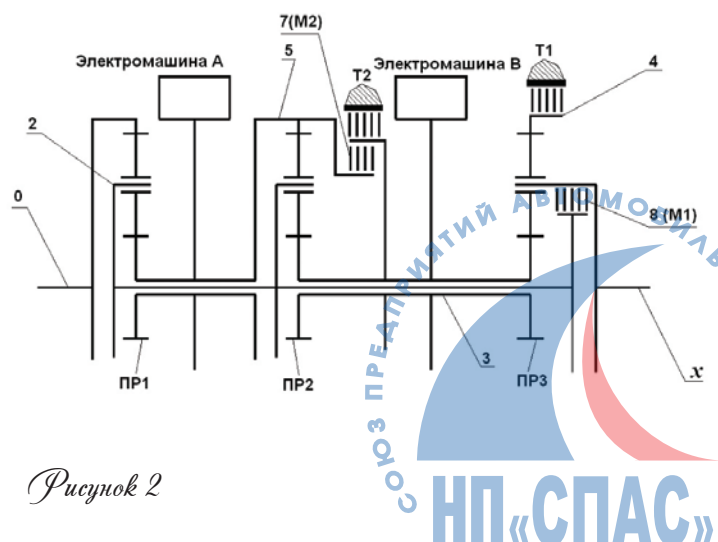


Рисунок 2

и параллельностью нулевых прямых звеньев 2, 3 и 5. Пересечение нулевых прямых 3, 4 и  $x$  в одной точке отображает планетарный ряд  $3 \times 4$  (с внутренним передаточным отношением  $i_{34} = -2,7$ ). Параллельные нулевые прямые звеньев 2, 3 и 5 совместно с ведущим звеном 0 образуют планетарные ряды 520 (с внутренним передаточным отношением  $i_{50} = -2,0$ ) и 325 (с  $i_{35} = -2,0$ ). Пересечение нулевых прямых звеньев 2 и  $x$  и нулевой прямой 8, проходящей через масштабную точку  $e$ , определяют наличие в кинематической схеме блокировочной муфты, установленной между звеньями 2 и  $x$  (на рис. 2 муфта М1). Кроме того, параллельность нулевых прямых звеньев 2, 5, 3 и нулевой прямой 7, также проходящей через масштабную точку  $e$ , позволила установить блокировочную муфту между третьим и пятым звеньями (на рис. 2 муфта М2). Следует отметить, что параллельность перечисленных выше четырех прямых позволяет организовать вместо уже упомянутой блокировочной муфты еще пять других блокировочных муфт, использование которых никак не отразится на кинематических свойствах планетарного механизма. Блокировочную муфту можно установить между звеньями 2 и 3, 2 и 5, ведущим звеном 0 и звеном 2, ведущим звеном 0 и звеном 3, ведущим звеном 0 и звеном 5. Естественно, что в кинематическую схему планетарного механизма должны входить не все шесть муфт, а только одна из них.

Для движения на первом режиме бесступенчатого регулирования передаточного отношения трансмиссии (EVT1) включен тормоз звена 4, а изменение частоты вращения ведомого вала  $x$  осуществляется за счет синхронного изменения угловых скоростей звеньев 3 и 5, которые жестко соединены соответственно с электромашинами В и А.

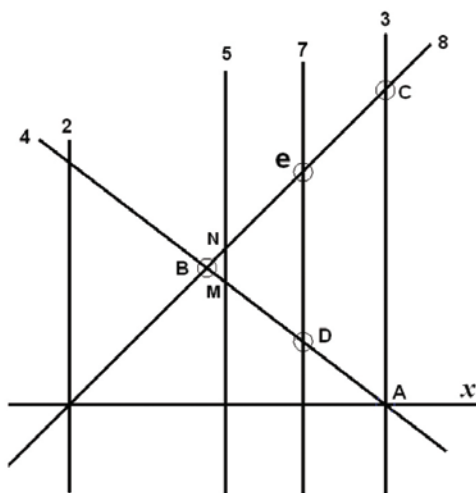


Рисунок 3

На втором режиме бесступенчатого регулирования (EVT2) тормоз звена 4 выключается и включается блокировочная муфта М1. Дальнейшее увеличение частоты вращения ведомого вала  $x$  осуществляется также, как и в предыдущем случае, за счет синхронного изменения угловых скоростей электромашин В и А.

С помощью тормозов звеньев 3 и 4 и двух блокировочных муфт М1 и М2 можно получить четыре режима движения с фиксированными передаточными отношениями. На плане угловых скоростей эти режимы движения обозначены точками D, В, е и С (см. рис. 3).

Однако, следует отметить, что аналогичный результат можно получить, если электромашину А жестко соединить не со звеном 5, а со звеном 2. При этом звено 5 можно совсем исключить из состава планетарного механизма. План угловых скоростей планетарного механизма (без звена 5) показан на рис. 4.

Исключение звена 5 естественно должно привести и к уменьшению числа степеней свободы планетарного механизма с трех до двух. Поэтому для сохранения количества степеней свободы из состава планетарного механизма следует исключить один планетарный ряд. Таким образом, кинематическая схема нового планетарного механизма должна содержать два планетарных ряда и, как прежде, две блокировочные муфты.

Несложный анализ показывает, что на вновь полученном плане угловых скоростей имеется требуемое количество планетарных рядов и блокировочных муфт. Так, пересечение нулевых прямых звеньев 3, 4 и  $x$  позволяет организовать планетарный ряд второго класса  $3 \times 4$ . Параллельность нулевых прямых

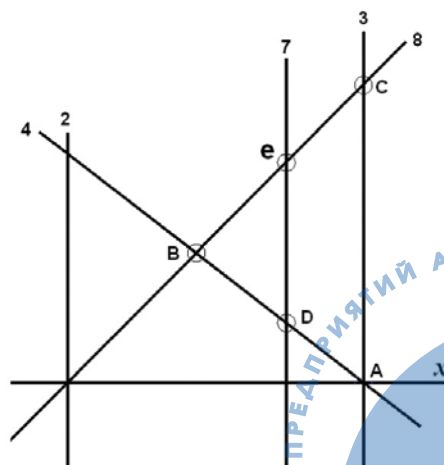


Рисунок 4



звеньев 2 и 3 дает возможность составить совместно с ведущим звеном 0 планетарный ряд второго класса 203. Кроме того, пересечение нулевых прямых 2, x и 8 позволяет установить блокировочную муфту M2 между звеном 2 и ведомым звеном x. И, наконец, параллельность нулевых прямых 2 и 7 дает возможность установить блокировочную муфту M1 между ведущим звеном 0 и звеном 2. Кинематическая схема планетарного механизма, синтезированная из указанных планетарных рядов и блокировочных муфт, представлена на рис. 5.

Таким образом, за счет удаления из состава планетарного механизма звена 5, удалось синтезировать механизм, состоящий только из двух планетарных рядов, сохранив при этом все кинематические свойства планетарного механизма, построенного по кинематической схеме фирмы GM.

Принцип работы гибридной трансмиссии с планетарным механизмом, построенным по предложенной кинематической схеме с двумя планетарными рядами, будет точно таким же, как и для планетарного механизма с тремя рядами.

Разгон с использованием энергии мощности аккумуляторов осуществляется при включенном тормозе звена 4 и увеличении частоты вращения электродвигателя В от нулевого значения (на рис. 4 точка А). При этом электродвигатель А должен находиться в нейтральном состоянии. При определенной скорости движения заводится ДВС и электродвигатель А переводится в активный режим работы.

В случае разгона только с помощью ДВС должен быть включен тормоз звена 4. Частота электродвигателя В изменяется от нулевого значения (на рис. 4 точка А) до максимального (точка В). Частота вращения электродвигателя А уменьшается от максимального значения (точка А) до минимального (точка В).

При достижении частоты вращения электродвигателя А точки В происходит переход с режима разделения мощности ДВС на входе в трансмиссию на режим со сложным разделением мощности ДВС. Для этого выключается тормоз звена 4 и включается блокировочная муфта M2. Далее частота вращения электродвигателя В должна начать уменьшаться, а частота вращения электродвигателя А вновь увеличиваться.

Наличие тормозов звеньев 3 и 4 и блокировочных муфт M1 и M2 позволяет организовать четыре режима движения с фиксированным передаточным отношением, которые отражены на плане угловых скоростей рабочими точками D, B, e и C (см. рис. 4).

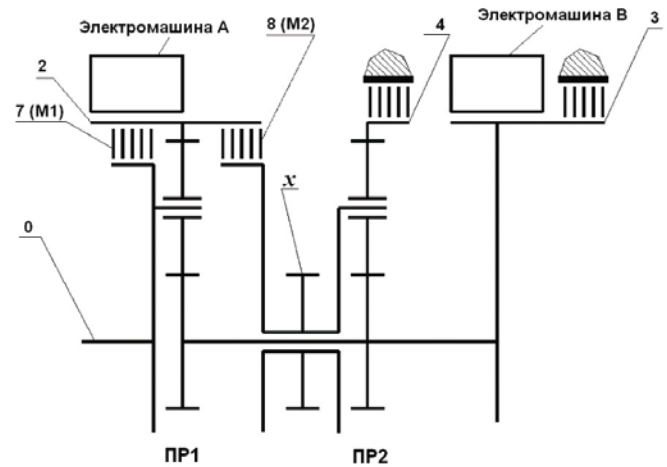


Рисунок 5

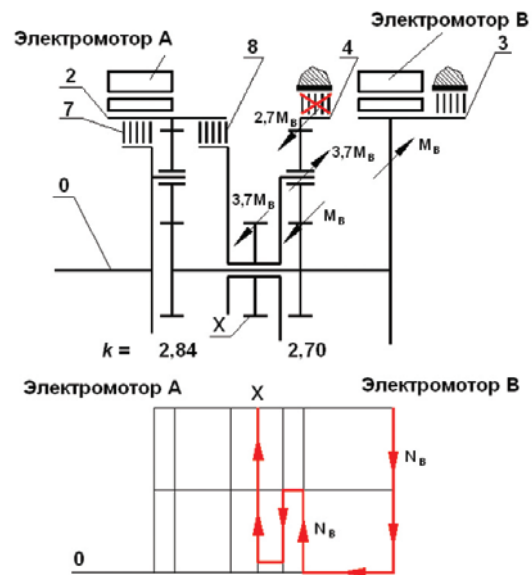


Рисунок 6

### КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ АНАЛИЗ СХЕМЫ

Запишем для каждого планетарного ряда, входящего в состав планетарного механизма, уравнение кинематической связи составляющих его звеньев [4]:

$$(1 - i_{32}) \omega_0 = \omega_3 - i_{32} \omega_2; \quad (1)$$

$$(1 - i_{34}) \omega_x = \omega_3 - i_{34} \omega_4, \quad (2)$$

где  $i_{32}$  и  $i_{34}$  — внутренние передаточные отношения соответствующих планетарных рядов, определенных при остановленном водиле;  $\omega_0$  — частота вращения ведущего звена 0 (вала ДВС);  $\omega_2$ ,  $\omega_3$  и  $\omega_4$  — частоты

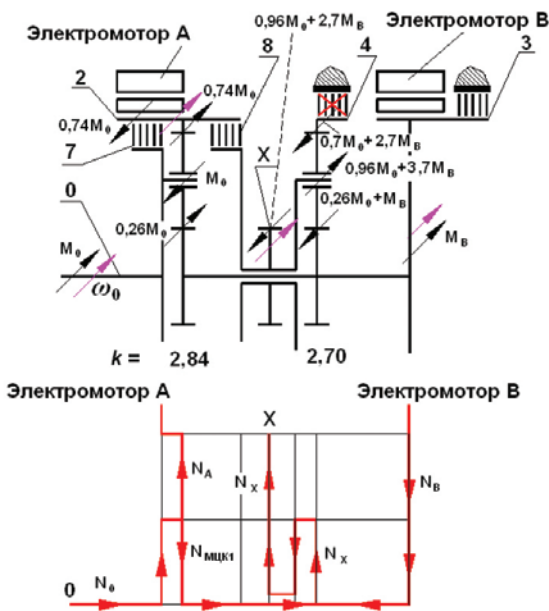


Рисунок 7

вращения соответствующих звеньев;  $\omega_x$  — частота вращения ведомого звена x.

Для разгона транспортного средства с гибридной трансмиссией, построенной по синтезированной кинематической схеме, используются три режима бесступенчатого регулирования передаточного отношения трансмиссии. На начальном этапе используется энергия только аккумуляторных батарей, а на остальных двух разгон осуществляется с использованием мощности ДВС.

При разгоне транспортного средства только за счет энергии аккумуляторных батарей энергия от них поступает в электромашину В, которая жестко соединена со звеном 3 планетарного механизма. При включенном тормозе звена 4 мощность через планетарный ряд ПР2 поступает на ведомое звено x, угловая скорость которого при условии  $\omega_4 = 0$  и  $\omega_0 = 0$  может быть определена из уравнения (2)

$$\omega_x = 1 / (1 - i_{34}) \omega_3,$$

где угловая скорость третьего звена  $\omega_3$  определяется частотой вращения электромашин В. Электромашин А при этом должно свободно вращаться с угловой скоростью

$$\omega_2 = (1 / i_{32}) \omega_3.$$

Нагруженность в этом случае элементов планетарного механизма и распределение потоков мощности представлены на рис. 6.

При определенной скорости движения транспортного средства происходит запуск ДВС и трансмиссия переходит на первый режим работы с раз-

делением мощности ДВС на входе в планетарный механизм (EVT1). После запуска ДВС выводится на некоторый установившийся режим, при этом обороты электромашин А должны, на основании (1), измениться до величины

$$\omega_2^{nep} = (1 / i_{32}) \omega_3 - (1 / i_{32}) i_{32} \cdot \omega_0.$$

Дальнейший разгон осуществляется за счет соответствующего изменения частот вращения электромашин А и В. При этом электромашин А должна работать в режиме генератора, а электромашин В — в режиме двигателя. В этом случае частоту вращения ведомого вала x можно определить из уравнений (1), (2) в зависимости от частоты вращения ведущего вала  $\omega_0$  и, например, электромотора А  $\omega_2$

$$\omega_x = (1 - i_{32}) / (1 - i_{34}) \omega_0 + i_{32} / (1 - i_{34}) \cdot \omega_2.$$

При этом частота вращения электромотора В должна изменяться по следующему закону, определяемому из уравнения (1):

$$\omega_3 = (1 - i_{32}) \omega_0 + i_{32} \omega_2.$$

Как следует из полученных зависимостей и анализа плана угловых скоростей, для увеличения частоты вращения ведомого вала  $\omega_x$  и, следовательно, скорости движения транспортного средства, частота вращения электромашин А должна уменьшаться, а электромашин В — увеличиваться.

Нагруженность звеньев планетарного механизма и распределение потоков мощности для этого режима работы трансмиссии показаны на рис. 7.

Моменты, развиваемые электромотором А и ДВС, взаимосвязанные величины, поскольку их значения определяются из условия равновесного состояния звена 2

$$M_A = k_1 / (1 + k_1) M_0,$$

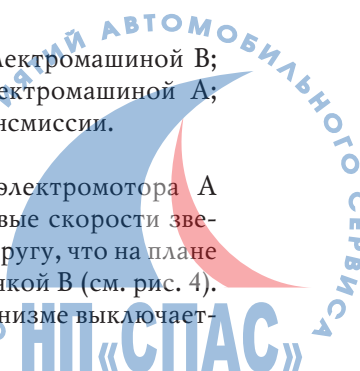
где  $M_A$  — момент, развиваемый электромотором А;  $M_0$  — момент, развиваемый ДВС;  $k_1$  — конструктивный параметр планетарного ряда ПР1.

Момент же электромашин В определяется только мощностью, подводимой к нему от электромашин А и аккумуляторной батареи. Если аккумуляторные батареи не используются, то

$$M_B = N_A / \omega_3 \cdot \eta_{эл} = M_A \omega_2 / \omega_3 \cdot \eta_{эл},$$

где  $M_B$  — момент, развиваемый электромашин В;  $N_A$  — мощность, развиваемая электромашин А;  $\eta_{эл}$  — КПД электрической части трансмиссии.

Уменьшение частоты вращения электромотора А происходит до тех пор, пока угловые скорости звеньев 2 и x не станут равными друг другу, что на плане угловых скоростей отражается точкой В (см. рис. 4). В этот момент в планетарном механизме выключает-



ся тормоз звена 4 и включается блокировочная муфта M2, соединяющая звенья 2 и x. В результате трансмиссия переходит на второй режим бесступенчатого регулирования передаточного отношения также с разделением мощности ДВС на входе (режим EVT2).

Поскольку включение блокировочной муфты происходит при равных значениях частот вращения звеньев 2 и x, то переход с режима EVT1 на режим EVT2 теоретически должен осуществляться без буксования фрикционного элемента.

Дальнейший разгон транспортного средства происходит за счет увеличения частоты вращения электромашин А и, как видно из плана угловых скоростей, уменьшения угловой скорости электромашин В (см. рис. 4).

Угловая скорость ведомого звена в этом случае, очевидно, будет равна угловой скорости вращения электромашин А  $\omega_x = \omega_2$ , а частота вращения электромашин В на основании уравнения (2) будет определяться зависимостью

$$\omega_3 = (1 - i_{32}) \omega_0 + i_{32} \omega_2.$$

Переход на режим EVT2 приводит к изменению режимов работы электромашин, т.е. электромашин А начинает работать как двигатель, а электромашин В как генератор, что соответствующим образом отражается на нагруженности и распределении потоков мощности (рис. 8).

В этом случае взаимосвязанными величинами являются моменты, развиваемые электромашин В и ДВС, и их значения определяются из условия равновесного состояния звена 3

$$M_B = 1 / (1 + k_j) M_0.$$

Момент же электромашин А определяется только мощностью, подводимой к нему от электромашин В и аккумуляторной батареи. Если аккумуляторные батареи не используются, то

$$M_A = N_B / \omega_2 \cdot \eta_{эл} = M_B \omega_3 / \omega_2 \cdot \eta_{эл}.$$

### РАСЧЕТ КПД ТРАНСМИССИИ

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.Крейнсом и М.С.Розовским [5]. В соответствии с этим методом кпд сложной передачи  $\eta_{ок}$  определяется следующим соотношением:

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

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

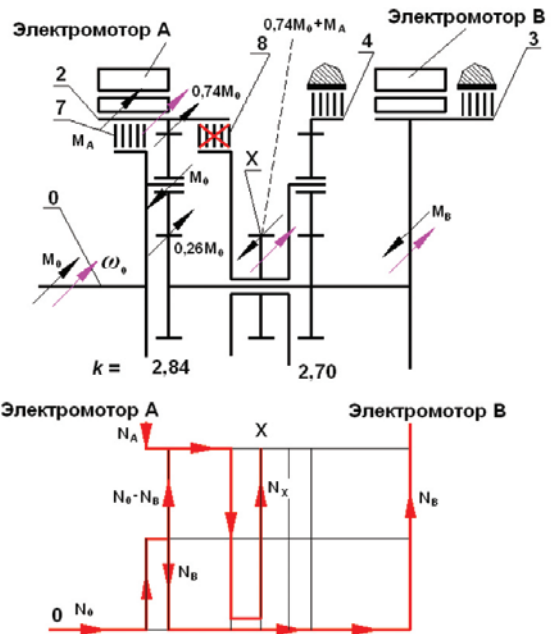


Рисунок 8

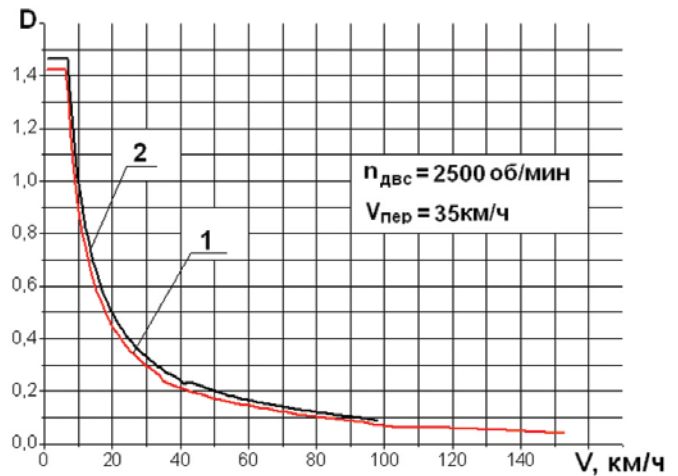


Рисунок 9

Силовое передаточное отношение определяется той же зависимостью, что и кинематическое, только в ней внутренние кинематические передаточные отношения заменяются внутренними силовыми передаточными отношениями [4].

При расчетах кпд трансмиссий были приняты следующие допущения кпд:

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

Найдем зависимости коэффициента полезного действия трансмиссии от ее передаточного отношения.

**Режим EVT1**

На этом режиме включен тормоз звена 4, и регулировка скорости транспортного средства осуществляется за счет соответствующего изменения частот вращения электромашин А и В. Ранее на основании выражений (1) и (2) были получены зависимости для определения угловых скоростей ведомого звена x и звена 3:

$$\begin{aligned} \omega_x &= (1 - i_{32}) / (1 - i_{34}) \omega_0 + i_{32} / (1 - i_{34}) \cdot \omega_2; \\ \omega_3 &= (1 - i_{32}) \omega_0 + i_{32} \omega_2. \end{aligned}$$

Преобразуем последнее уравнение к следующему виду

$$\omega_2 (i_3 - i_{32}) = (1 - i_{32}) \omega_0,$$

где  $i_3 = \omega_3 / \omega_2$  — передаточное отношение электрической части трансмиссии.

$$\text{Откуда } \omega_2 = (1 - i_{32}) / (i_3 - i_{32}) \omega_0.$$

Подставим полученную зависимость в уравнение, определяющее угловую скорость ведомого звена  $\omega_x$

$$\omega_x = [((1 - i_{32})(i_3 - i_{32}) + i_{32}(1 - i_{32})) / (1 - i_{34})(i_3 - i_{32})] \omega_0.$$

Таким образом

$$i_{ox} = \omega_0 / \omega_x = (1 - i_{34})(i_3 - i_{32}) / (1 - i_{32})(i_3 - i_{32}) + i_{32}(1 - i_{32}). \tag{3}$$

Запишем функцию, определяющую силовое передаточное отношение передачи на этом режиме

$$\tilde{i}_{ox} = (1 - i_{34} \eta^{Y_3})(i_3 \eta^{Y_1} - i_{32} \eta^{Y_2}) / [(1 - i_{32} \eta^{Y_2})(i_3 \eta^{Y_1} - i_{32} \eta^{Y_2}) + i_{32} \eta^{Y_2} (1 - i_{32} \eta^{Y_2})].$$

Определим показатель степени  $Y_1$

$$sign(Y_1) = sign(i_3 / i_{ox} \cdot \partial i_{ox} / \partial i_3).$$

Частная производная от общего кинематического передаточного отношения передачи по кинематическому передаточному отношению  $i_3$

$$\partial i_{ox} / \partial i_3 = (1 - i_{34})[(1 - i_{32})(i_3 - i_{32}) + i_{32}(1 - i_{32})] - (1 - i_{34})(i_3 - i_{32})(1 - i_{32}) / [(1 - i_{32})(i_3 - i_{32}) + i_{32}(1 - i_{32})]^2.$$

Определим показатель степени  $Y_2$

$$sign(Y_2) = sign(i_{32} / i_{ox} \cdot \partial i_{ox} / \partial i_{32}). \tag{4}$$

Поскольку внутреннее передаточное отношение планетарного ряда  $i_{32} < 0$ , а  $i_{ox} > 0$ , то первый множитель в правой части выражения (4) — отрицателен.

Частная производная от общего кинематического передаточного отношения передачи по кинематическому передаточному отношению планетарного ряда  $i_{32}$

$$\partial i_{ox} / \partial i_{32} = (1 - i_{34})[(1 - i_{32})(i_3 - i_{32}) + i_{32}(1 - i_{32})] - i_3(i_{34} - 1)(i_3 - i_{32}) / [(1 - i_{32})(i_3 - i_{32}) + i_{32}(1 - i_{32})]^2.$$

Определим показатель степени  $Y_3$

$$sign(Y_3) = sign(i_{34} / i_{ox} \cdot \partial i_{ox} / \partial i_{34}). \tag{5}$$

Поскольку внутреннее передаточное отношение планетарного ряда  $i_{34} < 0$ , а  $i_{ox} > 0$ , то первый множитель в правой части выражения (5) — отрицателен.

Частная производная от общего кинематического передаточного отношения передачи по кинематическому передаточному отношению планетарного ряда  $i_{34}$

$$\partial i_{ox} / \partial i_{34} = (i_{32} - i_3)[(1 - i_{32})(i_3 - i_{32}) + i_{32}(1 - i_{32})] / [(1 - i_{32})(i_3 - i_{32}) + i_{32}(1 - i_{32})]^2.$$

**Режим EVT2**

Для этого режима ранее были получены зависимости, позволяющие определить угловые скорости ведомого звена x и звена 3:

$$\begin{aligned} \omega_x &= \omega_2; \\ \omega_3 &= (1 - i_{32}) \omega_0 + i_{32} \omega_2. \end{aligned}$$

Проведя преобразования, аналогичные предыдущим, получим

$$\omega_x = (1 - i_{32}) / (i_3 - i_{32}) \omega_0,$$

где  $i_3 = \omega_3 / \omega_2$  — передаточное отношение электрической части трансмиссии, или

$$i_{ox} = \omega_0 / \omega_x = (i_3 - i_{32}) / (1 - i_{32}). \tag{6}$$

Запишем функцию, определяющую силовое передаточное отношение передачи на этом режиме

$$\tilde{i}_{ox} = i_3 \eta^{Y_1} - i_{32} \eta^{Y_2} / (1 - i_{32} \eta^{Y_2}).$$

Определим показатель степени  $Y_1$

$$sign(Y_1) = sign(i_3 / i_{ox} \cdot \partial i_{ox} / \partial i_3).$$

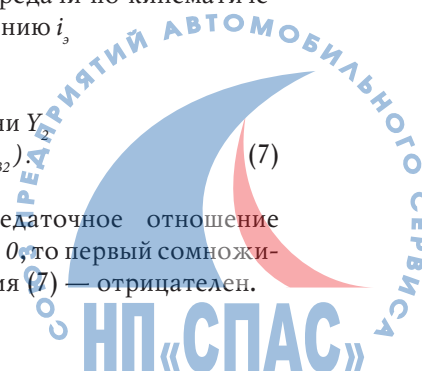
Частная производная от общего кинематического передаточного отношения передачи по кинематическому передаточному отношению  $i_3$

$$\partial i_{ox} / \partial i_3 = (1 - i_{32}) / (1 - i_{32})^2.$$

Определим показатель степени  $Y_2$

$$sign(Y_2) = sign(i_{32} / i_{ox} \cdot \partial i_{ox} / \partial i_{32}). \tag{7}$$

Поскольку внутреннее передаточное отношение планетарного ряда  $i_{32} < 0$ , а  $i_{ox} > 0$ , то первый множитель в правой части выражения (7) — отрицателен.



Частная производная от общего кинематического передаточного отношения передачи по кинематическому передаточному отношению планетарного ряда  $i_{32}$

$$\frac{di_{ox}}{di_{32}} = -((1 - i_{32}) + (i_3 - i_{32})) / (1 - i_{32}).$$

График изменения динамического фактора автомобиля, характеристики которого были использованы при тягово-динамическом анализе транспортных средств с гибридными трансмиссиями, построенными по схемам Toyota и GM [1, 2], представлен на рис. 9 (кривая 1). Кроме того, для сравнения на этом же рисунке показано изменение динамического фактора для того же автомобиля, но с гибридной трансмиссией, построенной по схеме GM (кривая 2). Эти графики были построены при условии постоянства угловой скорости ДВС и скорости перехода с режима движения только на энергии аккумуляторных батарей на режим движения только на мощности ДВС  $V_{пер} = 35$  км/ч.

Как видно, графики изменения динамического фактора для автомобиля с гибридной трансмиссией, построенной по предложенной кинематической схеме и схеме фирмы GM, практически совпадают. Кроме того, предложенная схема при всех равных условиях обеспечивает движение автомобиля с гораздо большей скоростью.

Высокие значения динамического фактора в начале разгона свидетельствуют о том, что можно использовать электромашины гораздо меньшей мощности. Как было показано в [3], мощность можно уменьшить в три раза по сравнению с электромашинами, используемыми в трансмиссии THS.

Таким образом, предложенная кинематическая схема гибридной трансмиссии позволяет помимо снижения мощности используемых электромашин за счет использования только двух планетарных уменьшить по сравнению со схемой фирмы GM и габаритно-массовые показатели механической части. Все вместе позволяет разработать компактную гибридную трансмиссию, обеспечивающую два режима бесступенчатого регулирования передаточного отношения и четыре режима движения с фиксированными передаточными отношениями.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Котиев Г.О., Нагайцев М.В., Харитонов С.А. Метод расчета динамических характеристик транспортного средства с гибридной трансмиссией THS // Журнал автомобильных инженеров. №5, 2010.
2. Котиев Г.О., Нагайцев М.В., Харитонов С.А. Метод расчета динамических характеристик транспортного средства с гибридной трансмиссией THS // Журнал автомобильных инженеров. №6, 2010.
3. Котиев Г.О., Нагайцев М.В., Харитонов С.А. Метод расчета динамических характеристик транспортного средства с гибридной трансмиссией, построенной по схеме GM // Журнал автомобильных инженеров. №3, 2011.
4. Красеньков В.И., Вашец А.Д. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин. — М.: Машиностроение. 1986. — 273 с.
5. Крейнес М.А., Розовский М.С. Зубчатые механизмы. — М.: Наука. 1972. — 427 с.