

УДК 681.52:629.114

Управление трансмиссией транспортно-технологических машин на режиме разгона

Плужников Б. И.^{1,*}

[*pluz-bor@mail.ru](mailto:pluz-bor@mail.ru)

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Управление трансмиссиями транспортно-технологических машин в большинстве конструкций осуществляется автоматическими системами, при создании которых необходимо задавать алгоритмы и параметры их работы. В общем балансе рабочего времени ТТМ преобладающим является режим разгона. Поэтому алгоритм изменения передаточного отношения трансмиссии при разгоне во многом обеспечивает необходимые технико-эксплуатационные показатели машин. Процесс разгона предлагается оценивать двумя критериями - временем и расходом топлива при разгоне до фиксированного значения скорости. Наилучших показателей одновременно добиться невозможно. Получены аналитические функции, которые используются для определения значений скоростей движения ТТМ, при достижении которых следует изменять передаточное отношение в трансмиссии. Решение базируется на теории обыкновенных максимумов и минимумов.

Ключевые слова: транспортно-технологическая машина, разгон, трансмиссия, передаточное отношение

В настоящее время на транспортно-технологических машинах (ТТМ), к которым относятся автомобили, сельскохозяйственные машины, дорожно-строительная техника и т.п., применяются различные по типам и конструкциям трансмиссии. Переменность условий работы таких машин, а также разнообразие режимов движения требует постоянного управления двигателем и трансмиссией. Если управление двигателем все ещё является функцией человека, то в большинстве ТТМ управление трансмиссией осуществляется автоматическими системами, которые при современном уровне развития электроники позволяют обеспечить наилучшие технико-эксплуатационные показатели машин.

Движение транспортно-технологических машин состоит из ряда характерных этапов, которые разделяют по изменению скорости на установившиеся – движение с постоянной средней скоростью и неустановившиеся режимы – движение с переменной скоростью (разгон и торможение). В общем балансе рабочего времени ТТМ преобладающими являются неустановившиеся режимы, доля которых в зависимости от назначения машины может достигать 75-90%, причем на режим разгона приходится около половины этого времени[1,2].

На установившемся режиме выбор передаточного отношения в трансмиссии определяется необходимостью движения с требуемой скоростью при минимальных затратах то-

плива. При торможении важнейшим является безопасность. На режиме разгона необходимо найти и реализовать такой алгоритм изменения передаточного отношения трансмиссии, который обеспечит необходимые его качества.

Для оценки режима разгона необходимо определить критерии его оценки. Известно, что разгон оценивается по его динамике и по его экономичности, а так же доказано, что невозможно добиться наилучших показателей одновременно [3].

В разное время предлагалось много критериев оценки процесса разгона, но большинство из них предназначаются для сравнения разгонов разных по конструкции машин. С точки зрения их применимости к рассматриваемой задаче, это совершенно не нужно, т.к. сравнению подлежат разгоны одной машины.

Требования, которые можно предъявить к нужным нам критериям оценки, можно сформулировать так. Критерий должен измерять подлинную эффективность процесса, иметь физический смысл, количественную характеристику и выражаться в определенных единицах и, что ещё важно, легко измеряться при экспериментальных исследованиях.

Наиболее полно этим требованиям отвечают время и расход топлива при разгоне до фиксированного значения скорости. Действительно, самым динамичным будет такой процесс разгона, при котором ТТМ достигает требуемой скорости за минимальное время, и наилучшим по экономичности, при котором для достижения заданной скорости будет затрачено наименьшее количество топлива. Процессы разгона ТТМ до некоторой конечной скорости V_k при разной подаче топлива $h_1 > h_2 > h_3$ показаны на рис. 1.

Наилучшим по динамичности, из представленных на рисунке процессов, будет разгон h_1 , хотя по расходу топлива он уступает разгону h_2 . Влиять на показанные зависимости можно подбирая соответствующие моменты изменения передаточных отношений, т.е. определять значения параметров управления.

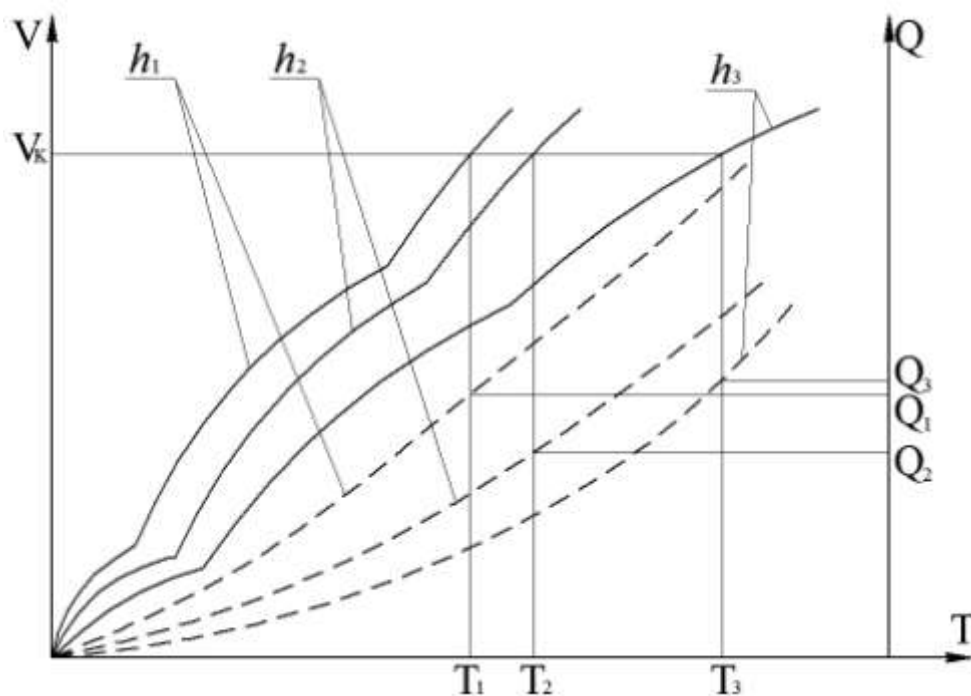


Рис.1. Критерии оценки процесса разгона

Время разгона T от начальной скорости V_H до конечной V_K может быть определено так:

$$T = \int_{V_H}^{V_K} \frac{1}{j(V)} dV = \int_{V_H}^{V_{U1}} \frac{1}{j_1(V)} dV + \int_{V_{U1}}^{V_{U2}} \frac{1}{j_2(V)} dV + \dots + \int_{V_{Ui}}^{V_K} \frac{1}{j_i(V)} dV ,$$

где $j(V)$ - ускорение ТТМ.

За время разгона будет израсходовано следующее количество топлива:

$$Q = \int_{V_H}^{V_K} \frac{G_T(V)}{j(V)} dV = \int_{V_H}^{V_{U1}} \frac{G_{T1}(V)}{j_1(V)} dV + \int_{V_{U1}}^{V_{U2}} \frac{G_{T2}(V)}{j_2(V)} dV + \dots + \int_{V_{Ui}}^{V_K} \frac{G_{Ti}(V)}{j_i(V)} dV ,$$

здесь $G_T(V)$ - часовой расход топлива.

Задача формулируется следующим образом: определить значения скоростей движения ТТМ, при которых следует изменять передаточное отношение в трансмиссии V_{Ui} , доставляющие представленным интегралам минимальные значения при фиксированной подаче топлива. Последнее условие определенным образом ограничивает задачу, но, к сожалению, это управляющее воздействие не входит в данные зависимости в явном виде.

Решение задачи можно предположить на основе вариационных методов. Такой путь решения предполагает определение функций $\frac{1}{j(V)}$, реализующих минимумы представленных выше функционалов, а затем, воспользовавшись ими, найти значения скоростей движения, соответствующие моментам изменения передаточных отношений в трансмиссии. Однако, при этом к этим функциям предъявляется требование непрерывности второй производной, которому они не удовлетворяют.

Другой способ решения предполагает использование теории обыкновенных максимумов и минимумов, которая позволяет отыскивать неизвестные значения независимых переменных. В данном случае необходимо найти выражение подынтегральных функций в явном виде [4].

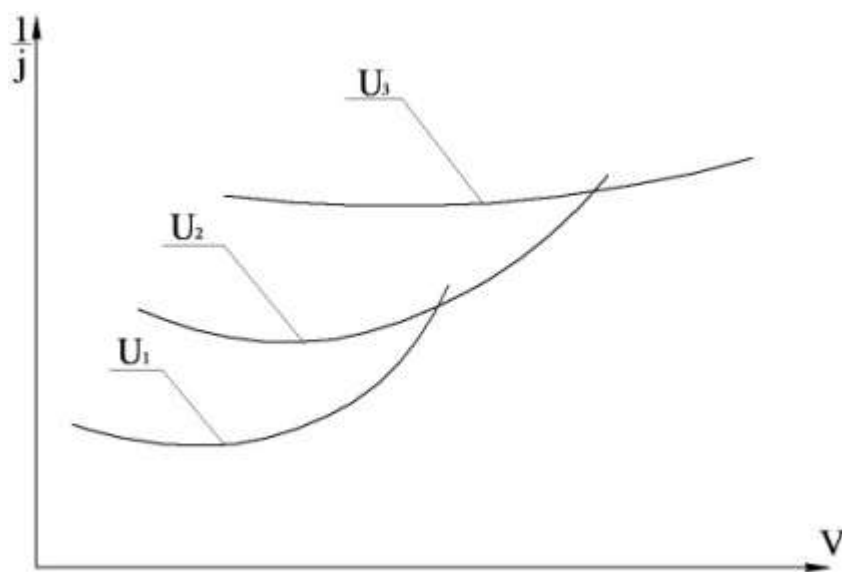


Рис. 2. Ориентировочный вид подынтегральных функций

Обычно для определения кинематических параметров движения, таких как скорость и ускорение, ТТМ рассматривают в виде материального тела с одной степенью свободы движущегося под воздействием внешних сил. По сути это обратная задача динамики и поэтому справедливо следующее уравнение.

$$m^{np} j(V) = F_D^{np} - F_C^{np},$$

здесь m^{np} - приведенная масса ТТМ, обладающая инерционными свойствами, идентичными сумме инерционных свойств всех участвующих в движении масс;

F_D^{np} и F_C^{np} - соответственно приведенные движущая сила и сила сопротивления, совершающие работу идентичную сумме работ всех внешних по отношению к ТТМ сил.

Дальнейшее решение зависит от свойств коэффициентов этого уравнения. Приведенная масса m^{np} не зависит от скорости движения, но зависит от передаточного отношения трансмиссии и, в случае применения механизмов с непрерывным его изменением (например, вариаторы и гидродинамические трансформаторы), это необходимо учитывать. Но для большинства конструкций трансмиссий ТТМ приведенная масса может быть принята величиной постоянной.

Приведенная движущая сила F_D^{np} определяется характеристиками двигателя $M_{\text{дв}}(h, \omega_{\text{дв}})$, трансмиссии $U_{\text{тр}}(\omega_{\text{дв}}, \omega_{\text{движ}})$ и движителя $U_{\text{движ}}(K, L, \omega_{\text{движ}}, V)$. Существующие конструкции ТТМ предполагают применение разнообразных двигателей: двигатели внутреннего сгорания, электрические, комбинированные и другие, для описания работы которых используют скоростные характеристики, являющиеся функциями параметра управления нагрузкой h и скорости вращения вала двигателя $\omega_{\text{дв}}$. Связь двигателя с движителем осуществляется трансмиссией, основным параметром которой является передаточное отношение $U_{\text{тр}}$. Изменение данного параметра возможно дискретным образом (ступенчатые передачи), непрерывно (вариаторы) и комбинированно (гидродинамические передачи). Окончательное формирование движущей силы производится движителем, конструкций которого также много (колесные, гусеничные и другие), для описания которого используются конструктивные параметры K и учитываются условия движения L . В определенных случаях необходим учет проскальзывания (буксования) движителя по опорной поверхности, что необходимо для отражения факта несовпадения расчетной скорости движителя $\omega_{\text{движ}}$ и скорости ТТМ V .

Приведенная сила сопротивления F_C^{np} складывается из двух основных составляющих: суммарной силы сопротивления опорной поверхности движению ТТМ и силы сопротивления воздуха.

Учитывая многообразие возможных вариантов конструкции ТТМ, продолжим решение задачи на конкретном примере, что упростит математические выкладки и облегчит понимание получаемых результатов. В качестве ТТМ рассмотрим легковой автомобиль с бензиновым двигателем и автоматической трансмиссией, включающую в себя гидродинамический трансформатор (ГДТ) и трехступенчатую коробку перемены передач.

Движущая сила, приложенная к колесам автомобиля, определяется по формуле:

$$F_{\text{д}}^{\text{np}} = M_{\text{ов}} U_{\text{mp}} U_{\text{движ}} = M_{\text{нк}} k_{\text{зdm}} U_{\text{mp}} \frac{1}{r_{\text{к}}} = \lambda_{\text{зdm}} \omega_{\text{нк}}^2 k_{\text{зdm}} U_{\text{mp}} \frac{1}{r_{\text{к}}}.$$

Насосное колесо ГДТ жестко связано с коленчатым валом двигателя, поэтому момент на нем $M_{\text{нк}}$ равен $M_{\text{ов}}$. Затем он трансформируется в момент на турбинном колесе ГДТ, что учитывается коэффициентом трансформации $k_{\text{зdm}}$. Крутящий момент на двигателе (колесе) определяется с учетом передаточного отношения механической части трансмиссии U_{mp} и пересчитывается в движущую силу через радиус колеса $r_{\text{к}}$. Момент на насосном колесе рассчитывается по известной формуле $M_{\text{нк}} = \lambda_1 \gamma D_a^5 \omega_{\text{нк}}^2 = \lambda_{\text{зdm}} \omega_{\text{нк}}^2$, здесь λ_1 - коэффициент входного момента; γ - удельный вес жидкости; D_a - активный диаметр ГДТ. Потерями в трансмиссии для упрощения решения пренебрегаем, а учет буксования колес в такой постановке задачи невозможен.

Сила сопротивления, как указывалось ранее, определяется так:

$$F_{\text{np}}^{\text{с}} = F_{\psi} + F_{\text{w}} = \psi m^{\text{np}} g + kfV^2.$$

В этой формуле ψ - коэффициент сопротивления движению, g - ускорение свободного падения, kf - фактор сопротивления воздуха.

Сделав подстановки в исходное уравнение, соответствующие алгебраические преобразования и учтя основные кинематические зависимости, получим в явном виде выражение для подынтегральных функций, необходимое для определения времени разгона.

$$j = \frac{1}{m^{\text{np}}} (\lambda_{\text{зdm}} k_{\text{зdm}} \frac{U_{\text{mp}}}{U_{\text{зdm}}^2} \frac{1}{r_{\text{к}}} - kf) V^2 - \psi g \quad \text{или} \quad j = aV^2 - b.$$

Определим время разгона автомобиля до конечной скорости.

$$\begin{aligned} T &= \int_{V_{\text{н}}}^{V_{\text{к}}} \frac{1}{j(V)} dV = \int_{V_{\text{н}}}^{V_{U1}} \frac{1}{j_1(V)} dV + \int_{V_{U1}}^{V_{U2}} \frac{1}{j_2(V)} dV + \int_{V_{U2}}^{V_{\text{к}}} \frac{1}{j_i(V)} dV = \\ &= \int_{V_{\text{н}}}^{V_{U1}} \frac{1}{a_1 V^2 - b_1} dV + \int_{V_{U1}}^{V_{U2}} \frac{1}{a_2 V^2 - b_2} dV + \int_{V_{U2}}^{V_{\text{к}}} \frac{1}{a_3 V^2 - b_3} dV = \\ &= \frac{1}{2\sqrt{a_1 b_1}} \left(\ln \frac{V_{U1} - \sqrt{\frac{b_1}{a_1}}}{V_{U1} + \sqrt{\frac{b_1}{a_1}}} - \ln \frac{V_{U\text{н}} - \sqrt{\frac{b_1}{a_1}}}{V_{U\text{н}} + \sqrt{\frac{b_1}{a_1}}} \right) + \frac{1}{2\sqrt{a_2 b_2}} \left(\ln \frac{V_{U2} - \sqrt{\frac{b_2}{a_2}}}{V_{U2} + \sqrt{\frac{b_2}{a_2}}} - \ln \frac{V_{U1} - \sqrt{\frac{b_2}{a_2}}}{V_{U1} + \sqrt{\frac{b_2}{a_2}}} \right) + \frac{1}{2\sqrt{a_3 b_3}} \left(\ln \frac{V_{\text{к}} - \sqrt{\frac{b_3}{a_3}}}{V_{\text{к}} + \sqrt{\frac{b_3}{a_3}}} - \ln \frac{V_{U2} - \sqrt{\frac{b_3}{a_3}}}{V_{U2} + \sqrt{\frac{b_3}{a_3}}} \right) \end{aligned}$$

Необходимым условием существования экстремума функции является равенство нулю её частных первых производных:

$$\begin{aligned} \frac{dT}{dV_{U1}} &= \frac{1}{a_1 V_{U1}^2 - b_1} - \frac{1}{a_2 V_{U2}^2 - b_2} = \frac{1}{j_1(V)} - \frac{1}{j_2(V)} = 0 \\ \frac{dT}{dV_{U2}} &= \frac{1}{a_2 V_{U2}^2 - b_2} - \frac{1}{a_3 V_{U2}^2 - b_3} = \frac{1}{j_2(V)} - \frac{1}{j_3(V)} = 0 \end{aligned}$$

Полученный результат говорит о том, что экстремальные точки соответствуют точкам пересечения кривых ускорений на смежных передачах. На первый взгляд это довольно очевидный результат. Однако проведенные математические выкладки позволяют получить аналитическую зависимость для определения скоростей ТТМ, соответствующих моментам изменения передаточных отношений в трансмиссии.

$$V_{Ui} = \sqrt{\frac{b_i - b_{i+1}}{a_i - a_{i+1}}}.$$

Для доказательства того, что данные значения скоростей доставляют минимум функции времени разгона, воспользуемся достаточным условием существования экстремума.

$$\begin{aligned}\frac{d^2T}{dV_{U1}^2} &= \frac{2a_2V_{U1}}{(a_2V_{U1}^2 - b_2)^2} - \frac{2a_1V_{U1}}{(a_1V_{U1}^2 - b_1)^2} > 0 \\ \frac{d^2T}{dV_{U2}^2} &= \frac{2a_3V_{U2}}{(a_3V_{U2}^2 - b_3)^2} - \frac{2a_2V_{U2}}{(a_2V_{U2}^2 - b_2)^2} > 0\end{aligned}$$

Итоговое достаточное условие экстремума выглядит следующим образом:

$$V_{Ui} > \sqrt{\frac{b_i - b_{i+1} \left(\frac{a_i}{a_{i+1}}\right)^{\frac{1}{2}}}{a_i - a_{i+1} \left(\frac{a_i}{a_{i+1}}\right)^{\frac{1}{2}}}}$$

Анализ этого неравенства предполагает проведение некоторых алгебраических преобразований, которые по своей сути просты, но громоздки и поэтому не приводятся. Результат можно сформулировать так: скорости соответствующие моментам изменения передаточных отношений в трансмиссии ТТМ, лежащие до точек пересечения кривых $\frac{1}{j(V)}$ могут доставлять минимум функции времени $T(V)$.

Определение моментов изменения передаточного отношения в трансмиссии ТТМ, обеспечивающих наименьший расход топлива при разгоне можно провести, используя аналогичную методику решения. Следовательно, необходимо иметь аналитическую зависимость для определения часового расхода топлива $G_T(V)$. Но такой аналитической зависимости не существует, т.к. часовой расход двигателей определяется экспериментально при скоростных стендовых испытаниях. Выходом в такой ситуации является использование некоторой аппроксимирующей функции, в качестве которой с достаточной степенью точности можно использовать многочлен второй степени.

$$G_T = c_0 + c_1V + c_2V^2$$

Тогда расход топлива при разгоне с постоянным передаточным отношением (на конкретной передаче) определяется по формуле

$$Q_i = \int_{V_{Ui}}^{V_{Ui+1}} \frac{G_T(V)}{j(V)} dV = \int_{V_{Ui}}^{V_{Ui+1}} \frac{c_0 + c_1V + c_2V^2}{a_iV^2 - b_i} dV = \int_{V_{Ui}}^{V_{Ui+1}} \frac{c_0}{a_iV^2 - b_i} dV + \int_{V_{Ui}}^{V_{Ui+1}} \frac{c_1V}{a_iV^2 - b_i} dV + \int_{V_{Ui}}^{V_{Ui+1}} \frac{c_2V^2}{a_iV^2 - b_i} dV =$$

$$= \frac{1}{2a_i} \left(-\frac{c_0^i}{\sqrt{\frac{b_i}{a_i}}} + c_2^i \sqrt{\frac{b_i}{a_i}} \right) \left(\ln \frac{V_{U_{i+1}} - \sqrt{\frac{b_i}{a_i}}}{V_{U_{i+1}} + \sqrt{\frac{b_i}{a_i}}} - \ln \frac{V_{U_i} - \sqrt{\frac{b_i}{a_i}}}{V_{U_i} + \sqrt{\frac{b_i}{a_i}}} \right) + \frac{c_1^i}{2a_i} \ln \frac{V_{U_{i+1}}^2 - \frac{b_i}{a_i}}{V_{U_i}^2 - \frac{b_i}{a_i}} + \frac{c_2^i}{a_i} (V_{U_{i+1}} - V_{U_i})$$

Используя полученную формулу как базовую, определяется общий вид зависимости для расчета расхода топлива.

$$Q = \int_{V_n}^{V_k} \frac{G_T(V)}{j(V)} dV = \int_{V_n}^{V_{U1}} \frac{G_{T1}(V)}{j_1(V)} dV + \int_{V_{U1}}^{V_{U2}} \frac{G_{T2}(V)}{j_2(V)} dV + \dots + \int_{V_{Ui}}^{V_k} \frac{G_{Ti}(V)}{j_i(V)} dV$$

Из необходимого условия существования экстремума функции определяем скорости ТТМ, соответствующие моментам изменения передаточных отношений в трансмиссии.

$$\frac{dQ}{dV_{U_i}} = \frac{c_0^i + c_1^i V_{U_i} + c_2^i V_{U_i}^2}{a_i V_{U_i}^2 - b_i} - \frac{c_0^{i+1} + c_1^{i+1} V + c_2^{i+1} V^2}{a_{i+1} V_{U_i}^2 - b_{i+1}} = \frac{G_{Ti}(V)}{j_i(V)} - \frac{G_{Ti+1}(V)}{j_{i+1}(V)} = 0$$

Полученный результат позволяет сделать вывод, что моменты изменения передаточного отношения в трансмиссии должны соответствовать точкам пересечения кривых показателя $\frac{G_{Ti}(V)}{j_i(V)}$. Сами значения скорости ТТМ в моменты переключения передач находятся из решения следующего уравнения.

$$(c_2^i a_{i+1} - c_2^{i+1} a_i) V_{U_i}^4 + (c_1^i a_{i+1} - c_1^{i+1} a_i) V_{U_i}^3 + (c_0^i a_{i+1} - c_0^{i+1} a_i + c_2^{i+1} b_i - c_2^i b_{i+1}) V_{U_i}^2 + (c_1^{i+1} b_i - c_1^i b_{i+1}) V_{U_i} + (c_0^{i+1} b_i - c_0^i b_{i+1}) = 0$$

Проверку достаточного условия достижения экстремума можно получить не аналитически, а с помощью метода сравнения знаков первых частных производных при значениях скоростей переключения несколько больших и несколько меньших, чем вычисленные по этому уравнению. Если знак функции $\frac{dQ}{dV_{U_i}}$ переходит от знака минус к знаку плюс, то при данном значении V_{U_i} имеется минимум. Проведенные автором расчеты показали, что определяемые предложенным способом значения скоростей всегда обеспечивают данной функции минимальные значения.

В заключение этой статьи можно сделать вывод, что в случае оценки процесса разгона ТТМ по критериям времени T и расхода топлива Q , существуют значения скоростей движения V_{U_i} , доставляющие им минимальные значения. При определенных допущениях возможно аналитическое описание функций $T(V)$ и $Q(V)$, которое используется в дальнейшем для определения значений скоростей движения ТТМ, при которых следует изменять передаточное отношение в трансмиссии. На рис.3 показан результат применения полученных формул для определения так называемых законов переключения передач для легкового автомобиля с автоматической гидромеханической передачей.

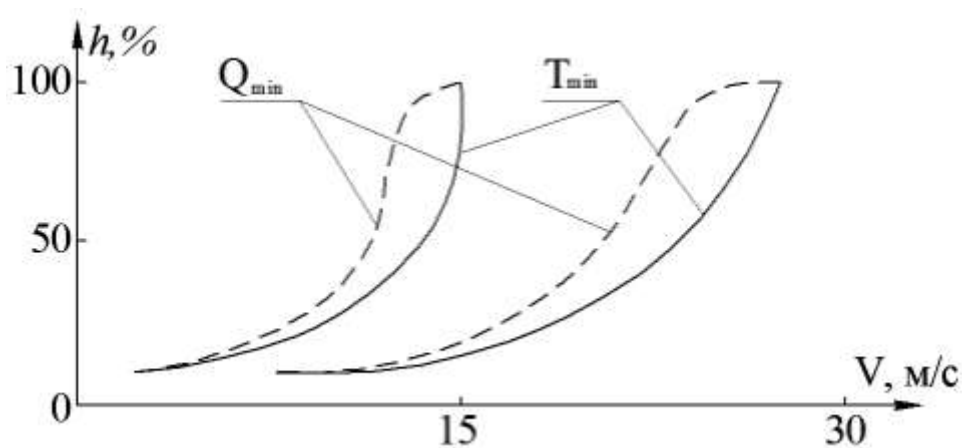


Рис.3. Законы переключения передач

Список литературы

1. ГОСТ Р 54810-2001. Автомобильные транспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний. Введ. 2012-09-01. М.: Стандартиформ, 2012. 21 с.
2. Гусаков С.В., Марков В.А., Михрячев Д.В. Расчетно-экспериментальная методика корректировки ездового цикла для фазы движения транспортного средства в городских условиях // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. № 5. С. 23-30.
3. Плужников Б.И. Исследование законов переключения передач автоматической гидромеханической трансмиссии легкового автомобиля на режиме разгона: автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 1982. 16 с.
4. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров: пер. с англ. М.: Наука, 1973. 832 с.

Transmission Control of Transport and Technological Cars in Acceleration Mode

B.I. Plujnikov^{1,*}

[*pluz-bor@mail.ru](mailto:pluz-bor@mail.ru)

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: transport-technological machine, acceleration, transmission gear ratio

In most structures a transmission of the transport-technological machine (TTM) is controlled by automatic systems. In their creating it is necessary to specify the appropriate parameters and algorithms. In the total balance of the machine run time the acceleration mode is the most important. Therefore, an algorithm of the transmission gear ratio change during acceleration largely provides desirable rating of machines.

It is known that the process of acceleration is estimated by its dynamic quality and fuel economy. To reach the best rating of both simultaneously is impossible. Therefore, as the criteria of estimate, were chosen the time and fuel consumption during acceleration to a fixed speed value.

From a mathematical point of view, these criteria represent the sum of integrals, each of which defines the time or the fuel consumption during acceleration with a certain transmission gear ratio. The problem is formulated as follows: to determine the speed values of the TTM at the moments when the transmission gear ratio is changed providing the minimum values during fixed fuel supply for the estimate criteria. The latter condition in a certain way limits the task, but in explicit form there is no this control action in the dependence data.

Given the variety of possible design options for the TTM, the solution is given by a specific example that simplifies the mathematics and makes it easier to understand the results obtained. As a TTM, is considered a passenger car with petrol engine and automatic transmission, which includes a hydrodynamic transformer and three-speed gearbox.

A chosen way of solving the problem involves using the theory of ordinary maxima and minima, which allows finding the unknown values of independent variables. The expressions of sub-integral functions are in explicit form obtained and studied for meeting the necessary and sufficient conditions for existence of the extreme point. The result was a proof that in the case of evaluation process of TTM acceleration, according to the criteria of time and fuel consumption, there are the speed values, corresponding to the moments of the gear ratio change, which provide the minimum values for them.

References

1. GOST R 54810-2001. *Avtomobil'nye transportnye sredstva. Toplivnaya ekonomichnost'. Metody ispytaniy* [State Standard of RF. Motor vehicles. Fuel economy. Test methods]. Moscow, Standards Publishing House, 2012. 21 p. (in Russian).
2. Gusakov S.V., Markov V.A., Mikhryachev D.V. Experiment-calculated method to adjust a drive cycle for vehicle motion phase in urban conditions. *Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie = Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2012, no. 5, pp. 23-30. (in Russian).
3. Pluzhnikov B.I. *Issledovanie zakonov pereklyucheniya peredach avtomaticheskoi gidromekhanicheskoi transmissii legkovogo avtomobilya na rezhime razgona. Avtoreferat kand. diss.* [Study of the laws of gear change of automatic hydromechanical transmission of car during dispersal mode. Abstract of cand. diss.]. Moscow, 1982. 16 p. (in Russian).
4. Korn G., Korn T. *Mathematical Handbook for scientists and engineers. Definitions, Theorems and Formulas for Reference and Review*. McGraw-Hill Book Company, Inc., New-York, Toronto, London, 1961. 943 p. (Russ. ed.: Korn G., Korn T. *Spravochnik po matematike dlia nauchnykh rabotnikov i inzhenerov*. Moscow, Nauka Publ., 1968. 720 p.).