

2. Гришкевич, А. И. Проектирование трансмиссий автомобилей: справочник / А. И. Гришкевич. – М. : Машиностроение, 1984. – 272 с.

3. Лукин, П. П. Конструирование и расчет автомобиля / П. П. Лукин [и др.]. – М. : Машиностроение, 1984. - 376 с.

4. Осепчугов, В. В. Автомобиль. Анализ конструкции и элементы расчета / В. В. Осепчугов, А. К. Фрумкин. – М. : Машиностроение, 1989. – 304 с.

Представлено 01.04.2021

УДК 629.113(075.8)

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ АДЕКВАТНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ
КАЧЕСТВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ
С МЕХАНИЧЕСКОЙ И АВТОМАТИЧЕСКОЙ
ТРАНСМИССИЕЙ**

**ENSURING ADEQUATE DYNAMIC QUALITIES OF PASSENGER
CARS WITH MANUAL AND AUTOMATIC TRANSMISSIONS**

Е. В. Волков, канд. техн. наук, доц.,
Тихоокеанский государственный университет, г. Хабаровск, Россия
E. V. Volkov, Ph.D. in Engineering, Associate profes,
Pacific State University, Khabarovsk, Russia

В настоящее время на легковых автомобилях широкое распространение получили автоматические трансмиссии с гидромеханическими передачами, которые устанавливаются вместо фрикционного сцепления и коробки передач механической трансмиссии. Применение автоматической трансмиссии позволяет улучшить тягово-скоростные свойства автомобиля, поэтому автозаводами предусмотрена комплектация одних и тех же автомобилей различными типами трансмиссий, а также возможность их замены в эксплуатации. В статье рассмотрены вопросы обеспечения адекватных динамических качеств при замене механической трансмиссии на автоматическую.

Currently, automatic transmissions with hydromechanical transmissions, which are installed in the form of a friction clutch and a manual transmission transmission, are widely used in passenger cars. The use of an automatic transmission makes it possible to improve the traction and speed properties of the car, therefore, car factories provide for completing the same cars with different types of transmissions, as well as the possibility of replacing them in operation. The article considers the issues of ensuring adequate dynamic qualities when replacing a manual transmission with an automatic one.

Ключевые слова: автомобиль, трансмиссия, гидромеханическая передача, гидротрансформатор, приемистость автомобиля, мощность двигателя, мощность сопротивления движению, динамический фактор, максимальное ускорение.

Keywords: car, transmission, hydro-mechanical transmission, torque converter, car pickup, engine power, power of resistance to movement, dynamic factor, maximum acceleration.

Все автомобили, сходящие с конвейера автозавода, проходят полигонные испытания с целью проверки соответствия тягово-скоростных свойств нормируемым или рекомендуемым значениям показателей, а также сравнительной оценки этих показателей у различных автомобилей. Методы оценки тягово-скоростных свойств могут быть использованы для решения двух задач: анализа – определения скоростей, ускорений и предельных дорожных условий, в которых возможно движение автомобиля с заданными конструктивными параметрами; синтеза – определения конструктивных параметров, которые могут обеспечить заданные значения скоростей и ускорений в заданных дорожных условиях.

В нормативных документах, определяющих методы оценки тягово-скоростных свойств автомобилей, приводится комплекс критериев, позволяющих провести их объективную сравнительную оценку в соответствии с ГОСТ, согласно которого основными оценочными показателями тягово-скоростных свойств автомобилей являются максимальная скорость и параметры приемистости: время и путь разгона до заданной скорости и максимально возможные ускорения при разгоне на различных передачах. Эти показатели могут быть определены графическим способом

с использованием тяговых и динамических характеристик, а подтверждены экспериментально.

Максимальная скорость, развиваемая автомобилем на горизонтальном, ровном участке дороги с асфальтобетонным покрытием, определяется путем измерения времени проезда автомобилем мерного участка дороги длиной 1 км. Максимальная скорость автомобиля, как и максимально возможная скорость при данном сопротивлении дороги, также может быть найдена по тяговой и динамической характеристикам.

Максимально возможные ускорения при разгоне на различных передачах рассчитывают, используя динамический фактор автомобиля [1,2]:

$$D_a = (P_T - P_B) / (m \cdot g) = j_a \cdot \delta_{ep} / g + \psi = j_a \cdot \delta_{ep} / g + f + i, \quad (1)$$

где P_T – сила тяги на ведущих колесах, Н; P_B – сила сопротивления воздуха, Н; m_a – масса автомобиля, кг; j_a – ускорение автомобиля, м/с²; ψ – суммарный коэффициент дорожного сопротивления; f – коэффициент сопротивления качению шин колес; i – уклон (подъем) дороги в долях радиана; δ_{ep} – коэффициент учета вращающихся масс.

Коэффициент учета вращающихся масс δ_{ep} показывает, во сколько раз сила (мощность), необходимая для разгона с заданным ускорением вращательно и поступательно движущихся масс двигателя и автомобиля до заданной скорости, больше силы (мощности), необходимой для разгона только поступательно движущейся массы автомобиля.

Из уравнения динамического фактора (1) находят ускорение автомобиля (м/с²) на каждой передаче:

$$j_a = (D_a - f - i) \cdot g / \delta_{ep} = (P_T - P_B) / (m_a \cdot \delta_{ep}) - (f + i) \cdot g / \delta_{ep}$$

или

$$j_a = j_{am} - j_{as} - j_{af} - j_{ai}. \quad (2)$$

Составляющими этого уравнения являются зависимости:
 $j_{am} = M_d \cdot u_{тр} \cdot \eta_{тр} / (m_a \cdot r_d)$ – ускорение, определяемое силой тяги;
 $j_{ав} = K_e \cdot F_a \cdot V_a^2 / (m_a \cdot \delta_{вр})$ – потери ускорения от силы сопротивления воздуха;
 $j_{af} = f_0 \cdot (1 + V_a^2 / 1500) \cdot g / \delta_{вр}$ – потери ускорения от силы сопротивления качению шин колес;
 $j_{ai} = i \cdot g / \delta_{вр}$ – потери ускорения от силы сопротивления движению на подъеме.

В данных выражениях M_d – момент двигателя по внешней скоростной характеристике, Н·м; r_d – динамический радиус колеса, м; $u_{тр}$ и $\eta_{тр}$ – передаточное число и КПД трансмиссии; K_e – коэффициент сопротивления воздуха, Н·с²/м⁴; F_a – площадь Миделева сечения автомобиля, м²; V_a – скорость автомобиля, м/с; f_0 – коэффициент сопротивления качению при малых скоростях движения.

Уравнение (2) справедливо только при работе двигателя с полной подачей топлива (на внешней скоростной характеристике). При работе двигателя с не полной подачей топлива (частичной характеристикой) уравнение примет вид:

$$j_a - \Delta j_a = j_{am} - j_{ав} - j_{af} - j_{ai},$$

где Δj_a – нереализованный запас ускорения, который согласно второго закона Ньютона эквивалентен запасу силы тяги, м/с².

Однако сравнительная оценка тягово-динамических свойств различных автомобилей по графикам ускорений $j_a = f(V_a)$ затруднительна, поскольку у них могут отличаться не только максимальные значения ускорения на каждой передаче, но и характер изменения ускорения с изменением скорости. Кроме того, различные автомобили будут иметь различные значения ускорения, определяемые силой тяги, которая зависит от параметров двигателя и трансмиссии, а также составляющих потерь согласно формуле (2). Это особенно касается автомобилей, у которых произведена замена силового агрегата – механическая коробка передач со сцеплением заменена на гидромеханическую передачу (ГМП). В этом случае переобо-

рудованные автомобили будут иметь большие потери в силовом агрегате и различные значения ускорений, определенные силой тяги в заданном режиме. Это связано с тем, что при работе гидropередачи происходит двукратное преобразование энергии: сначала механическая энергия, передаваемая от двигателя, преобразуется в кинетическую энергию потока жидкости в гидротрасформаторе, а затем происходит обратное преобразование и на выходе гидropередачи опять получается механическая энергия. При бесступенчатом изменении передаточного числа в ГМП изменяются параметры приемистости: максимальное значение скорости движения и максимальное ускорение при разгоне, а также время и путь разгона до заданной скорости.

Для определения необходимой мощности двигателя, обеспечивающей заданные динамические качества легковых автомобилей с механической трансмиссией, составляют уравнение динамического равновесия Даламбера–Лагранжа, сущность которого в современном понимании заключается не только в привлечении к рассмотрению дополнительных сил, называемых силами инерции (принцип Даламбера), но и принцип Лагранжа, согласно которому силу (в данном случае мощность) инерции автомобиля определяют через кинетическую энергию (работу). Уравнение динамического равновесия для автомобиля с механической трансмиссией запишется в виде:

$$\sum N = N_d - N_{тр} - N_c = dA / dt , \quad (3)$$

где $\sum N$ – сумма мощностей системы двигатель-трансмиссия-ведущие колеса-дорога-воздушное пространство, Вт; N_d – мощность двигателя по внешней скоростной характеристике, Вт; $N_{тр}$ – мощность потерь в трансмиссии, Вт; N_c – мощность сопротивления движению, Вт; A – работа, совершенная системой (автомобилем), Дж.

Но $N_d - N_{тр} = N_d \cdot \eta_{тр}$, следовательно, уравнение (3) примет вид:

$$\sum N = N_d \cdot \eta_{тр} - N_c = dA / dt . \quad (4)$$

Мощность сопротивления движению N_c , имеющая существенное значение при высоких скоростях движения, складывается из мощностей сопротивления качению N_f , подъему N_n и аэродинамического сопротивления автомобиля N_a :

$$N_c = N_f + N_n + N_a,$$

которые рассчитывают по формулам (Вт):

$$\begin{aligned} N_f &= P_f \cdot V_a = m_a \cdot g \cdot f \cdot \cos \alpha \cdot r_k \cdot \omega_k = m_a \cdot g \cdot f \cdot \cos \alpha \cdot V_a; \\ N_n &= P_n \cdot V_a = m_a \cdot g \cdot i \cdot r_k \cdot \omega_k = m_a \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot V_a; \\ N_a &= P_a \cdot V_a^2 = k_B \cdot F_a \cdot V_a^3, \end{aligned}$$

где силы сопротивления, Н: P_f – качению; P_n – подъему; P_a – воздуха; α – уклон дороги, град; ω_k – угловая частота вращения колеса, с^{-1} ; r_k – кинематический радиус колеса, м.

Сумму мощностей сопротивления качению и подъему называют мощностью сопротивления дороги и для малых углов уклона (подъема) определяют зависимость:

$$N_d = N_f + N_n = m_a \cdot g \cdot V_a \cdot (f \pm i) = m_a \cdot g \cdot \psi \cdot V_a,$$

где $f \pm i = \psi$ – суммарный коэффициент дорожного сопротивления.

Суммарную мощность сопротивления движению при достижении автомобилем заданной скорости ($V_{азад}$, м/с) находят по формуле:

$$N_c = m_a \cdot g \cdot V_{азад} \cdot \psi + k_B \cdot F_a \cdot V_{азад}^3 \quad (5)$$

Работа, совершенная автомобилем к моменту разгона до заданной скорости, равна его кинетической энергии и определяется выражением:

$$E_a = 0,5 \cdot m_a \cdot V_{азад}^2 \cdot \delta_{вр}.$$

К вращающимся массам в процессе разгона автомобиля с механической трансмиссией относят вращающиеся и движущиеся возвратно-поступательно поршни и детали кривошипно-шатунного механизма двигателя, агрегатов трансмиссии, ведущих и ведомых колес. При приближенных расчетах для его определения можно использовать зависимость:

$$\delta_{вр} = 1 + (\sigma_1 \cdot u_{кпв}^2 + \sigma_2),$$

$$\delta'_{вр} = 1 + \left[I_n \cdot K_m \cdot u_{тр}^2 \cdot \frac{\eta_{тр}^{AT}}{(m_a \cdot r_k \cdot r_\delta)} \right] \cdot \left(\frac{dn_n}{dn_t} \right) +$$

$$I_t \cdot u_{тр}^2 \cdot \frac{\eta_{тр}^{AT}}{(m_a \cdot r_k \cdot r_\delta)} + \frac{\Sigma I_k}{(m_a \cdot r_k \cdot r_\delta)}$$

где $\sigma_2 = \Sigma I_k / r_\delta \cdot r_k \cdot m_a$ – эмпирические коэффициенты; $u_{кпв}$ – передаточное число коробки передач на высшей передаче; I_d – момент инерции двигателя и связанных с ним вращающихся деталей трансмиссии, кг·м²; ΣI_k – момент инерции всех колес автомобиля, кг·м²; $u_{дк}$ и $u_{гп}$ – передаточное число дополнительной коробки (для полноприводного автомобиля) и главной передачи.

При ориентировочных расчетах для одиночных легковых автомобилей с полной загрузкой можно считать $\sigma_1 = \sigma_2 = 0,04 \dots 0,06$.

Производная

$$\frac{dE_a}{dt} = m_a \cdot \delta_{вр} \cdot V_{азад} \cdot \frac{dV_a}{dt} = m_a \cdot V_{азад} \cdot \delta_{вр} \cdot j_{amax},$$

где j_{amax} – максимальное ускорение на высшей передаче, м/с².

С учетом полученного уравнения производной и формулы (5), уравнение (4) запишется в виде:

$$m_a \cdot V_{азад} \cdot \delta_{вр} \cdot j_{amax} = N_{дmax} \cdot \eta_{тр} - m_a \cdot g \cdot V_{азад} \cdot \psi - k_B \cdot F_a \cdot V_{азад}^3$$

или

$$m_a \cdot V_{азад} \cdot \delta_{вр} \cdot j_{amax} = N_{дmax} \cdot \eta_{тр} - N_c.$$

Если считать обобщающим критерием приемистости максимальное ускорение при разгоне автомобиля до заданной скорости на высшей передаче, то для автомобиля с механической трансмиссией:

$$j_{amax} = \left(N_{дmax} \cdot \eta_{тр} - N_c \right) / \left(m_a \cdot V_{азад} \cdot \delta_{вр} \right). \quad (6)$$

Это связано с тем, что при максимальной скорости ускорение автомобиля равно нулю, а максимальную мощность двигателя определяют из условия обеспечения максимальной (заданной) скорости движения автомобиля при заданном дорожном сопротивлении ψ , которое для легковых автомобилей в зависимости от их класса находится в диапазоне 0,025–0,04.

На легковых автомобилях применяют прозрачные, нерегулируемые ГТ прямого хода типа НТР (насос–турбина–реактор) с центростремительной турбиной, причем реактор у них установлен на механизме (муфте) свободного хода. Это позволяет работать гидропередаче не только на режиме трансформации момента, но и на режиме гидромуфты. Такие ГТ называют комплексными.

Основными параметрами, по которым оценивают возможность работы гидротрансформатора в трансмиссии автомобиля являются: активный диаметр (наибольший диаметр круга циркуляции), силовое (K_M) и кинематическое ($i_{ГТ}$) передаточное число, коэффициент прозрачности ($\lambda_{ч}$) и КПД ($\eta_{ГТ}$). Величина K_M характеризует способность гидромеханической передачи регулировать величину крутящего момента на ведущих колесах автомобиля в соответствии со скоростным режимом, а величина $\lambda_{ч}$ – способность гидродинамической передачи нагружать двигатель при изменении нагрузки на ведущих колесах. Кинематическое передаточное число гидропередачи изменяется от нуля при трогании автомобиля до величины, близкой

к единице при максимальной скорости. Максимальным считается значение $i_{гтmax} = 0,975$.

Процесс передачи энергии через поток жидкости сопровождается потерями, что приводит к снижению КПД гидropередачи ($\eta_{гт}$), который определяется зависимостью:

$$\eta_{гт} = \frac{N_{гуп}}{N_{н}} = \frac{\omega_{г} \cdot M_{гуп}}{\omega_{н} \cdot M_{н}} = i_{гт} \cdot K_{м}.$$

Для автомобиля с автоматической трансмиссией уравнение динамического равновесия имеет вид:

$$\sum N_{тр}^{AT} = N_{дmax}^{AT} - N_{гт} - N_{тр}^{AT} - N_c = dA / dt, \quad (7)$$

где $\sum N_{тр}^{AT}$ – сумма мощностей системы двигатель–гидротрансформатор–трансмиссия–ведущие колеса–дорога–воздушная среда, Вт; $N_{дmax}^{AT}$ – мощность двигателя для автоматической трансмиссии, Вт; $N_{гт}$ – мощность потерь в гидротрансформаторе, Вт; $N_{тр}^{AT}$ – мощность потерь в механических агрегатах трансмиссии с гидротрансформатором, Вт.

В механических агрегатах трансмиссии автомобиля с гидромеханической передачей – коробке передач, главной передаче и в карданных шарнирах приводных валов потери мощности при ориентировочных расчетах можно условно считать постоянными. Но, в гидродинамических передачах (ГДП) – гидротрансформаторах и гидромуфтах, потери мощности в значительной степени зависят от частоты вращения валов на входе и выходе, и КПД изменяется в широких пределах. В переднеприводном легковом автомобиле с поперечно расположенным двигателем такие агрегаты, как двигатель, гидротрансформатор, коробка передач, главная передача и дифференциал компонуются в одном блоке.

У автомобилей с задними ведущими колесами или полноприводных, имеется еще и карданный вал, потери мощности в карданных шарнирах которого оцениваются дополнительно $\eta_{кард}$. Следова-

тельно, потери мощности в трансмиссии таких автомобилей будут больше, а КПД – несколько ниже, чем у переднеприводных. КПД трансмиссии автомобиля с ГМП будет определяться зависимостью:

$$\eta_{\text{тр}}^{AT} = \eta_{\text{гт}} \cdot \eta_{\text{кп}} \cdot \eta_{\text{гп}} \cdot \eta_{\text{пв}} \cdot \eta_{\text{кард}},$$

где $\eta_{\text{пв}}$ – КПД карданных шарниров приводных валов; $\eta_{\text{тр}}^{AT}$ – КПД автоматической трансмиссии.

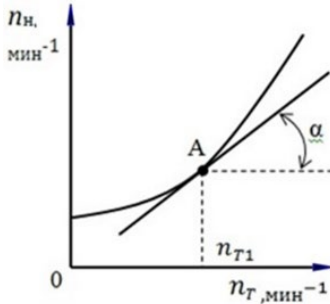
С учетом этого можно записать:

$$N_{\text{дтmax}}^{AT} - N_{\text{гт}} - N_{\text{тр}}^{AT} = N_{\text{дтmax}}^{AT} \cdot \eta_{\text{тр}}^{AT}.$$

Тогда уравнение (6) для расчета максимального ускорения для автомобиля с автоматической трансмиссией запишется в виде:

$$j_{\text{атmax}}^{AT} = \left(N_{\text{дтmax}}^{AT} \cdot \eta_{\text{тр}}^{AT} - N_{\text{с}} \right) / \left(m_{\text{а}} \cdot V_{\text{азад}} \cdot \delta'_{\text{вр}} \right), \quad (8)$$

где $\delta'_{\text{вр}}$ – коэффициент учета вращающихся масс автомобиля с ГМП.



Для автомобиля с гидропередачей из-за отсутствия жесткой связи между ведущими колесами и вращающимися деталями двигателя, а также наличия дополнительных элементов конструкции (насоса, турбины, реактора и рабочей жидкости), коэффициент учета вращающихся масс рассчитывают по формуле:

Рисунок 1 – Графический метод определения значения $dn_{\text{н}}/dn_{\text{т}}$

$$dn_{\text{н}} / dn_{\text{т}} = f(n_{\text{т}}),$$

где $I_{\text{н}}$ – момент инерции насосного колеса и жестко связанных с ним деталей двигателя, кг·м²; $I_{\text{т}}$ – момент инерции турбины и жестко связанных с ней деталей трансмиссии, кг·м²; $dn_{\text{н}} / dn_{\text{т}}$ – производ-

ная приращений частоты вращения насосного и турбинного колес гидропередачи.

Производную dn_n / dn_t находят путем графического дифференцирования основной кинематической характеристики силовой установки ДВС-СР-ГТ, как показано на рисунке 1. Масштабы по осям координат n_n и n_t должны быть обязательно одинаковыми. В этом случае для прозрачных ГТ:

$$dn_n / dn_t = f(n_t) = tg\alpha_i,$$

где α_i – угол между осью n_t и касательной к кривой dn_n / dn_t в данной точке А.

Отсчет угла производят от положительного направления оси абсцисс против часовой стрелки. Затем строят зависимость $dn_n / dn_t = f(n_t)$, по которой для выбранных значений n_{Ti} определяют величины dn_n / dn_t и передаточное число $i_{ГТ}$, а по нему – соответствующее значение K_m по безразмерной характеристике гидропередачи.

Точно определить значение производной dn_n / dn_t , как и других параметров при расчете коэффициента учета вращающихся масс, затруднительно, поэтому при приближенных расчетах параметров приемистости автомобиля с ГМП пренебрегают процессами, происходящими до начала трогания и неустановившегося разгона, а коэффициент учета вращающихся масс рассчитывают по эмпирической формуле:

$$\delta'_{ep} = 1 + \bar{b}_1 \cdot u_{кп}^2 \cdot K_m \cdot \frac{dn_n}{dn_t} + \bar{b}_2,$$

где \bar{b}_1 и \bar{b}_2 – эмпирические коэффициенты.

Произведение $K_m \cdot dn_n / dn_t$ можно принять для прозрачных гидротрансформаторов равным 0,9 при $1,5 > \Pi > 1,2$ и 0,6 при $2,5 > \Pi > 1,5$ (Π – коэффициент прозрачности) [2].

Для выполнения условия равенства ускорений на высшей передаче автомобилей с механической и автоматической трансмиссией при заданной скорости, необходимо приравнять правые части уравнений (6) и (8):

$$\cos\left(\sqrt{\frac{k}{m}} \cdot t\right).$$

Поделив почленно параметры числителя на параметры знаменателя, получаем:

$$N_{дmax} \cdot C_1 + C_2 = N_{дmax}^{AT} \cdot C'_1 + C'_2,$$

где $C_1 = \eta_{тр} / (m_a \cdot V_{азад} \cdot \delta_{вр})$, $C_2 = N_c / (m_a \cdot V_{азад} \cdot \delta_{вр})$,

$C'_1 = \eta_{тр}^{AT} / (m_a \cdot V_{азад} \cdot \delta'_{вр})$, $C'_2 = N_c / (m_a \cdot V_{азад} \cdot \delta'_{вр})$ – эмпирические коэффициенты.

Учитывая небольшую разницу в значениях коэффициентов $\delta_{вр}$ и $\delta'_{вр}$, можно записать:

$$N_{дmax}^{AT} = N_{дmax} \cdot \eta_{тр} / \eta_{тр}^{AT}.$$

Таким образом, в случае замены механической трансмиссии легкового автомобиля на автоматическую, для обеспечения адекватных динамических качеств необходимо правильно подобрать параметры гидротрансформатора, от которых зависит КПД автоматической трансмиссии ($\eta_{тр}^{AT}$) и скорректировать максимальную мощность двигателя $N_{дmax}^{AT}$ в сторону ее увеличения.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 22576-90. Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний. – М. : Стандарты, 1990. – 46 с.

2. Гришкевич, А. И. Автомобили: Теория : учебник для вузов / А. И. Гришкевич. – Минск : Высш. шк., 1986. – 208 с.

3. Литвинов, А. С., Фаробин, Я. Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств : учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» – М. : Машиностроение, 1989. – 237 с.

4. Волков, Е. В. Теория движения автомобиля: монография. Е. В. Волков. – Хабаровск : Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2018. – 204 с.

Представлено 20.04.2021

УДК 621.313

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ С ВЫСОКОЙ АВТОНОМНОСТЬЮ В УСЛОВИЯХ ГОРОДСКОГО ДВИЖЕНИЯ

DESIGNING AN ELECTRIC VEHICLE WITH HIGH AUTONOMY
IN URBAN TRAFFIC

А. Ю. Рячкин,

Омский государственный технический университет,

г. Омск, Российская Федерация

A. Ryachkin,

Omsk State Technical University, Omsk, Russian Federation

*В статье рассматривается перспектива создания электромо-
биля с высокой автономностью в условиях городского движения
и повышение интереса к электрическим машинам.*

*The article discusses the prospect of creating an electric car with
high autonomy in urban traffic and increasing interest in electric cars.*

*Ключевые слова: электрокар, электромобиль, электрическая
машина, аккумуляторные батареи, автономность.*

*Key words: electric car, electric car, electric car, rechargeable bat-
teries, autonomy.*