
УДК 629.3

В. П. Тарасик

МЕТОДИКА АНАЛИЗА ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ С ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

UDC 629.3

V. P. Tarasik

METHODS OF ANALYSIS OF TRACTIVE AND VELOCITY CHARACTERISTICS OF THE VEHICLE WITH ELECTROMECHANICAL TRANSMISSION

Аннотация

Изложено содержание этапов выполнения анализа тягово-скоростных свойств автомобиля с электромеханической трансмиссией. Приведены формулы определения параметров тягового электродвигателя и мотор-колеса. Рассмотрена методика оценки скоростных режимов движения в зависимости от дорожных условий и величины загрузки автомобиля. Определены показатели тягово-скоростных свойств на основе получаемых графиков, предусмотренных предлагаемой методикой.

Ключевые слова:

тягово-скоростные свойства автомобиля, двигатель внутреннего сгорания, электрогенератор, тяговый электродвигатель, мотор-колесо, тяговый момент автомобиля, сила тяги ведущего колеса, динамический фактор автомобиля.

Abstract

Stages of the analysis of tractive and velocity characteristics of the vehicle with electromechanical transmission are described. Formulas for determining parameters of the traction electric motor and the in-wheel motor are given. The method for estimating different speed driving modes depending on road conditions and the vehicle load is considered. The determination of indicators of traction and velocity properties is illustrated based on the diagrams obtained by the proposed method.

Key words:

tractive and velocity characteristics of vehicles, internal combustion engine, electric generator, traction electric motor, in-wheel motor, tractive effort torque of vehicle, tractive force of the drive wheel, vehicle dynamic factor.

Электромеханические трансмиссии широко распространены на карьерных самосвалах, бульдозерах, многоосных машинах специального назначения. Перспективно их применение на городских автобусах, легковых автомобилях, мощных сельскохозяйственных тракторах. Электромеханическая трансмиссия позволяет использовать накопленную потенциальную энергию разгона автомобиля и обеспечивать электродинамическое торможение. На автомобиле в этом случае, кроме двигателя

внутреннего сгорания, устанавливаются электрический генератор, тяговый электродвигатель и накопитель электрической энергии, выполняемый в виде батареи суперконденсаторов. В результате автомобиль обладает тремя источниками энергии – источником механической энергии (двигатель внутреннего сгорания) и источниками электрической энергии (электрический генератор и накопитель электрической энергии) [2–5]. Согласно современной терминологии, такой автомобиль обладает гибридным

источником энергии.

В простейшем варианте техническое решение реализуется без накопителя энергии. В настоящее время оно имеет наибольшее применение (карьерные самосвалы БелАЗ, тракторы ДЭТ-250 ЧТЗ и «Беларус-3023» МТЗ и др.). Это обусловлено высокой стоимостью накопителя электрической энергии.

Проведение анализа тягово-скоростных свойств автомобиля с электромеханической трансмиссией требует разработки и применения соответствующей методики. Рассмотрим её содержание применительно к автомобилю, оснащённому двигателем внутреннего сгорания, электрическим генератором и мотор-колесами.

Методика анализа основана на ряде допущений при описании физических свойств автомобиля. Используется плоская модель автомобиля, представленная на рис. 1 [1]. Предполагается прямолинейное движение автомобиля, представляемого единой системой, в которую входят все его механизмы, включая колёса. Движение происходит под воздействием сил и моментов внешней среды и источника энергии.

Такая физическая модель имеет одну степень свободы, а положение автомобиля в плоскости движения определяется одной координатой X неподвижной системы координат XOZ .

Источник энергии, необходимой для преодоления сопротивлений движению, находится непосредственно на автомобиле. У автомобиля с электромеханической трансмиссией этот источник комбинированный и содержит двигатель внутреннего сгорания и генератор электрической энергии. Генератор преобразует механическую энергию двигателя внутреннего сгорания в электрическую. Энергия генератора подаётся на тяговые электродвигатели, которые преобразуют её в механическую, передаваемую через механическую передачу на ведущие колёса. Эта энергия реализуется посредством вращающих моментов на ведущих колёсах при их взаимодействии с опорной поверхностью дороги, что обеспечивает движение автомобиля. Следовательно, момент на ведущем колесе представляет собой тяговый момент, а суммарный момент всех ведущих колёс – *тяговый момент автомобиля*.

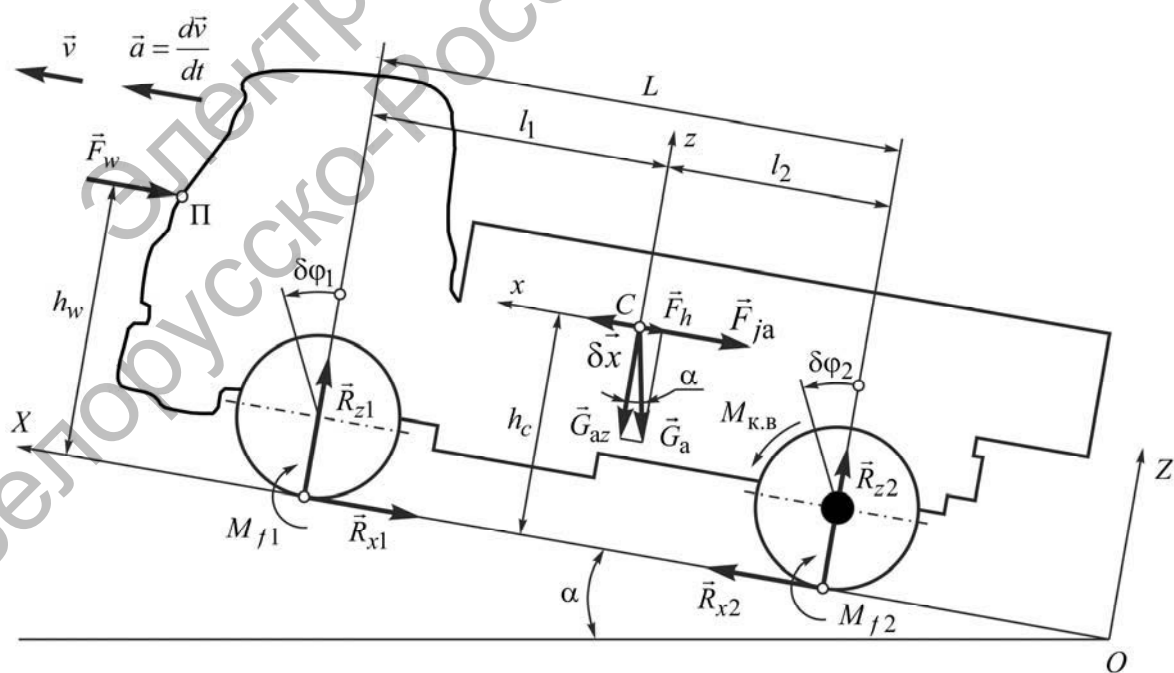


Рис. 1. Воздействия на автомобиль при прямолинейном движении

На рис. 1 представлена модель заднеприводного автомобиля, поэтому тяговый момент автомобиля $M_{к.в}$ приложен к заднему колесу. Для переднеприводного автомобиля он будет приложен к переднему колесу, а для полноприводного – распределён соответствующим образом между всеми ведущими колёсами.

Методика выполнения анализа содержит ряд этапов, направленных на определение основных параметров проектируемого автомобиля и получение значений оценочных показателей его тягово-скоростных свойств.

Определение мощности двигателя внутреннего сгорания. Мощность двигателя внутреннего сгорания (ДВС) определяется из условия обеспечения максимальной скорости автомобиля v_{\max} в заданных дорожных условиях. Движение транспортного автомобиля предполагается на прямолинейном горизонтальном участке дороги с твердым покрытием в сухую безветренную погоду. Максимальная скорость достигается при условии $dv/dt = 0$. Уравнение баланса мощности на ведущих колёсах в этом случае

$$P_{к.в} + P_f + P_h + P_w = 0, \quad (1)$$

где $P_{к.в}$ – необходимая мощность на ведущих колёсах автомобиля; P_f – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению; P_h – мощность, затрачиваемая на преодоление уклона дороги; P_w – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха.

Мощность $P_{к.в}$ вычисляется по формуле

$$P_{к.в} = P_{ev}(1 - k_{в.о})\eta_{эл}\eta_{ред}, \quad (2)$$

где P_{ev} – необходимая мощность ДВС для обеспечения заданной скорости автомобиля; $k_{в.о}$ – коэффициент отбора

мощности на привод вспомогательного оборудования ДВС, обеспечивающего его функционирование; $\eta_{эл}$ – КПД, учитывающий затраты электрической энергии на функционирование системы электропривода и систем управления автомобилем; $\eta_{ред}$ – КПД редуктора мотор-колёса.

Используя известные выражения для вычисления P_f , P_h , P_w [1], находим искомую мощность

$$P_{ev} = \frac{m_a g \psi_v + k_w A_d v_{\max}^2}{(1 - k_{в.о})\eta_{эл}\eta_{ред}} v_{\max}, \quad (3)$$

где ψ_v – коэффициент суммарного дорожного сопротивления при v_{\max} , $\psi_v = f_v + h$; f_v – коэффициент сопротивления качению; h – продольный уклон дороги.

Определение параметров и характеристик тягового электродвигателя. Мощность тягового электродвигателя, необходимая для обеспечения заданной максимальной скорости автомобиля v_{\max} , рассчитывают по формуле

$$P_{ТЭДv} = \frac{P_{ev}(1 - k_{в.о})\eta_{эл}}{n_{Т.д}}, \quad (4)$$

где $P_{ТЭДv}$ – мощность тягового электродвигателя, Вт; $n_{Т.д}$ – количество тяговых электродвигателей, устанавливаемых на проектируемый автомобиль.

При применении мотор-колёс количество тяговых электродвигателей $n_{Т.д}$ соответствует количеству ведущих колёс $n_{к.в}$. Согласно полученному значению $P_{ТЭДv}$ подбирается подходящий тяговый электродвигатель из каталога выпускаемых электротехнической промышленностью или на основе анализа аналогов проектируемого автомобиля выписываются его основные параметры: номинальные значения мощности $P_{ТЭД.ном}$ и частоты вращения $n_{ТЭД.ном}$;

максимальный допускаемый вращающий момент электродвигателя $M_{\text{ТЭД.мах}}$; граничная частота вращения n_M при $M_{\text{ТЭД.мах}}$. Значение n_M принимается из соотношения $n_M = n_{\text{ТЭД.ном}}/k_M$, где k_M – коэффициент ограничения диапазона регулирования вращающего момента тягового электродвигателя. Величина k_M выбирается в пределах $k_M = 8 \dots 10$.

Мощность тягового электродвигателя при изменении частоты вращения его вала в пределах от n_M до $n_{\text{ТЭД.ном}}$ остаётся почти постоянной, равной $P_{\text{ТЭД.ном}}$. Выбор тягового электродвигателя осуществляется из условия $P_{\text{ТЭД.ном}} \geq P_{\text{ТЭДв}}$ для того, чтобы обеспечить движение автомобиля с заданной максимальной скоростью $v_{\text{мах}}$.

Значение $M_{\text{ТЭД.мах}}$ находят по формуле

$$M_{\text{ТЭД.мах}} = \frac{30P_{\text{ТЭД.ном}}}{\pi n_M}. \quad (5)$$

Для построения тяговой и динамической характеристик автомобиля необходимо располагать характеристикой изменения вращающего момента тягового электродвигателя $M_{\text{ТЭД}}$ во всём рабочем диапазоне частоты вращения его вала $0 \leq n_{\text{ТЭД}} \leq n_{\text{ТЭД.ном}}$. Эту характеристику можно представить следующим выражением:

$$M_{\text{ТЭД}} = \begin{cases} M_{\text{ТЭД.мах}} & \text{при } 0 \leq n_{\text{ТЭД}} \leq n_M; \\ a + \frac{b}{n_{\text{ТЭД}}} & \text{при } n_M < n_{\text{ТЭД}} \leq n_{\text{ТЭД.ном}}, \end{cases} \quad (6)$$

где $n_{\text{ТЭД}}$ – текущее значение частоты вращения вала тягового электродвигателя, об/мин; a и b – постоянные для данного тягового электродвигателя коэффициенты, Н·м и Н·м·об/мин соответственно.

Согласно выражению (6), график

момента $M_{\text{ТЭД}}$ при изменении частоты вращения в диапазоне $n_M \leq n_{\text{ТЭД}} \leq n_{\text{ТЭД.ном}}$ представляет собой гиперболу. Это обусловлено тем, что в указанном диапазоне частоты вращения мощность тягового электродвигателя, по предположению, остаётся почти постоянной, равной $P_{\text{ТЭД.ном}}$.

Решив систему алгебраических уравнений

$$\left. \begin{cases} a + b/n_M = M_{\text{ТЭД.мах}}; \\ a + b/n_{\text{ТЭД.ном}} = M_{\text{ТЭД.ном}}, \end{cases} \right\} \quad (7)$$

получим значения коэффициентов a и b .

Изменение мощности $P_{\text{ТЭД}}$ тягового электродвигателя в зависимости от частоты вращения вычисляется по формуле

$$P_{\text{ТЭД}} = \frac{\pi n_{\text{ТЭД}} M_{\text{ТЭД}}}{30}. \quad (8)$$

На рис. 2 представлен вид характеристик $P_{\text{ТЭД}} = f(n_{\text{ТЭД}})$ и $M_{\text{ТЭД}} = f(n_{\text{ТЭД}})$.

Определение передаточного числа редуктора мотор-колеса. Передаточное число редуктора мотор-колеса находят из условия обеспечения заданной максимальной скорости автомобиля $v_{\text{мах}}$ при номинальной частоте вращения вала тягового электродвигателя $n_{\text{ТЭД.ном}}$:

$$u_{\text{ред}} = \frac{3,6\pi n_{\text{ТЭД.ном}} r_{\text{к.в}}}{30v_{\text{мах}}}, \quad (9)$$

где $r_{\text{к.в}}$ – радиус качения ведущего колеса, м; $v_{\text{мах}}$ – скорость автомобиля, км/ч.

При реализации $v_{\text{мах}}$ тяговой момент автомобиля $M_{\text{к.в}}$ сравнительно небольшой и $r_{\text{к.в}}$ незначительно отличается от радиуса качения ведомого колеса $r_{\text{к0}}$. Поэтому в формуле (9) можно принять $r_{\text{к.в}} = r_{\text{к0}}$. При отсутствии данных по $r_{\text{к0}}$ принимают $r_{\text{к0}} = r_{\text{ст}}$, где $r_{\text{ст}}$ – статический радиус колеса.

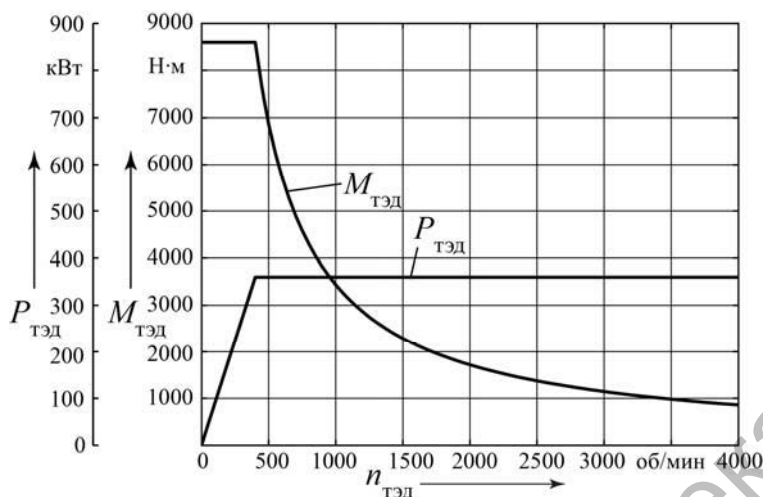


Рис. 2. Характеристики тягового электродвигателя

Дифференциальные уравнения прямолинейного движения автомобиля. При построении математической модели движения автомобиля необходимо учесть его физические свойства, проявляемые под воздействием внешней среды (см. рис. 1). Полагаем, что скольжение ведущих колёс автомобиля относительно поверхности дороги отсутствует.

Для составления дифференциального уравнения движения автомобиля воспользуемся принципом Лагранжа-Даламбера, согласно которому алгебраическая сумма работ всех внешних сил и моментов, приложенных к системе, реакций неидеальных связей и сил инерции на возможных (виртуальных) перемещениях системы равна нулю. *Виртуальные перемещения* – это перемещения элементов системы, допускаемые наложенными на них связями.

В обозначениях параметров при переменных, принадлежащих ведущим колёсам, используем индекс «в», а для ведомых (неприводных) колёс – индекс «н». Введём следующие виртуальные перемещения системы: линейное перемещение центра масс автомобиля $\delta\vec{x}$ и соответствующие ему угловые перемещения ведущего $\delta\vec{\varphi}_в$ и ведомого $\delta\vec{\varphi}_н$ колёс. Для заднеприводно-

го автомобиля, согласно рис. 1, $\delta\vec{\varphi}_н = \delta\vec{\varphi}_1$, $\delta\vec{\varphi}_в = \delta\vec{\varphi}_2$.

Работа W_F силы \vec{F} на виртуальном перемещении $\delta\vec{x}$ точки её приложения равна скалярному произведению векторов \vec{F} и $\delta\vec{x}$: $W_F = \vec{F} \delta\vec{x} = F \delta x \cos(\vec{F}, \delta\vec{x})$; работа W_M момента \vec{M} на виртуальном угловом перемещении $\delta\vec{\varphi}$ $W_M = \vec{M} \delta\vec{\varphi} = M \delta\varphi \cos(\vec{M}, \delta\vec{\varphi})$.

Учитывая направления сил и моментов, действующих на модель автомобиля, представленную на рис. 1, и направления виртуальных перемещений, получаем следующее выражение суммарной их работы:

$$M_{к.в} \delta\varphi_в - M_{f_в} \delta\varphi_в - M_{f_н} \delta\varphi_н - F_h \delta x - F_w \delta x - F_{ja} \delta x = 0, \quad (10)$$

где $M_{f_в}$ и $M_{f_н}$ – моменты сопротивления качению ведущих и ведомых колёс соответственно, Н·м; F_{ja} – приведенная сила инерции, Н.

Сила $\vec{G}_{аз}$ и нормальные реакции дороги на ведущее $\vec{R}_{зв}$ и ведомое $\vec{R}_{зн}$ колеса работы не выполняют, т. к. косинусы углов между их направлениями и виртуальными перемещениями точек

их приложения равны нулю. При отсутствии внешнего скольжения колёс относительно дороги продольные реакции $\vec{R}_{xв}$ и $\vec{R}_{xн}$ также не выполняют работы, т. к. эти реакции приложены в неподвижных точках (на поверхности дороги). При пробуксовке ведущих колёс работа реакции $\vec{R}_{xв}$ отрицательна (работа буксования). Отсюда следует, что получивший широкое распространение термин «касательная сила тяги», под которой понимают реакцию $\vec{R}_{xв}$, не имеет научного обоснования. В [1] этот вопрос рассмотрен подробно и показано, что сила тяги ведущего колеса $F_{к.в} = M_{к.в}/r_{к0}$ приложена на оси колеса и направлена в сторону вектора скорости \vec{v} центра масс автомобиля. Она уравнивает суммарную силу сопротивления корпуса автомобиля, также приложенную на оси ведущего колеса, но противоположно направленную.

Соотношения между модулями виртуальных перемещений $\delta\varphi_{в}$, $\delta\varphi_{н}$ и δx при условии отсутствия внешнего скольжения колёс: $\delta\varphi_{в} = \delta x/r_{к.в}$; $\delta\varphi_{н} = \delta x/r_{к.н}$. Используя выражения для определения $M_{f_{в}}$ и $M_{f_{н}}$ [1], на основе (10) получаем

$$\frac{M_{к.в}}{r_{к0}} - m_a g \psi - k_w A_{л} v^2 - F_{ja} = 0. \quad (11)$$

Величина тягового момента автомобиля $M_{к.в}$ определяется вращающи-

ми моментами используемых тяговых электродвигателей и параметрами мотор-колёс, их передаточными числами $u_{ред}$ и КПД $\eta_{ред}$:

$$M_{к.в} = M_{тэд} n_{т.д} u_{ред} \eta_{ред}, \quad (12)$$

где $n_{т.д}$ – количество тяговых электродвигателей на данном автомобиле.

Одно из основных условий построения адекватной математической модели – выполнение закона сохранения энергии, в соответствии с которым кинетическая и потенциальная энергии модели и физического объекта должны быть одинаковы.

При прямолинейном движении автомобиля его кинетическая энергия равна сумме кинетической энергии поступательно движущейся массы и кинетической энергии всех вращающихся относительно корпуса автомобиля масс различных его механизмов (маховика двигателя, колёс, шестерён трансмиссии, дисков тормозных механизмов и др.). Поэтому вводится понятие «приведенная масса автомобиля», кинетическая энергия поступательного движения которой равна суммарной кинетической энергии всей системы в целом. Приведенная масса автомобиля $m_{а.пр} = \delta_{п.м} m_a$, где m_a – полная масса автомобиля; $\delta_{п.м}$ – коэффициент приведенной массы. Для автомобиля с электромеханической трансмиссией значение $\delta_{п.м}$ вычисляется по формуле

$$\delta_{п.м} = 1 + \frac{(J_{я} u_{ред}^2 \eta_{ред} + J_{ред}) n_{т.д} + J_{к.в} + J_{к.н}}{r_{к0}^2 m_a}, \quad (13)$$

где $J_{я}$ – момент инерции якоря тягового электродвигателя; $J_{ред}$ – приведенный к ведущему колесу момент инерции всех вращающихся масс редуктора мотор-колеса; $J_{к.в}$, $J_{к.н}$ – моменты инерции ведущих и ведомых колёс ав-

томобиля с учётом тормозных дисков или барабанов соответственно.

При отсутствии данных по моментам инерции $J_{я}$, $J_{ред}$, $J_{к.в}$, $J_{к.н}$ величину $\delta_{п.м}$ можно в первом приближении вычислить по выражению

$\delta_{п.м} = (1,05 \dots 1,06)m_a/m$, где m – фактическая масса автомобиля, кг.

С учётом $m_{a,пр}$ приведенная сила

инерции автомобиля $F_{ja} = \delta_{п.м} m_a dv/dt$.

В результате получаем дифференциальные уравнения движения автомобиля:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dv}{dt} &= \frac{M_{тэд} n_{т.д} u_{ред} \eta_{ред} / r_{к0} - m_a g \psi - k_w A_{л} v^2}{\delta_{п.м} m_a} \\ \frac{ds}{dt} &= v, \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

где v – скорость автомобиля, м/с; s – перемещение автомобиля, м.

Тяговая характеристика автомобиля. Тяговая характеристика представляет собой график зависимости силы тяги ведущих колёс $F_{к.в}$ от скорости движения v , т. е. график функции $F_{к.в} = f(v)$. Эта характеристика соответствует установившемуся движению автомобиля, т. е. условию $dv/dt = 0$. Для автомобиля с электромеханической трансмиссией значения $F_{к.в}$ вычисляются по формуле

$$\begin{aligned} F_{к.в} &= M_{к.в} / r_{к0} = \\ &= M_{тэд} n_{т.д} u_{ред} \eta_{ред} / r_{к0}. \end{aligned} \quad (15)$$

Соответствующие силе $F_{к.в}$ значения скорости автомобиля получаем по формуле

$$v = \frac{3,6 \pi n_{тэд} r_{к0}}{30 u_{ред}}, \quad (16)$$

где v – скорость автомобиля, км/ч.

На рис. 3, а показан вид тяговой характеристики автомобиля с электромеханической трансмиссией. Эта характеристика отображает потенциальные возможности преодоления суммарного сопротивления движению автомобиля в зависимости от его скорости.

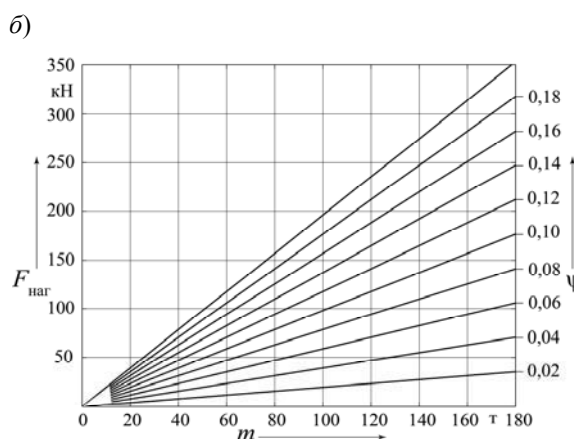
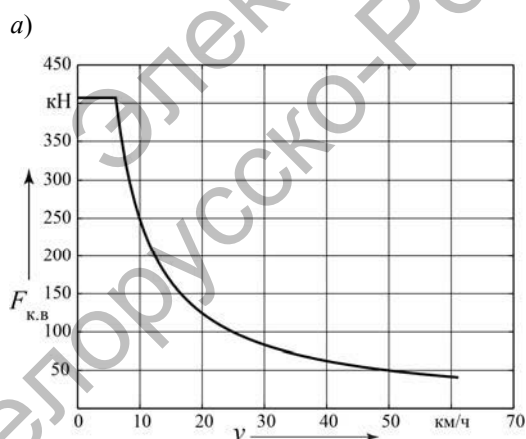


Рис. 3. Тяговая (а) и нагрузочная (б) характеристики автомобиля

При движении с постоянной скоростью уравнение (11) можно записать в следующем виде:

$$F_{к.в} = F_f + F_h + F_w, \quad (17)$$

где F_f – сила, отображающая сопротивление качению; F_h – сила сопротивления подъёму; F_w – сила сопротивления воздуха.

Силы F_h и F_w реальные (см. рис. 1), а силы F_f на самом деле не существует. Сопротивление качению возникает вследствие качения колеса, т. е. при его вращательном движении. Но при этом виде движения воздействия на колесо представляют собой вращающие моменты, а не силы [1]. Поэтому сила F_f является некоторой условной силой, которая приложена на оси колеса и направлена противоположно вектору скорости автомобиля \vec{v} , что в результате позволяет отобразить воздействие на корпус автомобиля, эквивалентное воздействию момента M_f . Численная величина этой условной силы $F_f = M_f / r_{к0}$.

Сила сопротивления воздуха F_w при скоростях движения 80...90 км/ч сравнительно невелика, существенно меньше силы суммарного дорожного сопротивления $F_{\psi} = F_f + F_h$, поэтому влиянием F_w на сопротивление движению тихоходных автомобилей можно пренебречь. Необходимая сила тяги ведущих колёс, характеризующая нагрузку автомобиля $F_{наг}$, в этом случае будет в основном зависеть от дорожных условий и уровня загрузки автомобиля:

$$F_{наг} = mg\psi = mg(f_0 + h), \quad (18)$$

где m – масса автомобиля, определяемая величиной перевозимого груза, $m = m_0 + m_{гр}$; m_0 – снаряженная масса автомобиля; $m_{гр}$ – масса перевозимого

груза; f_0 – коэффициент сопротивления качению; h – преодолеваемый уклон дороги.

На рис. 3, б представлены графики зависимостей $F_{наг}$ от массы автомобиля m при различных значениях коэффициента суммарного дорожного сопротивления ψ . Эти графики называются *нагрузочной характеристикой автомобиля*.

Совместим тяговую характеристику автомобиля $F_{к.в} = f(v)$ с нагрузочной характеристикой $F_{наг} = f(m, \psi)$ и представим их на одном графике, как показано на рис. 4. Такой график позволяет находить скорости движения автомобиля в зависимости от его массы m , определяемой массой нагрузки $m_{гр}$, и от дорожных условий, характеризуемых коэффициентом ψ . Порядок определения скорости автомобиля отображён тонкими сплошными линиями со стрелками и отмечен точками на траектории поиска решения. Начальная точка поиска 0 находится на ветви нагрузочной характеристики $F_{наг}$, соответствующей заданному значению ψ . На рис. 4 отображены примеры определения скорости v при $\psi = 0,10$. Для автомобиля полной массы m_a выполнены построения отмечены точками 1, 2, 3, для снаряжённого автомобиля ($m = m_0$) – точками 1', 2', 3', а при произвольной массе $m = m_i$ – точками 1'', 2'', 3''.

Динамическая характеристика автомобиля представляет собой графическое изображение зависимости динамического фактора от скорости движения $D = f(v)$.

Динамический фактор – это безразмерная величина, характеризующая потенциальные возможности автомобиля по преодолению дорожных сопротивлений или сообщению ему ускорения в данных дорожных условиях. Зна-

чения динамического фактора D вычисляются по формуле

$$D = \frac{M_{\text{ТЭД}} n_{\text{Т.д}} u_{\text{ред}} \eta_{\text{ред}} / r_{\text{к0}} - k_w A_{\text{л}} v^2}{m_a g}. \quad (19)$$

Динамическая характеристика автомобиля с электромеханической

трансмиссией представлена на рис. 5. При построении этой характеристики изменение вращающего момента тягового электродвигателя $M_{\text{ТЭД}}$ вычисляется по формуле (6), а изменение скорости автомобиля v – по формуле (16).

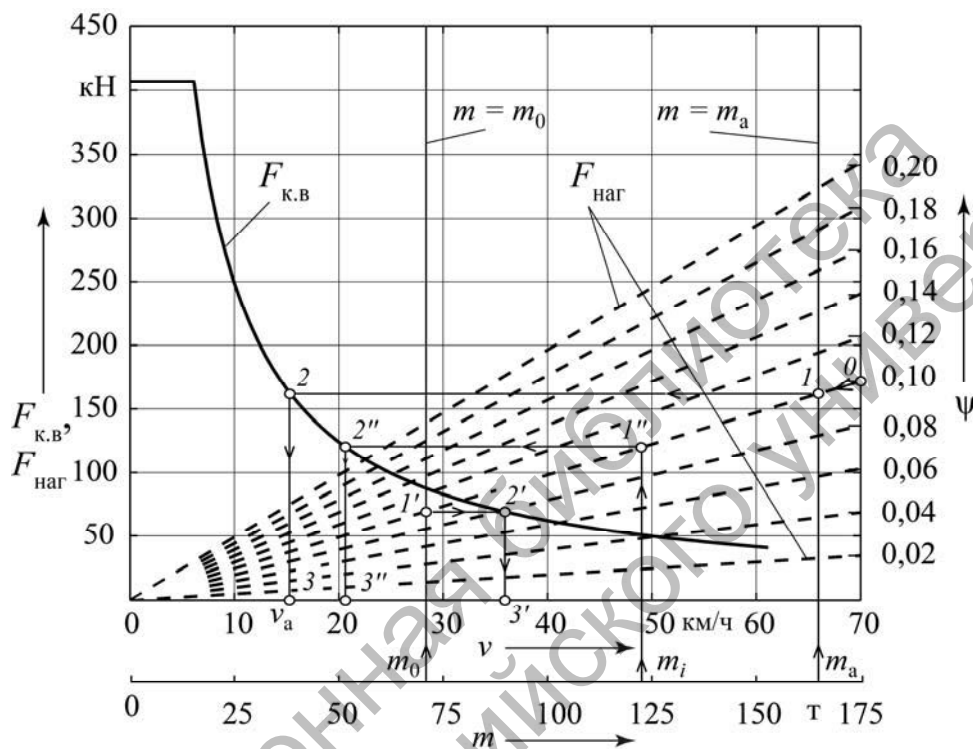


Рис. 4. Тяговая и нагрузочная характеристики автомобиля

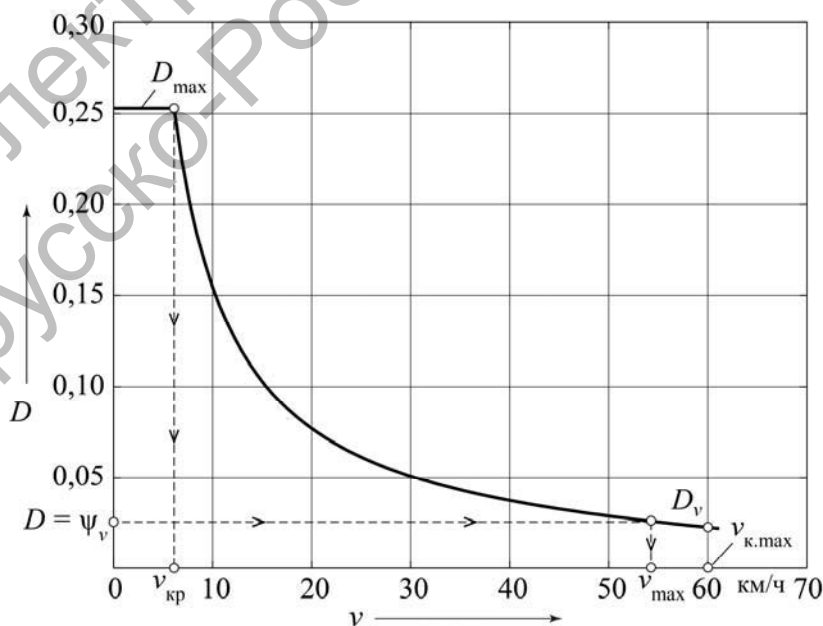


Рис. 5. Динамическая характеристика автомобиля

По динамической характеристике определяют следующие показатели тягово-скоростных свойств автомобиля: максимальную скорость автомобиля v_{\max} в заданных дорожных условиях, характеризуемых коэффициентом ψ_v ; динамический фактор D_v при проектной максимальной кинематической скорости автомобиля $v_{k\max}$; максимальный динамический фактор D_{\max} и соответствующую ему минимальную устойчивую скорость движения (критическую скорость) $v_{кр}$; максимальный преодолеваемый уклон h_{\max} . Определение показателей v_{\max} , D_v , D_{\max} , $v_{кр}$ показано на рис. 5.

Критическая скорость $v_{кр}$ соответствует скорости, при которой $D = D_{\max}$ и $dD/dv < 0$, т. е. производная динамического фактора по скорости должна быть отрицательной, что обеспечивает устойчивое движение автомобиля, несмотря на изменение дорожных условий и вызванных ими колебаний

сопротивления движению.

Характеристики разгона автомобиля получают в результате интегрирования системы дифференциальных уравнений (14). Начальные условия интегрирования: $v_0 = 0$; $s_0 = 0$.

Вычисление функции вращающего момента тягового электродвигателя $M_{ТЭД} = f(n_{ТЭД})$ осуществляется на основе выражения (19), а текущие значения частоты вращения вала электродвигателя $n_{ТЭД}$ находятся из выражения

$$n_{ТЭД} = \frac{30i_{ред}v}{\pi r_{к0}} \quad (20)$$

Для определения показателей тягово-скоростных свойств автомобиля производится моделирование процесса разгона на участке пути $s_k = 2000$ м [6]. На рис. 6 показаны получаемые характеристики разгона $v = f(t)$ и $s = f(t)$. На графике $v = f(t)$ скорость откладывается по оси ординат в километрах в час.

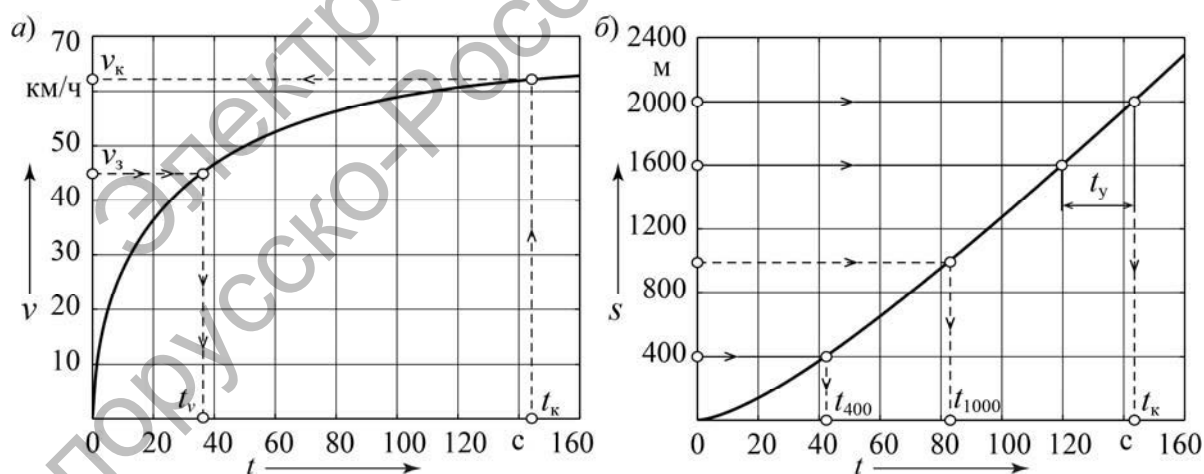


Рис. 6. Характеристики разгона автомобиля: a – скорость v ; b – перемещение s

По характеристикам (см. рис. 6) определяют следующие показатели тягово-скоростных свойств автомобиля: время разгона на участке пути – 400 м, t_{400} ; время разгона на участке пути – 1000 м, t_{1000} ; время разгона t_v до заданной скорости v_3 ; конечное время разгона t_k в момент преодоления мерного участка $s_k = 2000$ м; конечную скорость разгона v_k при $s_k = 2000$ м; условную максимальную скорость $v_{y\max} = 400/t_y$.

Показатели тягово-скоростных свойств используются в качестве систе-

мы частных критериев оптимальности в процессе определения и выбора параметров проектируемого автомобиля. Получаемые значения сравниваются с показателями лучших зарубежных образцов. В процессе проектирования осуществляется поиск оптимального сочетания основных параметров автомобиля на основе методов теории оптимизации [7]. Для решения задачи оптимизации наиболее эффективен метод минимакса, позволяющий одновременно использовать несколько наиболее значимых критериев.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Теория движения автомобиля : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – СПб. : БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
2. **Умняшкин, В. А.** Выбор мощности тягового электродвигателя, двигателя внутреннего сгорания и параметров накопителей гибридных силовых установок автомобилей : учеб. пособие / В. А. Умняшкин. – Ижевск : Регулярная и хаотическая динамика, 2006. – 137 с.
3. **Поддубко, С. Н.** Повышение энергетических параметров карьерных самосвалов. Методические основы выбора накопителя энергии / С. Н. Поддубко // Актуальные вопросы машиноведения. – 2014. – Вып. 3. – С. 74–76.
4. **Амельченко, П. А.** О концепции тягового электропривода сельскохозяйственного трактора / П. А. Амельченко // Механика машин, механизмов и материалов. – 2016. – № 1 (34). – С. 14–21.
5. **Амельченко, П. А.** Особенности разгона сельскохозяйственного машинно-тракторного агрегата на электрической тяге / П. А. Амельченко // Тракторы и сельхозмашины. – 2015. – № 8. – С. 23–28.
6. **ГОСТ 22576–90.** Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний. – М. : Изд-во стандартов, 1991. – 13 с.
7. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем : учебник / В. П. Тарасик. – Минск : Новое знание ; М. : ИНФРА-М, 2016. – 592 с.

Статья сдана в редакцию 21 ноября 2016 года

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-36-45.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-25-36-45.