

УДК 629.113:539.621

В.С. КАРАБЦЕВ, канд. техн. наук, доц.

руководитель службы конструкторских и научно-исследовательских расчетов¹доцент кафедры информационных систем²

E-mail: Vladimir.Karabtsev@kamaz.ru

¹ПАО «КАМАЗ», г. Набережные Челны, Республика Татарстан, Российская Федерация²Набережночелнинский институт Казанского (Приволжского) федерального университета, г. Набережные Челны, Республика Татарстан, Российская Федерация

Поступила в редакцию 05.04.2024.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ И СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ ШИН АВТОПОЕЗДА В РЕЖИМЕ ВЫБЕГА

Для анализа топливного баланса и оптимизации показателей топливной экономичности колесных транспортных средств (КТС) с использованием математических моделей разработчикам требуется большое количество конструктивных параметров в качестве исходных данных. Среди них — потери в трансмиссии, аэродинамическое сопротивление КТС и сопротивление качению шин. Разработано много методов исследований этих параметров как в условиях стендовых испытаний, так и дорожных. Многие из них основаны на анализе замедлений в процессе выбега КТС в двух или даже трех весовых состояниях. Поэтому в целях экономии времени и средств на подготовку и выполнение исследований по оценке сил сопротивления предлагается методика, основанная на анализе результатов испытаний КТС методом выбега только в одном весовом состоянии — при полной массе.

Ключевые слова: колесное транспортное средство, автопоезд, выбег, сопротивление качению шин, аэродинамическое сопротивление, силовой баланс

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2024-3-68-21-27>

Введение. Для разработки математических моделей, предназначенных для анализа и оптимизации показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности КТС, требуется большое количество конструктивных параметров и различных характеристик транспортного средства в целом и его отдельных компонентов в качестве исходных данных. Среди них — массо-геометрические параметры транспортного средства, энергетические и инерционные характеристики двигателя и агрегатов трансмиссии, упруго-демпфирующие параметры шин и аэродинамические характеристики.

Основными среди этих характеристик являются аэродинамическое сопротивление КТС и сопротивление качению шин, т. к. именно они вместе с потерями в агрегатах трансмиссии и на привод вспомогательного оборудования двигателя (вентилятор системы охлаждения, компрессор тормозной системы, генератор, насос гидроусилителя системы рулевого управления) определяют потребную мощность двигателя, динамические и экономические показатели КТС.

Методы определения указанных составляющих суммарной силы сопротивления движению

на горизонтальной дороге частично изложены в нормативной документации и научно-технической литературе. Так, государственный стандарт [1] устанавливает метод определения сил и коэффициентов сопротивления качению и распространяется на все типы пневматических шин для легковых и грузовых автомобилей, прицепов к ним, автобусов, троллейбусов. Но есть одна существенная оговорка — метод применим в лабораторных условиях на барабанных стендах, посредством измерения пути и времени выбега и последующей обработки полученных результатов.

Схема экспериментальной установки для определения параметров сопротивления качению с измерительным и регистрирующим оборудованием из указанного документа приведена на рисунке 1. При этом надо учитывать, что сила сопротивления качению в лабораторных условиях на гладкой цилиндрической поверхности барабана может существенно отличаться от этой величины, полученной при испытаниях на плоской, имеющей шероховатости и неровности поверхности дороги.

Суммарную силу сопротивления движению в дорожных условиях можно определить при проведении испытаний на сухой, ровной, горизон-

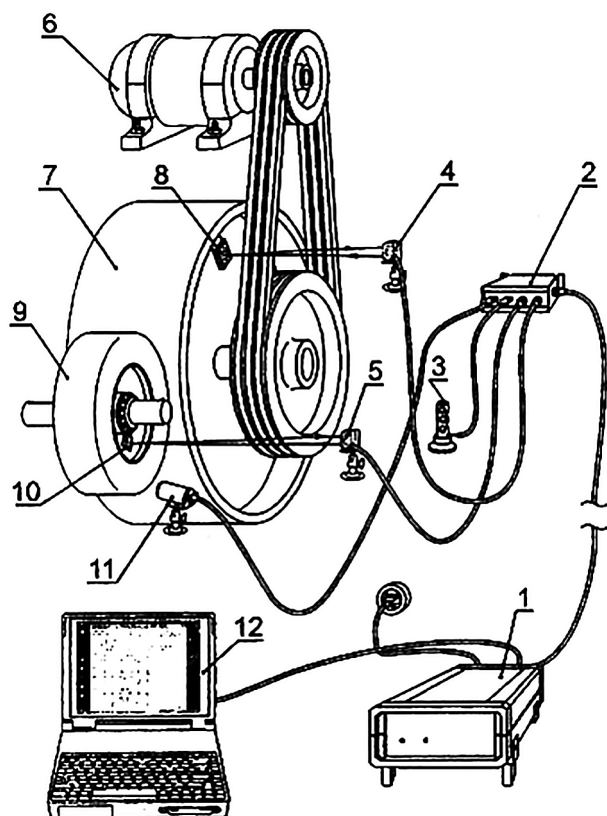


Рисунок 1 — Схема экспериментальной установки для определения сопротивления качению шин:
1 — регистрирующий блок; 2 — коллектор; 3 — датчик температуры окружающего воздуха; 4 — датчик оборотов барабана; 5 — датчик оборотов шины; 6 — электродвигатель; 7 — барабан; 8 — световозвращатель барабана; 9 — шина; 10 — световозвращатель шины; 11 — датчик температуры шины; 12 — компьютер

Figure 1 — Scheme of the experimental installation for determining the tire rolling resistance: 1 — recording unit; 2 — collector; 3 — ambient air temperature sensor; 4 — drum speed sensor; 5 — tire speed sensor; 6 — electric motor; 7 — drum; 8 — drum light-reflector; 9 — tire; 10 — tire light-reflector; 11 — tire temperature sensor; 12 — computer

тальной опорной поверхности типа динамометрической дороги автополигона НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ» по величинам пути, времени и скорости выбега КТС, которые проводятся в соответствии с требованиями ГОСТ 25576-90 [2].

В отраслевом стандарте [3] достаточно подробно изложена методика раздельной оценки сопротивления качению и аэродинамического сопротивления с использованием величин времени и пути выбега, полученных при проведении испытаний в дорожных условиях полигона, а также потерь в трансмиссии в процессе выбега выведенных из контакта с опорной поверхностью ведущих колес, без нагрузки, в режиме холостого хода.

Несмотря на то, что методы испытаний по определению сопротивления качению и анализу результатов отработаны в достаточной степени, их применение на практике сдерживается отсутствием требования определять эти параметры в процессе испытаний. Причина этого заключается в том, что в нормативной документации — тех-

нических условиях — обычно указывается путь выбега, который и проверяется при проведении контрольных, предварительных или приемочных испытаний. А составляющие силового баланса необходимы для детального анализа и выявления наиболее эффективных способов снижения расхода топлива.

Методам исследований силового и топливного балансов грузовых автомобилей и автопоездов посвящены монографии белорусских и российских ученых [4–6], а также работы [7, 8] зарубежных исследователей и многих других авторов. Раздельная оценка составляющих силового баланса в работах [5, 6] выполнялась по разнице замедлений КТС в режиме выбега в двух весовых состояниях.

В диссертации [9] это выполнено путем исследований замедлений автопоезда в трех весовых состояниях. Потери определялись в режиме холостого хода, при работе по инерции на автомобиле, установленном на подставках. При этом надо учитывать, что в этом случае потери в трансмиссии определяются не совсем корректно — не учитывается нагрузочный режим, а только холостой ход. К тому же, этот режим соответствует движению КТС задним ходом, в то время как необходимо определять потери при движении прямым ходом.

Аэродинамическое сопротивление КТС можно определить и другими методами, например, путем испытаний масштабной модели грузовика в аэродинамической трубе или компьютерного моделирования с помощью специализированного программного обеспечения. Коэффициент сопротивления качению одной шины или силу сопротивления качению также можно определять на специальных стендах, которые имеются, к примеру, в НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ» [6].

Заслуживающие внимания результаты сравнительных испытаний семи моделей шин размерности 275/70R22,5 различных производителей представлены в докладе [10]. Зависимость силы сопротивления качению двух шин одной оси от скорости приведена на рисунке 2. Отметим, что эта зависимость практически у всех моделей шин

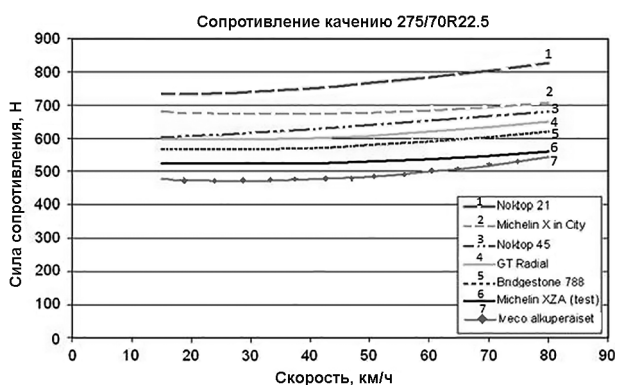


Рисунок 2 — Скоростные зависимости силы сопротивления качению шин разных производителей
Figure 2 — Speed dependencies of rolling resistance forces of tires of different manufacturers

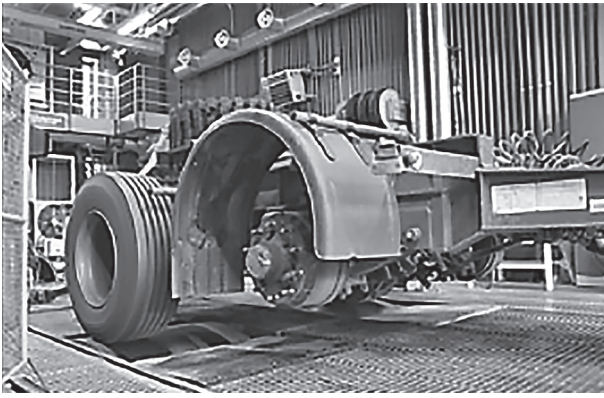


Рисунок 3 — Фото испытательной установки из работы [10]
Figure 3 — Photo of the test installation from paper [10]

близка к линейной. Испытания проводились на стенде с беговыми барабанами (рисунок 3 [10]), для монтажа колес с шинами использовалась ось автомобильного прицепа.

Авторы работ [11–14] проводили исследования по оценке сил сопротивления качению легковых автомобилей, а не грузовых. Видимо, по этой причине потери в трансмиссии в этих работах отдельно не рассматривались. Исследования проводились по большей части на дорогах общего пользования, а не на динамометрической дороге автополигона. Тем не менее, авторы работ [11, 12] показали, что результаты испытаний методом «однократного выбега» (в одном весовом состоянии) и «двукратного выбега» (в двух весовых состояниях) сопоставимы.

Цель работы — разработать методику раздельной оценки составляющих сопротивления движению транспортного средства на горизонтальной дороге с использованием результатов выбега только в одном весовом состоянии — при полной массе. Эта методика позволит сократить затраты времени и средств на подготовку и проведение испытаний, обработку и анализ результатов.

Методика определения параметров движения автопоезда. Известно, что суммарная сила сопротивления движению в режиме выбега на горизонтальной дороге включает в себя три составляющих: силу сопротивления воздушной среды F_a , силу сопротивления качению шин F_t и силу сопротивления в агрегатах трансмиссии F_{tr} . Следовательно, уравнение силового баланса в этом случае будет иметь вид:

$$m\delta j = F_a + F_t + F_{tr}, \quad (1)$$

где F_a, F_t, F_{tr} — силы сопротивления, Н; m — полная масса КТС, кг; δ — коэффициент учета вращающихся масс при выбеге; j — замедление при выбеге, m/s^2 . Как видим, правая часть уравнения (1) включает в себя лишь три составляющие, поэтому определение суммарной силы сопротивления движению особых трудностей не представляет — для этого достаточно аппроксимировать зависимость скорости от времени соответствующим полино-

мом и путем последующего дифференцирования определить величины замедлений при фиксированных скоростях.

Гораздо сложнее определить раздельно все три составляющих силового баланса. Силу сопротивления в трансмиссии, приведенную к оси вращения ведущих колес, можно определить по методике, изложенной в работе [15]. Основное ее отличие от других методик заключается в том, что при оценке потерь в трансмиссии ее шестерни вращаются в прямом направлении, а не в обратном, как в процессе выбега.

Заметим, что другие авторы определяли момент сопротивления в трансмиссии известным методом выбега с выведенными из контакта с опорной поверхностью колесами (рисунок 4), когда шестерни вращаются под воздействием инерции движения колес с использованием величин моментов инерции колес и трансмиссии и углового замедления по формуле:

$$M_{tr} = I\varepsilon, \quad (2)$$

где M_{tr} — момент сопротивления в трансмиссии, Н·м; I — суммарный момент инерции колес и трансмиссии КТС, $kg \cdot m^2$; ε — угловое замедление, s^{-2} . При этом важно установить автомобиль на подставки так, чтобы угол наклона карданного вала по отношению к раме не отличался от этого угла при движении автомобиля по дороге. Это обеспечивается подбором высоты H подставок под колесами.

Исходя из величины момента сопротивления вращающихся деталей трансмиссии, находили силу сопротивления в трансмиссии, приведенную к оси ведущих колес:

$$F_{tr} = \frac{M_{tr}}{r_k}, \quad (3)$$

где r_k — радиус качения шин. В условиях стендовых испытаний этот параметр определяется, например, в соответствии с методикой [16]. Необходимые для расчета потерь в трансмиссии моменты инерции колес можно заимствовать из статьи [17].

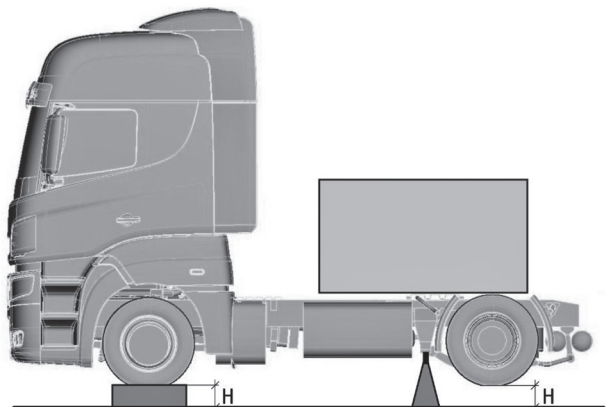


Рисунок 4 — Схема установки автомобиля на подставках
Figure 4 — Scheme for mounting the vehicle on stands

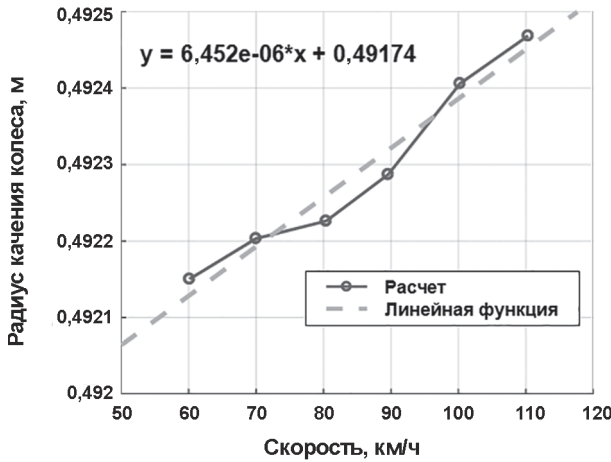


Рисунок 5 — Зависимость радиуса качения колеса от скорости
Figure 5 — Dependence of the wheel rolling radius on speed

Зависимость радиуса качения колеса автопоезда полной массы от скорости движения, полученная в дорожных условиях на горизонтальной дороге, представлена на рисунке 5. Кружочками на сплошной линии выделены значения, рассчитанные по экспериментальным данным о скорости движения и частоте вращения ведущих колес, регистрируемому в процессе движения автопоезда с указанными по оси абсцисс постоянными скоростями, а пунктирной линией показана аппроксимирующая прямая и приведено ее уравнение.

В данной работе будем полагать, что потери в главной передаче и части коробки передач, соединенной с карданным валом, вращающихся при выбеге как одно целое, известны из указанной работы [15]. Поэтому на рисунке 6 приведем эту зависимость силы сопротивления в главной передаче от скорости и считаем ее известной.

Перейдем теперь к раздельной оценке двух оставшихся составляющих силового баланса. Для этого будем использовать кривую выбега автопоезда на динамометрической дороге автополигона, представленную на рисунке 7.

Далее полагаем, что кривая выбега была аппроксимирована полиномом третьей степени и вычислены все необходимые величины замедлений. Выборочные величины скоростей и соот-

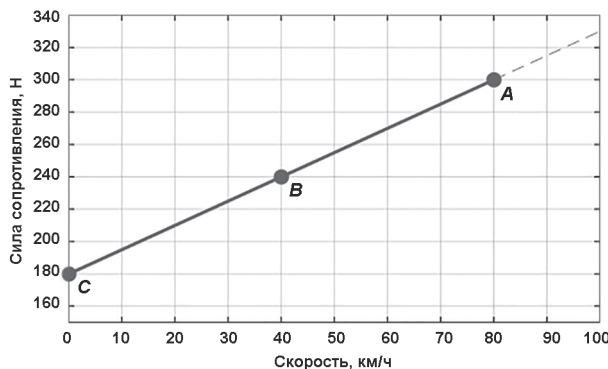


Рисунок 6 — Зависимость силы сопротивления в главной передаче от скорости
Figure 6 — Dependence of drag force in main gear on speed

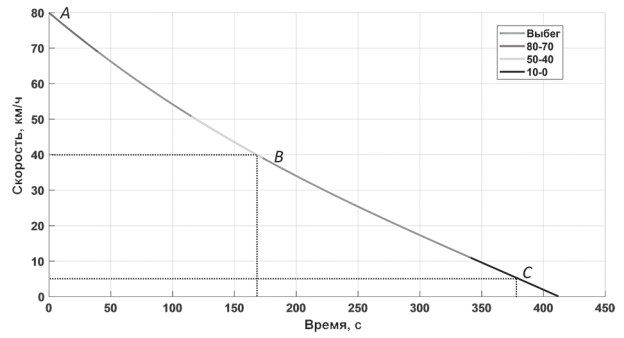


Рисунок 7 — Кривая выбега в координатах «время — скорость»
Figure 7 — Coasting curve in “time — speed” coordinates

ветствующих им замедлений для иллюстрации сказанного приведены в таблице. Заметим, что на рисунках 6 и 7 точкам A и B соответствуют одни и те же величины скорости — 80 и 40 км/ч, а точка C незначительно смещена.

Для определения коэффициентов сопротивления движению будем полагать, что, в соответствии с [18], потери в шинах линейно зависят от скорости:

$$f = f_0 + k_f v, \tag{4}$$

где f — коэффициент сопротивления качению шин при выбеге; f_0 — коэффициент сопротивления при скорости, в пределе стремящейся к нулю ($v \rightarrow 0$); k_f — коэффициент скоростных потерь, учитывающий зависимость коэффициента сопротивления качению f от скорости.

Запишем уравнения баланса сил для трех характерных режимов движения автопоезда. Первый

Таблица — Зависимость скорости и замедления от времени при выбеге
Table — Dependence of speed and deceleration on time during coasting

| Время, с | Скорость, км/ч | Замедление j , м/с ² |
|----------|----------------|-----------------------------------|
| 0 | 80,0 | -0,0815 |
| 1 | 79,7 | -0,0813 |
| 2 | 79,4 | -0,0811 |
| ... | | |
| 166 | 40,4 | -0,0538 |
| 167 | 40,2 | -0,0537 |
| 168 | 40,0 | -0,0536 |
| 169 | 39,8 | -0,0535 |
| 170 | 39,6 | -0,0533 |
| ... | | |
| 378 | 5,3 | -0,0425 |
| 379 | 5,2 | -0,0425 |
| 380 | 5,0 | -0,0425 |
| 381 | 4,9 | -0,0426 |
| 382 | 4,7 | -0,0426 |
| ... | | |
| 411 | 0,2 | -0,0432 |
| 412 | 0,1 | -0,0432 |

режим – движение с высокой скоростью, равной 80 км/ч. Второй режим — движение транспортного средства со скоростью 40 км/ч. Третий режим — движение с малой скоростью (5 км/ч), когда можно пренебречь силой сопротивления воздуха. На рисунке 7 этим режимам соответствуют точки *A*, *B* и *C*.

В итоге получим систему из трех уравнений:

$$\begin{cases} 0,5c_x \rho F v_2^2 + mg(f_0 + k_f v_2) + P_2 = m\delta j_2, \\ 0,5c_x \rho F v_1^2 + mg(f_0 + k_f v_1) + P_1 = m\delta j_1, \\ mgf_0 + P_0 = m\delta j_0, \end{cases} \quad (5)$$

где *m* — полная масса автопоезда, равная 44 000 кг; *g* — ускорение свободного падения, м/с²; *v*₂ = 80 км/ч, *v*₁ = 40 км/ч; *v*₀ = 5 км/ч — значения скорости в точках *A*, *B* и *C* соответственно (см. рисунок 7); *P*₂ = 300 Н, *P*₁ = 240 Н, *P*₀ = 180 Н — значения силы сопротивления в главной передаче в точках *A*, *B* и *C* соответственно (см. рисунок 6); $\delta = 1,03$ — коэффициент учета вращающихся масс при выбеге; *j*₂, *j*₁, *j*₀ — замедление в точках *A*, *B*, *C* соответственно, м/с²; *S* = 9,5 м² — фронтальная площадь автопоезда.

В результате обработки кривой выбега получены следующие величины замедлений: *j*₀ = 0,0425 м/с², *j*₁ = 0,0536 м/с², *j*₂ = 0,0815 м/с².

Из системы уравнений (5) необходимо определить соответствующие значения *c_x*, *f*₀, *k_f*. Для этого введем обозначение

$$a = 0,5 c_x \rho F \quad (6)$$

и преобразуем систему уравнений (5) к виду:

$$\begin{cases} av_2^2 + mgk_f v_2 = m\delta j_2 - mgf_0 - P_2, \\ av_1^2 + mgk_f v_1 = m\delta j_1 - mgf_0 - P_1, \\ mgf_0 = m\delta j_0 - P_0. \end{cases} \quad (7)$$

В левых частях уравнений сгруппированы слагаемые с искомыми переменными, в правых — слагаемые с известными параметрами. Из третьего уравнения системы (7) найдем *f*₀:

$$f_0 = \frac{m\delta j_0 - P_0}{mg}. \quad (8)$$

Подставив численные значения параметров в формулу (8), получим:

$$f_0 = \frac{44\,000 \cdot 1,03 \cdot 0,0425 - 180}{44\,000 \cdot 9,81} = 0,004. \quad (9)$$

Таким образом, коэффициент сопротивления качению шин при *v* → 0 составляет 0,004. Используя эту величину, можем теперь рассчитать правые части двух первых уравнений системы (7):

$$\begin{cases} av_2^2 + mgk_f v_2 = m\delta j_2 - mgf_0 - P_2, \\ av_1^2 + mgk_f v_1 = m\delta j_1 - mgf_0 - P_1. \end{cases} \quad (10)$$

Подставив все численные значения, рассчитаем правые части уравнений системы (10):

$$\begin{cases} m\delta j_2 - mgf_0 - P_2 = \\ = 44\,000 \cdot (1,3 \cdot 0,0815 - 9,81 \cdot 0,004) - 300 = 1647,6, \\ m\delta j_1 - mgf_0 - P_1 = \\ = 44\,000 \cdot (1,3 \cdot 0,0536 - 9,81 \cdot 0,004) - 240 = 443,2 \end{cases} \quad (11)$$

и приведем систему уравнений (10) к виду

$$\begin{cases} av_2^2 + mgk_f v_2 = 1647,6, \\ av_1^2 + mgk_f v_1 = 443,2. \end{cases} \quad (12)$$

Подставив численные значения *v*₁, *v*₂, *m* и *g* в (12), получим систему уравнений, в которой остались только две неизвестных величины:

$$\begin{cases} 493,7a + 1\,007\,010k_f = 1647,6, \\ 123,4a + 503\,505k_f = 443,2. \end{cases}$$

Ее решением являются величины *a* = 3,083, *k_f* = 0,0001246.

Используя выражение (6) для силы аэродинамического сопротивления, найдем:

$$c_x = \frac{2a}{\rho F} = \frac{2 \cdot 3,083}{1,202 \cdot 9,5} = 0,54.$$

Выводы. Опыт практического применения данной методики показал, что получаемые результаты очень чувствительны к направлению и скорости ветра, продольному профилю дороги и состоянию дорожного покрытия. На важность высокоточных измерений при проведении испытаний по оценке сил сопротивления движению методом выбега указывают и авторы работы [19]. Они утверждают, что для определения указанных трех коэффициентов с ошибкой в 1,0 % при доверительном уровне 95 % скорость КТС необходимо измерять с точностью ±0,09 м/с; тангенс уклона дороги — с точностью ±0,0003; скорость ветра — ±0,3 м/с и направление ветра — ±6 градусов.

Таким образом, с помощью предложенной методики удалось определить по одной кривой выбега три коэффициента, характеризующих аэродинамическое сопротивление, сопротивление качению шин при малой скорости и коэффициент скоростных потерь в шинах. Говоря здесь об одной кривой, мы подразумеваем, что на самом деле это осредненная кривая, построенная по результатам заездов в двух противоположных направлениях и по нескольким заездам в каждом направлении, при этом различие между заездами по пути выбега не должно превышать 0,3...0,4 %, а скорость ветра должна быть не более 1 м/с.

Список литературы

1. Шины пневматические. Определение сопротивления качению методом выбега: ГОСТ Р 52102-2003. — Введ. 01.01.2004. — М.: Изд-во стандартов, 2003. — 16 с.

2. Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний: ГОСТ 22576-90. — Введ. 01.01.1992. — М.: Изд-во стандартов, 1991. — 15 с.
3. Автомобильные транспортные средства. Сопротивление качению и аэродинамическое сопротивление: ОСТ 37.001.523-2000. — Введ. 01.01.2000.
4. Высоцкий, М.С. Основы проектирования модульных магистральных автопоездов / М.С. Высоцкий, С.И. Кочетов, С.В. Харитончик. — Минск: Беларус. навука, 2011. — 391 с.
5. Высоцкий, М.С. Топливная экономичность автомобилей и автопоездов / М.С. Высоцкий, Ю.Ю. Бельский, В.В. Московкин. — Минск: Наука и техника, 1984. — 208 с.
6. Петрушов, В.А. Автомобили и автопоезда: Новые технологии исследования сопротивлений качения и воздуха / В.А. Петрушов. — М.: ТОРУС ПРЕСС, 2008. — 351 с.
7. Автомобильный справочник / пер. с англ. ООО «Стар-СПб». — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Книжное изд-во «За рулем», 2012. — 1280 с.
8. Вонг, Дж. Теория наземных транспортных средств / Дж. Вонг; пер. с англ. А.И. Аксенова. — М.: Машиностроение, 1982. — 284 с.
9. Штулас, В.П. Улучшение топливной экономичности грузовых автомобилей и автопоездов в процессе доводочных работ: на примере автомобилей КАМАЗ: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / В.П. Штулас. — М., 1987. — 172 с.
10. Improving energy efficiency of heavy-duty vehicles: a systemic perspective and some case studies / J. Laurikko [et al.] // Proc. of the FISITA 2012 World Automotive Congress. Lecture Notes in Electrical Engineering. — Berlin, Heidelberg, 2012. — Vol. 195. — Pp. 51–63. — DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-642-33835-9_6.
11. Рабинович, Э.Х. Определение сопротивлений движению автомобиля методом однократного выбега / Э.Х. Рабинович, З.Э. Кемалов, А.В. Сосновы // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. / ХНАДУ. — Харьков, 2008. — Вып. 22. — С. 46–48.
12. Рабинович, Э.Х. Определение сопротивлений движению автомобиля методом двукратного выбега / Э.Х. Рабинович, В.А. Зуев, Н.В. Воскобойников // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. / ХНАДУ. — Харьков, 2008. — Вып. 22. — С. 49–52.
13. Рябинин, В.В. Определение коэффициента сопротивления качению и фактора обтекаемости автомобиля по результатам дорожных испытаний методом выбега / В.В. Рябинин, А.И. Герасимов, В.В. Терентьев // Аграрный вестник Верхневолжья. — 2017. — № 3(20). — С. 72–76.
14. Определение сопротивления качению автомобильных шин в зависимости от условий эксплуатации. Часть 1. Методика многофакторного эксперимента / В.В. Можаровский [и др.] // Трение и износ. — 2007. — Т. 28, № 2. — С. 151–157.
15. Валеев, Д.Х. Методика определения потерь в трансмиссии двухосных колесных транспортных средств / Д.Х. Валеев, И.Ф. Гумеров, В.С. Карабцев // Вестн. машиностроения. — 2020. — № 6. — С. 22–28.
16. Расчетно-экспериментальная оценка технических характеристик шин 315/60 R22,5 и 315/80 R22,5 моделей NF-201 NR-201 и их эталонов для грузовых автомобилей / С.В. Гончаренко [и др.] // Автомоб. пром-сть. — 2015. — № 8. — С. 16–19.
17. Годжаев, З.А. Массово-инерционные характеристики цельнометаллокордных шин грузовых автомобилей / З.А. Годжаев, В.И. Прядкин, В.С. Карабцев // Автомоб. пром-сть. — 2022. — № 9. — С. 14–18.
18. Валеев, Д.Х. Теория размерностей и сопротивление качению шин / Д.Х. Валеев, В.С. Карабцев // Механика машин, механизмов и материалов. — 2008. — № 1(2). — С. 30–32.
19. Lucas, G.G. A new look at the analysis of coast-down test results / G.G. Lucas, A.L. Emtage // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D: Journal of Automobile Engineering. — 1987. — Vol. 201, iss. 2. — Pp. 91–97. — DOI: https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1987_201_163_02.

KARABTSEV Vladimir S., Ph. D. in Eng., Assoc. Prof.

Head of Design and Research Calculations Department¹

Associate Professor of the Information Systems Department²

E-mail: Vladimir.Karabtsev@kamaz.ru

¹KAMAZ PTC, Naberezhnye Chelny, Republic of Tatarstan, Russian Federation

²Naberezhnye Chelny Institute of Kazan Federal University, Naberezhnye Chelny, Republic of Tatarstan, Russian Federation

Received 05 April 2024.

METHODOLOGY FOR DETERMINING THE COEFFICIENTS OF AERODYNAMIC DRAG AND ROLLING RESISTANCE OF ROAD TRAIN TIRES IN COASTING MODE

To analyze the fuel balance and optimize the fuel efficiency indicators of wheeled vehicles (WVs) using mathematical models, developers require a large number of design parameters as input data. Among them are losses in the transmission, aerodynamic drag of the WVs and tire rolling resistance. Many methods are developed to investigate these parameters, both under bench test and road test conditions. Many of them are based on the analysis of decelerations in the process of WVs coasting in two or even three weight conditions. Therefore, in order to save time and money for the preparation and performance of studies on the assessment of resistance forces, a methodology is proposed which is based on the analysis of the results of WVs tests by the coasting method only in one weight state, at full mass.

Keywords: wheeled vehicle, road train, coasting, tire rolling resistance, aerodynamic drag, force balance

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2024-3-68-21-27>

References

1. State Standard R 52102-2003. *Shiny pnevmaticheskie. Opredelenie soprotivleniya kacheniyu metodom vybega* [Pneumatic tyres. Measurement of rolling resistance by deceleration method]. Moscow, Standartov Publ., 2003. 16 p. (in Russ.).
2. State Standard 22576-90. *Avtotransportnye sredstva. Skorostnye svoystva. Metody ispytaniy* [Motor vehicles. Speed characteristics. Test methods]. Moscow, Standartov Publ., 1991. 15 p. (in Russ.).
3. Industry Standard OST 37.001.523-2000. *Avtomobilnye transportnye sredstva. Soprotivlenie kacheniyu i aerodinamicheskoe soprotivlenie* [Automotive vehicles. Rolling resistance and aerodynamic drag]. 2000 (in Russ.).
4. Vysotskiy M.S., Kochetov S.I., Kharitonchik S.V. *Osnovy proektirovaniya modulnykh magistralnykh avtopoezdov* [Fundamentals of designing modular line-haul trains]. Minsk, Belorusskaya nauka Publ., 2011. 391 p. (in Russ.).
5. Vysotskiy M.S., Belenkiy Yu.Yu., Moskovkin V.V. *Toplivnaya ekonomichnost avtomobiley i avtopoezdov* [Fuel efficiency of motor vehicles and road trains]. Minsk, Nauka i tekhnika Publ., 1984. 208 p. (in Russ.).
6. Petrushov V.A. *Avtomobili i avtopoezda: Noveye tekhnologii issledovaniya soprotivleniy kacheniyu i vozdukha* [Motor vehicles and road trains: New technologies for studying rolling and air resistance]. Moscow, TORUS PRESS Publ., 2008. 351 p. (in Russ.).
7. *Avtomobilnyy spravochnik* [Automotive guide]. Moscow, Knizhnoe izdatelstvo "Za Rulem" Publ., 2012. 1280 p. (in Russ.).
8. Wong J.Y. *Theory of ground vehicles*. New York, John Wiley & Sons, 1978.
9. Shtulas V.P. *Uluchshenie toplivnoy ekonomichnosti gruzovykh avtomobiley i avtopoezdov v protsesse dovodochnykh rabot: na primere avtomobiley KAMAZ*. Diss. kand. tekhn. nauk [Improving the fuel efficiency of trucks and road trains during development works using the example of KAMAZ vehicles. Ph. D thesis]. Moscow, 1987. 172 p. (in Russ.).
10. Laurikko J., Erkkilä K., Laine P., Nylund N.-O. Improving energy efficiency of heavy-duty vehicles: a systemic perspective and some case studies. *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress*, 2012, pp. 51–63. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-642-33835-9_6.
11. Rabinovich E.Kh., Kemalov Z.E., Sosnovyy A.V. Opredelenie soprotivleniy dvizheniyu avtomobilya metodom odnokratnogo vybega [Determination of resistance to vehicle movement using the single-coasting method]. *Avtomobilnyy transport*, 2008, iss. 22, pp. 46–48 (in Russ.).
12. Rabinovich E.Kh., Zuev V.A., Voskoboynikov N.V. Opredelenie soprotivleniy dvizheniyu avtomobilya metodom dvukratnogo vybega [Determination of resistance to vehicle movement by the double coasting method]. *Avtomobilnyy transport*, 2008, iss. 22, pp. 49–52 (in Russ.).
13. Ryabinin V.V., Gerasimov A.I., Terentev V.V. Opredelenie koeffitsienta soprotivleniya kacheniyu i faktora obtekaemosti avtomobilya po rezultatam dorozhnykh ispytaniy metodom vybega [Determination of coefficient of vehicle rolling resistance and streamlining factor based on the results of road tests using the coasting method]. *Agrarnyy vestnik Verkhnevolzhya*, 2017, no. 3(20), pp. 72–76 (in Russ.).
14. Mozharovskii V.V., Shilko S.V., Anfingenov S.B., Khotko A.V. Opredelenie soprotivleniya kacheniyu avtomobilnykh shin v zavisimosti ot usloviy ekspluatatsii. Chast 1. Metodika mnogofaktornogo eksperimenta [Determination of resistance to rolling of tires in dependence on operating conditions. Part 1. Method of multifactorial experiment]. *Friction and wear*, 2007, vol. 28, no. 2, pp. 151–157 (in Russ.).
15. Valeev D.Kh., Gumerov I.F., Karabtsev V.S. Metodika opredeleniya poter v transmssii dvukhosnykh kolesnykh transportnykh sredstv [Methodology for determining losses in the transmission of two-axle wheeled vehicles]. *Vestnik mashinostroeniya*, 2020, no. 6, pp. 22–28 (in Russ.).
16. Goncharenko S.V., Godzhaev Z.A., Valeev D.Kh., Karabtsev V.S. Raschetno-eksperimentalnaya otsenka tekhnicheskikh kharakteristik shin 315/60 R22,5 i 315/80 R22,5 modeley NF-201 NR-201 i ikh etalonov dlya gruzovykh avtomobiley [The estimated experimental evaluation of engineering specifications of truck tires for models NF-201 NR-201]. *Avtomobilnaya promyshlennost*, 2015, no. 8, pp. 16–19 (in Russ.).
17. Godzhaev Z.A., Pryadkin V.I., Karabtsev V.S. Massovo-inertsionnye kharakteristiki tselnometallokordnykh shin gruzovykh avtomobiley [Experimental evaluation of moments of inertia of all-metal truck tires]. *Avtomobilnaya promyshlennost*, 2022, no. 9, pp. 14–18 (in Russ.).
18. Valeev D.Kh., Karabtsev V.S. Teoriya razmernostey i soprotivlenie kacheniyu shin [Theory of dimensions and rolling resistance of tires]. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2008, no. 1(2), pp. 30–32 (in Russ.).
19. Lucas G.G., Emtage A.L. A new look at the analysis of coast-down test results. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D: journal of automobile engineering*, 1987, vol 201, iss. 2, pp. 91–97. DOI: https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1987_201_163_02.