

# МЕТОД РАСЧЕТА ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И ПАРАМЕТРОВ ДВИЖЕНИЯ МАСШТАБНЫХ МОДЕЛЕЙ КОЛЕСНЫХ МАШИН, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЙ ПОДОБИЕ ПРОТЕКАЮЩИХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ

д.т.н. Жилейкин М.М., Журкин М.М.

ФГБОУ ВО «Московский государственный университет им. Н.Э. Баумана», Москва, Россия  
jileykin\_m@mail.ru, mimizhur@gmail.com

*В современных условиях при проектировании новых моделей автомобилей возникает потребность проверки тех или иных решений по формированию технического облика не только методами имитационного моделирования, но и на реальных образцах. Натурные дорожные испытания автомобилей позволяют сохранять при эксперименте полное динамическое подобие, но их проведение возможно лишь после изготовления опытного образца автомобиля, требующего очень больших материальных затрат. Одним из путей решения этой проблемы является создание моделей, представляющих собой уменьшенную копию проектируемого транспортного средства. Основные затруднения, которые встречает экспериментатор при испытании масштабной модели автомобиля, заключаются в необходимости точного воспроизведения условий, имеющих место при движении в реальных дорожных условиях. Целью данной работы является нахождение связи между параметрами реального автомобиля и масштабной модели для экспериментальной отработки алгоритмов работы системы динамической стабилизации колесного транспортного средства. На основе теории подобия предложен метод расчета технических характеристик и параметров движения масштабных моделей для реальных полномасштабных колесных машин при обеспечении подобия протекающих процессов для масштабных моделей и для реальных машин. Получены основные зависимости для масштабных коэффициентов для силовых, кинематических и размерных факторов. Методами имитационного моделирования движения масштабной модели и полномасштабной колесной машины подтверждено подобие протекающих в них процессов.*

**Ключевые слова:** масштабная модель, константы подобия, подобие движения.

**Для цитирования:** Жилейкин М.М., Журкин М.М. Метод расчета технических характеристик и параметров движения масштабных моделей колесных машин, обеспечивающий подобие протекающих процессов при испытаниях // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 3 (49). С. 23–30. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-49-3-23-30

## Введение

В современных условиях при проектировании новых моделей автомобилей возникает потребность проверки тех или иных решений по формированию технического облика не только методами имитационного моделирования, но и на реальных образцах. Натурные дорожные испытания автомобилей позволяют сохранять при эксперименте полное динамическое подобие, но их проведение возможно лишь после изготовления опытного образца автомобиля, требующего очень больших материальных затрат. Кроме того, при натурных испытаниях затруднено, а часто вообще невозможно исследование многочисленных вариан-

тов исполнений различных элементов автомобиля [1, 2].

Одним из путей решения этой проблемы является создание моделей, представляющих собой уменьшенную копию проектируемого транспортного средства. Основные затруднения, которые встречает экспериментатор при испытании масштабной модели автомобиля, заключаются в необходимости точного воспроизведения условий, имеющих место при движении в реальных дорожных условиях. Достоверность полученных результатов в основном определяется соблюдением критериев подобия [3, 4]. Подобные методы нашли свое применение в кораблестроении и авиации.

Основой натурального моделирования является рассмотрение физически подобных явлений и перенос полученных в эксперименте с моделью результатов на натуру. Основанием для такого переноса является механическое подобие физических явлений, которое складывается из подобия расстояний и координат (геометрическое подобие), скоростей (кинематическое подобие), сил (динамическое подобие) и инерционных характеристик (механическое подобие). В настоящее время теория подобия применительно к автомобилям нашла свое практическое применение, пожалуй, только в аэродинамике [5]. Однако и в вопросах, связанных с исследованием проходимости, управляемости и устойчивости колесных транспортных средств проведение экспериментальных исследований на моделях также является актуальной задачей [6–13]. Целью данной работы является нахождение связи между параметрами реального автомобиля и масштабной модели для экспериментальной отработки алгоритмов работы системы динамической стабилизации колесного транспортного средства.

#### **Вывод основных констант подобия**

Для решения поставленной задачи рассмотрим константы подобия, представляющие собой отношение параметра для реального автомобиля (в дальнейшем изложении будем для таких параметров использовать индекс «о») и этого же параметра для масштабной модели (будем для таких параметров использовать индекс «м»).

$C_l = \frac{l_M}{l_0}$  – константа подобия по линейным размерам  $l$ ;

$C_v = \frac{v_M}{v_0}$  – константа подобия по линейным скоростям  $v$ ;

$C_F = \frac{F_M}{F_0}$  – константа подобия по силам  $F$ ;

$C_M = \frac{M_M}{M_0}$  – константа подобия по массам;

$C_G = \frac{G_M}{G_0}$  – константа подобия по силе веса  $G$ ;

$C_\omega = \frac{\omega_M}{\omega_0}$  – константа подобия по угловым скоростям  $\omega$ ;

$C_j = \frac{j_M}{j_0}$  – константа подобия по линейным ускорениям  $j$ ;

$C_\varepsilon = \frac{\varepsilon_M}{\varepsilon_0}$  – константа подобия по угловым ускорениям  $\varepsilon$ ;

$C_\Theta = \frac{\Theta_M}{\Theta_0}$  – константа подобия по углам поворота управляемых колес  $\Theta$ ;

$C_N = \frac{N_M}{N_0}$  – константа подобия по мощности  $N$ ;

$C_S = \frac{S_M}{S_0}$  – константа подобия по площади  $S$ ;

$C_{K_y} = \frac{K_{yM}}{K_{y0}}$  – константа подобия по коэффициенту сопротивления  $K_y$  боковому уводу шины;

$C_\delta = \frac{\delta_M}{\delta_0}$  – константа подобия по углу бокового увода  $\delta$  шины;

$C_c = \frac{c_M}{c_0}$  – константа подобия по коэффициенту жесткости  $c$ ;

$C_{k_d} = \frac{k_{dM}}{k_{d0}}$  – константа подобия по коэффициенту демпфирования  $k_d$ ;

$C_q = \frac{q_M}{q_0}$  – константа подобия по величине давления  $q$ ;

$C_\phi = \frac{\phi_M}{\phi_0}$  – константа подобия по коэффициенту сцепления  $\phi$  шины с опорной поверхностью;

$C_f = \frac{f_M}{f_0}$  – константа подобия по коэффициенту сопротивления качению  $f$  шины;

$C_R = \frac{R_M}{R_0}$  – константа подобия по радиусу поворота  $R$ .

(1)

Пусть центр масс  $C_0$  реального объекта движется относительно неподвижной системы координат  $OXYZ$  и в момент времени  $T$  имеет координаты  $X_{C_0}$ ,  $Y_{C_0}$ ,  $Z_{C_0}$ . Пусть теперь модель объекта движется относительно неподвижной системы координат  $oxyz$  и в момент времени  $t$  ее центр масс  $C_m$  имеет координаты  $x_{C_m}$ ,  $y_{C_m}$ ,  $z_{C_m}$ . Между моментами времени  $T$  и  $t$  можно установить зависимость  $t = f(T)$ . Движение объекта и модели кинематически подобны, если зависимость между соответствующими моментами времени  $T$  и  $t$  имеет вид:

$$t - t_0 = \tau(T - T_0),$$

где  $\tau$  – постоянная,  $t_0, T_0$  – начальные моменты времени.

Основой подобия траекторий движения центров масс объекта и модели является то, что два радиус вектора  $OC_0$  и  $oc_m$  в моменты времени  $T$  и  $t$  одинаково ориентированы относительно осей своих систем координат. Дуги траекторий точек  $C_0$  и  $c_m$  подобны, длины этих дуг  $L$  и  $l$  находятся в соотношении  $C_l = \frac{l}{L}$ . Соотношение для константы подобия  $C_R$  по радиусу поворота  $R$  получим на примере уравнения окружности.

$$X_{C_0}^2 + Y_{C_0}^2 = R_0^2;$$

$$x_{C_M}^2 + y_{C_M}^2 = R_M^2 = C_l^2 (X_{C_0}^2 + Y_{C_0}^2) = C_l^2 R_0^2;$$

$$C_R = \frac{R_M}{R_0} = C_l.$$

Рассмотрим две кинематически подобные материальные системы и допустим, что массы объекта  $M_0$  и модели  $M_M$  находятся в постоянном отношении  $C_M = \frac{M_M}{M_0}$ .

Пусть  $F_0$  и  $F_M$  – силы, действующие на объект и модель соответственно в моменты времени  $T$  и  $t$ . Пусть  $j_0$  и  $j_M$  – ускорения центра масс объекта и модели. Тогда  $F_0 = M_0 j_0$ ,

$$F_M = M_M j_M. \text{ Для подобных систем } \frac{F_M}{F_0} = \text{const.}$$

$$\frac{F_M}{F_0} = \frac{M_M j_M}{M_0 j_0} = \frac{C_M C_l}{\tau^2} = C_F. \quad (2)$$

Соотношение (2) получено И. Ньютоном и является фундаментальным для теории подобия в механике. Оно показывает, что три из четырех констант подобия  $C_M, C_l, C_F, \tau$  могут быть выбраны произвольно, но четвертое будет определяться зависимостью (2).

Допустим, мы имеем модель, имеющую константу подобия по линейным размерам  $C_l$ . Тогда отношение площадей будет  $C_l^2$ , а отношение объемов будет  $C_l^3$ . Если предположить, что как в модели, так и в объекте плотность материалов одинакова, то отношение  $C_M = C_l^3$ , и таким же будет соотношение сил тяжести для объекта и модели. Следовательно,  $C_F = C_l^3$ . Отсюда из соотношения Ньютона (2)

$$\tau = \sqrt{C_l}. \quad (3)$$

Так как  $x = C_l X, y = C_l Y, z = C_l Z, dt = \tau dT$ , то

$$v_M = \frac{C_l}{\tau} v_0; j_M = \frac{C_l}{\tau^2} j_0, \quad (4)$$

где  $v_M, v_0$  – линейные скорости центров масс модели и объекта соответственно.

С учетом (3) и (4) можно записать  $C_v = \sqrt{C_l}, C_j = 1$ . Так как  $\omega = \frac{v}{R}$ , то

$$C_\omega = \frac{v_M}{v_0} \frac{R_0}{R_M} = \frac{\sqrt{C_l}}{C_l} = \frac{1}{\sqrt{C_l}}; C_\varepsilon = C_\omega \frac{1}{\tau} = \frac{1}{C_l}.$$

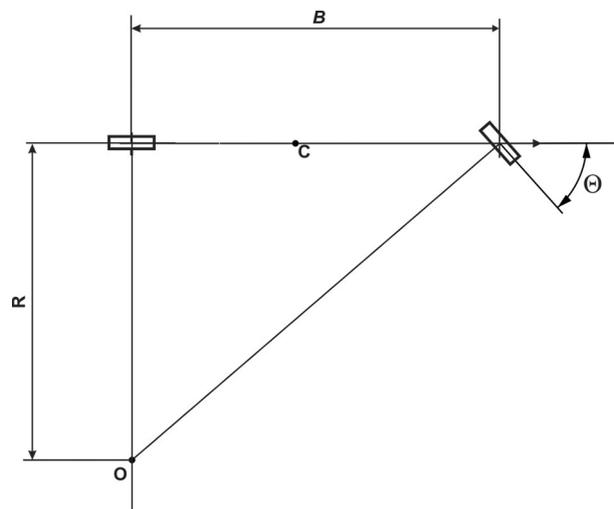
Подобие по величине давления

$$C_F = C_l^3 = \frac{q_M S_M}{q_0 S_0} = \frac{q_M}{q_0} C_l^2 \rightarrow C_q = C_l.$$

где  $q_M, q_0$  – давление в модели и в объекте соответственно;  $S_M, S_0$  – площади в модели и в объекте соответственно.

Подобие по коэффициенту жесткости  $C_C = \frac{C_F}{C_l} = C_l^2$ , по коэффициенту демпфирования  $C_{кд} = \frac{C_F}{C_v} = \frac{C_l^3}{\sqrt{C_l}} = C_l^{2.5}$ . Подобие по мощности  $C_N = C_F C_v = C_l^3 \sqrt{C_l} = C_l^{3.5}$ .

Для двухосной колесной машины (рассмотрим велосипедную схему), совершающей плоскопараллельное движение, схема поворота представлена на рис. 1.



**Рис. 1. Схема поворота двухосной колесной машины:**  $O$  – центр поворота;  $R$  – радиус поворота;  $C$  – центр масс машины;  $B$  – колесная база;  $\Theta$  – средний угол поворота управляемых колес

*Fig. 1. Turning scheme of a two-axle wheeled vehicle:*  $O$  – center of rotation;  $R$  – turning radius;  $C$  – center of mass of vehicle;  $B$  – wheelbase;  $\Theta$  – average angle of rotation of the steered wheels

Средний угол поворота управляемых колес  $\Theta = B/R$ . Подобие по углу поворота управляемых колес  $C_{\Theta} = \frac{C_l}{C_r} = 1$ .

Для определения соотношения между сцепными свойствами шин объекта и модели запишем выражение для продольной реакции  $R_x$  в пятне контакта

$$R_x = \varphi P_N,$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления;  $P_N$  – нормальная реакция в пятне контакта шины с опорной поверхностью.

Тогда для констант подобия:

$$C_F = C_{\varphi} C_F \rightarrow C_{\varphi} = 1. \quad (5)$$

Из выражения (5) следует, что зависимость коэффициента сцепления  $\varphi$  от величины скольжения  $s$  (так называемая диаграмма « $\varphi$ - $s$ ») для объекта и модели должна быть полностью идентична на одной и той же опорной поверхности.

Аналогично для силы сопротивления качению  $P_f$  можно записать:

$$P_f = f P_N,$$

где  $f$  – коэффициент сопротивления качению.

Тогда константа подобия  $C_f = 1$ .

Запишем выражение для поперечной реакции  $R_y$  в пятне контакта

$$R_y = K_y \delta,$$

где  $K_y$  – коэффициент сопротивления боковому уводу шины;  $\delta$  – угол бокового увода.

Тогда для констант подобия:

$$C_F = C_{K_y} C_{\delta} \rightarrow C_F = C_{K_y}.$$

Разработанный метод нахождения констант подобия позволяет определить не только массогабаритные параметры модели, но и режимы ее движения при испытаниях, обеспечивающие подобие протекающих в модели и объекте физических процессов, что позволяет перенести полученные в эксперименте с моделью результаты на реальный объект.

### Применение констант подобия в математической модели

Для проверки работоспособности полученных констант подобия следует провести виртуальные испытания полномасштабной модели и масштабной копии. В процессе моделирования движения возможно определить максимально возможную скорость движения по дуге заданного радиуса. Для данного моделирования необходимо задать исходные данные для полномасштабной модели и вычислить, посредством масштабных коэффициентов, параметры масштабной модели. За основу был взят автомобиль, представленный на рис. 2.

В таблице 1 представлены краткие технические характеристики полномасштабной модели автомобиля и масштабной копии с учетом констант подобия. Константу подобия по линейным размерам  $C_l$  примем равной  $C_l = 0,108$ .

### Результат моделирования движения

Проверка работоспособности предложенной методики формирования технических характеристик эквивалентных масштабных моделей для полномасштабных автомобилей проводилась методами имитационного моделирования. Особенности математической

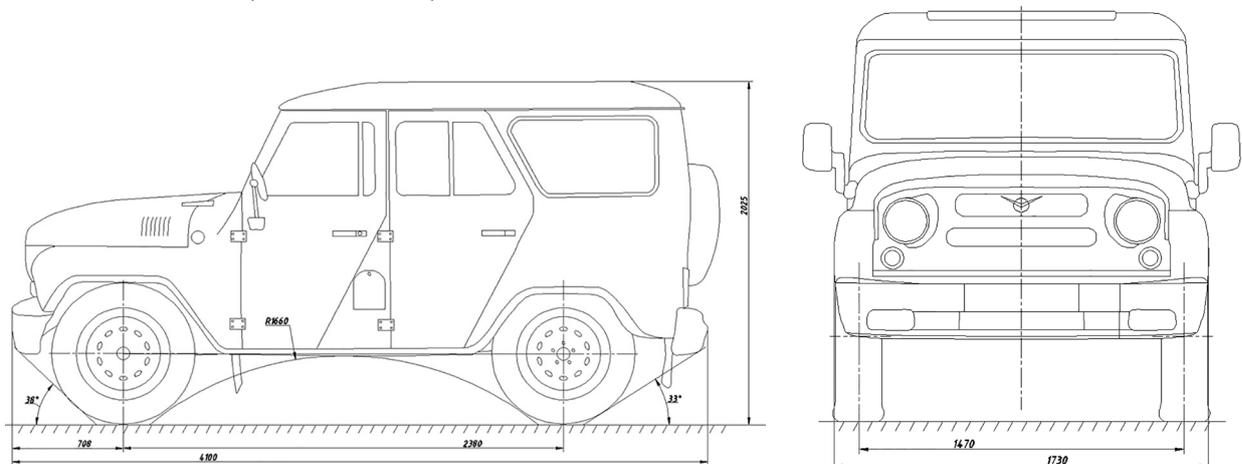


Рис. 2. Изображение полномасштабной модели

Fig. 2. Full-scale model image

Таблица 1

Краткие технические характеристики полномасштабной модели автомобиля и масштабной копии

Table 1. Brief technical characteristics of a full-scale vehicle model and a scale copy

Параметр	Полномасштабная модель	Масштабная модель
Масса, кг	3000	3,78
База, м	2,380	0,257
Колея, м	1,442	0,155
Скорость движения	$v_0$	$0,328v_0$
Ускорение	$j_0$	$j_0$
Угловая скорость	$\omega_0$	$3,042\omega_0$
Угловое ускорение	$\varepsilon_0$	$9,259\varepsilon_0$
Средний угол поворота управляемых колес	$\Theta_0$	$\Theta_0$
Радиус поворота, м	33	3,56
Жесткость упругих элементов подвески	$c_0$	$c_0 0,011$
Коэффициент демпфирования подвески	$k_{д0}$	$0,00125k_{д0}$
Момент инерции $I_x$ , кг·м <sup>2</sup>	3000	0,044
Момент инерции $I_y$ , кг·м <sup>2</sup>	7625	0,111
Момент инерции $I_z$ , кг·м <sup>2</sup>	10000	0,146
Ширина коридора поворота, м	6	0,64

модели движения приведены в работах [14–20]. В процессе моделирования движения задавалась начальная поступательная скорость. После преодоления дистанции в 55 метров для полномасштабной модели и 12 метров для масштабной модели автомобиля достигли точки начала выполнения маневра. Красной линии соответствует траектория движения центра масс автомобилей. Скорости подбирались таким образом, чтобы траектории движения совпали (с учетом соблюдения масштабных зависимостей) при условии возникновения заноса. На рис. 3 изображено движение модели полномасштабного автомобиля при входе в поворот на скорости 63,9 км/ч. На рисунке 4 изображено движение модели масштабной копии автомобиля при входе в поворот на скорости 20,86 км/ч. Для наглядности масштаба дуги визуальный размер автомобиля в анимации не изменен.

Из рис. 3 и 4 видно, что траектории движения полномасштабной модели и ее масштабной копии совпадают и касаются границ дуги в двух точках. При этом автомобиль движется в заносе. С учетом константы подобия по ли-

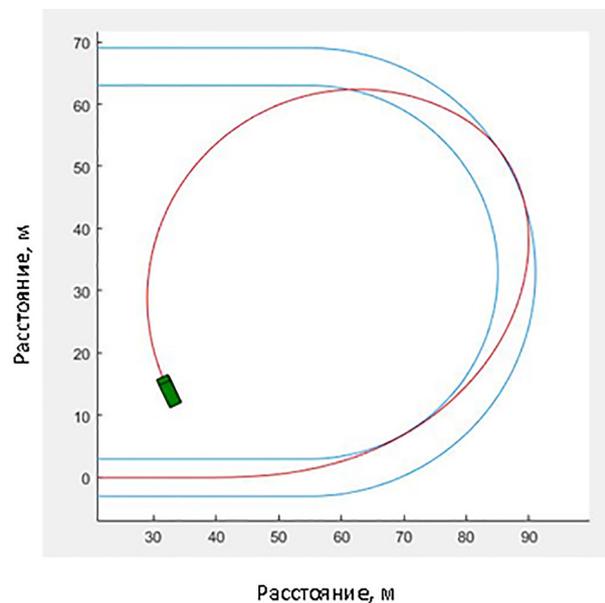
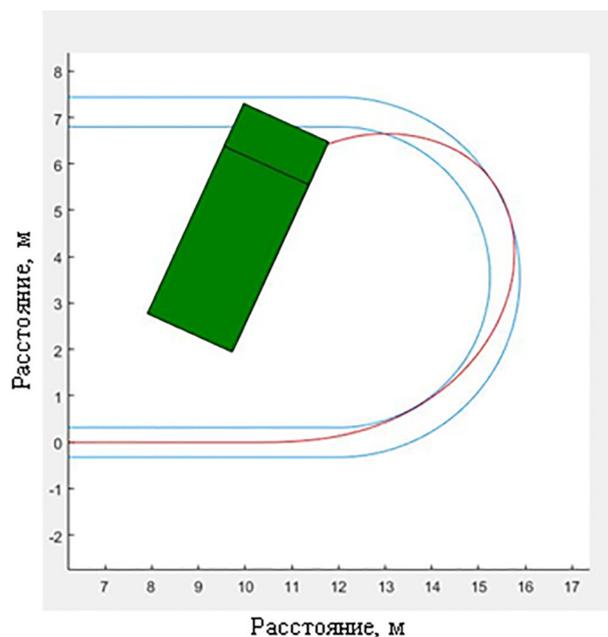


Рис. 3. Движение полноразмерного автомобиля при входе в поворот на скорости 63,9 км/ч

Fig. 3. The movement of a full-size vehicle when entering a turn at a speed of 63,9 km/h

нейной скорости, равной 0,328, ожидаемая скорость масштабной модели будет составлять 20,95 км/ч, при скорости движения полномраз-



**Рис. 4.** Движение масштабной модели автомобиля при входе в поворот на скорости 20,85 км/ч

*Fig. 4.* The movement of a scale model of a vehicle when entering a turn at a speed of 20,85 km/h

мерной модели в 63,9 км/ч. Отсюда следует, что ожидаемая скорость не совпала со скоростью масштабной модели на 0,5 %. Таким образом, можно утверждать, что масштабная теория работоспособна, а зависимости констант подобия определены верно.

### **Выводы**

1. На основе теории подобия предложен метод расчета технических характеристик и параметров движения масштабных моделей для реальных полномасштабных колесных машин при обеспечении подобия протекающих процессов для масштабных моделей и для реальных машин.

2. Получены основные зависимости для масштабных коэффициентов для силовых, кинематических и размерных факторов.

3. Методами имитационного моделирования движения масштабной модели и полномасштабной колесной машины подтверждено подобие протекающих в них процессов.

### **Литература**

1. Kotiev G.O., Diakov A.S. Advanced development and testing of off-road vehicle // DEStech Transactions on COMPUTER SCIENCE and ENGINEERING. 2017 2nd International Conference on Computer, Mechatronics and Electronic Engineering

(CMEE 2017) pp. 464–467. ISBN: 978-1-60595-532-2. DOI: 10.12783/dtcese/cmee2017/20021

2. Kotiev G.O., Padalkin B.V., Kartashov A.B., Dyakov A.S. Designs and development of Russian scientific schools in the field of cross-country ground vehicles building // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2017. V. 12. No 4. P. 1064–1071.
3. Жилейкин М.М., Ягубова Е.В., Чижов Д.А. Обоснование применимости масштабных моделей для экспериментального исследования параметров движения колесной машины на деформируемых грунтах. Известия ВУЗов. Машиностроение. Экспериментальное исследование эффективности стабилизации движения трактора при работе на склоне в режиме вспашки на масштабных моделях Известия ВУЗов. Машиностроение, 3 (660), 2015, С. 18–26.
4. Михайловский Е.В. Аэродинамика автомобиля. Москва, «Машиностроение», 1973, 224 с.
5. Zhileykin M. and Eranosyan A. Method of torque distribution between the axles and the wheels of the rear axle to improve the manageability of two-axle all-wheel drive vehicles. Published 1 April 2020 • Published under licence by IOP Publishing Ltd IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 820, Design Technologies for Wheeled and Tracked Vehicles (MMBC) 2019 1–2 October 2019, Moscow, Russian Federation DOI: 10.1088/1757-899X/820/1/012008
6. Zhileykin M. and Eranosyan A. Improving Stability and Controllability of Two-Axial Vehicles with a Connectable Front Axle by Redistributing Torque between the Axles (2018) BMSTU Journal of Mechanical Engineering, 4 (697), pp. 35–41.
7. Diez D.R., Velenis E., Tavernini D., Smith E.N., Siampis E., Soltani A. Front/Rear Axle Torque Vectoring Control for Electric Vehicles (2019) Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME, 141.
8. Karogal I., Ayalew B. Independent Torque Distribution Strategies for Vehicle Stability Control, in World Congress of the Society of Automotive Engineers. 2009, SAE, Inc.: Detroit, MI.
9. Osborn R.P. Shim T. Independent Control of All-Wheel-Drive Torque Distribution. SAE paper number 2004-01-2052, 2004.
10. Wu Z., Xie B., Chi R., Du Y., Mao E. Active modulation of torque distribution for dual-motor front-and rear-axle drive type electric vehicle based on slip ratio (2018) Nongye Gongcheng Xuebao/Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 34 (15), pp. 66–76.

11. Zhao B., Xu N., Chen H., Guo K., Huang Y. Stability control of electric vehicles with in-wheel motors by considering tire slip energy (2019) *Mechanical Systems and Signal Processing*, 118, pp. 340–359.
12. Xu W., Chen H., Zhao H., Ren B. Torque optimization control for electric vehicles with four in-wheel motors equipped with regenerative braking system (2019) *Mechatronics*, 57, pp. 95–108.
13. Song Y., Shu H., Chen X., Luo S. Direct-yaw-moment control of four-wheel-drive electrical vehicle based on lateral tyre-road forces and sideslip angle observer (2019) *IET Intelligent Transport Systems*, 13 (2), pp. 356–366.
14. Zhao X., Guo G. Braking torque distribution for hybrid electric vehicles based on nonlinear disturbance observer (2019) *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*.
15. Gorelov V.A., Komissarov A.I., Miroshnichenko A.V. 848 wheeled vehicle modeling in a multi-body dynamics simulation software (2015) *Procedia Engineering*, 129, pp. 300–307.
16. Keller A.V., Gorelov V.A., Vdovin D.S., Taranenko P.A., Anchukov V.V. Mathematical model of all-terrain truck (2015) *Proceedings of the ECCOMAS Thematic Conference on Multibody Dynamics 2015, Multibody Dynamics 2015*, pp. 1285–1296.
17. Gorelov V.A., Komissarov A.I. Mathematical model of the straight-line rolling tire – Rigid terrain irregularities interaction (2016) *Procedia Engineering*, 150, pp. 1322–1328.
18. Vol'skaya N.S., Zhileykin M.M., Zakharov A.Y. Mathematical model of rolling an elastic wheel over deformable support base (2018) *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 315 (1), article № 012028.
19. Wong J.Y. *Theory of Ground Vehicles* / J.Y. Wong. – New York: Wiley IEEE, 2001. – 560 p.
1. Kotiev G.O., Diakov A.S. Advanced development and testing of off-road vehicle // *DESTech Transactions on COMPUTER SCIENCE and ENGINEERING. 2017 2nd International Conference on Computer, Mechatronics and Electronic Engineering (CMEE 2017)* pp. 464–467. ISBN: 978-1-60595-532-2. DOI: 10.12783/dtsc/cmee2017/20021
2. Kotiev G.O., Padalkin B.V., Kartashov A.B., Dyakov A.S. Designs and development of Russian scientific schools in the field of cross-country ground vehicles building // *ARNP Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2017. V. 12. No 4. P. 1064–1071.
3. Zhileykin M.M., Yagubova YE.V., Chizhov D.A. Justification of the applicability of scale models for the experimental study of the parameters of the movement of a wheeled vehicle on deformable soils. Experimental study of the effectiveness of stabilization of tractor movement when working on a slope in plowing mode on large-scale models. *Izvestiya VUZov. Mashinostroyeniye*, 3 (660), 2015, pp. 18–26 (in Russ.).
4. Mikhaylovskiy E.V. *Aerodinamika avtomobilya* [Automobile aerodynamics]. Moscow, «Mashinostroyeniye», 1973, 224 p.
5. Zhileykin M. and Eranosyan A. Method of torque distribution between the axles and the wheels of the rear axle to improve the manageability of two-axle all-wheel drive vehicles. Published 1 April 2020 • Published under licence by IOP Publishing Ltd *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, Volume 820, Design Technologies for Wheeled and Tracked Vehicles (MMBC) 2019 1–2 October 2019, Moscow, Russian Federation DOI: 10.1088/1757-899X/820/1/012008
6. Zhileykin M. and Eranosyan A. Improving Stability and Controllability of Two-Axial Vehicles with a Connectable Front Axle by Redistributing Torque between the Axles (2018) *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 4 (697), pp. 35–41 (in Russ.).
7. Diez D.R., Velenis E., Tavernini D., Smith E.N., Siampis E., Soltani A. Front/Rear Axle Torque Vectoring Control for Electric Vehicles (2019) *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME*, 141.
8. Karogal I., Ayalew B. Independent Torque Distribution Strategies for Vehicle Stability Control, in *World Congress of the Society of Automotive Engineers. 2009*, SAE, Inc.: Detroit, MI.
9. Osborn R.P. Shim T. Independent Control of All-Wheel-Drive Torque Distribution. SAE paper number 2004-01-2052, 2004.
10. Wu Z., Xie B., Chi R., Du Y., Mao E. Active modulation of torque distribution for dual-motor front-and rear-axle drive type electric vehicle based on slip ratio (2018) *Nongye Gongcheng Xuebao/Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 34 (15), pp. 66–76.
11. Zhao B., Xu N., Chen H., Guo K., Huang Y. Stability control of electric vehicles with in-wheel motors by considering tire slip energy (2019) *Mechanical Systems and Signal Processing*, 118, pp. 340–359.
12. Xu W., Chen H., Zhao H., Ren B. Torque optimization control for electric vehicles with four in-wheel

- motors equipped with regenerative braking system (2019) *Mechatronics*, 57, pp. 95–108.
13. Song Y., Shu H., Chen X., Luo S. Direct-yaw-moment control of four-wheel-drive electrical vehicle based on lateral tyre-road forces and sideslip angle observer (2019) *IET Intelligent Transport Systems*, 13 (2), pp. 356–366.
  14. Zhao X., Guo G. Braking torque distribution for hybrid electric vehicles based on nonlinear disturbance observer (2019) *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*.
  15. Gorelov V.A., Komissarov A.I., Miroschnichenko A.V. 8Ч8 wheeled vehicle modeling in a multi-body dynamics simulation software (2015) *Procedia Engineering*, 129, pp. 300–307.
  16. Keller A.V., Gorelov V.A., Vdovin D.S., Taranenko P.A., Anchukov V.V. Mathematical model of all-terrain truck (2015) *Proceedings of the ECCOMAS Thematic Conference on Multibody Dynamics 2015, Multibody Dynamics 2015*, pp. 1285–1296.
  17. Gorelov V.A., Komissarov A.I. Mathematical model of the straight-line rolling tire – Rigid terrain irregularities interaction (2016) *Procedia Engineering*, 150, pp. 1322–1328.
  18. Vol'skaya N.S., Zhileykin M.M., Zakharov A.Y. Mathematical model of rolling an elastic wheel over deformable support base (2018) *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 315 (1), article No 012028.
  19. Wong J.Y. *Theory of Ground Vehicles* / J.Y. Wong. – New York: Wiley IEEE, 2001. – 560 p.

## METHOD FOR CALCULATING TECHNICAL CHARACTERISTICS AND PARAMETERS OF MOVEMENT OF SCALE MODELS OF WHEELED VEHICLES, ENSURING THE SIMILARITY OF THE PROCESSES DURING TESTING

DSc in Engineering **M.M. Zhileykin, M.M. Zhurkin**  
Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia  
jileykin\_m@mail.ru, mimizhur@gmail.com

*Nowadays, when designing new vehicle models, there is a need to test certain solutions for the formation of a technical appearance both by simulation methods and on production samples. Full-scale road tests of vehicles make it possible to maintain full dynamic similarity during the experiment, but they can be carried out only after manufacturing of a vehicle prototype, which requires a lot of material costs. One of the ways to solve this problem is to create models that are a reduced copy of the designed vehicle. The main difficulty that appears when testing a scale model of vehicle is the need to accurately reproduce the conditions that occur when driving in real road conditions. The purpose of this paper is to find a relationship between the parameters of a production vehicle and a scale model for experimental development of algorithms for the dynamic stabilization of a wheeled vehicle. A method for calculating the technical characteristics and motion parameters of scale models for real full-scale wheeled vehicles while ensuring the similarity of the ongoing processes for scale models and for production vehicles is proposed on the basis of the theory of similarity. The main dependences for scale factors for force, kinematic and dimensional factors are obtained. The similarity of the occurring processes was confirmed by the methods of simulation modeling of the movement of a scale model and a full-scale wheeled vehicle.*

**Keywords:** scale model, similarity constants, similarity of motion.

**Cite as:** Zhileykin M.M., Zhurkin M.M. Method for calculating technical characteristics and parameters of movement of scale models of wheeled vehicles, ensuring the similarity of the processes during testing. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 3 (49), pp. 23–30 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-49-3-23-30