УТОЧНЕНИЕ РАСЧЕТА ТЯГОВОЙ МОЩНОСТИ АВТОМОБИЛЯ

***Е.А. Максимов¹, Е.П. Устиновский²**

¹НТПП «Интрай»,

г. Челябинск, Россия;

²Южноуральский государственный университет «ЮУРГУ»,

г. Челябинск, Россия,

*maksimov50@mail.ru

АННОТАЦИЯ

Введение. Тяговая мощность автомобиля используется для определения его тягово-скоростных свойств. Целью работы является уточнение расчета тяговой мощности автомобиля.

Материалы и методы. Приведена методика уточненного расчета тяговой мощности автомобиля.

Выводы. Проведен сравнительный анализ уточненной и традиционной методики расчета тяговой мощности. Получено уточненное уравнение расчета тяговой мощности, учитывающее модуль упругости, ширину дорожки контакта, свободный радиус колеса, прогиб шины, касательные силы трения в плоскости контакта. Наибольшее расхождение между кривой тяговой мощностью автомобиля, рассчитанной по уточненной методике, и кривой тяговой мощностью, рассчитанной по традиционной методике, составляет 26,8%.

Практическое значение. Статья может быть полезна специалистам АТП, магистрам вузов для сравнения тягово-скоростных свойств различных типов автомобилей.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: тяговая мощность автомобиля, модуль упругости, ширина дорожки контакта, свободный радиус колеса, касательные силы трения.

© Е.А. Максимов, Е.П. Устиновский

Контент доступен под лицензией
Creative Commons Attribution 4.0 License.

REFINING THE CALCULATION OF THE CAR TRACTION POWER

**E.A. Maksimov¹, E.P. Ustinovsky²*

¹ "Intrai",

Chelyabinsk, Russia;

²South Ural State University,

Chelyabinsk, Russia

*maksimov50@mail.ru

ABSTRACT

Introduction. Traction power of the car is used to determine its traction-speed properties. The purpose of the paper is the calculation refinement of the car traction power.

Materials and methods. The authors used the methodology of the refined calculation of the car traction power.

Results. The authors carried out the comparative analysis of the refined and traditional methods for calculating traction power. As a result, the authors obtained the refined equation for calculating the traction power, taking into account the elastic modulus, the width of the contact track, the free radius of the wheel, the deflection of the tire and the tangential friction forces in the contact zone. The largest discrepancy between the curve of the vehicle's traction power calculated by the updated methodology and the curve of the vehicle's traction power calculated by the traditional method was 26.8%.

Discussion and conclusions. The results of the research are useful to specialists of automobile and transport enterprises and masters of universities to compare the traction and speed properties of the various car types.

KEYWORDS: car traction power, modulus, width of the contact path, tire radius in contact, tire deformations, friction tangential force.

© E.A. Maksimov, E.P. Ustinovsky

Content is available under the license
Creative Commons Attribution 4.0 License.

ВВЕДЕНИЕ

Известно, что тяговую мощность автомобиля необходимо знать для определения тягово-скоростных свойств^{1, 2, 3}. Анализ тягово-скоростных свойств проектируемого автомобиля проводится с целью оценки правильности выбора параметров двигателя и трансмиссии. Для этого используются методы тягового и мощностного балансов. Проектировочный тяговый расчет мощности автомобиля является одним из этапов его проектирования. Целями тягового расчета мощности автомобиля являются предварительный выбор основных характеристик двигателя и трансмиссии, обеспечивающих требуемые тягово-скоростные свойства автомобиля в соответствии с заданием на его проектирование. В ходе выполнения проектировочного расчета решаются следующие задачи: выбор основных весовых и геометрических параметров автомобиля, необходимых для выполнения тягового расчета; определение максимальной мощности двигателя и выбор его внешней скоростной характеристики; расчет передаточных чисел трансмиссии (главной передачи, коробки передач, дополнительных коробок); оценка тягово-скоростных свойств автомобиля^{4, 5, 6, 7} [1].

Выбор основных весовых и геометрических параметров автомобиля является первым этапом его проектирования. На данном этапе на основе анализа технических характеристик автомобилей, близких по назначению к проектируемому, производится предварительный выбор весовых, геометрических, компоновочных и других параметров, влияющих на характеристики двигателя и трансмиссии. К этим параметрам относится полная масса автомобиля, общее число мостов и распределение массы по мостам, типоразмер шин [2, 3, 4, 5].

Анализ тягово-скоростных свойств проектируемого автомобиля проводится с целью оценки правильности выбора параметров двигателя и трансмиссии. В настоящее время

широко используется традиционная методика, позволяющая проводить расчет тяговой мощности автомобиля с учетом крутящего момента, мощности, расходуемой на сопротивление качению [6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17]. Однако традиционная методика не учитывает параметры шины при ее деформации.

Целью работы является уточнение расчета тяговой мощности автомобиля.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

В соответствии с традиционной методикой⁸ уравнение баланса сил автомобиля записывают в виде

$$P_T = P_C + P_K + P_B = P_D + P_{B,H}, \quad (1)$$

где P_T – тяговая сила, Н,

P_C – сила сопротивления подъему, Н,

P_K – сила сопротивления качению колес, Н,

P_B – сила сопротивления воздуха, Н,

$P_D = P_C + P_K$ – сила сопротивления дороги, Н.

Тяговую силу определяют по формуле

$$P_T = \frac{M_K}{r_D}, \text{ Н}, \quad (2)$$

где M_K – крутящий момент на колесе, Нм,

r_D – динамический радиус колеса, м.

Силу сопротивления качению колес определяют по формуле

$$P_K = P_Z f, \text{ Н}, \quad (3)$$

где P_Z – вертикальная внешняя сила, Н,

f – коэффициент сопротивления качению.

Силу сопротивления подъему записывают в виде

¹Третьяков О.Б., Гудков В.А. Автомобильные шины. М. : Химия, 2007. 432 с.

²Тарновский В.Н., Гудков В.А., Третьяков О.Б. Автомобильные шины. М. : Транспорт, 1990. 272 с.

³Евзовских В.Е., Райман П.Г. Автомобильные шины, диски и ободья. М. : Автополис плюс, 2010. 203 с.

⁴Савельев Г.В. Автомобильные колеса. М.: Машиностроение, 1983. 151 с.

⁵Вахламов В.К. Автомобили, конструкции и элементы расчета. М. : Академия, 2006. 408 с.

⁶Балабин И.В. Автомобильные и тракторные колеса и шины. М : Изд-во МГТУ(МАМИ). 2012. 920 с.

⁷Кнороз В.И., Кленников Е.В. Шины и колеса. М. : Машиностроение, 1975. 184 с.

⁸Савельев Г.В. Автомобильные колеса. М. : Машиностроение, 1983. 151 с.

Рисунок 1 – Схема деформации шины: до деформации (1), после деформации (2):
 b_1 – ширина профиля деформированной шины; τ – касательные силы трения; P_Z – вертикальная сила

Figure 1 – Scheme of tire deformation: before deformation (1), after deformation (2):
 b_1 – width of the profile of the deformed tire; τ – tangential friction forces; P_Z – vertical force

$$P_C = P_Z \cos \alpha, \text{ Н}, \quad (4)$$

где P_Z – вертикальная внешняя сила, Н,
 α – угол подъема, рад.

Уравнение баланса мощностей автомобиля определяют после умножения составляющих уравнения (1) на V^9

$$N_T = N_D + N_B, \text{ кВт}, \quad (5)$$

где N_T – тяговая мощность, кВт,

N_D – мощность, затрачиваемая колесом на преодоление сопротивления дороги, кВт,

N_B – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха, кВт.

Мощность, затрачиваемая на преодоление колесом сопротивления дороги, определяется коэффициентом сопротивления качению и другими факторами¹⁰.

Коэффициент сопротивления качению зависит от многих факторов и определяется экспериментально. Его среднее значение для дороги с различным покрытием и состоянием изменяется от 0,015 до 0,10¹¹.

⁹ Савельев Г.В. Автомобильные колеса. М. : Машиностроение, 1983. 151 с.

¹⁰ Кнороз В.И., Кленников Е.В. Шины и колеса. М. : Машиностроение, 1975. 184 с.

¹¹ Там же.

Рисунок 2 – Зависимость тяговой мощности автомобиля от скорости движения:
1 – расчет по формуле (12); 2 – расчет по формуле (5)

Figure 2 – Dependence of the car traction power on the movement speed:
1 – calculation by the formula (12); 2 – calculation by the formula (5)

Вместе с тем мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления дороги, определяется площадью контакта, касательными силами трения в плоскости контакта шины с дорожным покрытием и др.

Уточненное уравнение баланса мощностей автомобиля запишем в виде

$$N_T = N_G + N_\tau, \text{ кВт}, \quad (6)$$

где N_T – тяговая мощность, кВт,

N_G – мощность, затрачиваемая на деформацию (сжатие) материала шины в контакте, кВт,

N_τ – мощность, расходуемая на трение между шиной и дорожным покрытием, кВт.

Мощность, затрачиваемую на сжатие шины колеса автомобиля, запишем в виде

$$N_G = P_Z \nu, \text{ кВт}, \quad (7)$$

где ν – скорость деформирования, м/с.

При деформации профиля касательные силы трения направлены в сторону, противоположную перемещению шины в поперечном направлении (рисунок 1).

Мощность, расходуемую на трение в контакте, запишем в виде

$$N_\tau = n \iint_F \tau \Delta V dF = 2 \tau_X b l \Delta V, \text{ кВт}, \quad (8)$$

где $F = b l$ – площадь контакта, м²,

τ – касательные силы трения в площади контакта шины с дорожным покрытием, МПа,

b – ширина дорожки контакта, м,

l – длина пятна контакта, м.

Разность между линейной скоростью колеса относительно дороги

$$\Delta V = V_K - V_D, \text{ м/с}, \quad (9)$$

где V_K – линейная скорость колеса, м/с,
 $V_D = 0$.

В поперечном направлении ширина дорожки контакта, как правило, ограничивается двумя параллельными линиями, ширина между которыми может быть определена по формуле [8]:

$$b = k B, \text{ м}, \quad (10)$$

где B – ширина протектора шины, м,
 $k = 0,65 \dots 0,75$ – коэффициент.
 Подставляя (10) в (9), получим

$$N_{\tau} = k \tau l B V, \text{ кВт} \quad (11)$$

Подставляя (8), (11) в (6), получим

$$N_T = P_z v + k \tau l B V_K, \text{ кВт}. \quad (12)$$

Сравнивая уравнения для расчета тяговой мощности автомобиля (12) с аналогичным уравнением (5), полученным по традиционной методике, можно отметить, что в данном уравнении не учитываются:

V_K – линейная скорость колеса,
 l – длина пятна контакта,
 b – ширина дорожки контакта,
 τ – касательные силы трения в площади контакта шины с дорожным покрытием.

РЕЗУЛЬТАТЫ

Зависимость тяговой мощности автомобиля от скорости движения представлена на рисунке 2. Расчет тяговой мощности проведем для следующих параметров: $M_K = 880$ Нм, $E = 0,0005$ МПа, $R_0 = 20$ дюймов = 254 мм, $H_0 = 20$ мм, $b = 0,75B$, $B = 8$ дюймов = 203,2 мм.

Анализ кривых, представленных на рисунке 2, показал, что с увеличением скорости движения кривая тяговой мощности автомобиля плавно увеличивается, а затем плавно снижается. Наибольшее расхождение между кривой тяговой мощностью автомобиля, рассчитанной по уточненной методике (12), и кривой тяговой мощностью, рассчитанной по традиционной методике (5), составляет 4–6,8%.

ВЫВОДЫ

1. Получено уточненное уравнение расчета тяговой мощности автомобиля, учитывающее модуль упругости, ширину дорожки контакта, свободный радиус колеса, прогиб, касательные силы трения в площади контакта шины с дорожным покрытием.

2. Показано, что с увеличением скорости движения кривая тяговой мощности автомо-

биля плавно увеличивается, а затем плавно снижается. Наибольшее расхождение между кривой тяговой мощностью автомобиля, рассчитанной по уточненной методике, и кривой тяговой мощностью, рассчитанной по традиционной методике, составляет 4–6,8%.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Балабин И.В., Чабунин И.С., Груздев А.С. Напряженно-деформированное состояние диска колеса с учетом влияния изгибающего момента и осевой силы // Автомобильная промышленность. 2007. №7. С. 13–15.
2. Fosberry R.A. Investigation of stresses in public service vehicle tire wheels // The institution of mechanical engineers, automobile division proceedings (London). pt.3. 2002. pp. 91–100.
3. Ishihara K., Kawashima H., Research of fatigue strength of whills // Tranzasion Japan Society of mechanical engineer. 2009. №513. pp.1254–1258.
4. Богомолов В.А. Расчетное распределение давления в пятне контакта шин с поверхностью дорожной одежды // Вестник ХНАДУ. 2016. вып. 72. С.143–145.
5. Балакина Е.Б. Расчет параметров в пятне контакта // Автомобильная промышленность. 2016. № 3. С.6–7.
6. Козлов Ю.Н., Сальников В.И., Барашков А.А. Определение взаимного положения зон разного трения в пятне контакта шины с опорной поверхностью // Автомобильная промышленность. 2016. № 3. С. 6–7.
7. Konishi H., Fujiwara A., Katsura, Nakata M. Estimation of impact strength of aluminium wheels // Kobe Steel report. 2007. №2. С. 25–28.
8. Morita Y., Ishihara K. Stress analysis in automobile wheels by mains MKCH // Sumimoto Metals. 2007. №3. pp. 245–263.
9. Svendenias Jakob. The modeling and friction estimation // Departament of automatic control Lund University, Lund, Sweden. 2007. 233 p.
10. Paul Haney. Tire.The racing and high-performance // Strigfild. USE. 2003. 432 p.
11. Hans B. Pacejka Tire and vehiche dynamics // Published by Elsevier Ltd. USA. 2–12. 322 p.
12. Wong J.U. Theory of ground vehickls // Canada.wiby. John and Sons Inc. 2001. 267 p.
13. Балабин И.В. Расчет напряженного состояния неразъемного обода колеса грузовых автомобилей и автобусов // Автомобильная промышленность. 2011. №12. С. 20–22.
14. Богданова Т.А., Довженко Н.А., Гильманшина Т.Р. Современные технологии изготовления дисков автомобильных колес // Со-

временные проблемы науки и образования. 2014. № 5. С. 226–228.

15. Григолюк Э.И., Фролов А.И., Балабин И.В. и [др.] О напряженном состоянии дисковых колес грузовых автомобилей при неосесимметричном нагружении // *Автомобильная промышленность*. 1982. №9. С. 21–23.

16. Демьянушко И.В. Информационные технологии и создание автомобильных конструкций // *Автомобильная промышленность*. 2003. №9.

17. Балабин И.В. Аналитическое определение напряженно-деформированного состояния дисков колес // *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 2002. №3. С.15–19.

REFERENCES

1. Balabin I.V., Chabunin I.S., Gruzdev A.S. Naprjazhenno-deformirovannoe sostojanija diska kolesa s uchetom vlijanija izgibajushhego momenta i osevoj sily [Stress-strain state of the wheel disk, taking into account the influence of bending moment and axial force]. *Avtomobil'naja promyshlennost'*. 2007; 7: 13–15 (in Russian).

2. Fosberry R.A. Investigation of stresses in public service vehicle tire wheels // *The institution of mechanical engineers, automobile division proceedings (London)*. 2002; pt.3: 91–100.

3. Ishihara K., Kawasshima H., Research of fatigue strength of whills // *Tranzasion Japan Society of mechanical engineer*. 2009; 513: 1254–1258.

4. Bogomolov V.A. Raschetnoe raspredelenie davlenija v pjatne kontakta shin s poverhnost'ju dorozhnoj odezhdy [Settlement distribution of pressure in the tire contact with a pavement surface]. *Vestnik HNADU*. 2016; 72:143–145 (in Russian).

5. Balakina E.B. Raschet parametrov v pjatne kontakta [Calculation of parametres in a contact stain]. *Avtomobil'naja promyshlennost'*. 2016; 3: 6–7 (in Russian).

6. Kozlov Ju.N., Sal'nikov V.I., Barashkov A.A. Opredelenie vzaimnogo polozhenija zon raznogo trenija v pjatne kontakta shiny s opornoj poverhnost'ju [Determination of the mutual position of the zones of different friction in the contact patch of the tire with the supporting surface]. *Avtomobil'naja promyshlennost'*. 2016; 3: 6–7 (in Russian).

7. Konishi H., Fujiwara A., Katsura ,Nakata M. Estimation of impact strength of aluminimum wheels // *Kobe Steel report*. 2007; 2: 25–28.

8. Morita Y., Ishihara K. Stress analysis in automobile wheels by mains МКСН // *Sumimoto Metals*. 2007; 3: 245–263.

9. Svendenias Jakob. The modeling and friction estimation // *Departament of automatic control Lund University, Lund, Sweden*. 2007. 233 p.

10. Paul Haney. Tire. The racing and high-performance // *Strigfild. USE*. 2003. 432 p.

11. Hans B. Pacejka Tire and vehiche dynamics // *Published by Elsevier Ltd. USA*. 2–12. 322 p.

12. Wong J.U. Theory of ground vehickls // *Canada.wiby. John and Sons Inc*. 2001. 267 p.

13. Balabin I.V. Raschet naprjazhennogo sostojanija neraz"emnogo oboda kolesa gruzovyh avtomobilej i avtobusov [Calculation of the stress state of the integral wheel rim of trucks and buses]. *Avtomobil'naja promyshlennost'*. 2011; 12: 20–22 (in Russian).

14. Bogdanova T.A., Dovzhenko N.A., Gil'man-shina T.R. Sovremennye tehnologii izgotovlenija diskov avtomobil'nyh koles [Modern technologies of the car wheels' manufacture]. *Sovremennye problemy nauki i obrazovanija*. 2014; 5: 226–228 (in Russian).

15. Grigoljuk Je.I., Frolov A.I., Balabin I.V., i dr. O naprjazhennom sostojanii diskovyh koles gruzovyh avtomobilej pri neosesimmetrichnom nagruzenii [On the stress state of truck disk wheels under non-axisymmetric loading]. *Avtomobil'naja promyshlennost'*. 1982; 9: 21–23 (in Russian).

16. Dem'janushko I.V. Informacionnye tehnologii i sozdanie avtomobil'nyh konstrukcij [Information technologies and creation of automobile constructions]. *Avtomobil'naja promyshlennost'*. 2003; 9 (in Russian).

17. Balabin I.V. Analiticheskoe opredelenie naprjazhenno-deformirovannogo sostojanija diskov koles [Analytical determination of the stress-strain state of wheel disks]. *Traktory i sel'skohozjajstvennye mashiny*. 2002; 3:15–19 (in Russian).

Поступила 19.06.2018, принята к публикации 25.10.2019.

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах или методах. Конфликт интересов отсутствует.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Максимов Евгений Александрович – канд. техн. наук НТПП «Интрай» (454091, г. Челябинск, 3 Интернационала, 113а, e-mail: Maksimov50@mail.ru).

Устиновский Евгений Петрович – канд. техн. наук, проф. кафедры «Техническая механика», Южно-Уральский государственный университет (454080, г. Челябинск, пр. Ленина, 76).

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Evgeny A. Maksimov – Candidate of Technical Sciences, “Intray” (454091, Chelyabinsk, 113a, 3rd Internatsionala St., e-mail: Maksimov50@mail.ru).

Evgeny P. Ustinovsky – Candidate of Technical Sciences, Professor, Department of Technical Mechanics, South Ural State University (764080, Chelyabinsk, 76, Lenin Ave.).

ВКЛАД СОАВТОРОВ

Максимов Е.А. Уточненное уравнение расчета тяговой мощности автомобиля,

учитывающее модуль упругости, ширину дорожки контакта, радиус шины на входе в контакт, абсолютную деформацию шины колеса, касательные силы трения в контакте.

Устиновский Е.П. Расчет и построение графиков тяговой мощности автомобиля.

AUTHORS' CONTRIBUTION

Evgeny A. Maksimov – specifying the equation of calculation of the car traction power; considering the modulus, width of the contact path, tire radius, absolute deformations of the tire, the friction tangential force in the contact zone.

Evgeny P. Ustinovsky – calculation and construction of schedules of the car traction power.