DOI: 10.34220/ITRT2021_38-44

УДК 629.015:629.032

Романченко М. И.

канд. техн. наук, доцент кафедры
технического сервиса в
АПК Белгородского
государственного аграрного
университета им. В. Я. Горина, РФ

Romanchenko M. I.

candidate of Technical Sciences,
associate professor of the department of
technical service in agriculture, Belgorod
State Agricultural University named after
V. Gorin, Russian Federation

СОСТАВЛЕНИЕ МОЩНОСТНОГО БАЛАНСА ДЛЯ ВЕДУЩЕГО КОЛЕСА АВТОМОБИЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПЛАНА СКОРОСТЕЙ

DRAWING UP THE POWER BALANCE FOR THE DRIVING WHEEL OF THE CAR USING THE SPEED PLAN

Ключевые слова: колесо, шина, сила, реакция, радиус, качение, скорость, момент, мощность, баланс.

Аннотация: представлена методика составления мощностного баланса для ведущего колеса автомобиля с использованием плана скоростей отдельных точек колеса. Линейные скорости характерных точек определяются их компонентами с учетом трех радиусов колеса – динамического и двух кинематических. Кинематические радиусы представлены радиусом качения колеса в свободном режиме и радиусом его качения в ведущем режиме. В результате линейные скорости приведены к двум компонентам, зависящим от кинематических радиусов и угловой скорости вращения колеса. Они позволяют определить все составные части мощностного баланса ведущего колеса в сочетании с действующими продольными силами, реакциями и моментами.

Keywords: wheel, tire, force, reaction, radius, rolling, speed, torque, power, balance.

Annotation: the method of drawing up the power balance for the driving wheel of a car using the speed plan of individual points of the wheel is presented. The linear velocities of the characteristic points are determined by their components, taking into account three wheel radii – dynamic and two kinematic. The kinematic radii are represented by the rolling radius of the wheel in the free mode and the rolling radius of the wheel in the driving mode. As a result, the linear velocities are reduced to two components, depending on the kinematic radii and the angular velocity of the wheel. They allow you to determine all the components of the power balance of the drive wheel in combination with the acting longitudinal forces, reactions and moments.

Движение автомобильного колеса может осуществляться в различных режимах качения: свободном, ведущем, нейтральном, ведомом и тормозном [1-2]. Для каждого из этих режимов присущим является определенное сочетание действующих на колесо силовых факторов и сопутствующих кинематических параметров [3-5].

При составлении мощностного баланса колеса в ведущем режиме, как правило, применяют исходные уравнения моментов силового баланса. Ключевым вопросом, который с должным пристрастием освещается в литературных источниках [6-11], является правомерность использования в этих уравнениях в

качестве базового расчетного параметра либо динамического радиуса, либо радиуса качения колеса в свободном режиме. Сторонники использования динамического радиуса предполагают заведомое превышение динамического радиуса над кинематическим радиусом качения ведущего колеса во всем диапазоне его изменения [6, 8]. Использование динамического радиуса приводит к нарушению структурно-логической связи при переходе от силового баланса к мощностному и неполному учету его составляющих.

Сторонники использования радиуса качения колеса в свободном режиме в качестве базового предполагают двоякое соотношение между величинами динамического радиуса и кинематического радиуса качения ведущего колеса [9-11].

Целью исследования является уточнение уравнения мощностного баланса ведущего колеса, исключаяющего структурное несоответствие между мощностным и силовым балансами.

Как известно, базовым режимом качения колеса является свободный режим. Он предполагает такое состояние движения, когда к колесу, нагруженному нормальной (вертикальной) силой, не приложено никаких продольных сил и реакций [12]. На колесо действует только крутящий момент. Противодействует ему момент сопротивления качению, который обусловлен деформацией шины относительно опорной поверхности.

В свободном режиме качения колеса, представленном на рисунке 1, продольная линейная скорость v_{oc} точки O_o , расположенной на оси колеса, определяется произведением радиуса r_{kc} качения колеса на угловую скорость ω_k его вращения

$$v_{oc} = r_{kc} \omega_k. \quad (1)$$

При значении $\omega_k = 1$ рад/с, принятом для наглядного представления плана скоростей отдельных точек колеса на рисунке 1, численное значение линейной скорости равно радиусу качения колеса в свободном режиме, то есть

$$v_{oc} = r_{kc}. \quad (2)$$

Радиус качения колеса в свободном режиме определяется выражением [13]

$$r_{kc} = \frac{l_{кп}}{\alpha_k}, \quad (3)$$

где $l_{кп}$ – длина контактной площадки беговой дорожки шины; α_k – центральный угол контактной площадки беговой дорожки шины.

Линейная скорость точки O_{kc} , являющейся мгновенным центром вращения точек колеса, равна нулю.

Линейная скорость v_{dc} точки O_d , расположенной в плоскости контактной площадки шины, определяется из соотношения

$$\frac{v_{dc}}{v_{oc}} = \frac{r_{kc} - r_d}{r_{kc}}. \quad (4)$$

С учетом выражения (1) имеем

$$v_{dc} = (r_{kc} - r_d) \omega_k. \quad (5)$$

$$\Delta v_d = v_{dc} - v_{dv} . \quad (12)$$

При переходе от скоростей v_{dc} и v_{dv} к соответствующим радиусам качения r_{kc} и r_{kv} и угловой скорости ω_k выражение приобретает вид

$$\Delta v_d = (r_{kc} - r_d) \omega_k - (r_{kv} - r_d) \omega_k . \quad (13)$$

После сокращения в этом выражении слагаемых, равных друг другу и имеющих противоположные знаки, потеря скорости Δv_d составляет

$$\Delta v_d = (r_{kc} - r_{kv}) \omega_k . \quad (14)$$

Такие же потери скоростей Δv_o и Δv_c , равные потере скорости Δv_d по величине и направлению, имеют точки O_o и O_{kc}

$$\Delta v = \Delta v_d = \Delta v_o = \Delta v_c . \quad (15)$$

При анализе ведущего режима качения колеса под действием продольных сил, обеспечивающих соотношение радиусов $r_{kv} \leq r_d$, оказываются справедливыми предыдущие выкладки, полученные выше для условия реализации противоположного соотношения между радиусами $r_{kc} > r_{kv} > r_d$.

Полученные расчетные выражения для линейных скоростей характерных точек колеса, находящихся на его оси и в плоскости контактной площадки шины, используем для определения отдельных составляющих мощностного баланса ведущего колеса.

Потеря мощности $N_{букс}$ на частичное буксование ведущего колеса обусловлена скольжением элементов контактной площадки шины в направлении, противоположном поступательному движению колеса, и определяется произведением продольной реакции R_x в плоскости контактной площадки шины на потерю скорости Δv_d

$$N_{букс} = R_x \Delta v_d . \quad (16)$$

С учетом выражения (14) получим

$$N_{букс} = R_x (r_{kc} - r_{kv}) \omega_k . \quad (17)$$

Мощность $N_{тяг}$ реализуется на тягу колеса и определяется произведением продольной силы P_x на линейную скорость $v_{ов}$ оси колеса, или точки O_o , расположенной на этой оси, то есть

$$N_{тяг} = P_x v_{ов} . \quad (18)$$

С учетом соотношения (7) мощность, реализуемая на тягу колеса, определяется выражением

$$N_{тяг} = P_x r_{kv} \omega_k . \quad (19)$$

Потеря мощности на деформацию шины при качении колеса определяется произведением момента сопротивления деформации шины $M_{деф}$ на угловую скорость ω_k вращения колеса

$$N_{деф} = M_{деф} \omega_k . \quad (20)$$

Мощностной баланс в ведущем режиме качения колеса определяется тремя составляющими, определяющими в совокупности мощность на колесе

$$N_k = N_{\text{деф}} + N_{\text{тяг}} + N_{\text{букс}}. \quad (21)$$

В развернутом виде выражение имеет вид

$$N_k = M_k \omega_k = M_{\text{деф}} \omega_k + P_x r_{\text{кв}} \omega_k + R_x (r_{\text{кс}} - r_{\text{кв}}) \omega_k. \quad (22)$$

Полученное выражение мощностного баланса может быть приведено к силовому балансу в форме уравнения моментов

$$M_k = M_{\text{деф}} + R_x r_{\text{кс}}. \quad (23)$$

Крутящий момент пропорционален приложенной к оси колеса продольной силе P_x или равной ей продольной реакции опорной поверхности R_x , которая противодействует этой силе.

В противоположность выражению (22) уравнение мощностного баланса в работе [6] выглядит несколько иначе, с учетом приведения обозначений его составляющих к обозначениям, используемым в настоящей статье,

$$M_k \omega_k = M_{\text{деф}} \omega_k + P_x r_{\text{кв}} \omega_k + R_x (r_{\text{д}} - r_{\text{кв}}) \omega_k. \quad (24)$$

Соответственно, уравнение моментов также отличается от уравнения (23)

$$M_k = M_{\text{деф}} + R_x r_{\text{д}}. \quad (25)$$

Как следует из сопоставления двух уравнений мощностного баланса (22) и (24), большую величину имеет мощность на колесе, определяемая по уравнению (22).

Разность мощностей составляет существенную величину, которая зависит от соотношения между радиусом качения колеса в свободном режиме и динамическим радиусом, и ее нельзя игнорировать,

$$\Delta N_k = R_x (r_{\text{кс}} - r_{\text{д}}) \omega_k. \quad (23)$$

В мощностном балансе качения колеса, представленном в работе [6], эту разность не учитывают, что приводит к искажению результатов при расчетах показателей тягово-скоростных и эксплуатационных свойств автомобилей.

Таким образом, для повышения точности определения показателей автомобилей на основе мощностного и силового балансов ведущего колеса, при составлении уравнений этих балансов следует брать в рассмотрение и использовать в качестве основного расчетного параметра не динамический радиус, а радиус качения колеса в свободном режиме.

Он выступает в форме опосредованного кинематического параметра для математического описания связи углового движения колеса с его линейным перемещением, а не силового фактора в виде плеча действия сил.

Список литературы

1. ГОСТ 17697-72. Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. М. Изд-во стандартов, 1972. – 24 с.
2. Гришкевич А. И. Автомобили. Теория. Мн. Высшая школа, 1986. – 208 с.

3. Ларин В. В. Оценка параметров прямолинейного качения колесного движителя по твердой опорной поверхности. Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Серия «Машиностроение», 2012. № 2. – С. 59-69.
4. Pacejka H. Tire and Vehicle Dynamics. 3rd Edition. Butterworth-Heinemann. Elsevier, 2012. 629 p.
5. Popp K., Schiehlen W. Ground Vehicle Dynamics. Springer, 2010. – 366 p.
6. Коптилов В. И., Пархоменко Л. Б. Анализ уравнений силового и мощностного баланса ведущего колеса автомобиля / Нефть и газ Западной Сибири : материалы международной научно-технической конференции. Тюмень. ТюмГНГУ, 2015. Т. 3. – С. 206-209.
7. Романченко М. И. Анализ мощностного баланса при качении колеса в ведущем режиме / Инновации в АПК : проблемы и перспективы. Вып. 2 (26), 2020. – С. 86-93.
8. Коптилов В. И. О кинематическом и динамическом радиусе колеса с пневматической шиной / Проблемы функционирования систем транспорта: материалы международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных. Тюмень. Тюменский индустриальный университет, 2016. Т. 1. – С. 191-198.
9. Пожидаев С. П. О некоторых уточнениях теории качения эластичного колеса. Автомобильная промышленность, 2013. № 12. – С. 13-15.
10. Пожидаев С. П. О теории качения эластичного колеса с позиции механики. Автомобильная промышленность, 2014. № 11. – С. 16-17.
11. Пожидаев С. П. О причине, приведшей к заблуждению о возможности применения динамического радиуса в теории движения колесных самоходных машин / Нефть и газ Западной Сибири : материалы международной научно-технической конференции, посвященной 90-летию со дня рождения Косухина Анатолия Николаевича. Тюмень. Тюменский индустриальный университет, 2015. – С. 302-306.
12. Подригало М. А., Потапов Н. Н. Движение жесткого автомобильного колеса при действии крутящего момента и толкающей силы. Автомобильный транспорт. Вып. 28, 2011. – С. 14-17.
13. Романченко М. И. Кинематические параметры качения колеса в ведущем режиме. Вестник ФГОУ ВПО «Московский государственный агроинженерный университет им. В. П. Горячкина». Вып. 2 (33), 2009. – С. 46-49.