

В. В. Л а р и н

ОЦЕНКА ПАРАМЕТРОВ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО КАЧЕНИЯ КОЛЕСНОГО ДВИЖИТЕЛЯ ПО ТВЕРДОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Представлена методика оценки параметров прямолинейного качения эластичного колесного движителя по твердой опорной поверхности, учитывающая распределение нормальных и касательных напряжений по пятну контакта, перемещение оси колеса в горизонтальной и вертикальной плоскостях относительно центра контакта. Предложены модели формирования нормальных и касательных напряжений, сопротивления качению и тяги.

E-mail: larin.lv20946@yandex.ru

Ключевые слова: колесо, опорная поверхность, сопротивление движению, тяга, тягово-экономическая характеристика.

Эластичный колесный движитель (КД) транспортного средства работает в различных режимах силового нагружения при незначительных и больших внешних сопротивлениях. При неограниченной мощности, подводимой к оси КД, преодоление внешних сопротивлений при прямолинейном движении ограничивается продольной реакцией, создаваемой в зоне контакта КД с опорной поверхностью (ОП).

Существует множество моделей, описывающих качение КД. Одни — академические, в них подробно рассматриваются физические процессы в эластичной оболочке шины и зоне контакта. Они предназначены для расчета шин в целях оптимизации их конструктивных параметров. Другие — упрощенные (прикладные), они используются для определения выходных интегральных характеристик взаимодействия эластичного КД с ОП. Такие модели необходимы для оценки параметров подвижности колесных транспортных средств (тяговой динамики, устойчивости, управляемости, плавности хода, проходимости). Прикладные модели в зависимости от решаемой задачи существенно различаются.

При оценке тяговой динамики и проходимости транспортных средств основная задача заключается в определении потерь энергии (на деформацию эластичной оболочки КД и скольжение КД по ОП) и допустимой продольной реакции R_x в области контакта КД с ОП.

Изменение основных параметров КД (нормальной деформации h_z , радиуса $r_{к.в}$ и коэффициента сопротивления качению $f_{ш.в}$ в ведомом режиме, коэффициента тангенциальной эластичности λ_M) в зависимости от эксплуатационных параметров (нормальной нагрузки P_z , внутреннего давления воздуха p_w , крутящего момента M_k , скорости $v_{кx}$) описывается достаточно точными (в определенных пределах) и приемлемыми зависимостями.

Сила P'_x совершает явную работу на перемещении $c_{\text{ш}}$ и неявную $P'_x h'_z$ — на перемещении h'_z , не совпадающем с направлением действия силы P'_x .

В результате действия сил и крутящего момента происходит искривление радиальных сечений, изменение профиля в вертикально-продольном сечении, изменение длины беговой дорожки (исходной окружности), т.е. возникает сложное нагружение элементов эластичной шины.

Работу, совершаемую на изменение длины беговой дорожки, можно выразить через условную величину $|P'_x| h'_z$.

Уравнение моментов относительно центра КД (точка O_k) имеет вид

$$M_k = M_{f_{\text{ш}}P_z} + P'_x r_{\text{CT}} + P'_x h'_z + M_{J_k} = M_{f_{\text{ш}}P_z} + P'_x r_{\text{д}} + M_{J_k}. \quad (3)$$

Уравнение мощностного баланса представим как

$$M_k \omega_k = M_{f_{\text{ш}}P_z} \omega_k + P'_x \omega_k r_{k0} + P'_x \omega_k c_{\text{ш}} + P'_x \omega_k h'_z + \\ + P'_x \omega_k h'_z |P'_x| / P'_x + P'_x \omega_k dr_{\text{к.св}} + M_{J_k} \omega_k + R_x v_s,$$

где $M_k \omega_k$ и $M_{f_{\text{ш}}P_z} \omega_k$ — мощность, подведенная к КД, и мощность потерь на вертикальную деформацию оболочки шины при $P_x \approx 0$ (свободный и ведомый режимы качения КД); $P'_x \omega_k r_{k0}$, $P'_x \omega_k c_{\text{ш}}$ и $P'_x \omega_k h'_z$ — тяговая мощность на создание тяговой силы P_x и ускорения $a_{\text{кx}}$ и мощности на перемещение оси (точка O_k) в продольном направлении относительно центра контакта шины (точка $O_{\text{ш}}$) и оси КД в вертикальном направлении; $P'_x \omega_k h'_z |P'_x| / P'_x$ и $P'_x \omega_k dr_{\text{к.св}}$ — мощности на окружную деформацию (сжатие или растяжение) беговой дорожки КД соответственно вне и в зоне контакта; $M_{J_k} \omega_k$ — мощность на раскрутку КД; $R_x v_s$ — мощность на относительное скольжение в зоне контакта.

Скорость относительного скольжения $v_s = (r_{k0} - r_k) \omega_k = r_{k0} \omega_k s_{\text{бj}}$, где r_{k0} и r_k — радиусы качения без непосредственного скольжения (чистого качения) и действительный; $s_{\text{бj}} = 1 - r_k / r_{k0}$ — коэффициент непосредственного продольного скольжения.

Для упрощения записи последующих уравнений рассмотрим равномерное движение КД ($a_{\text{кz}} = a_{\text{кx}} = \varepsilon_k = 0$) при отсутствии непосредственного скольжения ($s_{\text{бj}} = 0$). Эти допущения не оказывают кардинального влияния на дальнейшие преобразования.

Отличие радиуса качения в свободном режиме $r_{\text{к.св}}$ (при $P'_x = 0$) от статического радиуса r_{CT} выразим как $dr_{\text{к.св}} = r_{\text{CT}} - r_{\text{к.св}}$.

Уравнение мощностного баланса при отсутствии непосредственного скольжения КД по ОП примет вид

$$M_k \omega_k = M_{f_{\text{ш}}P_z} \omega_k + P_x \omega_k (r_{k0} + dr_{\text{к.св}} + c_{\text{ш}} + h'_z + h'_z |P_x| / P_x). \quad (4)$$

Во всех последующих уравнениях отношение $|P_x| / P_x$ введено для определения знака составляющих.

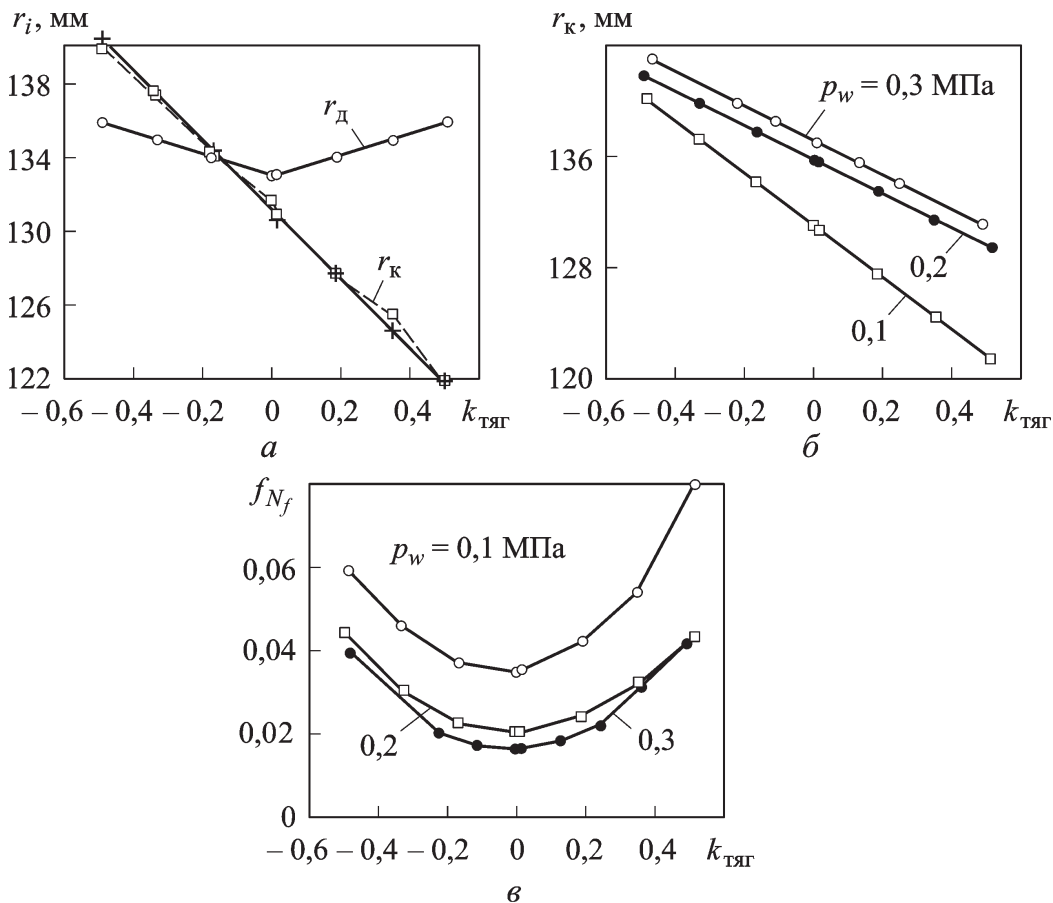


Рис. 2. Характеристики качения шины 3,5–5 дюйма модели В-25 на твердой ОП при $P_z=1$ кН и давлении воздуха в шине $p_w=0,1$ МПа (а) и $p_w=\text{var}$ (б и в): кривые — расчет, точки — эксперимент

Решая совместно уравнения (3) и (4), получим выражение для радиуса чистого качения, обусловленного окружной деформацией беговой дорожки КД:

$$r_{k0} = r_{k.cв} - c_{ш} - h'_z |P_x| / P_x. \quad (5)$$

Анализ расчетных и экспериментальных данных (рис. 2), полученных на стенде кафедры СМ-10 МГТУ им. Н.Э. Баумана для малогабаритной диагональной шины 3,5–5 дюйма модели В-25, показывает достаточно высокую точность представленной модели (до 4%) по основным интегральным параметрам качения КД — $M_k, P_x, r_{k0}, r_d, k_{\text{тяг}} = P_x / P_z, f_{N_f} = (N_{fш} + N_s) / (P_z v_{kx})$.

Предлагаемый подход позволяет приближенно определять и коэффициент тангенциальной эластичности λ_M при известных значениях нормальной деформации h_z и коэффициента сопротивления качению в ведомом режиме $f_{ш.в}$. Принимая линейный закон изменения r_{k0} в зоне $P_x \leq 0,3P_z, M_{fшP_z} = f_{ш.в} P_z r_{CT}$ и $M_k = M_{fшP_z} + P_x r_{CT} + P_x h'_z$, после преобразований получаем выражение для λ_M :

$$\lambda_M = 1000 (c_{ш} + h'_z) / M_k. \quad (6)$$

Представленные уравнения справедливы при отсутствии непосредственного скольжения $s_{бj} = 0$ (приблизительно при $R_x \leq 0,6R_x^{\text{max}}$) и характеризуют только КД.

В зависимости от скорости скольжения (коэффициента $s_{\delta j}$) в зонах положительного и отрицательного нарастания $s_{\delta j}$ от нуля до полного буксования ($s_{\delta j} = 1$) или юза ($s_{\delta j} = -\infty$) реакция R_x изменяется нелинейно, может достигать максимума R_x^{\max} при определенных значениях $s_{\delta j}^{\text{опт}}$ и затем уменьшаться.

Для определения продольной реакции R_x или коэффициента продольной реакции $k_{R_x} = R_x/R_z$ необходимо знать распределение нормальных (p_{zi}) и касательных (τ_{xi}) напряжений по длине контакта.

В большинстве расчетных моделей напряжение или давление p_{zi} определяется радиальной деформацией элементарного кругового сектора $d\alpha$, имеющего упругость и рассеяние в радиальном направлении $p'_{zi} = b_{\text{шп}} h_{ri} k_i$, где $b_{\text{шп}}$ — ширина контакта, h_{ri} — радиальная деформация i -го сектора, k_i — коэффициент пропорциональности при нагружении или разгрузке. При таких моделях эпюра p_{zi} представляется параболой (рис. 3, б, при $k_{\text{изг-сж}} = 0$), что не соответствует экспериментальным данным [2, 3] (см. рис. 3, б, эксперимент).

На p_{zi} очевидно влияет не только радиальная деформация элементарных секторов h_{ri} , но и относительное перемещение внешних поверхностей ближайших элементарных секторов (в дальнейшем — изгиб протектора) при расстипании протектора по ОП, который не учитывается.

Рассмотрим упрощенную модель, в которой напряжение p_{zi} определяется деформациями изгиба $h_{\text{изг}i}$ и сжатия $h_{\text{сж}i} = h_{ri}$ элементарного сектора КД. Примем допущение, что условные деформации изгиба $h_{\text{изг}i}$ зависят от разницы углов наклона в продольно-вертикальной плоскости линий, касательных к профилю недеформированной α_0 и деформированной шины α_k в одном и том же вертикально-поперечном сечении контакта, и описываются уравнением

$$h_{\text{изг}i} = r_{\text{св}} [1 - \cos(\alpha_0 - \alpha_k)].$$

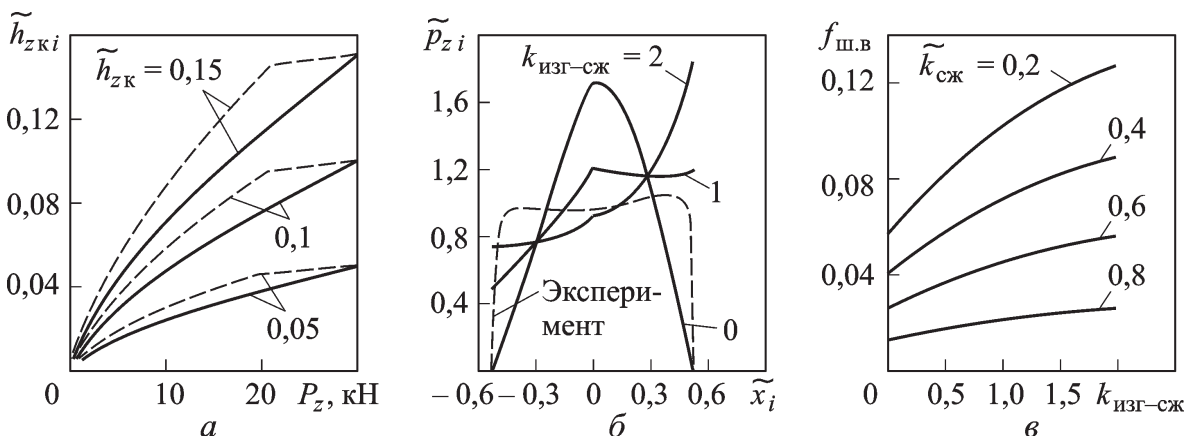


Рис. 3. Изменение относительных деформаций $\tilde{h}_{zki} = h_{zi}/r_{\text{св}}$ при $k_{\text{изг-сж}} = \tilde{k}_{\text{сж}} = 0,4$ (а), при $\tilde{h}_{zk} = 0,15$ относительных давлений $\tilde{p}_{zi} = p_{zi}/\bar{p}_z$ при $\tilde{k}_{\text{сж}} = 0,4$ по относительной координате длины контакта $\tilde{x}_i = 0,5x_i/x_a$ (б) и $f_{\text{ш.в}}$ (в) для колеса $r_{\text{св}} = 0,5$ м, $b_{\text{шп}} = 0,4$ м, $P_z = 30$ кН

Нормальные удельные давления в зонах нагружения (p'_{zH}) и разгрузки (p'_{zP}) выразим уравнениями

$$p'_{zHi} = k_{сж.н} (h_{сжi} + k_{изг-сж} h_{изги});$$

$$p'_{zPi} = k_{сж.н} \left\{ h_{сжi} \left[1 - \frac{(1 - \tilde{k}_{сж}) |x_i|}{x_a} \right] + \right.$$

$$\left. + k_{изг-сж} h_{изги} \left[1 - \frac{(1 - \tilde{k}_{изг}) |x_i|}{x_a} \right] \right\}, \quad (7)$$

где $k_{сж.н}$ и $\tilde{k}_{сж} = k_{сж.р}/k_{сж.н}$ — коэффициент сжатия в зоне нагружения и относительный соответственно; $k_{сж.р}$ — коэффициент сжатия в зоне разгрузки; $k_{изг-сж} = k_{изг.н}/k_{сж.н}$ — коэффициент изгиба-сжатия в зоне нагружения (для обеих зон принят одинаковым); $\tilde{k}_{изг} = k_{изг.р}/k_{изг.н}$ — относительный коэффициент изгиба; $k_{изг.н}$ и $k_{изг.р}$ — коэффициенты изгиба в зоне нагружения и разгрузки; $x_a = 0,5b_{шx}$ — половина длины зоны контакта.

Множители $\left[1 - \frac{(1 - \tilde{k}_i) |x_i|}{x_a} \right]$ в зоне разгрузки, сглаживают кривую разгрузки, устраняя скачок в середине контакта.

Значения коэффициентов $k_{сж.н}$, $k_{изг-сж}$, $\tilde{k}_{сж}$, $\tilde{k}_{изг}$ определяют при качении колеса по твердой ОП (при известных P_z , p_w , h_z , $f_{ш.в}$), когда для элементарных деформаций сжатия и изгиба справедливы соотношения

$$r_{сжi} = r_{св} - \sqrt{r_{д}^2 + x_i^2}; \quad r_{изги} = r_{св} - \sqrt{r_{св}^2 - x_i^2}.$$

Интегрируя по длине контакта с постоянной шириной $b_{шy}$, получаем выражения для нормальной силы P_z при качении КД, сил P_{zH} и P_{zP} при нагружении и разгрузке неподвижного колеса, а также момента $M_{fш}$ сопротивления качению:

$$P_z = b_{шy} k_{сж.н} \{ A_{1H} + k_{изг-сж} A_{2H} - 0,5 A_p [(1 - \tilde{k}_{сж}) + k_{изг-сж} (1 + \tilde{k}_{изг})] / x_a \};$$

$$P_{zH} = b_{шy} k_{сж.н} (A_{1H} + k_{изг-сж} A_{2H}); \quad (8)$$

$$P_{zP} = b_{шy} k_{сж.н} \{ A_{1H} + k_{изг-сж} A_{2H} - A_p [(1 - \tilde{k}_{сж}) + k_{изг-сж} (1 + \tilde{k}_{изг})] / x_a \};$$

$$M_{fш} = b_{шy} k_{сж.н} (1 - \tilde{k}_{сж}) (A_{1f} + k_{изг-сж} A_{2f}) x_a.$$

Здесь

$$A_{1H} = x_a r_{св} - r_{д}^2 \ln \frac{x_a + r_{св}}{r_{д}}; \quad A_{2H} = 2x_a r_{св} - r_{св}^2 \arcsin \frac{x_a}{r_{св}} - x_a r_{д};$$

$$A_p = r_{CB} x_a^2 - \frac{2(r_{CB}^3 - r_D^3)}{3}; \quad A_{1f} = \frac{r_{CB} x_a^3}{3} - \frac{x_a r_{CB}^3}{4} + \frac{r_D^2 r_{CB} x_a}{8} + \frac{r_D^4}{8} \ln \frac{x_a + r_{CB}}{r_D};$$

$$A_{2f} = \frac{r_{CB} x_a^3}{3} + \frac{x_a r_D^3}{4} - \frac{r_{CB}^2 r_D x_a}{8} - \frac{r_{CB}^4}{8} \arcsin \frac{x_a}{r_{CB}},$$

$$x_a = \sqrt{r_{CB}^2 - (r_{CB} - h_z)^2}; \quad r_D = r_{CB} - h_z,$$

Решая совместно уравнения (8) и принимая $\tilde{k}_{изг} = \tilde{k}_{сж}$, находим

$$k_{изг-сж} = \frac{A_p M_{fш} - A_{1f}(P_{зн} - P_{зр})}{A_{2f}(P_{зн} - P_{зр}) - A_p M_{fш}}; \quad k_{сж.н} = \frac{P_{зн}}{b_{шy} (A_{1н} + k_{изг-сж} A_{2н})};$$

$$\tilde{k}_{сж} = 1 - \frac{b_{шy} k_{сж.н} A_{1н} + k_{изг-сж} A_{2н} - P_{зр}}{A_p (1 + k_{изг-сж}) / x_a}.$$

Расчетные кривые, представленные на рис. 3 и 4, близки к экспериментальным данным, что подтверждает правомочность предлагаемого метода.

Значения продольного сдвига j_x (относительного продольного перемещения) i -й точки беговой дорожки КД относительно ОП, положение которой характеризуется углом α_i относительно вертикальной оси Z , при качении можно определить, рассматривая поворот КД относительно мгновенного центра поворота точки O , расположенного по оси Z на расстоянии r_k от точки O_k , на угол $d\alpha$ (см. рис. 1).

Для i -й точки приращение продольного перемещения dj_x и перемещение (сдвиг) j_x описываются выражениями

$$dj_x = \left(\frac{r_{CB} - h_z}{\cos^2 \alpha} - r_k \right) d\alpha; \quad j_x = (r_{CB} - h_z) (\operatorname{tg} \alpha_a - \operatorname{tg} \alpha) - r_k (\alpha_a - \alpha);$$

$$(9)$$

$$\alpha_a = \arccos (r_D / r_{CB}); \quad \alpha_{a1} = -\alpha_a; \quad \alpha = \operatorname{arctg} (x / r_D).$$

Относительные сдвиги $\tilde{j}_x = j_x / r_{CB}$ с изменением относительного

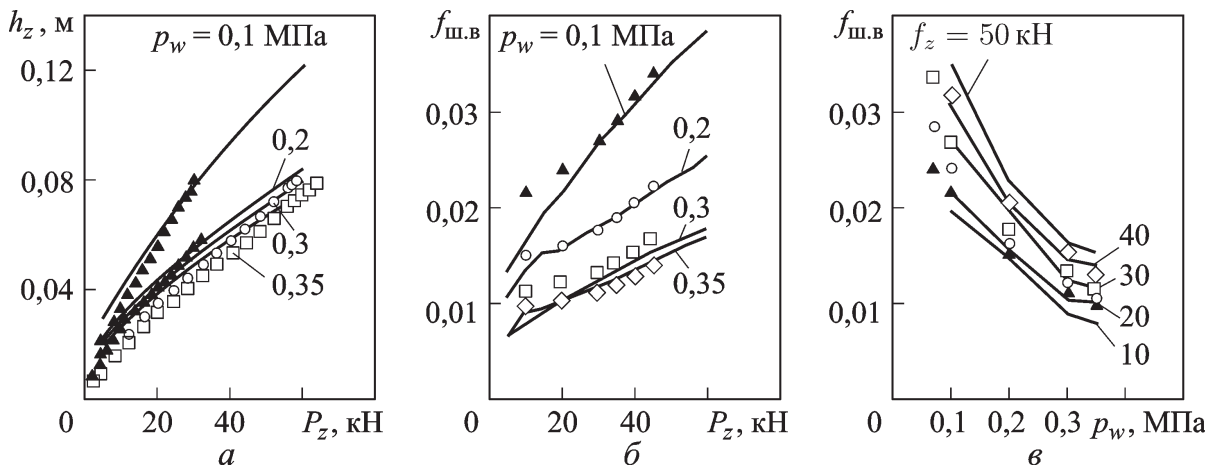


Рис. 4. Изменение характеристик деформирования (а) и качения (б и в) шины 1300×530-533 модели ВИ-3:

кривые — расчет, точки — эксперимент

радиуса качения $\tilde{r}_k = r_k/r_{CB}$ достигают больших значений, однако скорости скольжения $v_s = dj_x/dt$ при постоянном \tilde{r}_k в пределах длины контакта изменяются незначительно.

Общепринято, что касательные напряжения τ_x определяются выражением $\tau_x = p_z \mu_i$, где μ_i — коэффициент трения, зависящий от многих параметров и в первую очередь от свойств контактирующих тел, а также от скорости их относительного перемещения, температуры, нормальных средних давлений. Выделяют коэффициенты трения покоя ($\mu_{\text{ПОК}}$) и скольжения ($\mu_{\text{СК}}$), которые зависят от указанных параметров. Существуют различные подходы к описанию изменения μ_i . Одни авторы за базовый коэффициент принимают $\mu_{\text{ПОК}}$, а $\mu_{\text{СК}}$ описывают какой-либо функцией, другие — за базовый принимают $\mu_{\text{СК}}$. В большинстве случаев в качестве аргумента используются скорость скольжения, коэффициент проскальзывания, продольный сдвиг.

Изменение касательных напряжений от сдвига представим в виде суммы двух кривых, характеризующихся изменением трения скольжения и связанности [1]:

$$\tau = \tau_{\text{УСТ}} \left(1 - \exp \left(-\frac{|j|}{j_0} \right) \right) + c_{\text{Ш-Г}} \exp \left[-\frac{(|j| - j_m)^2}{a_t} \right], \quad (10)$$

где $\tau_{\text{УСТ}} = p_z \mu_{\text{СК}}$; $j_0 = k_{j_0\text{Ш-Г}} j_m$; $k_{j_0\text{Ш-Г}} \approx 0,1$; $j_m = k_{\text{СЖ.Ш-Г}} b_{\text{ШХ}}$; $c_{\text{Ш-Г}} = p_z (\mu_{\text{ПОК}} - \mu_{\text{СК}})$; $a_t = k_{a_t\text{Ш-Г}} j_m / \mu_{\text{СК}}$; $k_{a_t\text{Ш-Г}} \approx 0,05$.

Коэффициент $k_{\text{СЖ.Ш-Г}}$ характеризует сжатие системы шина–грунт в горизонтальном направлении и для твердых ОП в зависимости от их состояния находится в диапазоне $0,01 \leq k_{\text{СЖ.Ш-Г}} \leq 0,1$.

Считаем, что коэффициент трения скольжения $\mu_{\text{СК}}$ и связанность $c_{\text{Ш-Г}}$ материала протектора шины с грунтом постоянны и не зависят от нормального давления p_{zi} , а коэффициент трения покоя $\mu_{\text{ПОК}i} = \mu_{\text{СК}} + c_{\text{Ш-Г}}/p_{zi}$, причем связанность определяется при базовых значениях давления и коэффициента трения покоя:

$$c_{\text{Ш-Г}} = \bar{p}_z^{\text{баз}} (\mu_{\text{ПОК}}^{\text{баз}} - \mu_{\text{СК}}).$$

С точки зрения тяговой динамики, наибольший интерес представляет не распределение τ_x , а зависимость изменения коэффициента продольной реакции от коэффициента продольного скольжения $k_{R_x}(s_{\text{б}j})$. Для определения продольной реакции R_x необходимо проинтегрировать τ_x по длине контакта.

Параметры качения определяются по уравнениям движения КД, интегрированием элементарных нормальных и касательных сил и моментов по площади контакта с учетом вертикального h'_z и продольного $c_{\text{Ш}}$ смещений оси КД относительно середины контакта.

Площадь контакта для современных шин с увеличенным радиусом поперечного сечения беговой дорожки отличается от эллипса (в

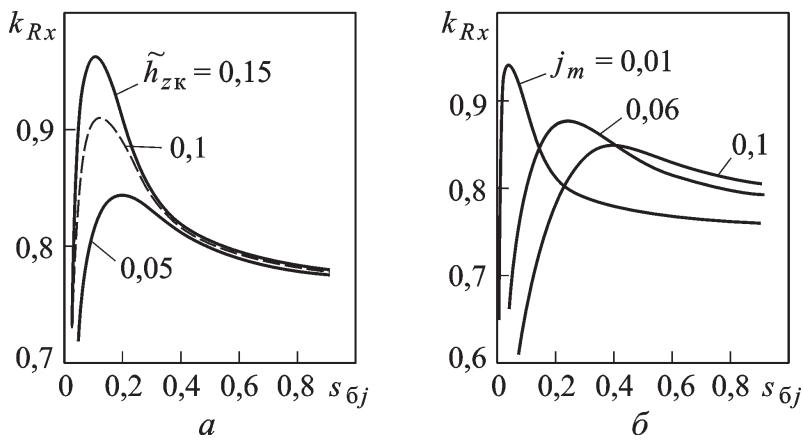


Рис. 5. Изменение параметров качества при $\tilde{k}_{сж} = 0,6$, $k_{изг-сж} = 1$, $\mu_{сж} = 0,75$, $c_{ш-г} = \text{const}$ в зависимости от $\tilde{h}_{зк}$ при $j_m = 0,03$ (а) и j_m при $\tilde{h}_{зк} = 0,1$ (б) для колеса с параметрами, представленными на рис. 3

зависимости от $\tilde{h}_{зш} = h_z/H_{ш}$ она больше на 15...24%), поэтому при $\tilde{h}_{зш} > 0,06$ для определения параметров контакта необходимо рассматривать горизонтальное сечение беговой дорожки.

На рис. 5 представлено изменение параметров качества колеса для которого в качестве базовых параметров приняты: $\mu_{пок}^{баз} = 1$ и $\bar{p}_z^{баз}$ при $\tilde{h}_{зк} = 0,15$. Максимальные значения $k_{R_x}^{max}$ при уменьшении p_z (увеличении $\tilde{h}_{зк}$) существенно возрастают, уменьшается оптимальное $s_{бj}^{опт}$, соответствующее $k_{R_x}^{max}$ (см. рис. 5, а). С увеличением j_m снижается $k_{R_x}^{max}$ и значительно возрастает $s_{бj}^{опт}$ (см. рис. 5, б). Эти графики качественно близки к экспериментальным данным, поэтому можно считать, что предложенный подход к определению $k_{R_x}(s_{бj})$ правомочен.

Для упрощения расчетов зависимости $k_{R_x}(s_{бj})$ в ряде случаев предлагается определять ее при допущении о равномерном распределении нормальных (\bar{p}_z) и тангенциальных ($\bar{\tau}_x$) напряжений по длине контакта. Среднее касательное напряжение определяется при среднем значении сдвига $\bar{\tau}_x(\bar{j}_x)$. Анализ расчетных данных показывает, что значения k_{R_x} при таком подходе завышены:

- относительная ошибка в области $k_{R_x}^{max}$ возрастает с увеличением j_m , $k_{изг-сж}$ и $\tilde{h}_{зк}$;
- при $j_m = 0,01$ м ошибка не превышает 0,5%, а при $j_m = 0,1$ м возрастает до 15...17%;
- с увеличением $k_{изг-сж}$ от 0 до 2 ошибка возрастает в 3 раза;
- с увеличением $\tilde{h}_{зк}$ от 0,05 до 0,15 ошибка возрастает на 2%;
- значения $k_{R_x}^{max}$ при постоянных $\tilde{k}_{сж}$, $k_{изг-сж}$ и $\tilde{h}_{зк}$ не зависят от j_m , возрастает лишь $s_{бj}^{опт}$.

Следовательно, упрощение может быть применимо при достаточно малых значениях $j_m < 0,03$ м, что характерно для движения КД по твердым ОП, при $j_m > 0,03$ м относительная ошибка значительно возрастает (10% и более).

При точном расчете наглядно прослеживается влияние эпюры нормальных напряжений на $k_{R_x}(s_{бj})$. Так, с увеличением нормальных да-

влений в передней зоне контакта, т.е. с увеличением $k_{изг-сж}$, значения k_{R_x} снижаются, причем в наибольшей мере при малой относительной деформации $\tilde{h}_{зк}$. Возрастание нормальных давлений в передней части контакта и снижение k_{R_x} связаны с ростом скорости $v_{кx}$ [2]. Для повышения точности расчета зависимости $k_{R_x}(s_{\delta j})$ необходимо учитывать наибольшее число параметров: $\tilde{k}_{сж}$, $k_{изг-сж}$, $\tilde{h}_{зк}$, j_m , $\mu_{ск}$, $c_{ш-г}$.

В качестве примера на рис. 6 приведены результаты расчета параметров качения КД, в которых $s_{\delta \Sigma} = 1 - r_k/r_{св}$, $f_N = N_k/(P_z v_{кx})$. Они качественно и количественно совпадают с экспериментальными данными.

Представленная оценка параметров прямолинейного качения эластичного КД по твердой ОП имеет следующие достоинства по сравнению с известными оценками.

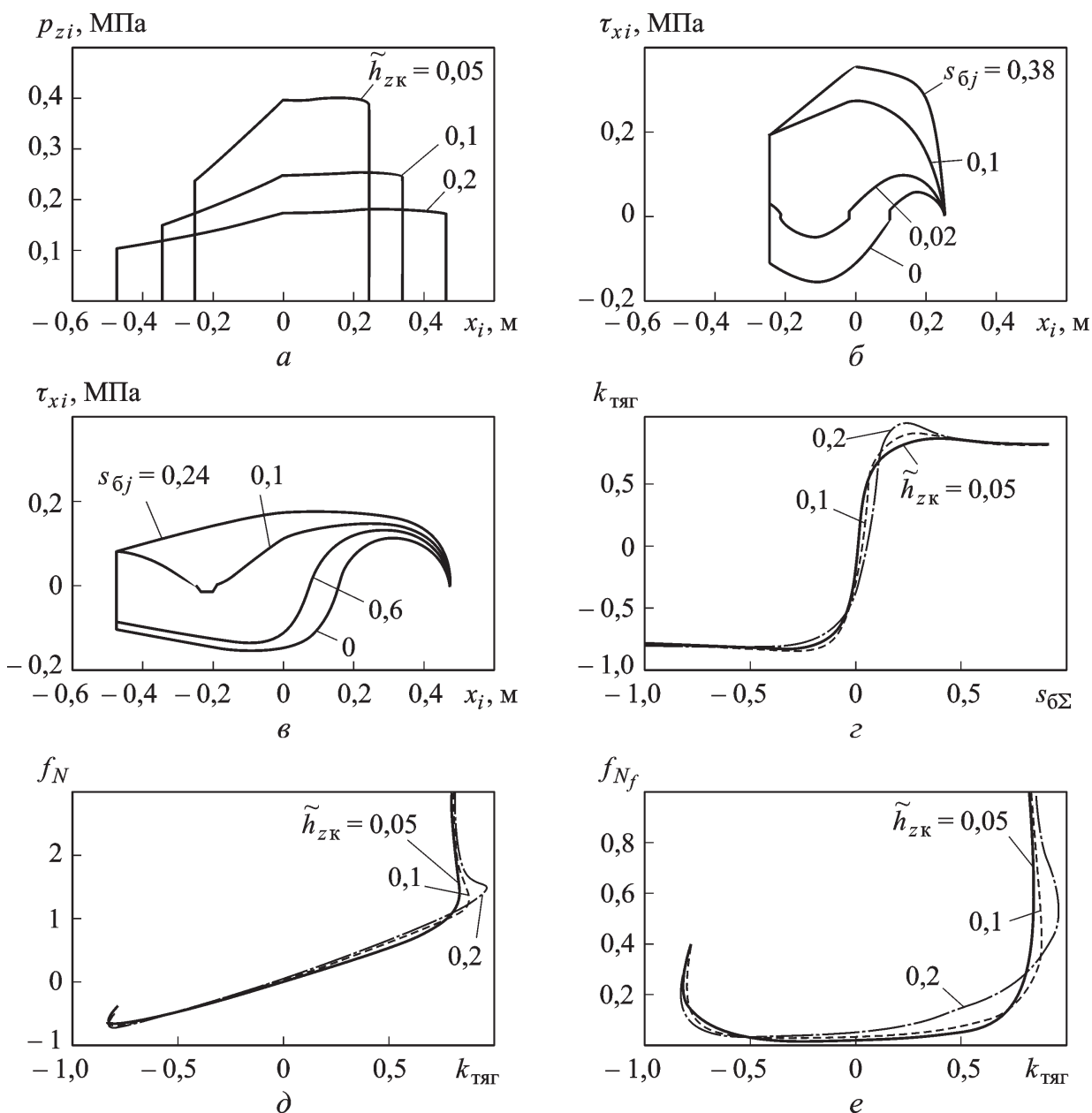


Рис. 6. Изменение параметров качения КД с шиной $1600 \times 600-685$ при $P_z = 70$ кН, $\mu_{пок}^{баз} = 1$, $\mu_{ск} = 0,75$, $\tilde{k}_{сж} = \tilde{k}_{изг} = 0,6$, $k_{изг-сж} = 1$, при $\tilde{h}_{зк} = 0,05$ и $0,2$

В зоне малых и средних продольных нагрузок P_x при отсутствии непосредственного скольжения ($s_{\sigma j} = 0$), применимы уравнения (2)–(5) с заданием только трех параметров: нормальной деформации КД h_z , параметров ведомого (свободного) режима качения $M_{f_{ш}P_z}(f_{ш.в})$ и $r_{к.в}$. В известных моделях необходимо иметь дополнительно, как минимум, значение коэффициента тангенциальной эластичности λ_M .

При непосредственном скольжении изменение относительной продольной реакции $k_{R_x}(s_{\sigma j})$ в большинстве случаев описывается эмпирическими функциями, полученными на основе обработки экспериментальных данных для узкого диапазона конструкций КД и опорных поверхностей. Предлагаемая методика с учетом распределения нормальных и касательных напряжений по длине контакта позволяет проводить расчет и анализ интегральных параметров качения КД ($M_k, P_x, k_{R_x}(s_{\sigma j}), f_N(k_{тяг}), f_{N_f}(k_{тяг})$) в широком диапазоне изменения конструктивных и эксплуатационных параметров КД (геометрических оболочки и протектора, давления воздуха, нормальной нагрузки и режима силового нагружения) и опорной поверхности (параметров трения и связанности резины протектора с материалом ОП).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Л а р и н В. В. Теория движения полноприводных колесных машин: Учебник. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 391 с.
2. Р а б о т а автомобильной шины / В.И. Кнороз, Е.Б. Кленников, И.П. Петров и др. – М.: Транспорт, 1976. – 238 с.
3. Т р е т ь я к о в О. Б., А р у т ю н я н Г. В. Механизм взаимодействия шины с дорогой и пути повышения износостойкости шин. – М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1979. – 59 с.

Статья поступила в редакцию 28.11.2011

Василий Васильевич Ларин родился в 1946 г., окончил в 1970 г. МВТУ им. Н.Э. Баумана. Д-р техн. наук, профессор кафедры “Колесные машины” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор 38 научных работ, учебника и монографии в области проходимости колесных машин.

V.V. Larin (b. 1946) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1970. D. Sc. (Eng.), professor of “Wheeled Vehicles” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of 38 publications, a textbook and a monograph in the field of cross-country ability of wheeled vehicles.

