

В.В. Ларин

**ФИЗИКА ГРУНТОВ
И ОПОРНАЯ ПРОХОДИМОСТЬ
КОЛЕСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ
СРЕДСТВ**

Часть 2

**Опорная проходимость
колесных транспортных средств**

*Допущено УМО вузов РФ по образованию в области
транспортных машин и транспортно-технологических комплексов
в качестве учебного пособия для студентов вузов, обучающихся
по специальности «Автомобиле- и тракторостроение»*

 **ИЗДАТЕЛЬСТВО**
МГТУ им. Н.Э. БАУМАНА

Москва
2014

УДК 629.1.073:624.131

ББК 39.33-01

Л25

Издание доступно в электронном виде на портале ebook.bmstu.ru
по адресу: <http://ebooks.bmstu.ru/catalog/124/book88.html>

Факультет «Специальное машиностроение»
Кафедра «Колесные машины»

Рецензенты:

д-р техн. наук, профессор *В.Н. Наумов*,
д-р техн. наук, профессор *Н.С. Вольская*

Ларин В. В.

Л25 Физика грунтов и опорная проходимость колесных транспортных средств : учеб. пособие : в 2 ч. / В. В. Ларин. — М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014.

ISBN 978-5-7038-3975-1

Ч. 2 : Опорная проходимость колесных транспортных средств. — 109, [3] с. : ил.

ISBN 978-5-7038-3864-8

Рассмотрены теоретические основы механики грунтов и опорной проходимости колесных транспортных средств. Представлены методы расчета, анализа и прогнозирования опорной проходимости многоосных колесных машин на местности с преобладающим количеством деформируемых опорных поверхностей. Проведен анализ влияния их конструктивных и эксплуатационных параметров на характеристики опорной проходимости при прямолинейном и криволинейном движении.

Содержание пособия соответствует программам и курсам лекций, которые автор читает в МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Для студентов вузов и университетов машиностроительного профиля, обучающихся по специальности «Автомобиле- и тракторостроение». Может быть полезно аспирантам, преподавателям и работникам промышленных предприятий.

УДК 629.1.073:624.131

ББК 39.33-01

ISBN 978-5-7038-3864-8 (ч. 2)

ISBN 978-5-7038-3975-1

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014

© Оформление. Издательство
МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014

ПРЕДИСЛОВИЕ

Представленные в первой части пособия методы оценки деформаций опорной поверхности (ОП) по классическим зависимостям физики грунтов и прикладным упрощенным формулам позволяют создать на их основе методики оценки опорной проходимости транспортных средств (ТС) с различными типами движителей.

Каждый индивидуальный подход, при котором используются различные допущения и формулы для расчета деформаций ОП, имеет определенные преимущества и недостатки. Их достоверность может подтверждаться только экспериментальными исследованиями.

Существует несколько методик оценки опорной проходимости ТС с использованием одних и тех же зависимостей деформируемости ОП. Эти методики различаются описанием деформатора-двигателя (колесо, гусеница, шагающий движитель с различными опорными элементами и др.). Наиболее существенным их различием является определение параметров взаимодействия последующих движителей ТС с ОП.

В одной группе методик при последующих проходах (взаимодействие с ОП последующих движителей) учитывается изменение параметров ОП. Эти методики достаточно сложны, дают приближенные результаты и не учитывают всего многообразия факторов, влияющих на изменение параметров ОП в зоне контакта с ней движителя, однако в последние годы их развитию посвящено большое число исследований.

В другой группе методик при расчетах используются начальные (исходные) параметры ОП, и при взаимодействии с ОП последующих движителей учитываются предыдущие деформации и время воздействия движителей. Это позволяет значительно упростить расчеты параметров прямолинейного и криволинейного движения ТС.

Большинство методик разработано для оценки опорной проходимости ТС при прямолинейном движении, и лишь по нескольким

из них можно проводить расчеты дополнительно при криволинейном движении. Упомянутые методики рассматриваются в специальной литературе (монографии, статьи, учебники).

В настоящем учебном пособии представлены разработанные автором направления и методики, позволяющие оценивать параметры опорной проходимости колесных транспортных средств (КТС) при прямолинейном и криволинейном движении на деформируемых опорных поверхностях (ДОП) с учетом конструктивных и эксплуатационных параметров КТС.

1. ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ОДИНОЧНОГО КОЛЕСНОГО ДВИЖИТЕЛЯ С ДЕФОРМИРУЕМОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Оценить параметры опорной проходимости колеса и колесной машины (КМ) на ДОП можно приближенно по статистическим коэффициентам сопротивления качению f_m и сцепления φ_m . Точность оценки при этом очень низкая, поэтому используют ее крайне редко.

Передние колеса при качении эластичных колес КМ по ДОП прокладывают колею, по которой движутся последующие колеса, а значит, характеристики их взаимодействия с ДОП (поверхность контакта, распределение нормальных давлений и касательных напряжений, уравнения движения) будут различаться.

1.1. Прямолинейное качение одиночного колеса по деформируемой опорной поверхности

Методики расчета параметров опорной проходимости колеса по ДОП базируются на детальном рассмотрении физических и механических процессов, происходящих в зоне контакта при воздействии внешних сил, с последующим переходом к общим закономерностям и параметрам, отражающим механику движения колеса. Существует несколько методик, различающихся представлениями о форме поверхности контакта, подходом к вычислению давлений и напряжений, действующих на элементарные площадки контакта, и окончательными соотношениями [1–8]. Каждая из них имеет свои преимущества и недостатки. Большинство методик расчета базируется на зависимости Берштейна — Летошнева [6], которая справедлива лишь для небольших диапазонов изменения параметров колеса и действующих нагрузок, а также типов ОП, что ограничивает их применение.

В этом пособии рассмотрена методика, в основе которой лежат уравнения деформации грунта (уравнения (4.6) и (4.23) в [6]). Эта методика позволяет повысить точность расчетов.

Примем ряд допущений: ОП горизонтальная и ровная; угловая скорость вращения колеса постоянна ($\omega_k = \text{const}$); изменение продольной скорости колеса мало ($v_{kx} \approx \text{const}$), а значит, силы инерции отсутствуют; параметры зоны контакта определяются радиальной деформацией h_z колеса и глубиной h_r его погружения в грунт.

Определение параметров зоны контакта

Обычно, основываясь на экспериментальных данных, выбирают упрощенную поверхность зоны контакта с базовыми параметрами $r_{св}$, h_z , h_r и поперечным профилем шины.

Разделим продольное сечение зоны контакта на переднюю и заднюю части. Передняя часть описывается уравнением окружности, окружности и прямой, параболы, эллипса или более сложной кривой, задняя — уравнением прямой, окружности или сложной кривой. Отличительной особенностью ряда методик является учет упругих составляющих ОП, в результате чего уменьшается глубина колеи за колесом по сравнению с осадкой h_r центральной зоны контакта. Однако для слабых ОП упругая составляющая мала по сравнению с полной деформацией. Уменьшение глубины колеи за

колесом наблюдается при его работе в ведущем режиме и значительных тяговых нагрузках. Выдавливаемый или насыпной грунт разрушен и имеет значительно меньшую прочность, чем грунт под колесом, поэтому дополнительная нагрузка, воспринимаемая задней частью зоны контакта и обусловленная уменьшением глубины колеи, незначительна.

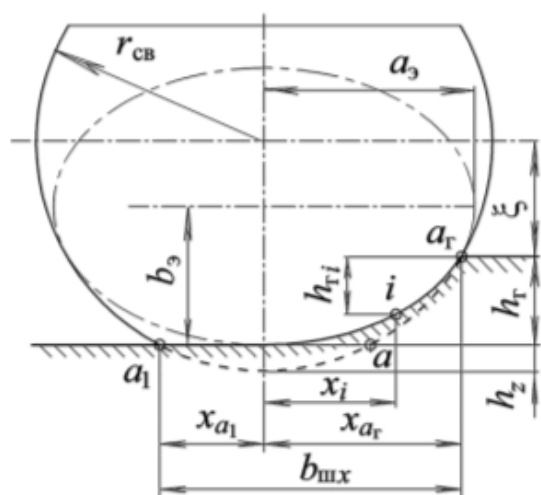


Рис. 1.1. Схема продольного сечения зоны контакта с эллиптическим профилем в передней части и прямолинейным — в задней

Рассмотрим схему продольного сечения зоны контакта, представленную на рис. 1.1. Для эллипса и окружности радиусом $r_{св}$ наклон касательной в точке a_r

начала контакта одинаков, т. е., приравняв производные в этой точке, можно получить выражения для вычисления деформации $h_{\Gamma i}$ и координат задней и передней зон контакта:

$$h_{\Gamma i} = h_{\Gamma} - b_{\text{э}} \left[1 - \sqrt{1 - (x/a_{\text{э}})^2} \right]; \quad (1.1)$$

$$x_{a_1} = \sqrt{2r_{\text{св}} h_z - h_z^2}; \quad x_{a_{\Gamma}} = \sqrt{r_{\text{св}}^2 - \xi^2},$$

где $b_{\text{э}} = \frac{h_{\Gamma}}{1 - \sqrt{1 - (x_{a_{\Gamma}}/a_{\text{э}})^2}}$; $a_{\text{э}} = \frac{x_{a_{\Gamma}}^2 - h_{\Gamma}\xi}{\sqrt{x_{a_{\Gamma}}^2 - 2h_{\Gamma}\xi}}$; $\xi = r_{\text{св}} - h_z - h_{\Gamma}$, при-

чем при $\xi \leq 0$ принимают $\xi = 0$ и $b_{\text{э}} = r_{\text{св}} - h_z$.

Поперечный профиль шины имеет вид сложной кривой (рис. 1.2). Часто его упрощают до прямоугольника или окружности либо описывают радиусами боковин $r_{\text{бок0}}$ и беговой дорожки $r_{\text{б.д}}$ в недеформированном состоянии:

$$r_{\text{бок0}} = \frac{H_{\text{бок0}}}{2\cos\gamma_{\text{бок0}} \sin(0,5\alpha_{\text{бок0}})};$$

$$l_{\text{бок}} = r_{\text{бок0}} \alpha_{\text{бок0}};$$

$$r_{\text{б.д}} = \frac{0,125b_{\text{б.д}}^2}{h_{\text{б.д}}} + 0,5h_{\text{б.д}};$$

$$\alpha_{\text{б.д}} = 2\arcsin \frac{0,5b_{\text{б.д}}}{r_{\text{б.д}}};$$

$$l_{\text{б.д}} = r_{\text{б.д}} \alpha_{\text{б.д}}; \quad H_{\text{бок0}} = H_{\text{ш}} - h_{\text{б.д}}; \quad (1.2)$$

$$\gamma_{\text{бок0}} = \arctg \frac{0,5(B_{\text{об}} - b_{\text{б.д}})}{H_{\text{бок0}}};$$

$$\alpha_{\text{бок0}} = 2\arctg \frac{A_1}{\sqrt{1 - A_1^2}};$$

$$A_1 = \frac{A + \cos\gamma_{\text{бок0}} \sqrt{A^2 - \sin^2\gamma_{\text{бок0}}}}{A^2 + \cos^2\gamma_{\text{бок0}}};$$

$$A = \frac{\cos\gamma_{\text{бок0}}(B_{\text{ш}} - b_{\text{б.д}})}{H_{\text{бок0}}} - \sin\gamma_{\text{бок0}}.$$

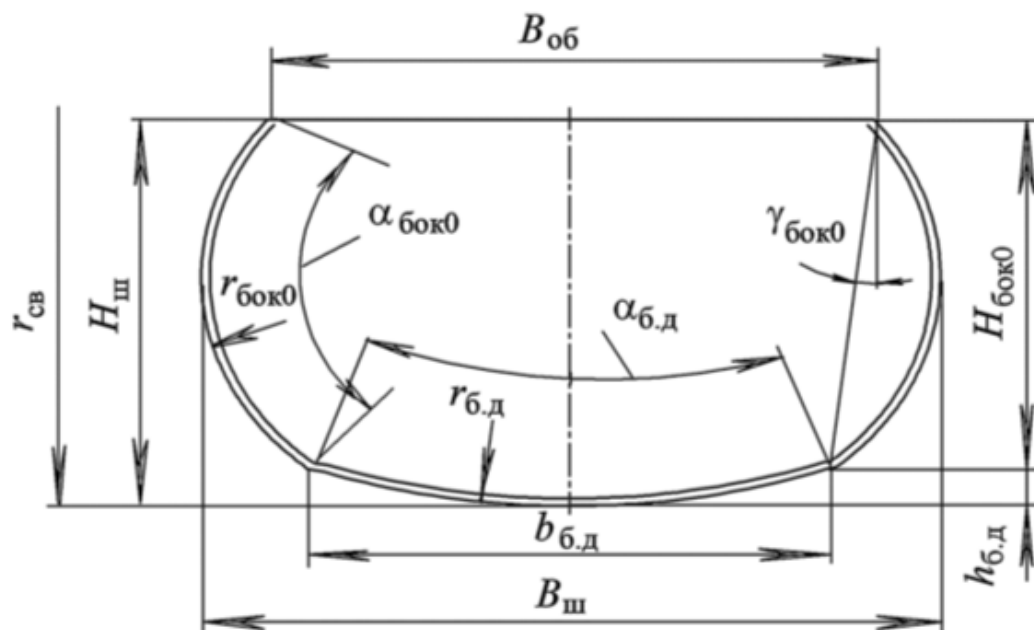


Рис. 1.2. Параметры поперечного профиля шины в недеформированном состоянии

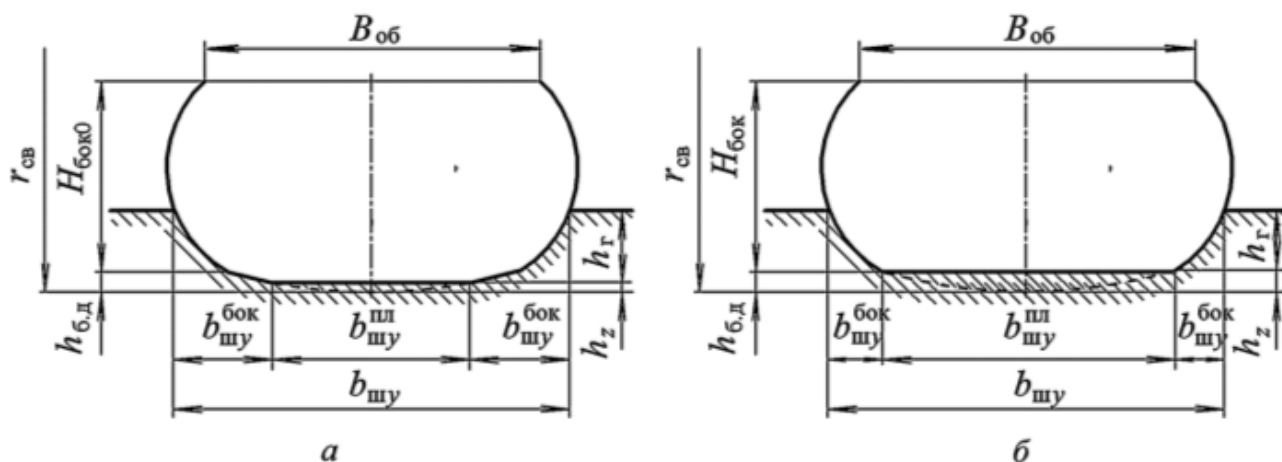


Рис. 1.3. Схемы поперечного сечения зоны контакта при $h_z \leq h_{б.д}$ (а) и $h_z > h_{б.д}$ (б)

Под нагрузкой протектор и боковины шины деформируются, профиль шины усложняется (рис. 1.3).

При заданных деформациях грунта $h_{г}$ и шины $h_{зг}$ на нем (далее для упрощения записи примем $h_{зг} = h_z$) параметры зоны контакта в поперечной плоскости определяются следующими уравнениями:

а) при $h_z \leq h_{б.д}$ (рис. 1.3, а)

$$b_{ш\ у}^{пл} = 2\sqrt{2r_{б.д}h_z - h_z^2}; \quad b_{ш\ у} = 2\sqrt{(h_z + h_{г})(2r_{б.д} - h_z - h_{г})}; \quad (1.3)$$

$$b_{ш\ у}^{бок} = 0,5(b_{ш\ у} - b_{ш\ у}^{пл}) \text{ при } h_{г} < h_{б.д} - h_z;$$

$$b_{\text{ш } y}^{\text{бок}} = 0,5(b_{\text{б.д}} - b_{\text{ш } y}^{\text{пл}}) + \sqrt{r_{\text{бок}0}^2 - A_1^2} - r_{\text{бок}0} \cos A_2 \text{ при } h_{\Gamma} \geq h_{\text{б.д}} - h_z,$$

где $A_1 = r_{\text{бок0}} \sin A_2 + h_{\text{б.д}} - h_z - h_{\Gamma}$ (при $A_1 < 0$ принимают $A_1 = 0$);

$$A_2 = \gamma_{\text{бок0}} + 0,5\alpha_{\text{бок0}};$$

б) при $h_z > h_{6.д}$ (рис. 1.3, б)

$$b_{\text{ш } \gamma}^{\text{пл}} = b_{\text{с.д}}; \quad b_{\text{ш } \gamma}^{\text{бок}} = \sqrt{r_{\text{бок}}^2 - A_1^2} - r_{\text{бок}} \cos A_2, \quad (1.4)$$

$$\begin{aligned} \text{где } r_{\text{бок}} &= l_{\text{бок}} / \alpha_{\text{бок}}; & \alpha_{\text{бок}} &= 2\sqrt{6[1 - H_{\text{бок}} / (l_{\text{бок}} \cos \gamma_{\text{бок}})]}; & H_{\text{бок}} &= \\ &= H_{\text{бок}0} - (h_z - h_{\text{б.д}}); & \gamma_{\text{бок}} &= \arctg [0,5(B_{\text{об}} - b_{\text{б.д}}) / H_{\text{бок}}]; & A_1 &= \\ &= r_{\text{бок}} \sin A_2 - h_{\Gamma} \text{ (при } A_1 < 0 \text{ принимают } A_1 = 0); & A_2 &= \gamma_{\text{бок}} + 0,5\alpha_{\text{бок}}. \end{aligned}$$

В вертикальных сечениях поперечный профиль контакта будет состоять из плоской зоны, определяемой деформацией беговой дорожки, и сложной кривой контакта с грунтом боковин шины. При прямолинейном движении с грунтом контактируют только нижние части боковин шины, поэтому для оценки параметров контакта в этих сечениях достаточно знать ширину $b_{шy}^{пл}$ плоской зоны и ширину $b_{шy}$ всей зоны контакта, а также нормальную деформацию грунта $h_{ги}$.

Так, в точке i (рис. 1.4) деформация грунта h_{gi} определяется уравнением (1.1), ширина зон контакта — уравнениями (1.2)–(1.4) в радиальных сечениях, проходящих для плоской части зоны контакта через точки O_k и i , а для всей зоны — через точки O_k и A . В этих радиальных сечениях деформации

грунта $h_{\Gamma i}$ выражаются соответственно отрезками Mi и $AB = O_K B - O_K A$, а шины $h_{r\text{ш}i}$ — разностями $r_{\text{св}} - O_K i$ и $r_{\text{св}} - O_K B$.

При $\xi > 0$ основные соотношения для сечения O_{ki} будут иметь вид

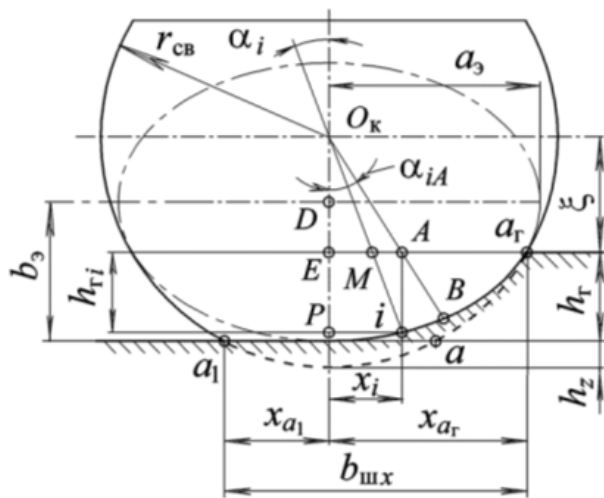


Рис. 1.4. Схема для расчета параметров зоны контакта колеса с деформируемой ОП

$$h_{\Gamma i} = Mi = O_K i - \frac{\xi}{\cos \alpha_i}; \quad h_{r_{III}i} = r_{CB} - O_K i, \quad (1.5)$$

а для сечения $O_K A$

$$h_{\Gamma i} = AB = O_K B - O_K A; \quad h_{r\text{ш}i} = h_{zi} = r_{\text{св}} - O_K B,$$

где

$$O_K i = x_i / \sin \alpha_i; \quad \alpha_i = \arctg (x_i / O_K P); \quad O_K P = O_K D + DP;$$

$$O_K D = r_{\text{св}} - h_z - b_3; \quad DP = z_3 = b_3 \sqrt{1 - (x_i / a_3)^2}; \quad O_K B = x_{3B} / \sin \alpha_{iA};$$

$$x_{3B} = (O_K D + z_{3B}) \operatorname{tg} \alpha_{iA}; \quad z_{3B} = \left(\sqrt{A_2^2 - 4A_1 A_3} - A_2 \right) / (2A_1);$$

$$A_1 = 1 + A_0; \quad A_0 = (b_3 \operatorname{tg} \alpha_{iA} / a_3)^2; \quad A_2 = 2A_0 O_K D;$$

$$A_3 = A_0 (O_K D)^2 - b_3^2; \quad \alpha_{iA} = \arctg (x_i / \xi); \quad O_K A = x_i / \sin \alpha_{iA}.$$

Заметим, что при $\xi \leq 0$

$$z_{3B} = b_3; \quad x_{3B} = a_3; \quad h_{\Gamma i} = r_{\text{св}}; \quad h_{r\text{ш}i} = h_{zi} = 0.$$

Площади $F_{\text{ш}}$ и $F_{\text{ш}}^{\text{пл}}$ горизонтальных проекций всей зоны и ее плоской части определяют интегрированием элементарных площадок зоны контакта по длине контакта $b_{\text{ш}x}$. Представленные на рис. 1.5 контуры таких проекций отличаются от эллипса, а площадь $F_{\text{ш}} > F_{\text{ш}}^{\text{пл}}$ в среднем на 15 % (максимально на 30 % при малых значениях $\tilde{h}_{\text{зк}} = h_z / r_{\text{св}}$ и больших $\tilde{h}_{\Gamma} = h_{\Gamma} / r_{\text{св}}$).

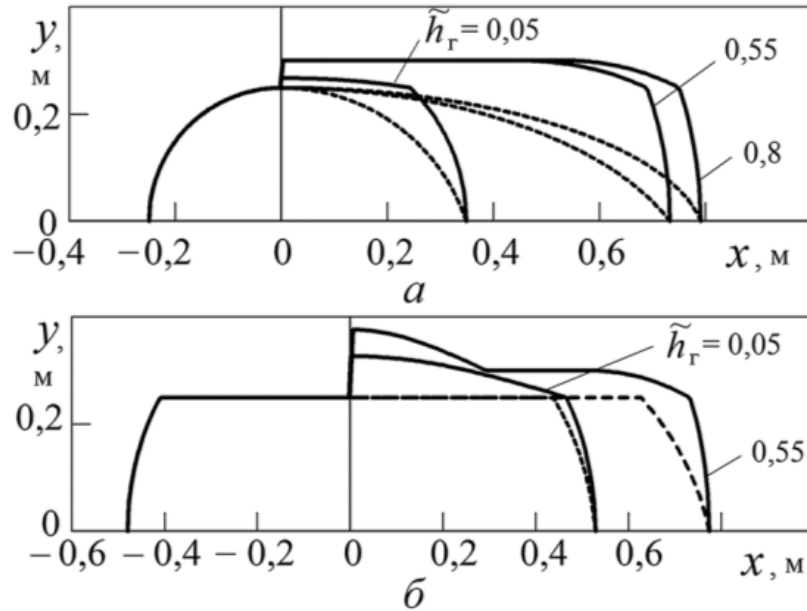


Рис. 1.5. Контурь горизонтальных проекций зоны контакта шины 1600×600–685 при относительной деформации колеса $\tilde{h}_{\text{зк}} = 0,05$ (а), $\tilde{h}_{\text{зк}} = 0,2$ (б) и различной относительной деформации ОП $\tilde{h}_{\Gamma}$: сплошные линии — общий контур; штриховые линии — контуры плоских поперечных сечений

При больших деформациях, когда ось колеса находится ниже недеформированной ОП, шина под воздействием лобовой реакции деформируется и в продольном направлении. Однако поскольку ее влияние на нормальную реакцию R_z незначительно, ее учитывают в уравнениях движения колеса без изменения профиля передней части зоны контакта.

Расчет нормальных давлений и касательных напряжений

Рассмотрим упрощенную поверхность зоны контакта, когда продольные сечения описываются прямой и эллипсом (см. рис. 1.4), а поперечные — прямой (приведенная ширина зоны контакта):

$$\bar{b}_{ш yi} = b_{ш yi}^{пл} + \frac{4b_{ш yi}^{бок}}{3}. \quad (1.6)$$

При этом приведенная площадь горизонтальной проекции зоны контакта шины $\bar{F}_{ш}$ меньше контурной $F_{ш}$ не более чем на 6 % при суммарной деформации колеса и ОП, равной свободному радиусу колеса.

Будем считать, что нормальные удельные давления в поперечных сечениях зоны контакта распределены равномерно, а в продольном сечении в зонах нагружения (p'_{zn}) и разгрузки (p'_{zp}) определяются радиальной деформацией сжатия $h_{сж i} = h_{ш r сж i}$ и изгиба $h_{изг i} = h_{ш изг i}$ шины колеса:

$$p'_{zn} = k_{сж.н} (h_{сж i} + k_{изг-сж} h_{изг i}); \quad (1.7)$$

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

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

Значения коэффициентов $k_{\text{сж.н}}$, $k_{\text{изг-сж}}$, $\tilde{k}_{\text{сж}}$, $\tilde{k}_{\text{изг}}$ определяют при качении колеса по твердой ОП (при известных P_z , p_w , h_z и $f_{\text{ш.в}}$), когда для элементарных деформаций сжатия и изгиба справедливы соотношения [5]

$$h_{\text{сж}i} = r_{\text{св}} - \sqrt{r_{\text{д}}^2 + x_i^2}; \quad h_{\text{изг}i} = r_{\text{св}} - \sqrt{r_{\text{св}}^2 - x_i^2}.$$

Выражения для нормальной силы P_z при качении колеса, сил $P_{z\text{н}}$ и $P_{z\text{р}}$ при нагружении и разгрузке неподвижного колеса, а также момента сопротивления качению $M_{f\text{ш}}$ после интегрирования по длине контакта с постоянной (для простоты) шириной $b_{\text{ш}y}$ имеют вид

$$\begin{aligned} P_z &= b_{\text{ш}y} k_{\text{сж.н}} \left[A_{1\text{н}} + k_{\text{изг-сж}} A_{2\text{н}} - \right. \\ &\quad \left. - 0,5 A_{\text{р}} \frac{(1 - \tilde{k}_{\text{сж}}) + k_{\text{изг-сж}} (1 + \tilde{k}_{\text{изг}})}{x_a} \right]; \\ P_{z\text{н}} &= b_{\text{ш}y} k_{\text{сж.н}} (A_{1\text{н}} + k_{\text{изг-сж}} A_{2\text{н}}); \\ P_{z\text{р}} &= b_{\text{ш}y} k_{\text{сж.н}} \left[A_{1\text{н}} + k_{\text{изг-сж}} A_{2\text{н}} - \right. \\ &\quad \left. - A_{\text{р}} \frac{(1 - \tilde{k}_{\text{сж}}) + k_{\text{изг-сж}} (1 + \tilde{k}_{\text{изг}})}{x_a} \right]; \\ M_{f\text{ш}} &= b_{\text{ш}y} k_{\text{сж.н}} \frac{(1 - \tilde{k}_{\text{сж}}) (A_{1f} + k_{\text{изг-сж}} A_{2f})}{x_a}. \end{aligned} \tag{1.8}$$

Здесь $A_{1\text{н}} = x_a r_{\text{св}} - r_{\text{д}}^2 \ln \frac{x_a + r_{\text{св}}}{r_{\text{д}}}$; $A_{2\text{н}} = 2x_a r_{\text{св}} - r_{\text{св}}^2 \arcsin \frac{x_a}{r_{\text{св}}} - x_a r_{\text{д}}$;

$$A_{\text{р}} = r_{\text{св}} x_a^2 - \frac{2}{3} (r_{\text{св}}^3 - r_{\text{д}}^3); \quad A_{1f} = \frac{r_{\text{св}} x_a^3}{3} - \frac{x_a r_{\text{св}}^3}{4} + \frac{r_{\text{д}}^2 r_{\text{св}} x_a}{8} + \frac{r_{\text{д}}^4}{8} \ln \frac{x_a + r_{\text{св}}}{r_{\text{д}}};$$

$$A_{2f} = \frac{r_{\text{св}} x_a^3}{3} + \frac{x_a r_{\text{д}}^3}{4} - \frac{r_{\text{св}}^2 r_{\text{д}} x_a}{8} - \frac{r_{\text{св}}^4}{8} \arcsin \frac{x_a}{r_{\text{св}}}; \quad x_a = \sqrt{r_{\text{св}}^2 - (r_{\text{св}} - h_z)^2};$$

$$r_{\text{д}} = r_{\text{св}} - h_z.$$

Решая совместно уравнения (1.8), находим

$$k_{\text{изг-сж}} = \frac{A_p M_{f_{\text{ш}}} - A_{1f} (P_{z\text{н}} - P_{z\text{р}})}{A_{2f} (P_{z\text{н}} - P_{z\text{р}}) - A_p M_{f_{\text{ш}}}};$$

$$k_{\text{сж.н}} = \frac{P_{z\text{н}}}{b_{\text{ш}y} (A_{1\text{н}} + k_{\text{изг-сж}} A_{2\text{н}})};$$

$$\tilde{k}_{\text{сж}} = 1 - \frac{b_{\text{ш}y} k_{\text{сж.н}} A_{1\text{н}} + k_{\text{изг-сж}} A_{2\text{н}} - P_{z\text{р}}}{A_p (1 + k_{\text{изг-сж}}) / x_a}.$$
(1.9)

На ДОП при криволинейном профиле зоны контакта радиальную деформацию сжатия шины и деформацию ее изгиба вычисляют соответственно по формулам

$$h_{\text{сж}i} = r_{\text{св}} - O_k i = r_{\text{св}} - \rho_i; \quad h_{\text{изг}i} = r_{\text{св}} [1 - \cos (\alpha_i - \alpha_k)],$$

где α_k — угол наклона касательной к деформированному профилю (рис. 1.6, а), причем в зоне разгрузки $\alpha_k = 0$, а в зоне нагружения

$$\alpha_k = \arctg \left[\frac{x_i \left(\frac{b_3}{a_3} \right)^2}{z_3} \right].$$
(1.10)

Значение коэффициента $k_{\text{сж.н}} = k'_{\text{сж.н}}$, полученное при качении колеса по твердой ОП (1.9), корректируют по формуле

$$k_{\text{сж.н}} = \frac{k'_{\text{сж.н}} b_{\text{ш}x} b_{\text{б.д}}}{F_{\text{ш}}},$$

где $F_{\text{ш}}$ — действительная площадь контакта.

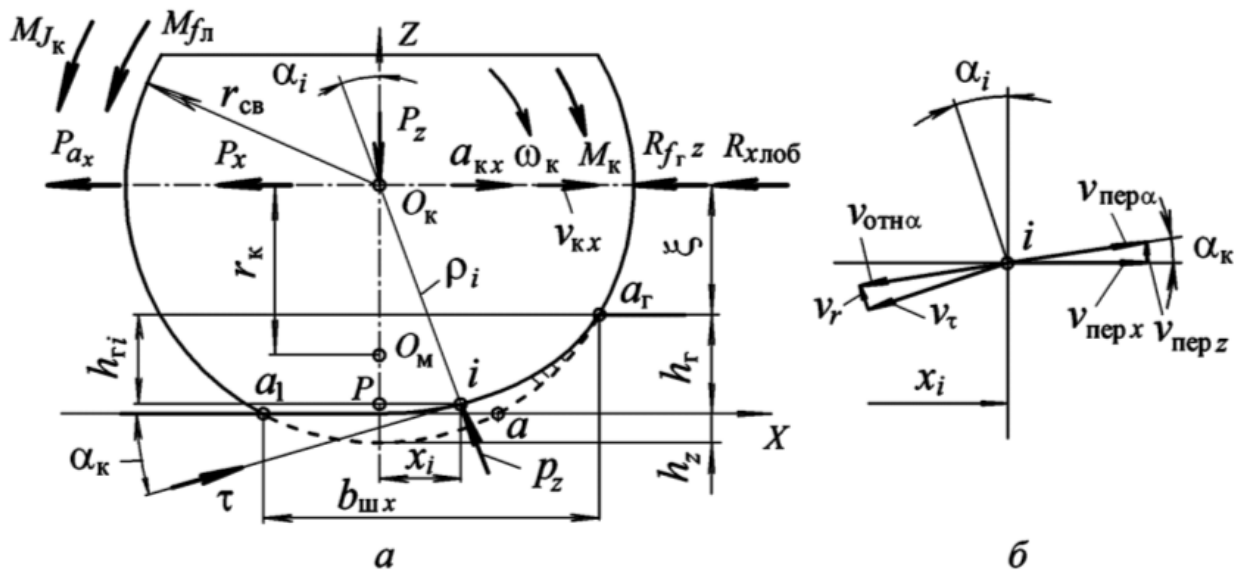


Рис. 1.6. Схема сил, действующих на колесо при прямолинейном качении по ДОП, без учета отпора грунта в лобовой части колеса

Определение нормальных напряжений p_z в контакте по деформациям шины, а не по деформациям грунта (рис. 1.7) является одним из основных допущений, позволяющих приблизиться к реальному распределению p_z и значительно упростить расчет параметров ОП.

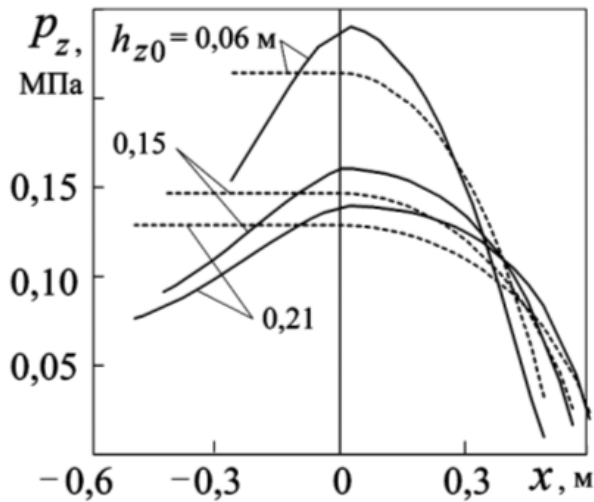


Рис. 1.7. Распределение нормальных напряжений по длине контакта шины 1600×600–685 при $P_z = 50$ кН на песке пылеватом толщиной $H_r = 0,5$ м и нормальных различных деформациях на твердой ОП h_{z0} : сплошные линии — расчет по деформации шины; штриховые линии — по деформации грунта

Для нахождения касательных напряжений в зоне контакта шины с ОП можно использовать уравнения (4.23) из [6], заменив в них параметры грунта c_r и $\text{tg } \varphi_r$ параметрами трения протектора при контакте шины с ОП:

$$\tau_x = \tau_x^{\text{уст}} \left[1 - \exp \left(\frac{-|j_x|}{j_0} \right) \right] + c_{\text{ш-г}} \exp \left[-\frac{(|j_x| - j_{xm})^2}{a_t} \right], \quad (1.11)$$

где $\tau_x^{\text{уст}} = p_z \mu_{\text{ск}}$; $j_0 = k_{j_0 \text{ ш-г}} j_{xm}$; $k_{j_0 \text{ ш-г}} \approx 0,1$; $j_{xm} = k_{\text{г.сж}} b_{\text{шх}}$; $c_{\text{ш-г}} = p_z (\mu_{\text{пок}} - \mu_{\text{ск}})$; $a_t = k_{a_t \text{ ш-г}} j_{xm} / \mu_{\text{ск}}$; $k_{a_t \text{ ш-г}} \approx 0,05$.

Будем считать, 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:

$$c_{\text{ш-г}} = p_z^{\text{баз}} (\mu_{\text{пок}}^{\text{баз}} - \mu_{\text{ск}}). \quad (1.12)$$

Каждая точка на поверхности колеса совершает сложное движение: относительное для центра колеса O_k и переносное — относительно ОП. Ее относительная скорость (рис. 1.6, б)

$$v_{\text{отн}} = \sqrt{v_r^2 + v_\tau^2},$$

где v_r , v_τ — соответственно радиальная скорость деформации беговой дорожки и ее тангенциальная скорость скольжения относительно ОП:

$$v_r = \frac{d\rho}{dt} = \frac{d\rho}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = \frac{d\rho}{d\alpha} \omega_k; \quad v_\tau = \rho \omega_k.$$

Переносная скорость $v_{\text{пер}}$ состоит из двух составляющих — продольной $v_{\text{пер}x}$, равной скорости перемещения оси колеса: $v_{\text{пер}x} = v_{kx} = r_k \omega_k$, и вертикальной $v_{\text{пер}z}$. Проекции скоростей на касательную к продольному профилю, положение которой характеризуется углом α_k (1.10), определяются выражениями

$$v_{\text{отн}\alpha} = v_{\text{отн}}; \quad v_{\text{пер}\alpha} = \frac{v_{\text{пер}x}}{\cos \alpha_k} = \frac{r_k \omega_k}{\cos \alpha_k}.$$

Скорость скольжения точек колеса относительно ОП

$$v_s = v_{\text{отн}\alpha} - v_{\text{пер}\alpha}.$$

Используя преобразования $v_s = \frac{dj_x}{dt} = \frac{dj_x}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = \omega_k \frac{dj_x}{d\alpha}$ и решая последние уравнения относительно dj_x , получаем выражение для приращения сдвига:

$$dj_x = \left(\sqrt{\left(\frac{d\rho}{d\alpha} \right)^2 + \rho^2} - \frac{r_k}{\cos \alpha_k} \right) d\alpha. \quad (1.13)$$

Интегрируя (1.13) в пределах от a_r до i , определяем сдвиг j_x (рис. 1.8).

Предложенный способ расчета не позволяет учесть бульдозерное (лобовое) сопротивление грунта при больших углах атаки лобовой части колеса, сопротивление отрыва задней части зоны контакта на липких грунтах, неоднородность (многослойность) ОП в зоне контакта. Поэтому в уравнения равновесия катящегося колеса необходимо ввести дополнительные составляющие — давление липкости (отрыва) p_l и давление отпора $p_{\text{отп}}$ — или использовать интегральные значения соответствующих реакций.

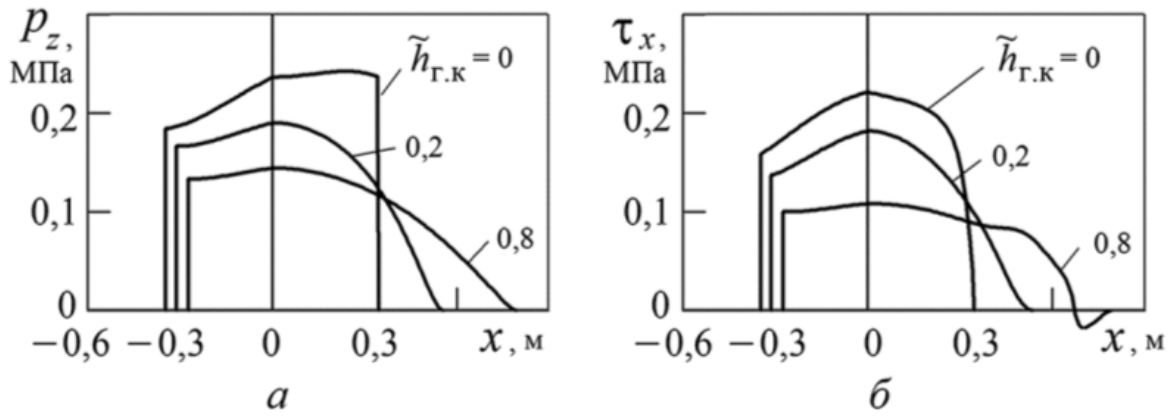


Рис. 1.8. Изменение нормальных и касательных напряжений по длине контакта шины 1600×600–685 при $P_z = 50$ кН; $\tilde{h}_{z0к} = h_{z0}/r_{св} = 0,1$; $\mu_{пок}^{баз} = 1$; $\mu_{ск} = 0,75$; максимуме коэффициента свободной силы тяги $k_{тяги}^{max}$ и относительной деформации грунта $\tilde{h}_{г.к} = h_{г}/r_{св}$

Отметим, что коэффициенты трения $\mu_{пок}^{баз}$ и $\mu_{ск}$ являются гипотетическими (средними по поверхности) и зависят от свойств ОП, беговой поверхности шины (размеров грунтозацепов и впадин) и других факторов.

Уравнения движения колеса

Мощность N_k , подводимая к эластичному колесу при качении по ОП, затрачивается на потери при деформации оболочки шины ($N_{fш}$), сопротивление продольной силе на оси колеса (N_{P_x}), вертикальную ($N_{f_{гz}}$) и горизонтальную ($N_{f_{гx}}$) деформации грунта, отрыв задней части контакта при наличии липкости грунта ($N_{fл}$), проскальзывание шины относительно ОП (N_s), раскрутку (N_{J_k}) и продольный разгон (N_{a_x}) [5]:

$$\begin{aligned}
 N_k &= N_{fш} + N_{P_x} + N_{f_{гz}} + N_{f_{гx}} + N_{fл} + N_s + N_{J_k} + N_{a_x}; \\
 M_k \omega_k &= M_{fш} \omega_k + P_x v_{кx} + R_{f_{гz}} v_{кx} + R_{f_{гx}} v_{кx} + \\
 &+ R_x s_{бj} r_{к0} \omega_k + M_{fл} \omega_k + \frac{J_k \omega_k a_{кx}}{r_k} + m_k a_{кx} v_{кx}.
 \end{aligned} \tag{1.14}$$

Разделив члены уравнения (1.14) на ω_k , получим

$$M_k = M_{fш} + P_x r_k + R_{f_{гz}} r_k + R_{f_{гx}} r_k + M_{fл} + R_x s_{бj} r_{к0} + \frac{J_k a_{кx}}{r_k} + m_k a_{кx} r_k$$

или с учетом выражений $r_k = r_{k0}(1 - s_{\bar{0}j})$, $R_x = P_x + R_{f_{\Gamma}z} + R_{f_{\Gamma}x} + P_{a_x}$, $P_{a_x} = m_k a_{kx}$, $M_{J_k} = J_k a_{kx} / r_k$

$$M_k = M_{f_{\text{ш}}} + R_x r_{k0} + M_{J_k} + M_{f_{\text{л}}}. \quad (1.15)$$

Момент сопротивления качению $M_{f_{\text{ш}}}$ в зависимости от деформации оболочки шины определяется нормальными давлениями p_{zn} и p_{zp} на элементарных площадках зоны контакта и плечом $x_i + c_{\text{ш}}$ относительно центра обода. Реакция $R_{f_{\Gamma}x}$ на продольную деформацию грунта при $h_{\Gamma} - r_{\text{св}} + h_z \leq 0$ учитывается при вычислении P_x , а при $h_{\Gamma} - r_{\text{св}} + h_z > 0$ дополнительно возникает реакция $R_{x\text{лоб}}$ лобового отпора грунта (бульдозерный эффект).

В качестве расчетных значений нормального давления и касательного напряжения используют наибольшие нормальные давления, обусловленные деформацией шины (p_z) и отпором грунта ($p_{\text{отп}}$).

Для схемы, показанной на рис. 1.6, с учетом продольного смещения $c_{\text{ш}} = h_z P_x / P_z$ оси колеса относительно центра контакта при наличии силы P_x уравнения равновесия проекций сил на оси X и Z и моментов относительно оси колеса имеют вид

$$\begin{aligned} P_x &= \int_{a_{\Gamma}}^{a_1} b_{\text{ш}yi} p_{zx} (-dx) - R_{f_{\Gamma}z} - R_{x\text{лоб}} - P_{a_x} - R_{f_{\text{л}}}; \\ P_z &= \int_{a_{\Gamma}}^{a_1} b_{\text{ш}yi} p_{zz} (-dx); \\ R_x &= P_x + R_{f_{\Gamma}z} + R_{x\text{лоб}} + P_{a_x} + R_{f_{\text{л}}}; \\ M_k &= \int_{a_{\Gamma}}^{a_1} b_{\text{ш}yi} p_z (x_i + c_{\text{ш}}) (-dx) + M_{J_k} + R_x r_{k0}, \end{aligned} \quad (1.16)$$

где $p_{zx} = \tau_x - p_z \text{tg } \alpha_k$; $p_{zz} = p_z + \tau_x \text{tg } \alpha_k$.

Реакция, вызванная вертикальной деформацией грунта, определяется работой на прокладывание колеи:

$$R_{f_{\Gamma}z} = \bar{b}_{\text{ш}y} \int_0^{h_{\Gamma}} p_{\Gamma zi} dh_{\Gamma}. \quad (1.17)$$

При $h_{\Gamma} - r_{\text{св}} + h_z < 0$ реакция лобового сопротивления

$$R_{\text{хлоб}} = 0,5 \cdot 10^6 B_{\text{ш}} (h_{\Gamma} - r_{\text{св}} - h_z)^2 q_{\text{пас}} \gamma_{\Gamma}, \quad (1.18)$$

где $q_{\text{пас}}$ — коэффициент пассивного давления при $\psi_{\text{ст}} = 90^\circ$.

Момент $M_{f_{\text{л}}}$ и сила $P_{f_{\text{л}}}$ сопротивления от прилипания шины на выходе из контакта выражаются соотношениями (см. рис. 1.6)

$$M_{f_{\text{л}}} = \bar{b}_{\text{шy}} |x_{a1}| (x_{a\Gamma} - |x_{a1}|) p_{\text{л}}; \quad R_{f_{\text{л}}} = \frac{M_{f_{\text{л}}}}{r_{\text{к0}}}.$$

Изменение параметров опорной проходимости колеса без грунтозацепов при относительной деформации колеса на твердой ОП $\tilde{h}_{z0\text{к}} = h_{z0}/r_{\text{св}} = 0,1$ и различной деформации грунта $\tilde{h}_{\Gamma,\text{к}} = h_{\Gamma}/r_{\text{св}}$ показано на рис. 1.9.

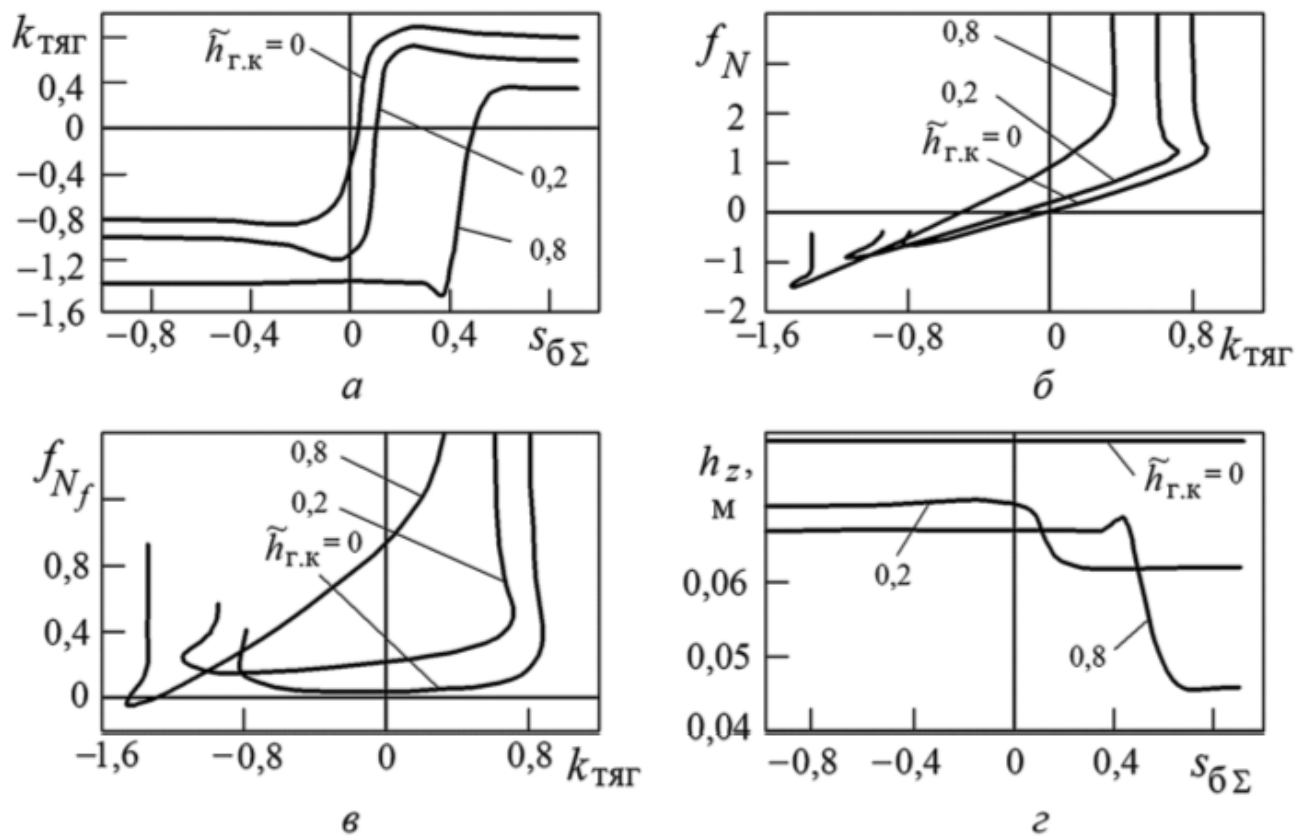


Рис. 1.9. Изменение параметров опорной проходимости шины 1600×600–685 при $P_z = 70$ кН; $\tilde{h}_{z0\text{к}} = 0,1$; $\mu_{\text{пок}}^{\text{баз}} = 1$; $\mu_{\text{ск}} = 0,75$ и $\tilde{h}_{\Gamma,\text{к}} \neq \text{const}$

Определение параметров движения колеса при наличии грунтозацепов

При наличии грунтозацепов необходимо дополнительно вычислить нормальные давления и касательные напряжения в зонах выступов и впадин, учитывая трение в зонах контакта и нижних слоях грунта, реакцию отпора на грунтозацепе, а также вынос грунта из зоны контакта в случае интенсивного буксования колеса (рис. 1.10).

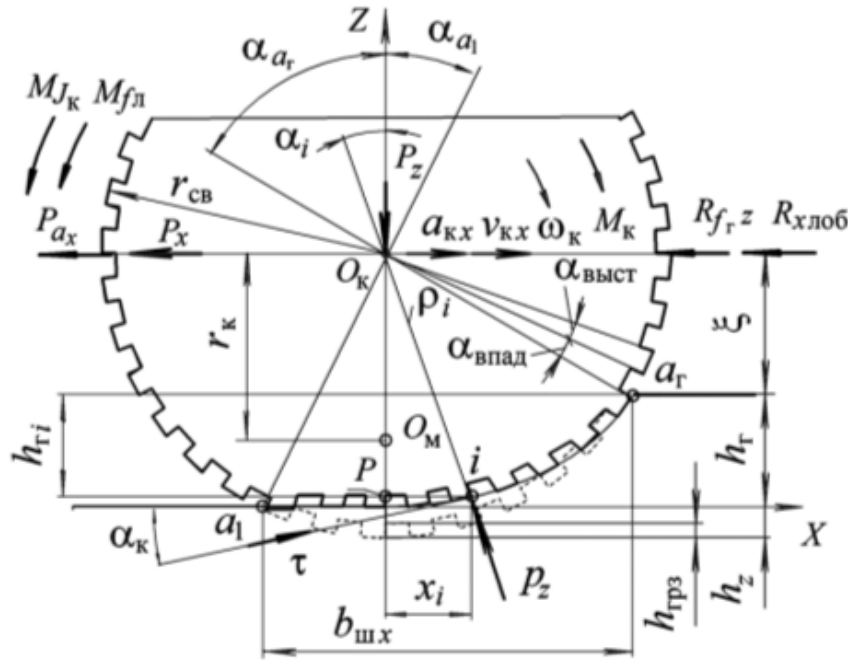


Рис. 1.10. Схема расчета параметров при прямолинейном качении колеса по ДОП при наличии грунтозацепов

Параметры грунтозацепов: шаг $t_{грз}$, длины выступа $t_{вт}$ и впадины $t_{вп}$, а также углы шага $\alpha_{грз}$, выступа $\alpha_{вт}$ и впадины $\alpha_{вп}$ определяются соотношениями

$$t_{грз} = 2\pi \frac{r_{св}}{n_{грз}}; \quad t_{вт} = t_{грз} k_{грз}; \quad t_{вп} = t_{грз} - t_{вт};$$

$$\alpha_{грз} = \frac{2\pi}{n_{грз}}; \quad \alpha_{вт} = \alpha_{грз} k_{грз}; \quad \alpha_{вп} = \alpha_{грз} - \alpha_{вт},$$

где $k_{грз}$ — коэффициент насыщенности протектора.

Для вычисления касательных напряжений можно использовать уравнения типа (1.11), в которые следует подставить соответствующие параметры внутреннего трения грунта ($\varphi_{г}$, $c_{г}$, $j_{мг}$, $k_{jмг}$,

$k_{j_{0\Gamma}}, k_{a_{t\Gamma}}$) или поверхностного трения шины с ОП ($\mu_{\text{пок}}^{\text{баз}}, \mu_{\text{ск}}, c_{\text{ш-Г}}, j_{m\text{ш-Г}}, k_{j_{m\text{ш-Г}}}, k_{j_{0\text{ш-Г}}}, k_{a_{t\text{ш-Г}}}$). Так, для грунта

$$\tau = \tau_{\Gamma}^{\text{уст}} \left[1 - \exp\left(\frac{|j|}{j_{0\Gamma}}\right) \right] + c_{\Gamma} \exp\left[-\frac{(|j| - j_{m\Gamma})^2}{a_{t\Gamma}}\right],$$

а для шины, контактирующей с ОП,

$$\tau = \tau_{\text{ш-Г}}^{\text{уст}} \left[1 - \exp\left(\frac{|j|}{j_{0\text{ш-Г}}}\right) \right] + c_{\text{ш-Г}} \exp\left[-\frac{(|j| - j_{m\text{ш-Г}})^2}{a_{t\text{ш-Г}}}\right],$$

где $\tau_{\Gamma}^{\text{уст}} = p_z \text{tg } \varphi_{\Gamma}$; $j_{0\Gamma} = k_{j_{0\Gamma}} j_{m\Gamma}$; $j_{m\Gamma} = k_{j_{m\Gamma}} b_{\text{шх}}$; $a_{t\Gamma} = k_{a_{t\Gamma}} j_{m\Gamma}$;
 $\tau_{\text{ш-Г}}^{\text{уст}} = p_z \mu_{\text{ск}}$; $j_{0\text{ш-Г}} = k_{j_{0\text{ш-Г}}} j_{m\text{ш-Г}}$; $j_{m\text{ш-Г}} = k_{j_{m\text{ш-Г}}} b_{\text{шх}}$ (для грунто-зацепа $b_{\text{шх}} = t_{\text{вт}}$ или $b_{\text{шх}} = t_{\text{вп}}$); $a_{t\text{ш-Г}} = k_{a_{t\text{ш-Г}}} j_{m\text{ш-Г}}$.

Реакция отпора грунта на грунтозацепе

$$R_{\text{грз.лоб}} = b_{\text{шyi}} h_{\text{грз}}^* (q_{\text{пас}} \gamma_{\Gamma} h_{\Gamma i} + p_{z\text{вп}} + c_{\Gamma}) \cdot 10^6,$$

где $h_{\text{грз}}^* = h_{\text{грз}}$ ($h_{\text{грз}}^* = h_{\Gamma i}$ при $h_{\text{грз}} > h_{\Gamma i}$); $q_{\text{пас}}$ — коэффициент пассивного давления при $v_{\text{ст}} = (0,5\pi + \alpha_{\text{к0}}) \cdot 180/\pi$.

При качении колеса по реальной ОП параметры $h_z, h_{\Gamma}, \mu_{\text{пок}i}$ изменяются в зависимости от свойств грунта, геометрических и жесткостных характеристик шины, а также режима ее нагружения (качения). Поэтому при оценке вертикальной деформации грунта под колесом используют допущение о возможности определения вертикальной осадки h_{Γ} деформатора сложной формы в вертикальных сечениях по параметрам плоского (приведенного) деформатора. Тогда при интегрировании по длине контакта с учетом приведенной ширины $\bar{b}_{\text{шyi}}$ (см. выражение (1.6)) получают условную площадь $F'_{\text{ш}}$ горизонтальной проекции криволинейной поверхности контакта с плоской зоной в вертикально-поперечных областях и криволинейной в продольно-вертикальной плоскости.

В продольной плоскости задняя часть контакта уже принята плоской, а передняя описывается уравнением эллипса. Считая распределение элементарных давлений в передней части контакта пропорциональным деформации грунта, криволинейную поверх-

ность приводят к плоской с равномерным распределением нормальных давлений:

$$\bar{F}_{\text{ш}} = F'_{\text{ш}} \frac{\bar{b}_{\text{ш.х}}}{b_{\text{ш.х}}}. \quad (1.19)$$

Здесь

$$\bar{b}_{\text{ш.х}} = \bar{x}_{a_r} + |x_{a_1}|; \quad b_{\text{ш.х}} = x_{a_r} + |x_{a_1}|;$$

$$\bar{x}_{a_r} = 0,5 \frac{b_3}{a_3} \left(a_3^2 \arcsin \frac{x_{a_r}}{a_3} + x_{a_r} \sqrt{a_3^2 - x_{a_r}^2} \right) - \frac{x_{a_r} (b_3 - h_r)}{h_r}.$$

При заданных силах P_z , P_x и параметрах плоского деформатора $\bar{F}_{\text{ш}}$, $\bar{b}_{\text{ш.х}}$ и $\bar{b}_{\text{ш.у}}$ по уравнению (4.6) из [6] находят согласно (1.5) вертикальные осадки (деформации грунта) деформатора $h_{r0i\text{ш}}$ и $h_{ri} = h_{r0i\text{ш}} - h_{r0(i-1)}$ соответственно относительно исходной недеформированной поверхности грунта и поверхности грунта после предыдущего нагружения $h_{r0(i-1)}$ (рис. 1.11, а).

Далее определяют целое число грунтозацепов, находящихся в зоне контакта: $\bar{n}_{\text{грз}} = b_{\text{ш.х}}/t_{\text{грз}}$, равномерно распределенные по грунтозацепам силы $P_{z\text{грз}} = P_z/\bar{n}_{\text{грз}}$, $P_{x\text{грз}} = P_x/\bar{n}_{\text{грз}}$ и вертикальную

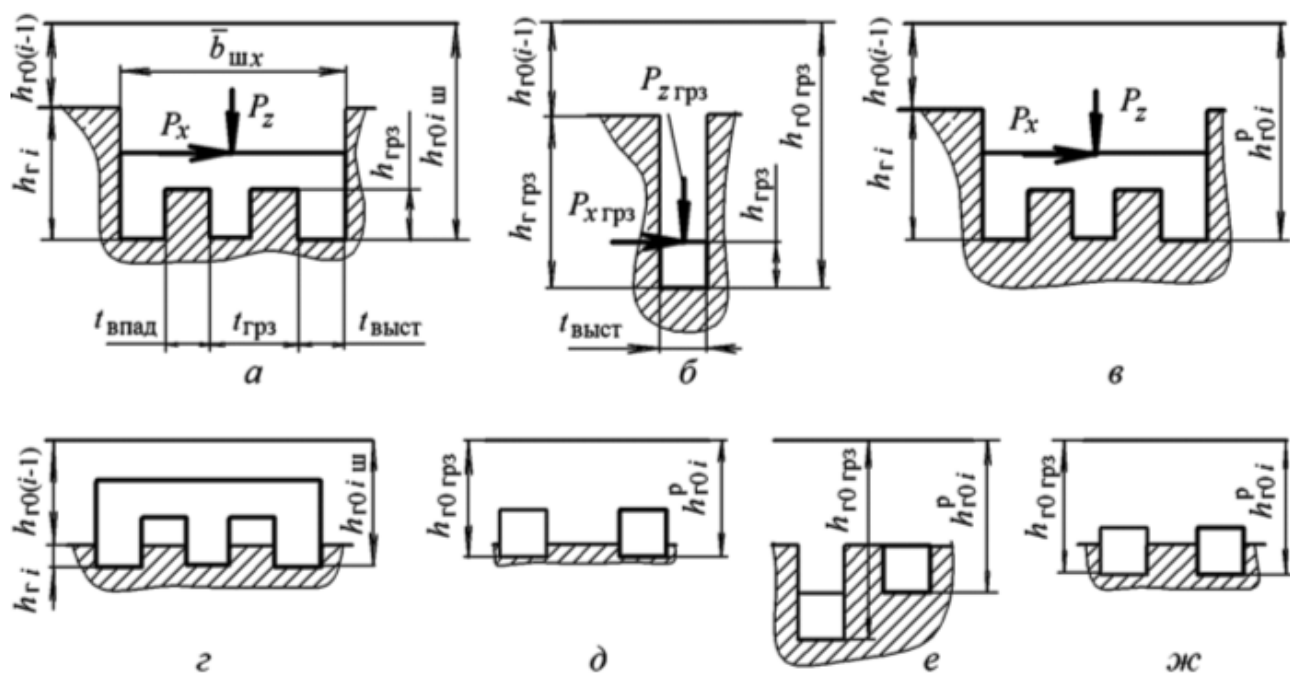


Рис. 1.11. Схемы расчета вертикальной осадки приведенного контакта колеса без учета экскавации и выбора пустот грунта при его буксовании:

а–в — при $h_{ri} > h_{\text{грз}}$; г–ж — при $h_{ri} < h_{\text{грз}}$

осадку грунтозацепа $h_{г0грз}$ размером $t_{вт} \times \bar{b}_{шy}$ относительно недеформированной ОП (рис. 1.11, б).

При заглублении деформатора $h_{гi} \geq h_{грз}$ (см. рис. 1.11, а) расчетное заглубление $h_{г0i}^p = h_{г0iш}$ (рис. 1.11, в) и не зависит от заглубления грунтозацепа $h_{г0грз}$ (см. рис. 1.11, б), а при $h_{гi} < h_{грз}$ (рис. 1.11, з) $h_{г0i}^p = h_{г0грз}$.

Если $h_{г0грз} \leq h_{г0iш}$ (рис. 1.11, д), то за расчетное заглубление принимают заглубление грунтозацепа: $h_{г0i}^p = h_{г0грз}$. При $h_{г0грз} > h_{г0iш}$ (рис. 1.11, е) возможно дополнительное заглубление деформатора, но только до выбора пустот во впадинах, т. е. $h_{г0i}^p = h_{г0iш} + (h_{грз} - h_{гi})$. Однако в случае неполного выбора пустот (рис. 1.11, ж), если $h_{г0i}^p > h_{г0грз}$, принимают $h_{г0i}^p = h_{г0грз}$.

Расчет параметров опорной проходимости колеса

При известных параметрах колеса и ОП, базируясь на принятых допущениях, рассмотрим методику расчета опорной проходимости колеса без учета перемещения грунта из зоны контакта (экскавации). В общем случае качения колеса в составе КМ на его оси действуют вертикальная (нормальная) P_z и продольная P_x силы, крутящий момент M_k и угловая скорость ω_k .

Вначале определяют параметры взаимодействия при нормальной силе P_z и радиусе качения r_k или, что более оправданно, относительном радиусе $\tilde{r}_k = r_k / r_{св}$. При заданных P_z и $\tilde{r}_k$ необходимо обеспечить выполнение двух условий:

$$|P_z - R_{zш}| \leq \varepsilon_{R_{zш}}; \quad |P_z - R_{zг}| \leq \varepsilon_{R_{zг}}, \quad (1.20)$$

где $\varepsilon_{R_{zш}}$, $\varepsilon_{R_{zг}}$ — погрешности вычисления реакций $R_{zш}$ и $R_{zг}$ соответственно.

Решение находят методом последовательных приближений. Для произвольного расчетного значения деформации грунта $h_{г}^p$, изменяя значение деформации шины h_z и определяя воспринимаемую ею реакцию $R_{zш}$, добиваются выполнения первого условия (1.20). Затем при найденных значениях $h_{г}^p$, h_z определяют параметры зоны контакта, продольную $R_x^p(\tilde{r}_k)$ и вертикальную $R_{zг}$ реакции грунта и проверяют выполнение второго условия (1.20). Если последнее условие не выполняется, то изменяют значение $h_{г}^p$ и повторяют расчеты.

При заданных значениях P_x и M_k варьируют значение $\tilde{r}_k$ до выполнения условий

$$|P_x - P_x^p| \leq \varepsilon_{P_x}; \quad |M_k - M_k^p| \leq \varepsilon_{M_k},$$

где ε_{P_x} , ε_{M_k} — точность вычисления силы P_x^p и крутящего момента M_k^p соответственно.

Определив основные параметры качения колеса по ДОП, вычисляют безразмерные показатели: $k_{\text{тяг}} = P_x/P_z$, $k_{R_x} = R_x/P_z$, $s_{\delta\Sigma}$, $s_{\delta j}$, $f_{\text{ш}}$, $\bar{p}_z$, $f_N = M_k/(P_z r_k)$, $f_{N_f} = f_N - k_{\text{тяг}}$.

При буксовании колеса на ДОП часть грунта, защемленного в зоне впадин, перемещается за пределы зоны контакта (происходит экскавация грунта). В результате возможны дополнительное вертикальное заглубление колеса, связанное с уменьшением массы грунта в этой зоне, а также увеличение массы грунта за колесом после его прохода, влияющее на параметры качения последующих колес КМ.

При различной вертикальной деформации грунта h_{gi} наполняемость впадин изменяется. Так, при больших грунтозацепах ($h_{грз} \approx r_{\text{св}}$) с увеличением угла поворота колеса и заглублением впадин при $s_{\delta j} = 0$ зона пустот постепенно ликвидируется, а при $s_{\delta j} \geq 0,25$, наоборот, возрастает (рис. 1.12, а) и нормальная сила воспринимается только выступами и частью впадин, заполненных грунтом (уплотненным или разрушенным).

Дополнительная вертикальная осадка колеса (высота пустот впадин) вследствие заполнения грунтом образовавшихся зон пустот

$$dh_{г.грз} = h_{грз} s_{\delta j}.$$

Тогда расчетная вертикальная осадка деформатора (рис. 1.12, б)

$$h_{г0i}^p = h_{г0i} + dh_{г.грз},$$

где $h_{г0i}$ — осадка, рассчитанная без учета буксования колеса.

Дополнительная вертикальная осадка колеса $dh_{г.грз}$ ограничена несущей способностью одного грунтозацепа:

- если $h_{gi} > h_{грз}$ и $h_{г0i}^p > h_{г0грз}$, то $h_{г0i}^p = h_{г0грз}$ (рис. 1.12, в);
- если $h_{gi} \leq h_{грз}$ (рис. 1.12, з), то дополнительного заглубления не должно быть, поскольку осадка уже ранее ограничена несущей способностью одного грунтозацепа, т. е. $h_{г0i}^p = h_{г0грз}$ (рис. 1.12, д).

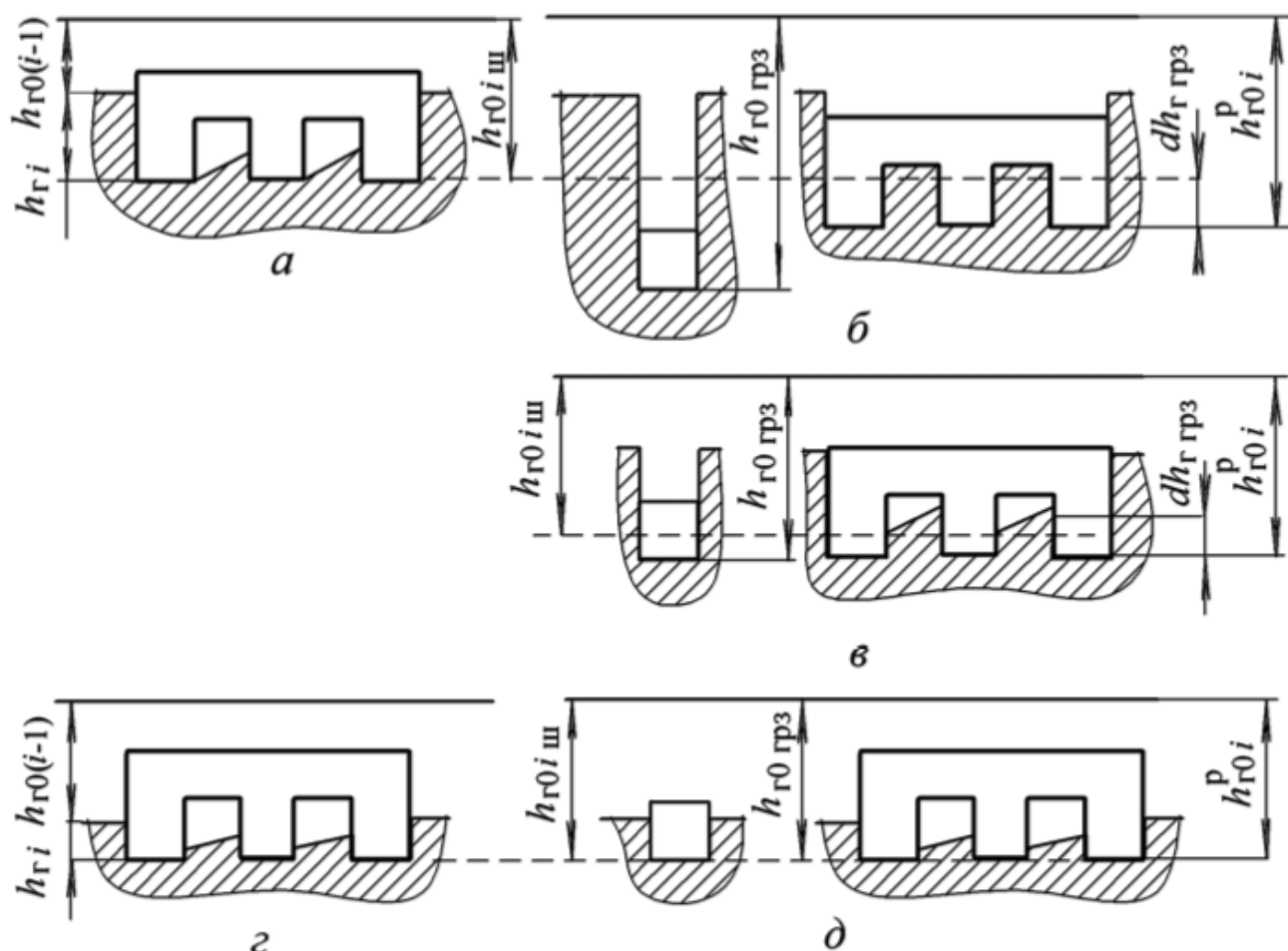


Рис. 1.12. Схемы расчета вертикальной осадки приведенного контакта буксующего колеса при выборе пустот впадин грунтозацепа при $h_{ri} > h_{грз}$ (а–в) и при $h_{ri} \leq h_{грз}$ (з, д)

Дополнительное вертикальное перемещение колеса $dh_{г.экс}$, вызванное экскавацией грунта из зоны контакта, вычисляют по формуле

$$dh_{г.экс} = \frac{V_{экс}}{L''_{к} b_{шy}} = \frac{t_{вп} h_{грз} s_{бj}}{t_{грз} (1 - s_{бj})},$$

где $V_{экс}$ — объем экскавируемого грунта при полном заглублении грунтозацепа за один оборот колеса, равный объему впадин ($V_{вп} = t_{вп} b_{шy} h_{грз}$), укладываемых на пути буксования, который представляет собой разность между теоретическим $L'_{к} = 2\pi r_{к0}$ и действительным $L''_{к} = 2\pi r_{к0} (1 - s_{бj})$ продольными перемещениями оси колеса, $V_{экс} = V_{вп} (L'_{к} - L''_{к}) / t_{грз}$; $L''_{к} b_{шy}$ — площадь пройденного пути (колеи).

При наличии пустот во впадинах объем экскавируемого грунта уменьшается. С учетом его высоты во впадине $dh_{г.вп}$, ко-

торая равна $h_{грз}$ при $h_{гi} \geq h_{грз}$ и $h_{гi}$ при $h_{гi} < h_{грз}$, можно записать

$$dh_{г.экс} = \frac{t_{вп} dh_{г.вп} s_{бj}}{t_{грз} (1 - s_{бj})}.$$

При $s_{бj} \leq 0,4$ высота $dh_{г.экс}$ незначительна, а при $s_{бj} > 0,4$ происходит интенсивное заглубление колеса с возможной потерей подвижности КМ вследствие вывешивания корпуса на грунте. Заглубление будет тем больше, чем слабее ДОП.

Пусть в процессе буксования $dh_{г.вп} = \text{const}$, тогда расчетная осадка колеса определяется выражением

$$h_{г0i}^p = h_{г0i} + dh_{г.экс},$$

причем при $h_{г0i}^p > H_{г}$ принимают $h_{г0i}^p = H_{г}$.

Если $s_{бj} \leq 0,4$, выноса грунта из зоны контакта не происходит (рис. 1.13, а), а при интенсивном буксовании за колесом образуется слой разрушенного грунта (рис. 1.13, б), который при продольном перемещении колеса оказывает незначительное влияние на распределение нормальных давлений и касательных напряжений в зоне контакта. При расчете параметров качения колеса влияние этого слоя не учитывают, а глубину колеи после прохода колеса (см. рис. 1.13, б), необходимую при расчете движения последующего колеса, исходя из допущения о неизменности объема грунта при разрушении, вычисляют по формуле

$$h_{г0i} = h_{г0i}^p - dh_{г.экс}.$$

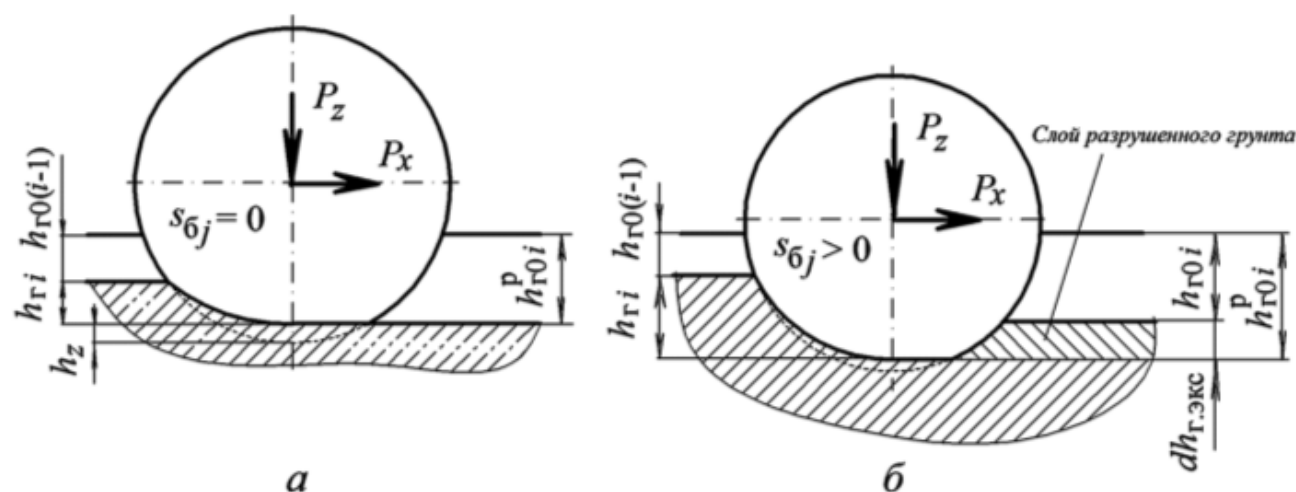


Рис. 1.13. Схема расчета вертикальной осадки колеса с учетом экскавации и выбора пустот грунта при отсутствии буксования (а), а также при интенсивном буксовании и образовании слоя разрушенного грунта (б)

Для последующего колеса КМ в качестве $h_{г0(i-1)}$ принимают глубину $h_{г0i}$, полученную для предыдущего колеса.

На рис. 1.14 представлены результаты расчета параметров опорной проходимости одиночного колеса с шиной 14.00–20 ($P_z = 22,5$ кН) при движении по однородному по глубине рыхлому пылеватому песку толщиной $H_r = 0,5$ м с учетом экскавации грунта и без него.

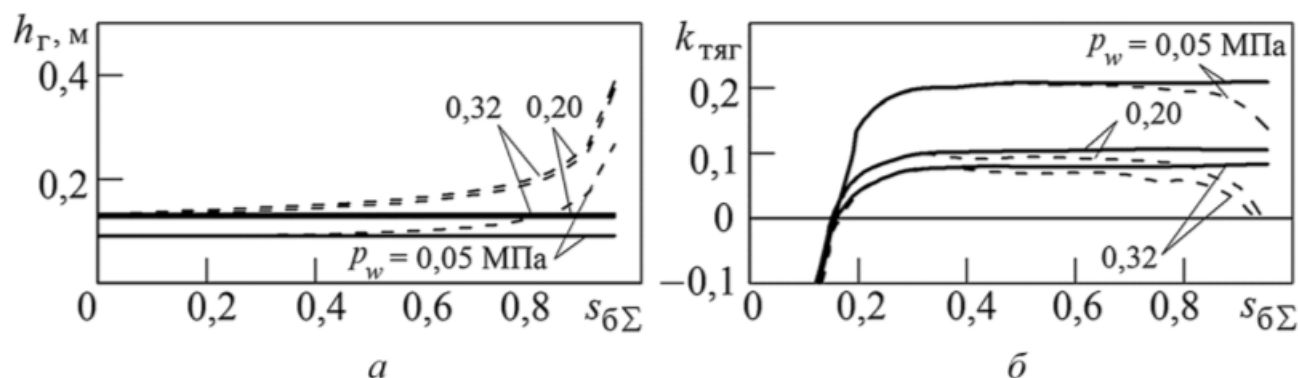


Рис. 1.14. Изменение деформации грунта h_r и коэффициента свободной силы тяги $k_{тяг}$ в зависимости от коэффициента общего продольного скольжения $s_{бΣ}$ при движении по песку пылеватому рыхлому и различном давлении p_w воздуха в шине:

сплошные линии — без учета экскавации грунта; штриховые линии — с учетом экскавации

Видно, что кривые начинают значительно различаться при $s_{бΣ} > 0,4$, а при $s_{бΣ} > 0,8$ прогрессивно увеличивается осадка h_r и уменьшается коэффициент свободной силы тяги $k_{тяг}$. Следовательно, для одиночного колеса при $s_{бΣ} > 0,4$ необходимо учитывать экскавацию грунта грунтозацепами.

Опорная проходимость последующих колес

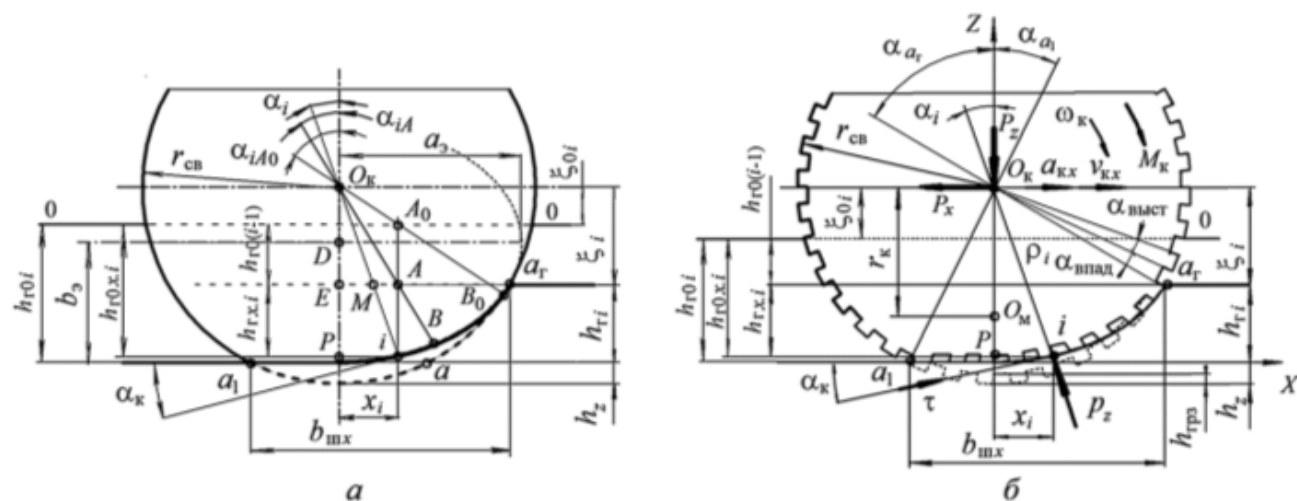
После прохода колеса механические свойства ОП в области образовавшейся колеи в зависимости от ее типа, толщины слоя, геометрических параметров колеса, нормальных, продольных и боковых сил, времени воздействия могут не изменяться, улучшаться (уплотнение грунта) или ухудшаться (разрушение грунта).

При оценке взаимодействия последующих колес с ДОП можно считать, что параметры ОП после прохода каждого колеса изменяются, вычислять параметры взаимодействия с учетом этих изменений [8] либо предполагать, что параметры ОП неизменны и после-

В этом случае нормальную деформацию грунта $h_{г0i}$ определяют относительно плоскости ОП при нагружении приведенного плоского деформатора силами P_z , P_x и P_y с учетом времени их действия, которое учитывается при вычислении нормального расчетного давления, действующего на i -е колесо:

$$\bar{p}_{\Gamma zi}^p = \frac{\bar{p}_{\Gamma zi} \bar{b}_{\text{шх}\Sigma}}{\bar{b}_{\text{шх}\Sigma} + t_{\text{ред}} v_{\text{кх}i}}, \quad (1.21)$$

Параметры зоны контакта рассчитывают по формулам (1.1) – (1.6) полагая, что колесо заглублено относительно поверхности грунта после предыдущего прохода на $h_{\Gamma i}$ (рис. 1.15, *a*), причем в криволинейной зоне контакта для поперечных сечений эти параметры определяют для сечения $O_K A_0$. Остальные параметры взаимодействия i -го колеса с ДОП находят по тем же соотношениям, что и для первого колеса, учитывая снижение нормального расчетного давления $\bar{p}_{\Gamma zi}^p$ (см. формулу (1.21)), обусловленное временем действия нагрузки на ОП.



27

Реакцию $R_{f_{\Gamma zi}}$, вызванную вертикальной деформацией грунта при последующих проходах, определяют как разность работ, затрачиваемых на вертикальные деформации $h_{\Gamma 0i}$ и $h_{\Gamma 0(i-1)}$ при i -м и $(i-1)$ -м проходах колес:

$$R_{f_{\Gamma zi}} = \bar{b}_{ш yi} \left(\int_0^{h_{\Gamma 0i}} \bar{p}_{\Gamma zi}^p dh_{\Gamma} - \int_0^{h_{\Gamma 0(i-1)}} \bar{p}_{\Gamma zi}^p dh_{\Gamma} \right). \quad (1.22)$$

При последовательных проходах и силе $P_{zi} < P_{z(i-1)}$ расчетная деформация грунта относительно недеформированной ОП для i -го колеса может быть меньше, чем для $(i-1)$ -го, т. е. $h_{\Gamma 0i} < h_{\Gamma 0(i-1)}$. В этом случае считают, что дополнительная деформация грунта отсутствует и $h_{\Gamma 0(i-1)} = h_{\Gamma 0i}$.

При наличии грунтозацепов (рис. 1.15, б) в результате их заглубления возможна дополнительная осадка колеса, которую рассчитывают так же, как для первого колеса; при буксовании и экскавации грунта учитывают дополнительную осадку колеса $dh_{\Gamma.экс}$.

Параметры взаимодействия последующих колес зависят от действующих на них сил P_{zi} , а также от силовых и кинематических связей, поэтому оценку деформируемости колеса и ОП при многократных проходах необходимо проводить с их учетом для конкретной КМ. Изменение деформации грунта в зависимости от числа проходов восьмиосной КМ со всеми ведомыми колесами ($M_{ki} = \text{const} = 0$) при $P_{zi} = \text{const}$ показано на рис. 1.16.

Деформация грунта $h_{\Gamma 0i}$ стабилизируется после различного числа проходов n_k . На прочных ОП заглубление $h_{\Gamma 0i}$ не превосходит высоты грунтозацепа и не изменяется при увеличении числа проходов (кривые 1, 2 на рис. 1.16). Для некоторых грунтов (кривые 3, 4) после нескольких проходов (в зависимости от скорости движения и времени действия нагрузки) деформация вначале не изменяется, а затем заглубление грунтозацепов постепенно увеличивается до выбора пустот во впадинах. На грунтах средней деформируемости (кривые 5–7) и рыхлом снеге (кривая 13) заглубление превышает высоту грунтозацепа и стабилизируется уже после третьего прохода. На слабых грунтах (8–12) деформация значительно превосходит высоту грунтозацепа и стабилизируется после трех–семи проходов.

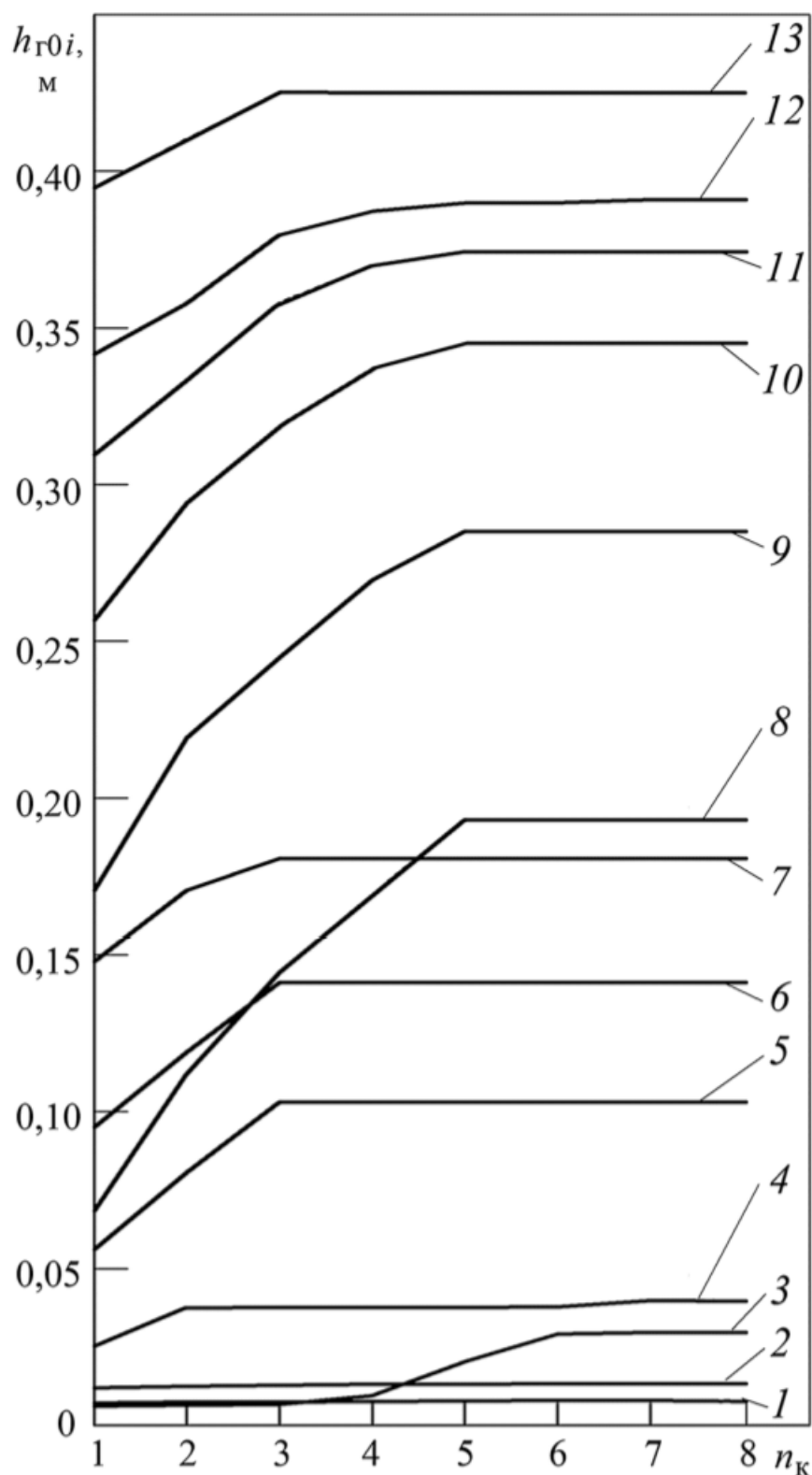


Рис. 1.16. Изменение вертикальной деформации грунта по осям восьмиосной КМ с шиной 1600×600–685 при движении по ДОП толщиной $H_r = 0,5$ м:

1 — суглинок ($W = 0,6W_L$); 2 — песок пылеватый плотный; 3 — глина ($W = 0,6W_L$); 4 — грунтовая дорога весной; 5 — супесь ($W = W_L$); 6 — рыхлая пахота осенью; 7 — песок пылеватый рыхлый; 8 — целина осенью; 9 — суглинок ($W = W_L$); 10 — снег старый плотный сухой; 11 — целина весной; 12 — глина ($W > W_L$); 13 — снег свежий рыхлый

Характер изменения деформации $h_{г0i}$ в зависимости от среднего нормального давления $\bar{p}_z$ в контакте аналогичен характеру кривых, приведенных на рис. 1.16, однако чем меньше $\bar{p}_z$, тем раньше стабилизируются параметры качения колес на ДОП.

На ОП с низкой связанностью (песок сухой сыпучий) или малым углом внутреннего трения (перенасыщенные связанные грунты, сухой снег) происходит обрушение стенок колеи после предыдущего прохода и ее заполнение грунтом. В результате последующее колесо взаимодействует с несколько большей грунтовой массой, чем предыдущее (рис. 1.17, а). Для идеально связанного грунта ($\varphi_{г} = 0$) высота призмы его обрушения

$$h_{г.приз} = 2 \frac{c_{г}}{\gamma_{г}},$$

для остальных грунтов ($\varphi_{г} \neq 0$, $c_{г} \neq 0$)

$$h_{г.приз} = \frac{2c_{г} \cos \varphi_{г}}{\gamma_{г} (1 - \sin \varphi_{г})}.$$

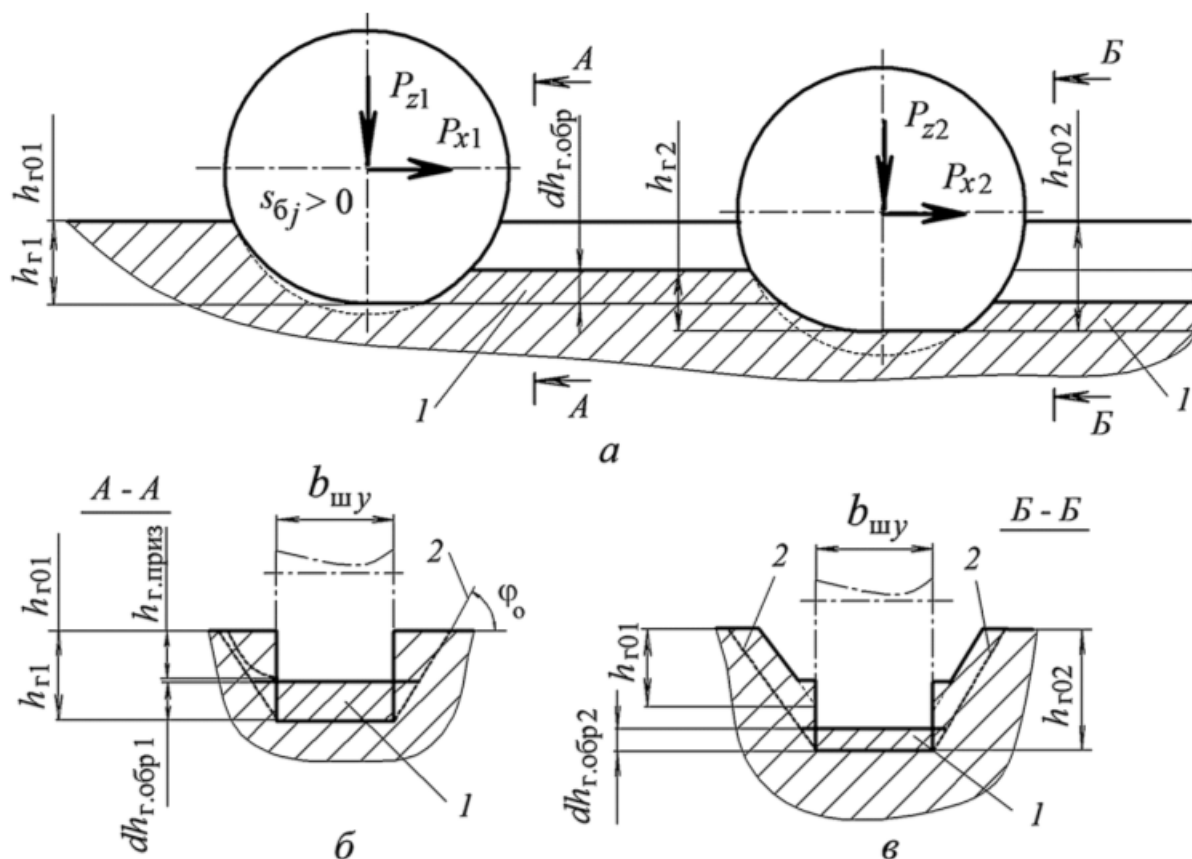


Рис. 1.17. Схемы определения вертикальной осадки колеса с учетом обрушения грунта по боковинам колеи:

а — продольное сечение колеи при двух последующих проходах колес; б, в — поперечное сечение колеи соответственно после первого и второго прохода колеса; 1 — слой обрушившегося грунта; 2 — линии обрушения

При равномерном распределении обрушившегося грунта по поверхности нижней части колеи площадь призмы обрушения $F_{обрi} = 0,5h_{гi}^2/\text{tg } \varphi_{г}$ для сыпучего грунта ($c_{г} \leq 0,001$) и $F_{обрi} = 0,5h_{г.приз}^2$ при $h_{г0i} > h_{г.приз}$ для остальных грунтов. Толщина обрушившегося в колею грунта (рис. 1.17, б) определяется уравнением

$$dh_{г.обрi} = \sqrt{(0,25b_{шy} \text{tg } \varphi_{г})^2 + F_{обрi}^p \text{tg } \varphi_{г} - 0,25b_{шy} \text{tg } \varphi_{г}}.$$

При первом проходе (см. рис. 1.17, б) стенки колеи вертикальны, обрушившийся грунт полностью заполняет колею, следовательно, для сыпучего грунта $F_{обр}^p = 0,5h_{г1}^2/\text{tg } \varphi_{г}$, а для остальных грунтов — $F_{обр}^p = 0,5h_{г.приз}^2$ при $h_{г01} > h_{г.приз}$. Для последующих колес (после второго, рис. 1.17, в) с учетом обрушения грунта получаем

$$F_{обрi}^p = \frac{0,5(h_{г(i-1)}^2 - h_{г(i-2)}^2)}{\text{tg } \varphi_{г}}; \quad F_{обрi}^p = 0,5(h_{г.приз(i-1)}^2 - h_{г.приз(i-2)}^2).$$

Расчетное значение залегания грунта после предыдущего прохода:

$$h_{г0(i-1)}^p = h_{г0(i-1)} - dh_{г.обрi}.$$

При расчете реакции R_{fzi} при i -м проходе в формулу (1.22) вместо $h_{г0(i-1)}$ необходимо подставлять $h_{г0(i-1)}^p$.

При реальных допустимых заглублениях колеса (до 0,5 м) обрушение колеи обычно происходит на сухом песке. На остальных грунтах (за исключением грунтов в текучем состоянии) высота призмы обрушения $h_{г.приз} > 0,55$ м.

На рис. 1.18 показано изменение деформации грунта $h_{г0i}$ и коэффициента свободной силы тяги $k_{тяги}$ по осям восьмиосной КМ с шиной 14.00–20 и полностью заблокированной трансмиссией при $P_z = 22,5$ кН и $s_{б\Sigma M} = 0,25$.

С повышением давления p_w различие между кривыми возрастает, увеличивается число проходов n_o до стабилизации значений коэффициента $k_{тяги}$ и деформации $h_{г0i}$ грунта относительно ОП. С учетом обрушения грунта уменьшаются значения $h_{г0i}$ и $k_{тяги}$, увеличиваются значения $h_{гi}$ и f_{Nfi} ; падают тяговые возможности КМ.

При интенсивном буксовании колеса происходит его дополнительное заглубление; разрушенный грунт из зоны контакта пере-

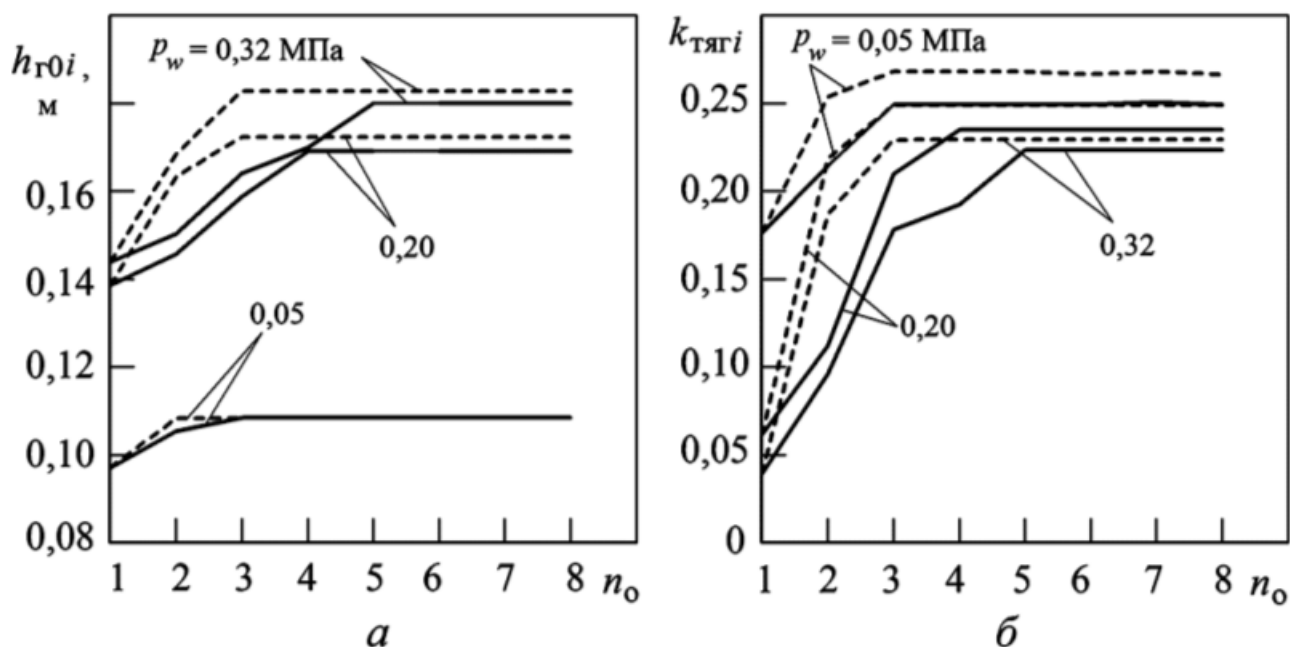


Рис. 1.18. Изменение деформаций грунта (*а*) и коэффициента свободной силы тяги (*б*) по осям восьмиосной КМ при движении по песку пылеватому толщиной $H_r = 0,5$ м:

сплошные линии — с учетом обрушения грунта; штриховые линии — без учета обрушения грунта в колею

мещается за колесо, возникают колебания угловой скорости колеса, а также вертикального и продольного перемещений его оси. Эти колебания влияют на процессы деформирования грунтового основания в зоне контакта и обрушения грунта в колею за колесом. В настоящее время эти процессы изучены мало.

1.2. Опорная проходимость колеса при криволинейном движении

При криволинейном движении КМ по ДОП одни колеса взаимодействуют с неразрушенной ОП, а другие катятся или по их следу, или частично по следу и неразрушенной ОП.

Опорная проходимость первого колеса

При криволинейном движении эластичного колеса по ДОП наблюдается более сложное нагружение грунта, чем при прямолинейном движении, возникают боковые смещения и поворот зоны контакта колеса относительно ОП. При действии боковой силы шина искривляется, а проекция центра обода O'_k перемещается в боковом направлении на величину h_y относительно центра кон-

такта $O_{ш}$ (рис. 1.19). Профиль поперечного сечения шины в зоне контакта изменяется. В зависимости от эластичности шины (давления воздуха p_w) ее боковины наклоняются (рис. 1.19, а) относительно плоской зоны контакта (при большом p_w) или профиль перекатывается (рис. 1.19, б) в боковом направлении (при малом p_w). В обоих случаях боковые деформации $h_{гyi}$ отпора грунта линейно возрастают с уменьшением заглубления профиля.

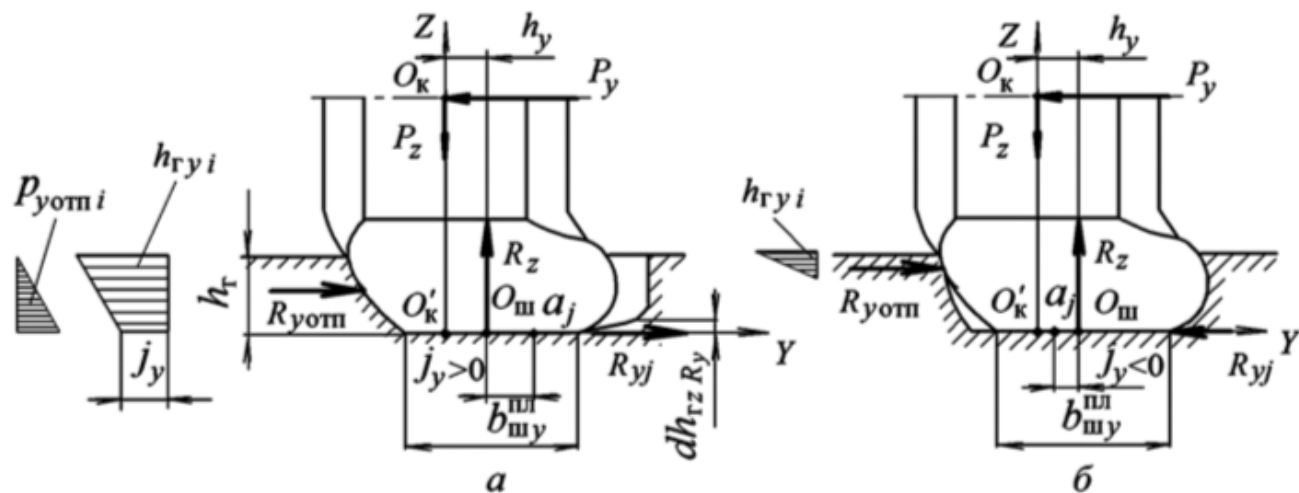


Рис. 1.19. Схема сил, действующих в поперечном сечении колеса, при криволинейном движении по ДОП, положительном $j_y > 0$ (а) и отрицательном $j_y < 0$ (б) боковом скольжении центра контакта

Плоская зона контакта может скользить (сдвигаться) в боковом направлении на величину бокового сдвига $j_y > 0$ (перемещение центра контакта из точки a_j в точку $O_{ш}$ (см. рис. 1.19, а)). В колесе прочного (неподвижного) в боковом направлении грунта (см. рис. 1.19, б) возможно перемещение (скольжение) протектора в направлении, противоположном действию боковой силы ($j_y < 0$). При малой несущей способности ОП в боковом направлении возможна ее дополнительная вертикальная деформация $dh_{гRy}$.

Боковая сила P_y уравнивается реакциями $R_{yотп}$ и R_{yj} соответственно бокового отпора грунта и бокового сдвига плоской части зоны контакта относительно ОП:

$$P_y = R_y = R_{yотп} + R_{yj}. \quad (1.23)$$

Для упрощения расчетов допускают, что характеристика шины $h_y(P_y)$ не зависит от ее заглубления h_r , а реакция $R_{yотп}$ бокового отпора определяется профилем и боковым перемещением $h_{гyi}$,

а также давлением отпора грунта по боковине $p_{yотп}$. Заметим, что в общем случае боковина воспринимает и часть нормальной нагрузки.

Реакцию $R_{yотп}$ вычисляют интегрированием равнодействующей пассивного давления грунта $p_{пас}^*$ (см. уравнение (4.15) в [6]) на заглублении боковины по длине контакта:

$$R_{yотп} = \int_{a_Г}^{a_1} \int_0^{h_Г} p_{пас} dx dy = \int_{a_Г}^{a_1} p_{пас}^* dx \approx p_{пас}^* \bar{b}_{шх}, \quad (1.24)$$

где $p_{пас}^* = 0,5 p_{пас}^{max} h_Г$, а $p_{пас}^{max}$ и $\bar{b}_{шх}$ определяются соответственно уравнениями (4.13) из пособия [6] при $\psi_{ст} = 90^\circ$ и (1.19).

Боковины колеса в результате трения о грунт воспринимают часть нормальной нагрузки, однако на ДОП эта составляющая значительно меньше нагрузки, действующей на подошву протектора, поэтому ею пренебрегают. Напомним, что составляющую нормальной реакции в зоне боковин учитывают при расчете нормальной суммарной осадки грунта по приведенному контакту (см. уравнение (1.19)).

Боковую реакцию сдвига R_{yj} плоской части контакта, боковой сдвиг j_y , а также продольную реакцию R_x определяют с учетом предельных возможностей по сцеплению:

$$R_x = \int_{a_Г}^{a_1} dR_{xj}; \quad R_{yj} = \int_{a_Г}^{a_1} dR_{yj}.$$

На элементарных площадках контакта $dF_{ши} = b_{шы} dx$ действуют элементарные нормальная dR_z , продольная dR_{xj} и боковая dR_{yj} реакции. Как и в случае прямолинейного качения колеса, реакции dR_z и dR_{xj} и dR_{yj} вычисляют с ограничением последней по сцеплению, причем сдвиги колеса в продольном j_x и боковом j_y направлениях могут различаться.

В качестве базовых рассматривают параметры сдвига в обоих направлениях: $c_{ш-Гх}$, $c_{ш-Гу}$, $\mu_{скх}$, $\mu_{ску}$, $j_{тш-Гх}$, $j_{тш-Гу}$, причем $c_{ш-Гх}$ и $c_{ш-Гу}$ вычисляют по уравнению (1.12) при известных значениях $\mu_{покх}^{баз}$, $\mu_{поку}^{баз}$ и $p_z^{баз}$ для всей зоны контакта ($\bar{b}_{шх}$, $\bar{b}_{шу}$, $\bar{F}_{ш}$). Допуская, что связанность $c_{ш-Г}$ и коэффициент трения

скольжения $\mu_{ск}$ в некотором диапазоне изменения нормального давления постоянны, для контактирующих тел коэффициенты трения покоя можно представить в виде

$$\mu_{пок xi} = \mu_{ск x} + \frac{c_{ш-г x}}{p_{zi}}; \quad \mu_{пок yi} = \mu_{ск y} + \frac{c_{ш-г y}}{p_{zi}},$$

где p_{zi} определяют из выражения (1.7).

Касательное напряжение τ_x по длине контакта вычисляют по формуле (1.11), боковой сдвиг в плоскости ОП при допущении о его линейном характере — по уравнению

$$j_y = (x_{aг} - x_i) \operatorname{tg} \delta_j,$$

а касательное напряжение τ_y — по зависимости, аналогичной (1.11) (при $c_{ш-г y}$, $\mu_{ск y}$, $j_{мш-г y}$, $\mu_{пок y}$). В боковом направлении распределение напряжений τ_y принято равномерным.

Суммарное касательное напряжение сдвига

$$\tau_{xy\Sigma} = \sqrt{\tau_x^2 + \tau_y^2}$$

ограничено предельным напряжением $\tau_{xy}^{\max}(j_{xy})$ по сцеплению в направлении суммарного вектора сдвига $j_{xy} = \sqrt{j_x^2 + j_y^2}$ в плоскости XOY . Его рассчитывают по формуле, аналогичной (1.11), в которой параметры $c_{ш-г xy}$, $\mu_{ск xy}$, $j_{мш-г xy}$, $\mu_{пок xy}$ определяют в соответствии с уравнениями связи максимальных коэффициентов реакций в продольном $k_{R_x i \max} = R_{xi \max} / R_z$ и боковом $k_{R_y i \max} = R_{yi \max} / R_z$ направлениях [5]:

$$k_{R_x i \max} = \frac{k_{R_x 0 \max} \sqrt{k_{R_y 0 \max}^2 - k_{R_y i \max}^2}}{k_{R_y 0 \max}};$$

$$k_{R_y i \max} = \frac{k_{R_y 0 \max} \sqrt{k_{R_x 0 \max}^2 - k_{R_x i \max}^2}}{k_{R_x 0 \max}},$$

где $k_{R_x 0 \max}$ и $k_{R_y 0 \max}$ — значения коэффициентов соответственно при $R_y = 0$ и $R_x = 0$.

Допуская пропорциональное изменение коэффициентов и сдвигов для $c_{ш-гxy}$, принимая $c_{ш-гyi}/c_{ш-гxi} = j_y/j_x = \tilde{j}_y$ и $c_{ш-гxy} = \sqrt{c_{ш-гy}^2 + c_{ш-гx}^2}$, имеем

$$c_{ш-гxy} = \frac{c_{ш-гy}(1 + \tilde{j}_y^2)}{\sqrt{\tilde{c}_{ш-гy}^2 + \tilde{j}_y^2}}; \quad \mu_{скxy} = \frac{\mu_{скy}(1 + \tilde{j}_y^2)}{\sqrt{\tilde{\mu}_{скy}^2 + \tilde{j}_y^2}};$$

$$\mu_{покxy} = \frac{\mu_{покy}(1 + \tilde{j}_y^2)}{\sqrt{\tilde{\mu}_{покy}^2 + \tilde{j}_y^2}}; \quad j_{мш-гxy} = \frac{j_{мш-гy}(1 + \tilde{j}_y^2)}{\sqrt{\tilde{j}_{мш-гy}^2 + \tilde{j}_y^2}},$$

где $\tilde{c}_{ш-гy} = c_{ш-гy}/c_{ш-гx}$, $\tilde{\mu}_{скy} = \mu_{скy}/\mu_{скx}$, $\tilde{\mu}_{покy} = \mu_{покy}/\mu_{покx}$, $\tilde{j}_{мш-гy} = j_{мш-гy}/j_{мш-гx}$.

С учетом знаков и значений предварительно вычисленных напряжений τ_x и τ_y и сдвигов j_x и j_y определяют расчетные касательные напряжения:

$$\tau_x^p = \tau_x, \quad \tau_y^p = \tau_y \quad \text{при} \quad \tau_{xy\Sigma} \leq \tau_{xy}^{\max};$$

$$\tau_x^p = \tau_{xy}/(1 + \tilde{j}_y^2), \quad \tau_y^p = \tau_y \tilde{j}_y \quad \text{при} \quad \tau_{xy\Sigma} > \tau_{xy}^{\max}.$$

Элементарные продольные и боковые реакции сдвига:

$$dR_x = 10^6 \tau_x^p b_{шyi} dx; \quad dR_{yj} = 10^6 \tau_y^p b_{шyi} dx.$$

Суммарные продольные R_x и боковые R_{yj} реакции находят суммированием по длине $b_{шx}$ элементарных реакций dR_x и dR_{yj} .

Особенность криволинейного движения колеса по ДОП заключается в возможности увеличения нормальной деформации грунта h_r при совместном действии продольной и боковой сил, когда грунт находится на пределе несущей способности. При оценке суммарной вертикальной деформации грунта $h_{гz\Sigma} = h_r$ необходимо сравнить вертикальные деформации $h_{гzR_x}$ и $h_{гzR_{yj}}$ при воздействии горизонтальных реакций R_x и R_{yj} . В качестве деформации $h_{гz\Sigma}$ принимают наибольшую по несущей способности грунта деформацию грунта $h_{гzi}$. В связи с возможностью изменения h_r , а следовательно, и составляющих $R_{yотп}$ и R_{yj} при неизменной боковой силе P_y их действительные значения определяют методом последовательных приближений с уточнением изменения параметров контакта при дополнительной осадке.

Суммарный угол бокового силового увода

$$\delta_{Py} = \delta_y + \delta_j,$$

где δ_y , δ_j — соответственно упругая и сдвиговая его составляющие [5].

При прямолинейной траектории центра колеса (рис. 1.20, *а*) и образовании прямолинейной колеи (рис. 1.20, *б*) возникают только линейные боковые сдвиги j_{yi} точек контакта относительно ОП. При криволинейной траектории (рис. 1.21) суммарные боковые сдвиги $j_{yi\Sigma}$ точек контакта относительно ОП определяются линейными боковыми j_{yi} и криволинейными $j_{yi\theta}$ сдвигами, обусловленными поворотом зоны контакта:

$$j_{yi\Sigma} = j_{yi} + j_{yi\theta}.$$

Продольная R_x и боковая R_{yj} реакции, обусловленные сдвигами в зоне контакта, характеризуются касательными напряжениями τ_x и τ_y , ограниченными по сцеплению.

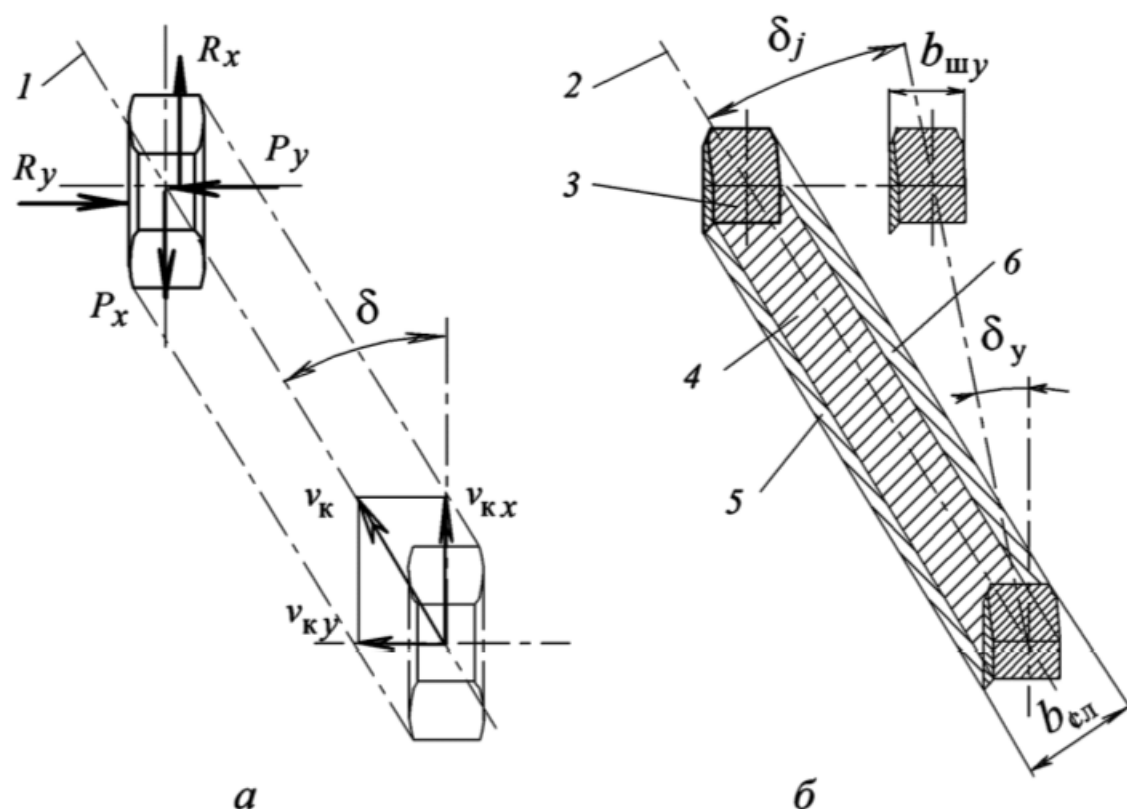


Рис. 1.20. Схемы формирования следа колеи на ДОП при прямолинейной траектории центра колеса (*а*) и центра его контакта (*б*):

1 — траектория центра колеса; 2 — траектория центра контакта; 3 — горизонтальная проекция контакта; 4 — зона контакта протектора в колесе; 5 — зона контакта боковин в колесе; 6 — зона бокового сдвига в колесе

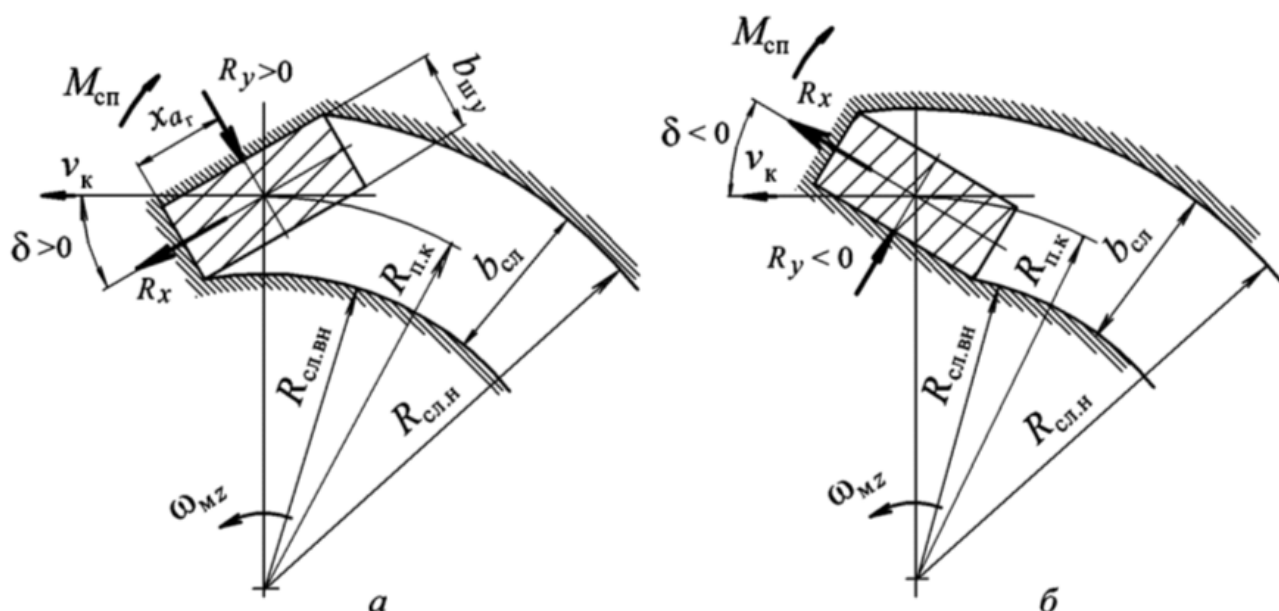


Рис. 1.21. Схемы формирования следа колеи на ДОП при криволинейной траектории центра колеса с положительным (а) и отрицательным (б) углом увода

При криволинейном движении колеса по ДОП образуется след колеи шириной $b_{сл}$, превосходящей ширину контакта $b_{шy}$ при прямолинейном движении. Величина $b_{сл}$ определяется разностью внутреннего $R_{сл.вн}$ и наружного $R_{сл.н}$ радиусов следа условного прямоугольника шириной $b_{шy}$ и длиной, равной удвоенной продольной координате $x_{aГ}$ (от центра до начала контакта — точки $a_{Г}$, см. рис. 1.21). Координаты внутренних и наружных угловых точек зоны контакта и радиусы следов вычисляют по формулам

$$\begin{aligned}
 y_{вн} &= R_{п.к} - x_{aГ} \sin |\delta| - 0,5b_{шy} \cos \delta; \\
 x_{вн} &= x_{aГ} \cos \delta - 0,5b_{шy} \sin |\delta|; \\
 y_{н} &= R_{п.к} + x_{aГ} \sin |\delta| + 0,5b_{шy} \cos \delta; \\
 x_{н} &= x_{aГ} \cos \delta - 0,5b_{шy} \sin |\delta|; \\
 R_{сл.вн} &= \sqrt{y_{вн}^2 + x_{вн}^2}; \\
 R_{сл.н} &= \sqrt{y_{н}^2 + x_{н}^2}.
 \end{aligned} \tag{1.25}$$

При угле увода $\delta = 0$ внутренний радиус следа $R_{сл.вн} = R_{п.к} - 0,5b_{шy}$. На образование следа колеи затрачивается работа продольной реакции R_x , боковой силы P_y и момента сопротивления повороту контакта относительно ОП. Разделить эти составля-

ющие достаточно проблематично. Однако при углах увода $|\delta| \leq 35^\circ$ на образование колеи затрачивается в основном работа продольной реакции R_x , в результате чего уменьшается свободная сила P_x на оси. Силу сопротивления качению $R_{f_{\Gamma z}}^{\text{сл}}$, обусловленную образованием следа, вычисляют аналогично силе сопротивления $R_{f_{\Gamma z}}$ (в уравнение (1.17) вместо $\bar{b}_{\text{ш}y}$ подставляют $b_{\text{сл}}$). Продольная сила

$$P_x = R_x - R_{f_{\Gamma z}}^{\text{сл}} - R_{x \text{ лоб}} - P_{ax} - R_{f_{\Gamma}}. \quad (1.26)$$

Реакция лобового отпора грунта $R_{x \text{ лоб}}$ определяется уравнением (1.18).

На рис. 1.22 и 1.23 представлены результаты расчета криволинейного движения при $R_{\text{п.к}} = 5$ м колеса с шиной 1300×530–533 ($P_z = 40$ кН, $p_w = 0,05$ МПа) по песку пылеватому рыхлому толщиной $H_{\Gamma} = 0,5$ м при углах увода $\delta \geq 0$.

В этих условиях нормальная деформация h_{Γ} грунта постоянна при изменении угла увода δ и боковой реакции R_y . Ее интенсивное увеличение при росте общего коэффициента продольного скольжения $s_{6\Sigma}$ обусловлено преимущественно фрезерованием грунта.

Момент сопротивления повороту $M_{\text{сп}}$ (рис. 1.22, а) существенно изменяется в зоне малых углов увода $\delta = 0 \dots 16^\circ$ и возрастает с увеличением буксования и заглубления колеса в грунт при его экскавации.

Коэффициент сопротивления боковому уводу $k_y = R_y / \delta$ (рис. 1.22, б) с увеличением угла увода уменьшается. При возрастании $s_{6\Sigma}$ и продольной реакции R_x коэффициент k_y уменьшается, достигает минимального значения, а затем начинает возрастать вследствие интенсивного заглубления колеса.

Коэффициент $k_{\text{тяг}}$ свободной силы тяги (рис. 1.22, в) с увеличением угла увода уменьшается и при $\delta > 30^\circ$ становится отрицательным. Максимальное значение $k_{\text{тяг}}$ с увеличением угла увода достигается при большем значении $s_{6\Sigma}$.

Относительная боковая реакция $\tilde{R}_y = R_y / P_z$ (рис. 1.22, г) при угле увода $\delta = 0$ с увеличением $s_{6\Sigma}$ возрастает, изменяя отрицательное значение на положительное, а при $\delta > 0$ вначале уменьшается, достигая минимально устойчивого значения, а затем прогрессивно возрастает.

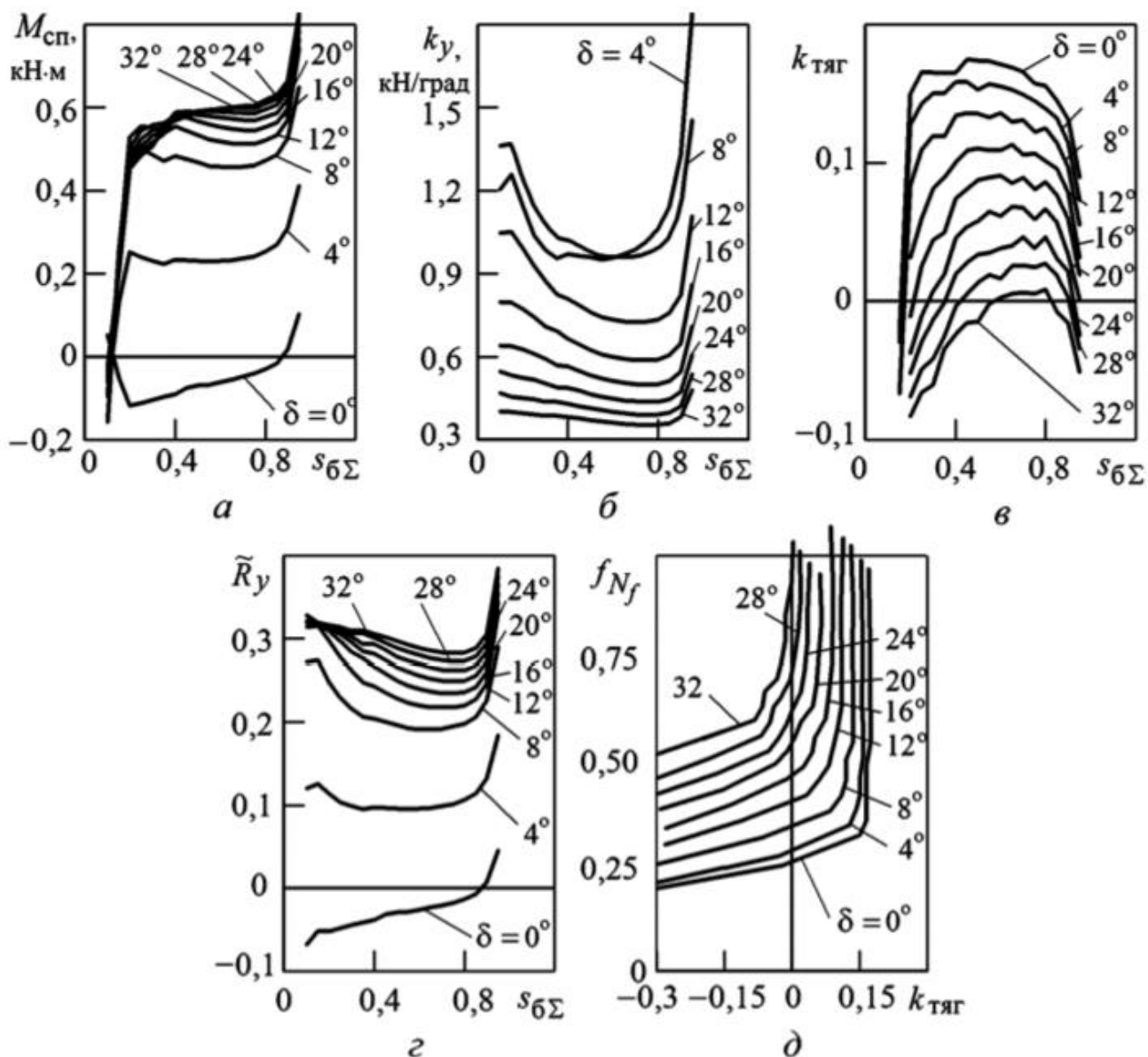


Рис. 1.22. Изменение параметров криволинейного движения колеса с шиной 1300×530–533 на песке пылеватом

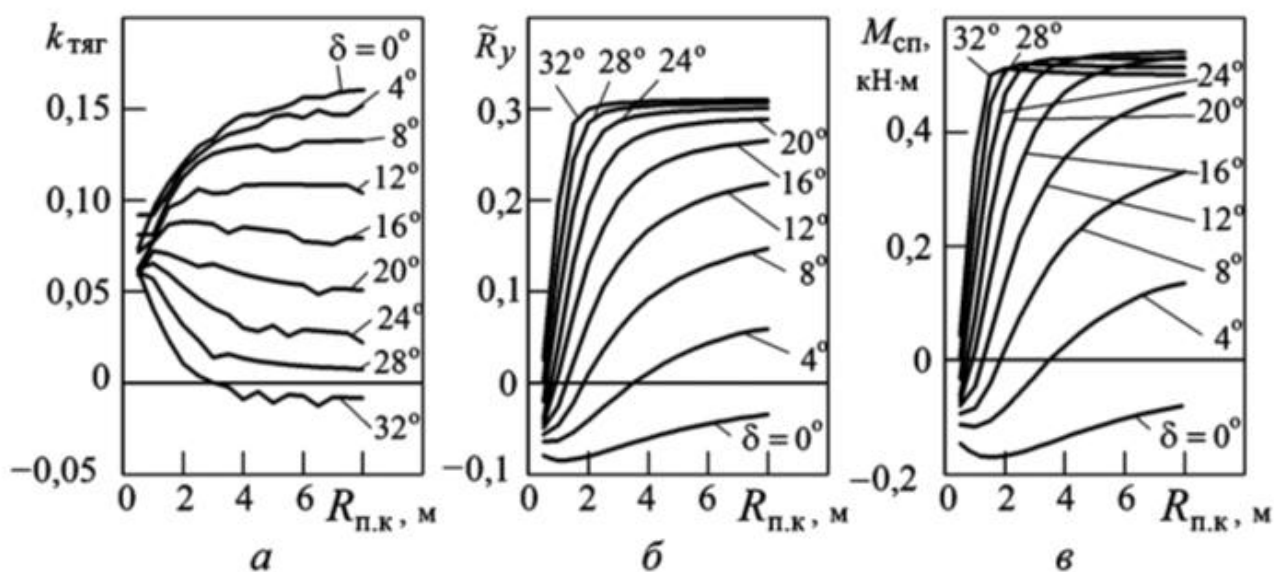


Рис. 1.23. Изменение параметров криволинейного движения колеса с шиной 1300×530–533 на песке пылеватом при $s_{\delta\Sigma} = 0.2$

Коэффициент f_{N_f} мощности сопротивления движению (рис. 1.22, δ) при увеличении угла увода возрастает.

Влияние радиуса поворота $R_{п.к}$ на параметры криволинейного движения колеса иллюстрируют графики, приведенные на рис. 1.23.

При углах увода $\delta \leq 32^\circ$ колесо еще способно создавать избыточную силу тяги во всем диапазоне изменения радиуса $R_{п.к}$, а при $\delta > 32^\circ$ с увеличением радиуса поворота сила изменяет знак и становится отрицательной (рис. 1.23, a). Относительная боковая реакция $\tilde{R}_y$ (рис. 1.23, b) и момент сопротивления повороту $M_{сп}$ (рис. 1.23, $в$) при одновременном увеличении коэффициента $k_{тяг}$ возрастают.

Основные потери при деформации грунта связаны с образованием колеи шириной $b_{сл}$. При угле увода $\delta = 0^\circ$ с увеличением радиуса $R_{п.к}$ уменьшаются ширина $b_{сл}$ и общие потери на деформацию грунта, а при $\delta \neq 0^\circ$ возрастают ширина $b_{сл}$ и общие потери на деформацию грунта. Общие потери при одинаковом коэффициенте $s_{б\sum}$ можно косвенно охарактеризовать изменением коэффициента $k_{тяг}$ (см. рис. 1.23, a). При $\delta \leq 12^\circ$ с увеличением $R_{п.к}$ растет $k_{тяг}$ и, следовательно, снижается сопротивление качению; при $\delta > 12^\circ$ коэффициент $k_{тяг}$ уменьшается, а сопротивление движению колеса возрастает.

Рассмотренные выше зависимости и характеристики справедливы для криволинейного качения первого колеса, прокладывающего колею на недеформированном грунте.

Опорная проходимость последующих колес

Для последующих колес ($i > 1$) возможны различные варианты движения по отношению к следам предыдущих колес. Наиболее простым для расчета является случай образования каждым последующим колесом своего следа, без учета предварительного уплотнения грунта. При этом усложняется расчет параметров движения последующих колес в пределах следа колеи предыдущих, т. е. без увеличения ширины ее следа. Аналогично методике расчета при прямолинейном движении определяют нормальные деформации грунта и шины, потери на деформацию грунта учитывают допол-

нительной его деформацией $h_{гi}$ (см. рис. 1.15) и шириной следа $b_{сли}$. Реакцию $R_{yотп}$ отпора боковины вычисляют как разность боковых реакций отпора при деформациях $h_{г0i}$ и $h_{г0(i-1)}$ (см. выражение (1.24)):

$$R_{yотп} = R_{yотп}(h_{г0i}) - R_{yотп}(h_{г0(i-1)}). \quad (1.27)$$

В остальных случаях необходимо рассматривать более сложную задачу о взаимодействии как минимум двух областей колес, взаимодействующих с недеформированным и деформированным грунтом (рис. 1.24).

Если деформация грунта меньше глубины колеи от предыдущего прохода: $h_{г0i} < h_{г0(i-1)}$ (рис. 1.24, б), колесо взаимодействует только с недеформированным грунтом, образуя дополнительную колею в области от $R_{сл.внi}$ до $R_{сл.вн}^{max}$ (рис. 1.24, а). Ширина следа в

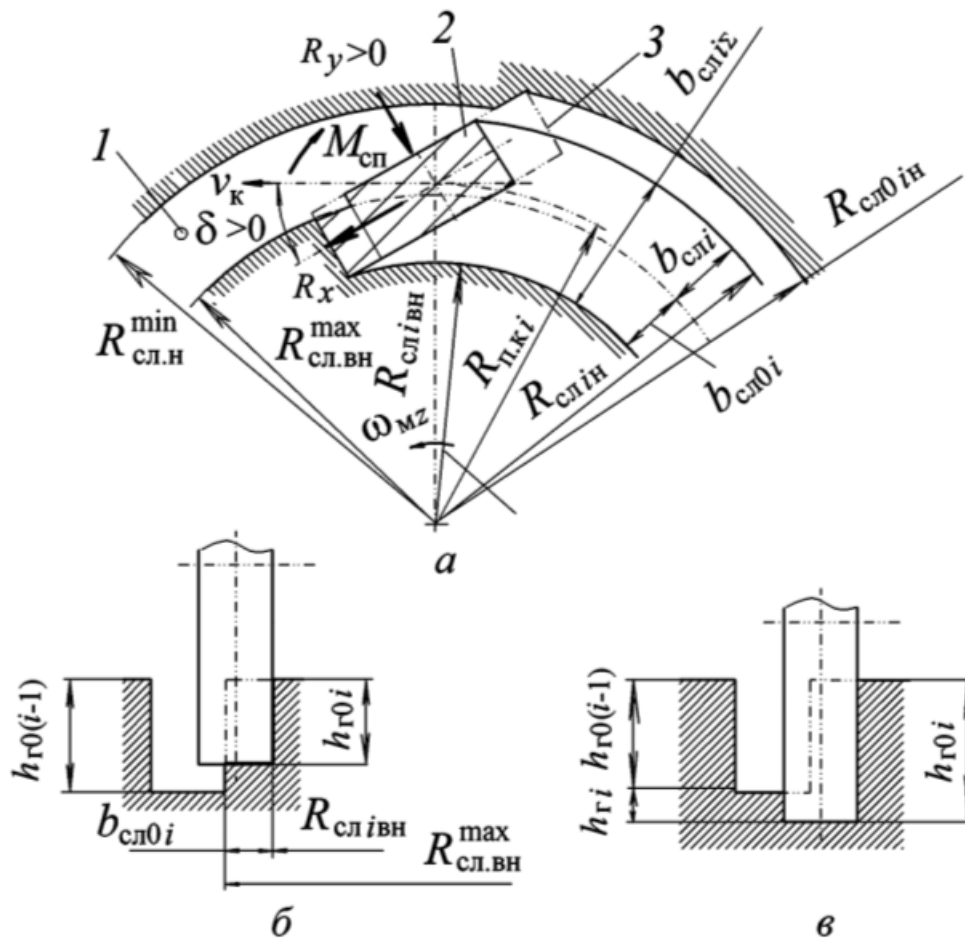


Рис. 1.24. Схемы формирования следа колеи на ДОП при криволинейной траектории центров последующих колес и положительном угле увода:
 а — горизонтальная проекция; б, в — условное поперечное сечение при меньшей и большей осадке i -го колеса по сравнению с предыдущим соответственно; 1 — след от предыдущего колеса; 2 — проекция контакта; 3 — проекция горизонтального сечения колеса по поверхности 0-0

недеформированной области грунта $b_{сл0i} = R_{сл.вн}^{max} - R_{сл.внi}$, где $R_{сл.вн}^{max}$ — максимальный внутренний радиус от следа предыдущего колеса; $R_{сл.внi}$ — внутренний радиус следа i -го колеса. Поверхность зоны контакта имеет сложную форму, длина и ширина передней и задней ее частей переменны и зависят от многих параметров.

При $h_{г0i} > h_{г0(i-1)}$ (рис. 1.24, в) колесо взаимодействует с недеформированным грунтом в области от $R_{сл.внi}$ до $R_{сл.вн}^{max}$ и с ранее деформированным грунтом в области от $R_{сл.вн}^{max}$ до $R_{сл.нi}$ (см. рис. 1.24, а). Ширина следа в ранее деформированной области грунта $b_{сли} = R_{сл.нi} - R_{сл.вн}^{max}$. Радиус $R_{сл.нi}$ наружного следа i -го колеса определяют с учетом заглубления $h_{гi}$ относительно предварительно деформированной поверхности.

В обоих случаях при некоторых параметрах возможно деформирование (боковой сдвиг) грунта задней частью колеса радиусом $R_{сл0ни}$.

При малых углах $\delta \approx 0^\circ$ расчетная схема достаточно проста (рис. 1.25).

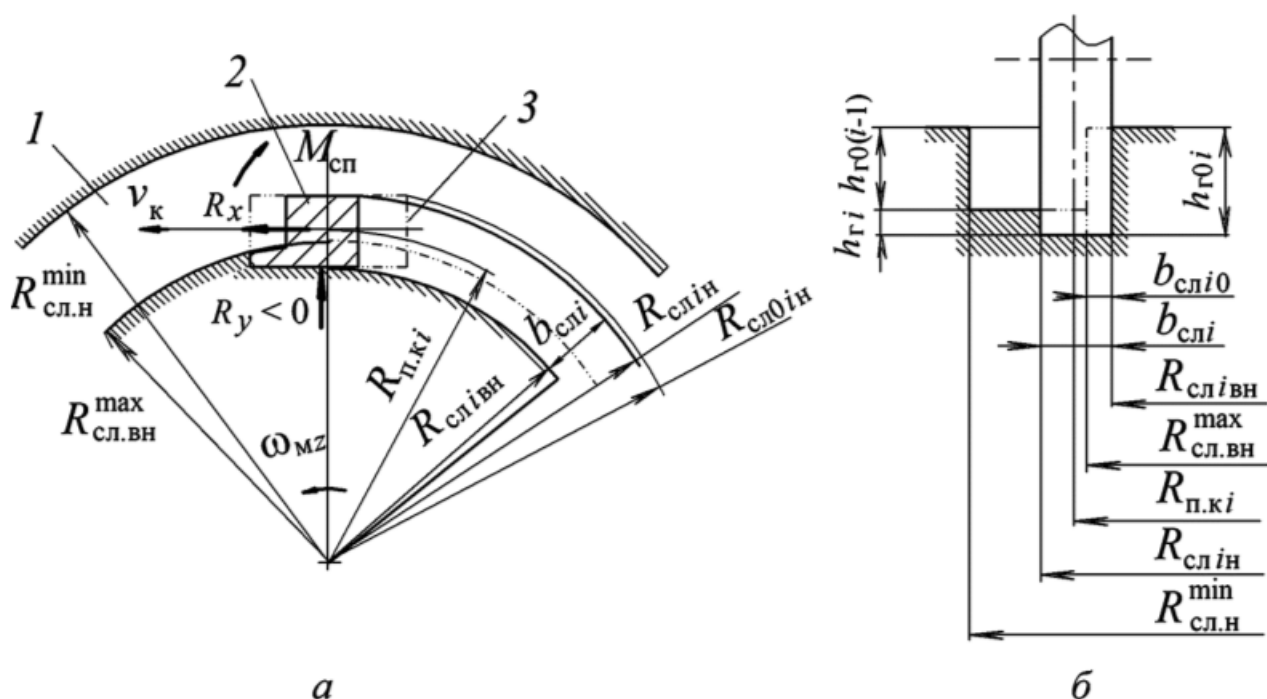


Рис. 1.25. Схемы формирования следа колеи на ДОП при криволинейной траектории центров последующих колес и малом угле увода:

a — горизонтальная проекция; b — условное поперечное сечение; 1 — след от предыдущего колеса; 2 — проекция контакта; 3 — проекция горизонтального сечения колеса по поверхности 0-0

При больших углах δ задача вычисления параметров качения последующих колес усложняется (рис. 1.26). Вводят допущение, что для обеих областей контакта продольный профиль передней зоны описывается уравнением эллипса с точкой a_{r0} начала контакта на недеформированной поверхности грунта (рис. 1.26, д). Нормальное давление p_{zi} и касательные напряжения τ_x , τ_y определяют с учетом ограничений по сцеплению аналогично качению колеса при первом проходе.

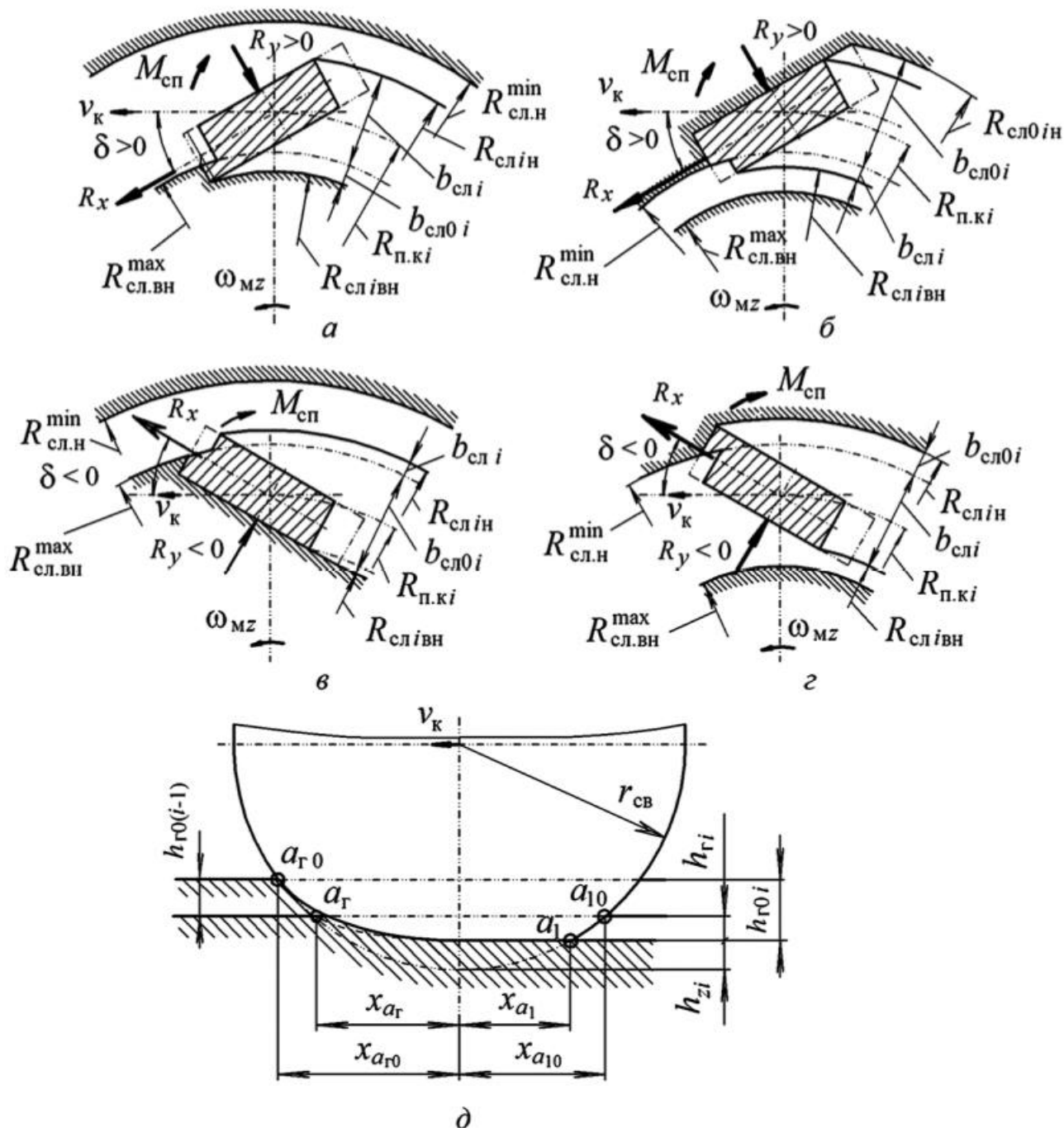


Рис. 1.26. Схемы формирования следа колеи на ДОП при криволинейной траектории центра последующих колес:

а–г — горизонтальные проекции при различном положении последующих колес;
 д — продольно-вертикальное сечение колеса при последующих проходах

Реакции R_z , R_x , силу P_x и момент M_k вычисляют по формулам (1.16), (1.15), реакцию R_y — по (1.23), а площадь контакта $\bar{F}_{ш}$ — по соотношению (1.19) с уточнением ширины контакта $\bar{b}_{ш yi}$ на продольной координате x_i двух областей контакта. В области недеформированного грунта и заглублениях $h_{г0i} < h_{г0(i-1)}$ расчетную ширину $\bar{b}_{ш yi}^p$ элементарного участка контакта вычисляют относительно определенной ранее полной ширины $\bar{b}_{ш yi}$ контакта по формулам:

- при $R_{сл.вн}^{\max} > R_{сл.вн i}$ (рис. 1.26, а, в):

$$\bar{b}_{ш yi}^p = 0,5\bar{b}_{ш yi} - R_{п.к i} + x_i \sin \delta + \sqrt{(R_{сл.вн}^{\max})^2 - (x_i \cos \delta)^2};$$

- при $R_{сл.н}^{\min} < R_{сл.н i}$ (рис. 1.26, б, з):

$$\bar{b}_{ш yi}^p = 0,5\bar{b}_{ш yi} + R_{п.к i} - x_i \sin \delta - \sqrt{(R_{сл.вн}^{\max})^2 - (x_i \cos \delta)^2}.$$

Интегральные реакции вычисляют интегрированием по длине контакта (см. рис. 1.26, д) от точки $a_{г0}$ до точки a_1 .

Реакции бокового отпора грунта $R_{y отп}$ находят по уравнению (1.24) с учетом высоты площадки бокового отпора и приведенной длины контакта.

Так, при $\delta > 0$, $R_{сл.н}^{\min} < R_{сл.н i}$ (см. рис. 1.26, б) и $\delta < 0$, $R_{сл.вн}^{\max} > R_{сл.вн i}$ (см. рис. 1.26, в) реакция отпора

$$R_{y отп}^p = R_{y отп}(h_{г0i}),$$

а при $\delta > 0$, $R_{сл.вн}^{\max} > R_{сл.вн i}$ (см. рис. 1.26, а) и $\delta < 0$, $R_{сл.н}^{\min} < R_{сл.н i}$ (см. рис. 1.26, з) реакция $R_{y отп}^p$ определяется уравнением (1.27).

Параметры $\bar{F}_{ш}$, $\bar{b}_{ш x}$ пятна контакта, которые необходимы для расчета реакций, обеспечивающих равенство заданной и расчетной вертикальной деформации грунта, определяют по уравнению (1.19). Реакцию сопротивления качению $R_{f_{г z}}^{сл}$, обусловленную образованием следа колеи шириной $b_{сл \Sigma i} = b_{сл0i} + b_{сл i}$, вычисляют по формуле

$$R_{f_{г z}}^{сл} = b_{сл0i} \int_0^{h_{г0i}} p_{г zi} dh_{г} + b_{сл i} \int_{h_{г0(i-1)}}^{h_{г0i}} p_{г zi} dh_{г}.$$

Продольная сила на оси колеса определяется соотношением (1.26).

Радиусы следов $R_{cлji}$ рассчитывают по формулам (1.25), в которых вместо значения x_{a_i} для i -го колеса (см. рис. 1.21, а) подставляют продольные координаты точек начала и конца контакта $a_{г0}$ (см. рис. 1.26, д) для следа на недеформированной ОП и точек $a_{г}$ и a_{10} для следа на предварительно ДОП, причем $x_{a_{10}} = \sqrt{r_{св}^2 - (r_{св} - h_{zi} - h_{гi})^2}$.

Контрольные вопросы

1. Какими параметрами характеризуют поперечный профиль шины?
2. Как описывают продольное сечение контакта шины с ДОП?
3. Каков принцип определения нормальных напряжений по поверхности контакта?
4. Как определяют касательные напряжения по поверхности контакта?
5. Какие составляющие входят в уравнения тягового и мощностного баланса колеса на ДОП?
6. В чем заключаются особенности расчета параметров опорной проходимости колеса при наличии грунтозацепов?
7. К чему сводится расчет параметров опорной проходимости колеса?
8. Какие дополнительные условия учитывают при оценке опорной проходимости последующих колес в прямолинейном движении?
9. Каковы особенности расчета параметров криволинейного движения колеса по ДОП?
10. Какие варианты взаимодействия последующих колес с ДОП при криволинейном движении вам известны?

2. ОПОРНАЯ ПРОХОДИМОСТЬ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ

Колесная машина имеет не один колесный движитель (КД), обеспечивающий высокую ее эффективность при движении по твердым и деформируемым ОП. Колесные движители расположены в различных точках КМ, их плоскости симметрии могут принимать различное положение относительно плоскости симметрии КМ, обеспечивая ее прямолинейное или криволинейное движение. При движении изменяются нормальная, продольная и боковая нагрузки на КД, обусловленные его положением относительно КМ и ОП, а также системами поддрессоривания, рулевого управления и распределения мощностного потока (трансмиссией). Это значительно усложняет оценку параметров движения КМ на местности с учетом широкого диапазона изменения характеристик ОП.

Существуют определенные особенности при описании прямолинейного и криволинейного движения КМ.

2.1. Опорная проходимость колесной машины при прямолинейном движении

Схема КМ в ненагруженном состоянии (рис. 2.1) определяет положение и размеры основных ее элементов в некоторой условной системе координат $O_m X_m Y_m Z_m$ с центром в базовой точке корпуса O_m , жестко связанной с корпусом КМ и расположенной в области установки первой оси наружного при повороте борта. Плоскость $O_m X_m Y_m$ в ненагруженном состоянии совпадает с базовой горизонтальной плоскостью корпуса 0–0, а в нагруженном — параллельна ОП. Такая схема предпочтительна при наличии нелинейных характеристик элементов системы поддрессоривания, колесного движителя и грунта, а также при отрыве колес от ОП.

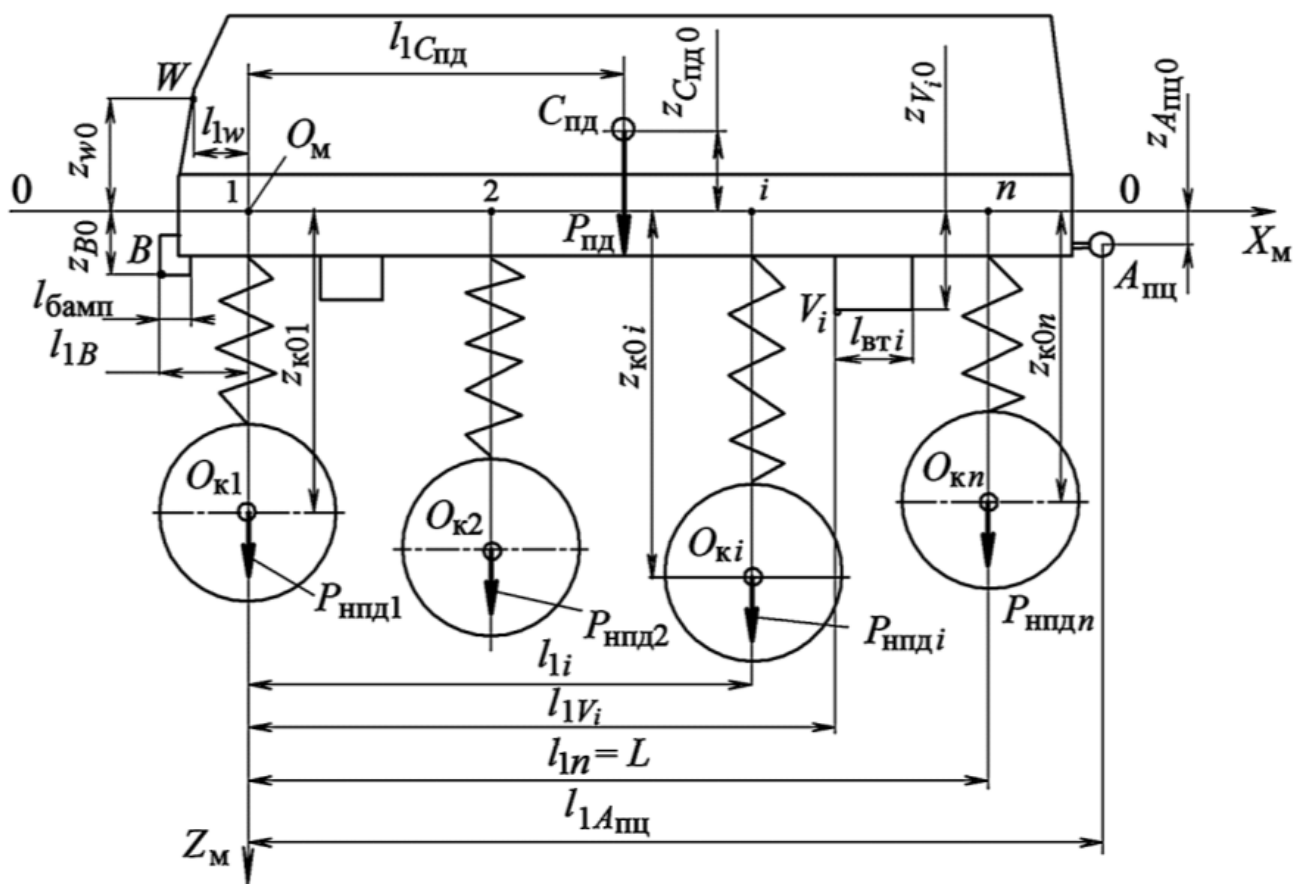


Рис. 2.1. Схема КМ в ненагруженном состоянии

На схеме представлены координаты подрессоренной массы $m_{пд}$ ($C_{пд}$) и неподрессоренных масс $m_{нпдi}$ (O_{ki}), осей l_{1i} , точек приложения ветровой нагрузки W , сцепки с прицепом $A_{пц}$, бампера B , нижних выступов V_i и дополнительно координаты и параметры бампера (l_{1B} , z_{B0} , $l_{бамп}$, $b_{бамп}$, $F_{бамп}$) и нижних выступов (l_{1V_i} , z_{V_i0} , l_{VTi} , b_{VTi} , F_{VTi}) КМ.

При движении КМ по ДОП с углом продольного наклона $\alpha_{опx}$ (см. рис. 2.1) происходит заглубление в грунт колес, нижних выступающих частей корпуса и бампера (на схеме — условное положение) относительно базовой горизонтали недеформированной ОП. Базовая горизонтальная плоскость корпуса 0–0 наклоняется по отношению к ОП на угол $\alpha_{крx}$ продольного крена корпуса КМ. При заглублении в грунт возникают реакции бампера (R_{Bz} , R_{Bx} , R_{By}) и n_{VT} выступов ($R_{V_{iz}}$, $R_{V_{ix}}$, $R_{V_{iy}}$). Для упрощения записи уравнений движения КМ на рис. 2.2 в качестве продольной реакции в контакте колеса представлена условная продольная реакция $R'_{xi} = P_{xi}$ без учета сопротивления качению на деформации грунта (см. уравнение (1.16)).

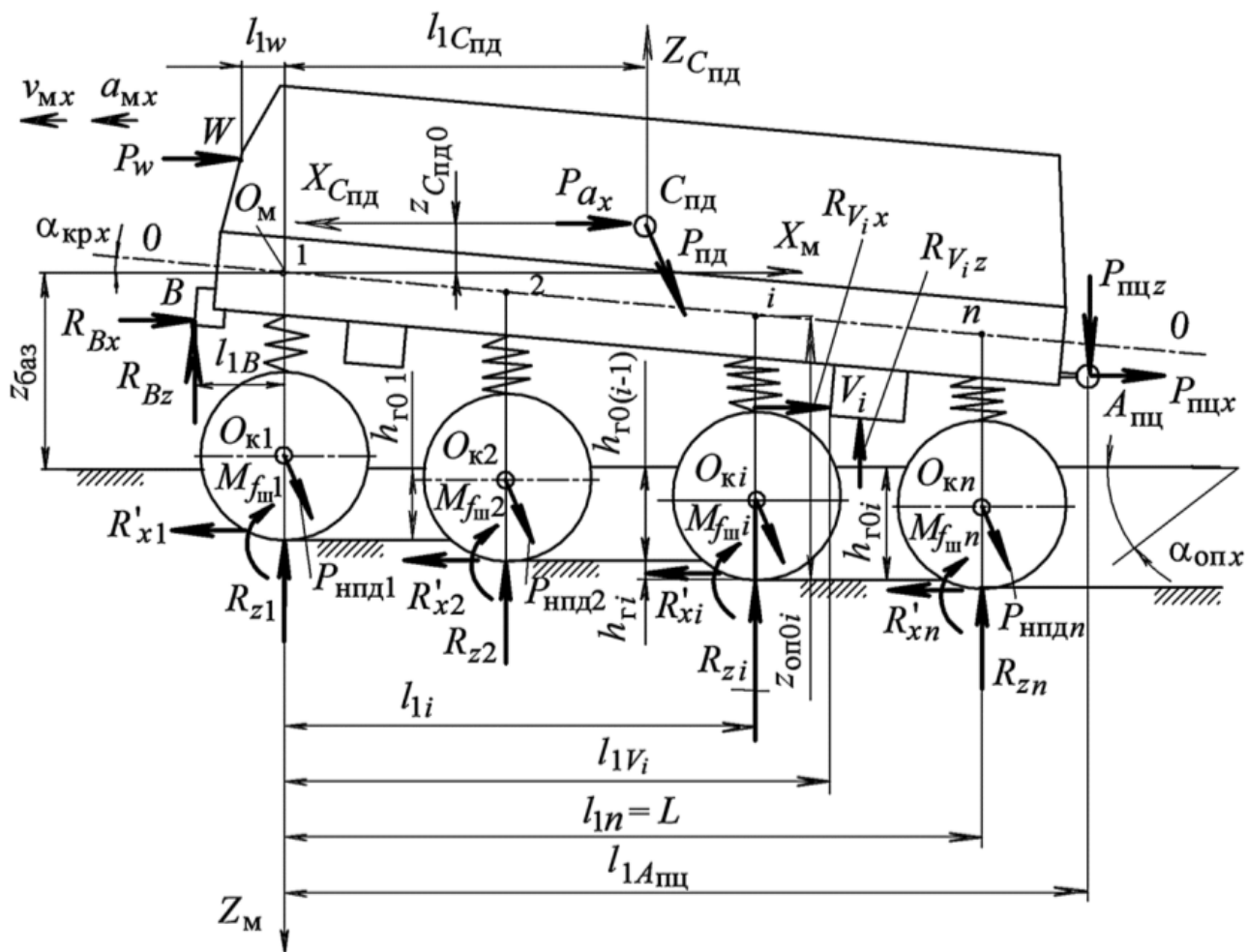


Рис. 2.2. Схема прямолинейного движения КМ по ДОП

Положение КМ относительно ОП определяется координатой $z_{\text{баз}}$, а колеса — расстоянием $z_{\text{оп}0i}$ от базовой горизонтальной плоскости корпуса 0–0 до поверхности контакта колеса с ОП и полной вертикальной деформацией грунта $h_{\Gamma 0i}$ после прохода i -го колеса.

Система уравнений равновесия сил и моментов в продольно-вертикальной плоскости симметрии КМ при $\alpha_{\text{оп}y} = 0$ имеет вид

$$\sum_{i=1}^{2n_0} R_{zi} - \cos \alpha_{\text{оп}x} (P_{\text{пд}} + 2n_0 \bar{P}_{\text{нпд}}) - P_{\text{пц}z} + R_{Bz} + \sum_{i=1}^{n_{\text{вт}}} R_{Vi z} = 0 = R_{ZC}^{\Sigma}; \quad (2.1)$$

$$\begin{aligned} & \cos \alpha_{\text{оп}x} P_{\text{пд}} l_{1C_{\text{пд}}} + P_{\text{пц}z} l_{1A_{\text{пц}}} + P_w (z_{\text{баз}} - l_{1w} \operatorname{tg} \alpha_{\text{кр}x} - z_w + h_{\Gamma 01}) + \\ & + (P_{ax} + \sin \alpha_{\text{оп}x} P_{\text{пд}}) (z_{\text{баз}} - l_{1C_{\text{пд}}} \operatorname{tg} \alpha_{\text{кр}x} - z_{C_{\text{пд}}} + h_{\Gamma 01}) + \\ & + P_{\text{пц}x} (z_{\text{баз}} - l_{1A_{\text{пц}}} \operatorname{tg} \alpha_{\text{кр}x} - z_{\text{пц}} + h_{\Gamma 01}) + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \sum_{i=1}^{2n_0} \left[M_{f_{\text{ш}i}} + R'_{xi} (h_{\Gamma 0i} - h_{\Gamma 01}) + \sin \alpha_{\text{оп}x} P_{\text{нпд}i} (r_{\text{св}} - h_{zi}) - \right. \\
& \left. - (R_{zi} - \cos \alpha_{\text{оп}x} P_{\text{нпд}i}) l_{1i} \right] - R_{Bz} l_{1B} - R_{Bx} (z_{\text{баз}} - l_{1B} \operatorname{tg} \alpha_{\text{кр}x} - z_{B0} + h_{\Gamma 01}) - \\
& - \sum_{i=1}^{n_{\text{вт}}} \left[R_{V_{iz}} l_{1V_i} + R_{V_{ix}} (z_{\text{баз}} - l_{1V_i} \operatorname{tg} \alpha_{\text{кр}x} - z_{V_i 0} + h_{\Gamma 01}) \right] = 0 = M_{\text{лн} X_C}^{\Sigma}; \quad (2.2)
\end{aligned}$$

$$\sum_{i=1}^{2n_0} R'_{xi} - P_{\text{м}x} - P_{\text{пц}x} - P_{w_x} - P_{a_x} - R_{Bx} - \sum_{i=1}^{n_{\text{вт}}} R_{V_{ix}} = 0 = R_{X_C}^{\Sigma}, \quad (2.3)$$

где $P_{\text{пд}}$ и $\bar{P}_{\text{нпд}ij}$ — силы тяжести соответственно подрессоренной массы $m_{\text{пд}}$ и неподрессоренных масс $m_{\text{нпд}ij}$; P_{a_x} — продольная составляющая силы инерции

$$\begin{aligned}
P_{\text{пд}} &= m_{\text{пд}} g; & P_{\text{нпд}ij} &= m_{\text{нпд}ij} g; \\
P_{a_x} &= m_{\text{м}} a_{\text{м}x}; & P_{\text{м}x} &= m_{\text{м}} g \sin \alpha_{\text{оп}x}.
\end{aligned}$$

Нормальную реакцию R_{zij} определяют с учетом суммарной деформации системы подвеска — шина по осям (i) и бортам (j):

$$h_{\text{п-ш}ij} = z_{\text{к}0ij} + r_{\text{св}} - z_{\text{оп}0ij}. \quad (2.4)$$

Расстояния $z_{\text{оп}0ij}$ от базовой линии 0—0 до поверхности контакта определяют без учета деформации корпуса:

$$\begin{aligned}
z_{\text{оп}0i \text{ н}} &= z_{\text{баз}} - l_{1i} \operatorname{tg} \alpha_{\text{кр}x} + h_{\Gamma 0i \text{ н}}; \\
z_{\text{оп}0i \text{ вн}} &= z_{\text{баз}} + B \operatorname{tg} \alpha_{\text{кр}y} - l_{1i} \operatorname{tg} \alpha_{\text{кр}x} + h_{\Gamma 0i \text{ вн}},
\end{aligned} \quad (2.5)$$

где B — колея КМ; $\alpha_{\text{кр}y}$ — угол крена корпуса КМ в поперечной плоскости.

При линейных характеристиках нормальной деформации шины и подвески ($c_{\text{ш}z} = \text{const}$, $c_{\text{п}} = \text{const}$)

$$R_{zij} = \frac{h_{\text{п-ш}ij} c_{\text{ш}z} c_{\text{п}}}{c_{\text{ш}z} + c_{\text{п}}}. \quad (2.6)$$

При нелинейных характеристиках и известном значении $h_{\text{п-ш}ij}$ для определения реакций R_{zij} необходимо решить систему нелинейных уравнений, удовлетворяющих условию

$$h_{\text{п-ш}ij} = h_z(R_{zij}) + h_{\text{ш}}(R_{zij}), \quad (2.7)$$

причем при $h_{\text{п-ш}ij} \leq 0$ считают $R_{zij} = 0$.

Для вычисления реакции бампера $R_{Bi}(h_{г.бамп})$ и выступов $R_{Vi}(h_{гVi})$ определяют их заглубления

$$\begin{aligned} h_{г.бамп} &= z_{B0} - z_{баз} + l_{1B} \operatorname{tg} \alpha_{крх}; \\ h_{гVi} &= z_{Vi0} - z_{баз} + l_{1Vi} \operatorname{tg} \alpha_{крх}, \end{aligned} \quad (2.8)$$

причем при $h_{г.бамп} \leq 0$ и $h_{гVi} \leq 0$ реакции равны нулю.

Нормальные реакции R_{Bz} и R_{Viz} находят по их заглублениям, а продольные R_{Bx} и R_{Vix} — как реакции трения скольжения по их днищу и лобового отпора:

$$\begin{aligned} R_{Bx} &= R_{Bz} \mu_{ск.бамп} + 10^6 \cdot b_{бамп} h_{г.бамп}^2 q_{пас} \gamma_{г}; \\ R_{Vix} &= R_{Viz} \mu_{скVi} + 10^6 \cdot b_{вти} h_{гVi}^2 q_{пас} \gamma_{г}. \end{aligned} \quad (2.9)$$

Значения коэффициента пассивного давления $q_{пас}$ вычисляют при угле стенки $\psi_{ст} = 90^\circ$ либо при конкретном значении угла бампера или выступа.

Параметры взаимодействия каждого колеса с ОП зависят от нормальной силы P_{zi} , определяемой из уравнений равновесия (2.1)–(2.3) КМ, а также угловой скорости ω_{ki} и крутящего момента M_{ki} , т. е. от схемы распределения мощностного потока в трансмиссии. В общем случае для каждого режима движения КМ характерны свои параметры взаимодействия колес.

При заданной нормальной силе $P_{zi}^{зад}$ значения h_{zi} , $h_{гi}$, R'_{xi} определяются радиусом r_{ki} или относительным радиусом $\tilde{r}_{ki} = r_{ki}/r_{св}$ качения колеса.

При отсутствии непосредственного скольжения и линейной зависимости $R_{xi}(r_{ki})$ нахождение продольной реакции R_{xi} не представляет больших трудностей [5]. При значительных нелинейностях, обусловленных скольжением колес, задача усложняется, особенно при наличии пиковых значений R_{xi} в диапазоне $0 < \tilde{r}_{ki} \leq 1,5$. При использовании ЭВМ самым простым решением является перебор значений $\tilde{r}_{ki}$ в интервале $0 \dots 2,0$ с очень малым шагом. Однако при большом количестве циклов вычислений P_{zi} , h_{zi} и $h_{гi}$ время счета достаточно велико.

Гораздо удобнее использовать метод последовательных приближений с большим шагом $\Delta \tilde{r}_{ki}$. При некотором расчетном значении относительного радиуса $\tilde{r}_{к.м}^p = r_{к.м}^p / r_{св}$ качения КМ опреде-

ляют параметры качения первого колеса при $\tilde{r}_{k1}^p = \tilde{r}_{k.m}^p$ и их значения присваивают базовым параметрам КМ:

$$\omega_k^{\text{баз}} = \omega_{k1}; \quad M_k^{\text{баз}} = M_{k1}; \quad N_k^{\text{баз}} = N_{k1}; \quad s_{\delta\Sigma}^{\text{баз}} = s_{\delta\Sigma 1}.$$

Для i -го колеса в зависимости от схемы силового потока выбирают постоянный (выдерживаемый) параметр, например $M_{ki}^{\text{зад}} = M_k^{\text{баз}}$, и, изменяя $\tilde{r}_{ki}$, определяют расчетное значение M_{ki}^p , которое должно быть либо равно заданному $M_{ki}^p = M_{ki}^{\text{зад}}$, либо отличаться от него на величину $\varepsilon_{M_k}^p = M_{ki}^{\text{зад}} - M_{ki}^p$, причем

$$|\varepsilon_{M_k}^p| \leq \varepsilon_{M_k}^{\text{зад}}, \quad (2.10)$$

где $\varepsilon_{M_k}^p$, $\varepsilon_{M_k}^{\text{зад}}$ — соответственно расчетная и заданная погрешность вычислений ($\varepsilon_{M_k}^{\text{зад}} = |M_{ki}^{\text{зад}}| \cdot 10^{-6}$, или $\varepsilon_{M_k}^{\text{зад}} = 1 \text{ Н} \cdot \text{м}$).

Решение проводят в два этапа: определяют интервал изоляции корня $[\tilde{r}_{ki}', \tilde{r}_{ki}'']$, в котором $\varepsilon_{M_k'}^p / \varepsilon_{M_k''}^p < 0$, и находят в этом интервале значение $\tilde{r}_{ki}^p$, удовлетворяющее условию (2.10).

На первом этапе задают наименьшее значение $\tilde{r}_{ki}'$, равное радиусу $\tilde{r}_{k.m}^p$ или радиусу $\tilde{r}_{k(i-1)}^p$ предыдущего колеса, приращение $\Delta\tilde{r}_{ki} = 0,1$ и наибольшее значение $\tilde{r}_{ki}'' = \tilde{r}_{ki}' + \Delta\tilde{r}_{ki}$. Присваивая $\tilde{r}_{ki}^p$ значения $\tilde{r}_{ki}'$ и $\tilde{r}_{ki}''$, вычисляют параметры качения колеса и погрешности $\varepsilon_{M_k'}^p$ и $\varepsilon_{M_k''}^p$ в интервале $[\tilde{r}_{ki}', \tilde{r}_{ki}']$. При $\varepsilon_{M_k'}^p / \varepsilon_{M_k''}^p > 0$ исследуют новый интервал со сдвигом на шаг $\Delta\tilde{r}_{ki}$ в область меньших значений $\varepsilon_{M_k'}^p$ или $\varepsilon_{M_k''}^p$, в противном случае переходят ко второму этапу.

Интервал $[\tilde{r}_{ki}', \tilde{r}_{ki}']$ с $\varepsilon_{M_k'}^p / \varepsilon_{M_k''}^p < 0$ может быть и не найден, что возможно при неправильном его выборе или отсутствии решения в диапазоне $0 < \tilde{r}_{ki} \leq 1,5$. В первом случае (рис. 2.3, а, б) в зонах расчета вследствие нелинейности функции $M_{ki}^p(\tilde{r}_{ki}^p)$ не достигается равенство $M_{ki}^p = M_{ki}^{\text{зад}}$ и необходимо исследовать зону с $\tilde{r}_{ki}^p = 1$ (выбор начального $\tilde{r}_{ki}^p = 1$ увеличивает число циклов итераций и время счета, поэтому в большинстве случаев не оправдан). Если и при исследовании этой зоны $\varepsilon_{M_k'}^p / \varepsilon_{M_k''}^p > 0$ (рис. 2.3, в), то решение отсутствует. Поскольку i -е колесо не способно воспринять заданный момент, базовый момент $M_k^{\text{баз}}$ необходимо ограничить моментом, воспринимаемым i -м колесом, т. е. $M_k^{\text{баз}} = M_{ki}^p$, и определить для него параметры качения всех колес КМ, начиная с первого.

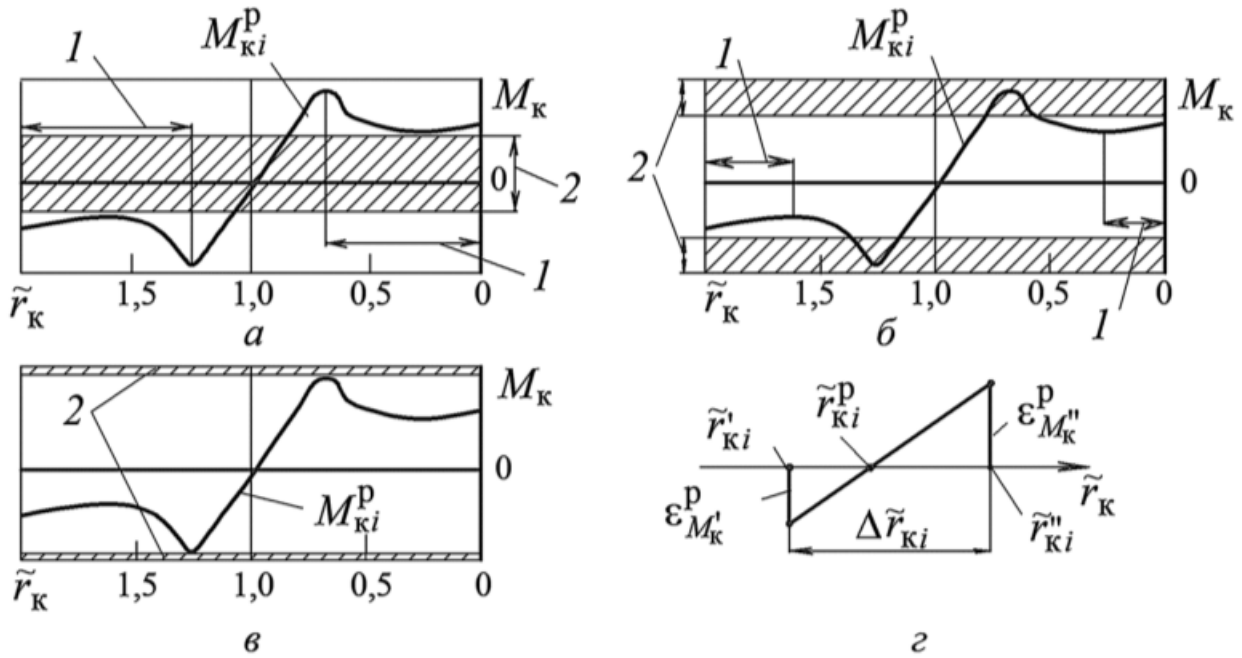


Рис. 2.3. Схемы для определения крутящего момента на колесе:

a — при $|M_{ki}^p| > |M_{ki}^{зад}|$; *б, в* — при $|M_{ki}^p| < |M_{ki}^{зад}|$ и наличии и отсутствии решения соответственно; *г* — в интервале изоляции; 1, 2 — интервалы изменения $\tilde{r}_k$ и $M_{ki}^{зад}$ соответственно

На втором этапе сужение интервала изоляции $[\tilde{r}_{ki}', \tilde{r}_{ki}'']$ можно проводить любым способом (хорд, касательных, срединного сечения, комбинированным и т. д.). Наиболее прост и надежен комбинированный способ с использованием хорд (рис. 2.3, *г*) и срединного сечения, для которых соответственно справедливы соотношения

$$\tilde{r}_{ki}^p = \frac{\tilde{r}_{ki}' + \tilde{r}_{ki}'' (\epsilon_{M_k'}^p / \epsilon_{M_k''}^p)}{1 + |\epsilon_{M_k'}^p / \epsilon_{M_k''}^p|}; \quad (2.11)$$

$$\tilde{r}_{ki}^p = 0,5(\tilde{r}_{ki}' + \tilde{r}_{ki}''), \quad (2.12)$$

причем применение срединного сечения оправданно при числе циклов итераций $n > 10$ и большом (несколько порядков) отношении $\epsilon_{M_k'}^p / \epsilon_{M_k''}^p$.

Если число нелинейностей при расчете параметров качения колеса по ДОП велико, а заданная точность $\epsilon_{M_k}^{зад}$ высока, условие (2.10) может не выполняться. В этом случае необходимо ввести допустимую точность $\epsilon_{M_k}^{доп} \geq |\epsilon_{M_k}^p|$.

После нахождения параметров качения всех колес проверяют выполнение системы нелинейных уравнений (2.1)–(2.3).

При определении параметров движения КМ по ДОП рассматривают движение по горизонтальной ОП ($\alpha_{опх} = 0$) при различных продольных силах $P_{пцх}$ на крюке и движение в свободном режиме ($P_{пцх} = 0$) с различными углами продольного профиля ($\alpha_{опх} \neq 0$). В качестве аргумента, характеризующего тяговые способности i -го колеса и КМ, используют относительные радиусы $\tilde{r}_{ki}$ и $\tilde{r}_{к.м}$ качения колеса и КМ.

При движении по горизонтальной ОП параметры КМ вычисляют в заданном диапазоне изменения относительного радиуса качения $\tilde{r}_{к.м}^{\min} \leq \tilde{r}_{к.м} \leq \tilde{r}_{к.м}^{\max}$ с заданным шагом $\Delta\tilde{r}_{к.м}$ и строят зависимости типа $k_{тяг.м}(\tilde{r}_{к.м})$, $k_{тяг.м}(s_{б\sum.м})$, $f_{Nм}(k_{тяг.м})$, $f_{Nфм}(k_{тяг.м})$, $h_{г}(k_{тяг.м})$ (рис. 2.4) или $f_{Nм}(\alpha_{опх}^p)$, $f_{Nфм}(\alpha_{опх}^p)$, принимая расчетное значение угла преодолеваемого подъема

$$\alpha_{опх}^p = \arctg k_{тяг.м}.$$

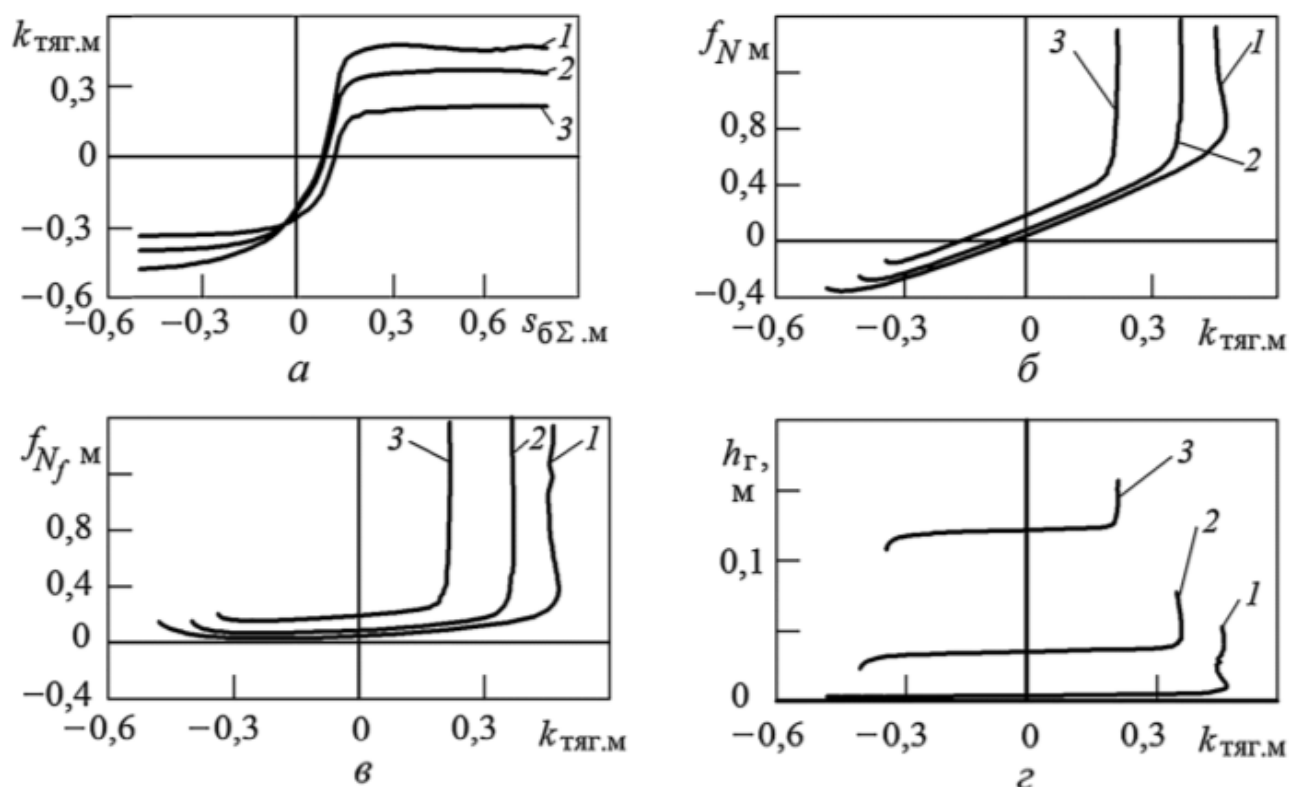


Рис. 2.4. Изменение показателей опорной проходимости КМ 4×4 ($p_w = 0,05$ МПа) при движении по горизонтальному слою песка пылеватого толщиной 0,5 м в плотном (1), средней плотности (2) и рыхлом (3) состоянии

При некоторых расчетных значениях $\tilde{r}_{\text{к.м}}^{\text{р}}$ возможно возникновение ограничения по сцеплению (буксование или юз колес), тогда диапазон $\tilde{r}_{\text{к.м}}^{\text{мин}} \leq \tilde{r}_{\text{к.м}} \leq \tilde{r}_{\text{к.м}}^{\text{макс}}$ уменьшают.

При движении КМ в свободном режиме расчет усложняется, поскольку необходимо обеспечить выполнение условия (2.3) при более интенсивном перераспределении силы P_{zi} . Решение сводится к изменению расчетного значения $\tilde{r}_{\text{к.м}}^{\text{р}}$ в рассматриваемом диапазоне $\tilde{r}_{\text{к.м}}^{\text{мин}} \leq \tilde{r}_{\text{к.м}} \leq \tilde{r}_{\text{к.м}}^{\text{макс}}$ (0...2,0) до выполнения условия

$$|\epsilon_{R_{XC}}^{\text{р}}| \leq \epsilon_{R_{XC}}^{\text{зад}}, \quad (2.13)$$

где $\epsilon_{R_{XC}}^{\text{р}} = R_{XC}^{\Sigma}$, $\epsilon_{R_{XC}}^{\text{зад}} = P_{\text{м}} \cdot 10^{-6}$ или $\epsilon_{R_{XC}}^{\text{зад}} = 10 \text{ Н}$.

При выборе начального расчетного значения $\tilde{r}_{\text{к.м}}^{\text{р}}$ в зонах расчета (рис. 2.5, а), где не выполняется условие (2.13), необходимо переходить к исследованию зоны $\tilde{r}_{\text{к.м}}^{\text{р}} \approx 1$.

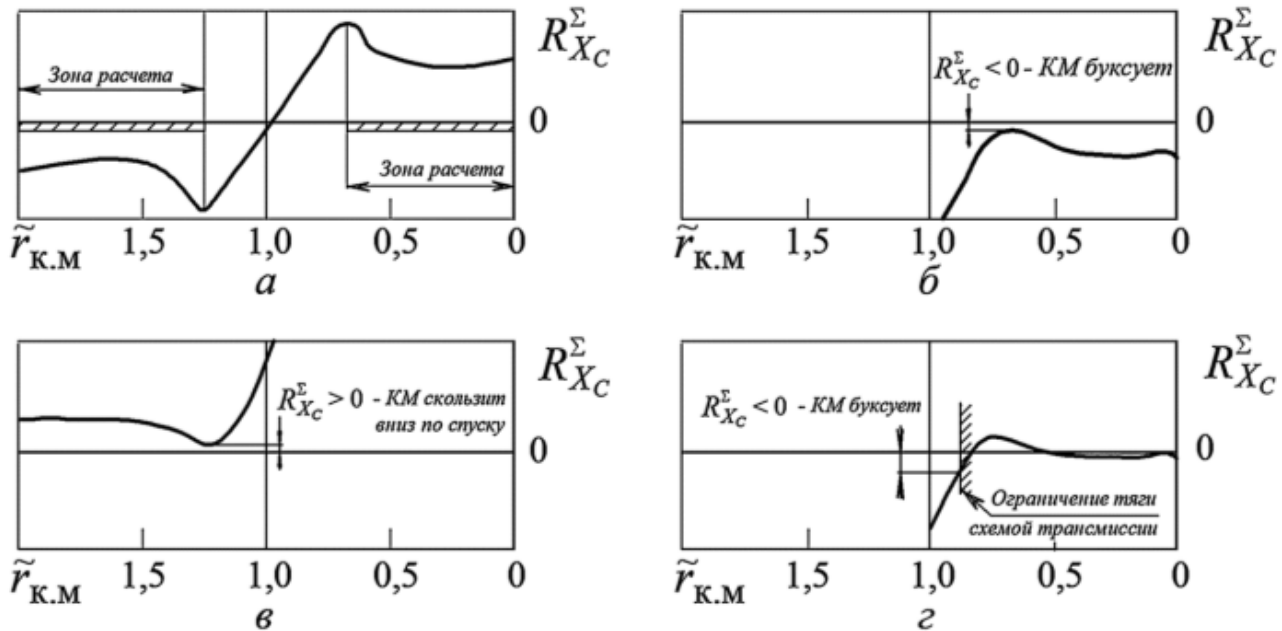


Рис. 2.5. Схемы ограничений при определении свободного режима качения КМ

Если при всех значениях $\tilde{r}_{\text{к.м}}$ уравнение (2.3) не имеет решений, то это означает потерю устойчивости движения КМ:

- при $\alpha_{\text{оп.х}} \geq 0$ и $R_{XC}^{\Sigma\text{р}} < 0$ — буксование КМ — силы сопротивления движению превосходят продольные реакции колес по сцеплению (рис. 2.5, б);

- при $\alpha_{\text{оп.х}} < 0$ и $R_{XC}^{\Sigma\text{р}} < 0$ — буксование КМ (рис. 2.5, б), а при $R_{XC}^{\Sigma\text{р}} > 0$ — скольжение КМ вниз (рис. 2.5, в) — горизонтальная

составляющая силы тяжести превосходит силы сопротивления движению и продольные реакции колес по сцеплению.

Могут возникать ограничения движения КМ, обусловленные законами распределения силового потока (схемой трансмиссии) при буксовании i -го колесного движителя, когда диапазон расчетных $\Delta \tilde{r}_{к.м} < 1 \cdot 10^{-5}$ сужается и ограничивается справа и слева (рис. 2.5, з).

При определении зависимостей $f_{NМ}(\alpha_{оп.х})$ и $f_{N_{fМ}}(\alpha_{оп.х})$ проводят аналогичный расчет для различных значений $\alpha_{оп.х}$ с заданным шагом $\Delta \alpha_{оп.х}$ в диапазоне $\alpha_{оп.х}^{\min} \leq \alpha_{оп.х} \leq \alpha_{оп.х}^{\max}$ (рис. 2.6).

Показатели движителя КМ с числом ведущих колес $n_{кМ}$ вычисляют по формулам

$$\begin{aligned} M_{к.м} &= \sum_{i=1}^{n_{кМ}} M_{ки}; & N_{к.м} &= \sum_{i=1}^{n_{кМ}} N_{ки}; \\ P_{мз} &= P_{м} \cos \alpha_{оп.х}; & f_{NМ} &= \frac{N_{к.м}}{v_{мх} P_{мз}}; \\ P'_c &= P_{м} \sin \alpha_{оп.х} + P_w + P_{пцх} + P_{ax} + R_{Bx} + \sum_{i=1}^{n_{вт}} R_{Vix}; & (2.14) \\ k_{тяг.м} &= \frac{1}{P_{мз}} \left(\sum_{i=1}^{n_o} \sum_{j=1}^2 R'_{xij} - P'_c \right); \\ f_{N_{f.м}} &= f_{N.м} - k_{тяг.м}; & S_{\delta \Sigma.м} &= \sum_{i=1}^{n_o} \sum_{j=1}^2 \frac{S_{\delta \Sigma ij}}{n_k}. \end{aligned}$$

Кроме рассмотренных функциональных показателей опорной проходимости КМ используют ряд интегральных (упрощенных) показателей:

- по тяге

$$\Pi_{тяг} = 1 - \frac{P_c}{\sum_{i=1}^{n_{кМ}} P_{ки}^{\max}};$$

- по сцеплению

$$\Pi_{\phi} = 1 - \frac{P_c}{\sum_{i=1}^{n_{кМ}} R_{xi}^{\max}};$$

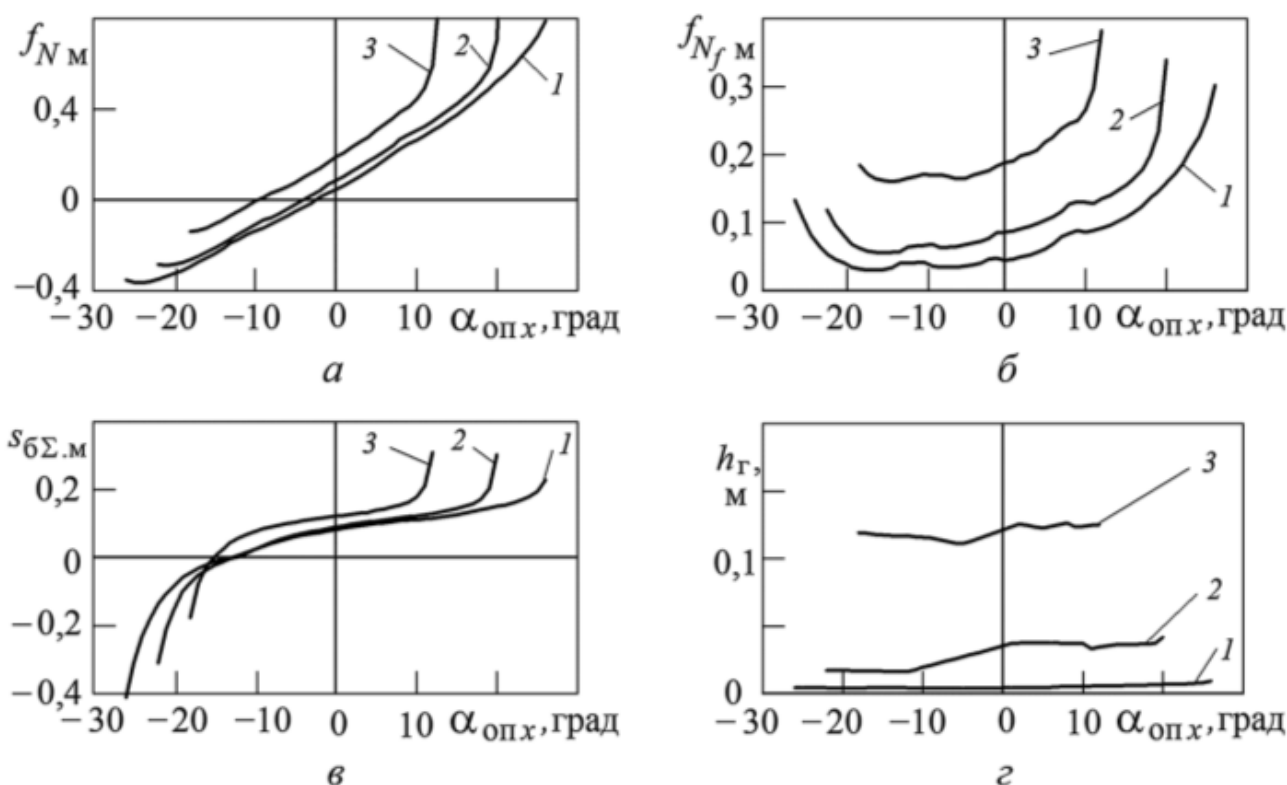


Рис. 2.6. Изменение показателей опорной проходимости КМ 4×4 ($p_w = 0,05$ МПа) при движении с уклоном по слою песка пылеватого толщиной 0,5 м в плотном (1), средней плотности (2) и рыхлом (3) состоянии

- по свободной максимальной удельной силе тяги (на крюке)

$$k_{\text{тяг.м}}^{\max} = \frac{\sum_{i=1}^{n_{\text{КМ}}} R_{xi}^{\max} - \sum_{i=1}^{n_{\text{К}}} P_{fi}}{P_{\text{м}} \cos \alpha_{\text{оп.х}}} \approx \frac{P_{\text{пц.х}}}{P_{\text{мz}}};$$

- по несущей способности

$$\Pi_{p_s} = 1 - \frac{\bar{p}_{z.м}}{p_{z.доп}};$$

- по погружению

$$\Pi_h = 1 - \frac{h_{\Gamma} + h_z}{h_{\text{клир}}},$$

где $\bar{p}_{z.м}$ — среднее давление в контакте КМ с ОП; $p_{z.доп}$ — несущая способность ОП ($p_{z.доп} = p_{z.сд}^0$); $h_{\text{клир}}$ — клиренс КМ.

Вследствие большого количества нелинейностей в системе уравнений движения возникают трудности при ее решении. Предлагается следующий порядок расчетов.

На предварительном этапе вводят допущения $h_{г0ij} = 0$, $h_{гij} = 0$, $R_{xij} = 0$, $M_{fшij} = 0$ и далее по пунктам выполняют расчет.

1. При определении нормальных реакций R_{zij} выбирают расчетное значение угла крена корпуса $\alpha_{крx}^p$, приращение $\Delta\alpha_{крx}$ и крайние значения $\alpha'_{крx} = \alpha_{крx}^p$ и $\alpha''_{крx} = \alpha_{крx}^p + \Delta\alpha_{крx}$. При $\alpha_{крx}^p$, перебирая значения $z_{баз}^p$ ($\Delta z_{баз}$, $z'_{баз} = z_{баз}^p$, $z''_{баз} = z'_{баз} + \Delta z_{баз}$), вычисляют $z_{оп0ij}$ (см. (2.5)), $h_{п-шij}$ (см. (2.4)) и R_{zij} (см. (2.6) или (2.7)) и добиваются выполнения условия (2.1):

$$\varepsilon_{R_{ZC}^{\Sigma}}^{\text{зад}} \geq \left| \varepsilon_{R_{ZC}^{\Sigma}}^p \right|, \quad (2.15)$$

где $\varepsilon_{R_{ZC}^{\Sigma}}^p = R_{ZC}^{\Sigma}$, $\varepsilon_{R_{ZC}^{\Sigma}}^{\text{зад}} = P_m \cdot 10^{-6}$ или $\varepsilon_{R_{ZC}^{\Sigma}}^{\text{зад}} = 10$ Н.

Как и ранее, сужение интервалов изоляции $[\alpha'_{крx}, \alpha''_{крx}]$ и $[z'_{баз}, z''_{баз}]$ осуществляют по уравнениям (2.11) и (2.12).

Ограничением вычислений, как в других случаях, может служить диапазон изменения аргумента $\Delta z_{баз}^{\min} < 1 \cdot 10^{-3}$ м.

Значение $\varepsilon_{M_{\text{лн}XC}^{\Sigma}}^p = M_{\text{лн}XC}^{\Sigma}$ определяют по уравнению (2.2) и далее, перебирая значения $\alpha_{крx}^p$, добиваются выполнения условия

$$\varepsilon_{M_{\text{лн}XC}^{\Sigma}}^{\text{зад}} \geq \left| \varepsilon_{M_{\text{лн}XC}^{\Sigma}}^p \right|, \quad (2.16)$$

где $\varepsilon_{M_{\text{лн}XC}^{\Sigma}}^{\text{зад}} = \frac{P_m r_{св}}{n_k} \cdot 10^{-6}$ или $\varepsilon_{M_{\text{лн}XC}^{\Sigma}}^{\text{зад}} = 100$ Н·м; $\Delta\alpha_{крx}^{\min} < 1 \cdot 10^{-3}$ град.

Если при всех значениях $\alpha_{крx}^p$ не выполняется условие (2.16), то это означает потерю статической устойчивости по опрокидыванию в продольно-вертикальной плоскости: при $\alpha_{опx} > 0$ и $M_{\text{лн}XC}^{\Sigma} > 0$ — назад, а $\alpha_{опx} < 0$ и $M_{\text{лн}XC}^{\Sigma} < 0$ — вперед.

2. При найденных предварительных реакциях R_{zij0} и расчетном (начальном) относительном радиусе качения КМ $\tilde{r}_{к.м}^p$ определяют параметры качения всех колес и КМ с учетом схемы трансмиссии и уточняют значения R_{zij1} при расчетах по п. 1.

3. Повторяют действия п. 2 по определению реакции R_{zij2} , которую принимают за расчетную, поскольку дальнейшая корректи-

ровка повышает точность расчета R_{zij} не более чем на 1 % и не оправданна даже при полном буксовании колес.

4. Если стоит задача определения $k_{\text{тяг.м}} = f(s_{6\Sigma})$, то изменяют значение $\tilde{r}_{\text{к.м}}^p$ с шагом $\Delta\tilde{r}_{\text{к.м}}$ в диапазоне $\tilde{r}_{\text{к.м}}^{\min} \leq \tilde{r}_{\text{к.м}} \leq \tilde{r}_{\text{к.м}}^{\max}$, а если рассматривается свободный режим движения КМ при заданном $\alpha_{\text{оп.х}}$, то дополнительно проверяют условие (2.13).

2.2. Опорная проходимость колесной машины при криволинейном движении

Определение параметров криволинейного движения КМ является сложной задачей даже при движении по твердой ОП. Движение КМ по ДОП описывается системами дифференциальных и алгебраических уравнений для различных моделей колеса и при допущениях, упрощающих их решение. При оценке опорной проходимости в этом случае исследуют только маневренность, затраты мощности и статическую устойчивость КМ по опрокидыванию.

Для продольно-вертикальной плоскости в качестве расчетной используют схему, показанную на рис. 2.2, а для плоскости ОП — схему, представленную на рис. 2.7, в которую добавляют продольные и боковые реакции бампера и нижних выступов и вводят замену $P_{xij} = R'_{xij}$.

Кинематические параметры движения определяют при заданной схеме рулевого управления, смещении $x_{\text{кин}}$ полюса рулевого управления $O'_{\text{кин}}$ и угла поворота задающего управляемого колеса $\theta_{1\text{вн}}$ — внутреннего колеса первой оси ($\theta_{1\text{вн}} = \theta_{12}$, $j = 1, 2$) по уравнениям [5]

$$R_{\text{кин}} = 0,5B + \frac{L - x_{\text{кин}}}{\text{tg } \theta_{1\text{вн}}};$$

$$\theta_{i\text{вн}} = \text{arctg} \frac{L - x_{\text{кин}} - l_{1i}}{R_{\text{кин}} - 0,5B}; \quad \theta_{i\text{н}} = \text{arctg} \frac{L - x_{\text{кин}} - l_{1i}}{R_{\text{кин}} + 0,5B};$$

$$\delta_{i\text{вн}} = \delta_{i2} = \theta_{i\text{вн}} - \text{arctg} \frac{L - x_{\text{п}} - l_{1i}}{R_{\text{п}} - 0,5B};$$

$$\delta_{i\text{н}} = \delta_{i1} = \theta_{i\text{н}} - \text{arctg} \frac{L - x_{\text{п}} - l_{1i}}{R_{\text{п}} + 0,5B};$$

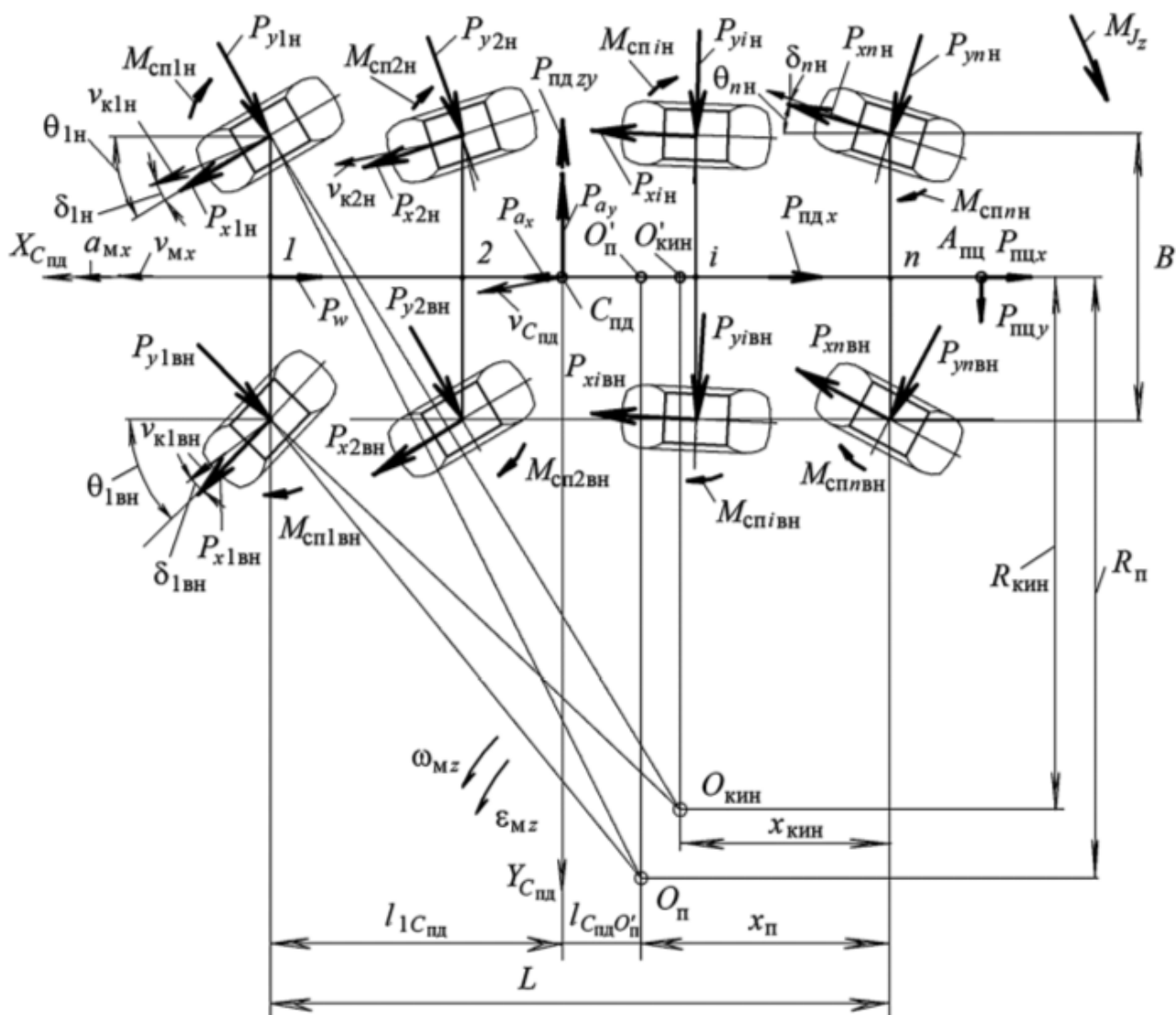


Рис. 2.7. Расчетная схема криволинейного движения КМ в подвижной системе координат $OX_{C_{пд}}C_{пд}Y_{C_{пд}}$

$$R_{\pi} = \frac{L}{\operatorname{tg}(\theta_1 - \delta_1) + \operatorname{tg}(\theta_n - \delta_n)};$$

$$x_{\pi} = R_{\pi} \operatorname{tg}(\theta_n + \delta_n).$$

Точки на продольной оси КМ движутся с линейной продольной скоростью v_{mx} . Полюс поворота O'_π движется с касательным $a_{\tau O'_\pi} = a_{mx}$ и нормальным $a_{n O'_\pi} = a_{my} = v_{mx}^2 / R_{\pi}$ ускорениями. Поворот КМ осуществляется с угловой скоростью и угловым ускорением соответственно:

$$\omega_{mz} = \frac{v_{mx}}{R_{\pi}}; \quad \varepsilon_{mz} = \frac{d\omega_{mz}}{dt} = \frac{a_{mx}}{R_{\pi}}.$$

Угловое ускорение можно записать и в упрощенном виде:

$$\varepsilon_{Mz} = \frac{d(v_{Mx}/R_{\Pi})}{dt} = \frac{\dot{v}_{Mx}(\theta_1 + \theta_n - \delta_1 + \delta_n) + v_{Mx}(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_n - \dot{\delta}_1 + \dot{\delta}_n)}{L}.$$

Центр поддрессоренных масс $C_{\text{пд}}$, расположенный на расстоянии $l_{C_{\text{пд}}O'_{\Pi}} = L - x_{\Pi} - l_{1C_{\text{пд}}}$ от полюса поворота, совершает сложное движение в горизонтальной плоскости $X_{C_{\text{пд}}} C_{\text{пд}} Y_{C_{\text{пд}}}$, состоящее из кругового движения центра масс $C_{\text{пд}}$ относительно полюса поворота O'_{Π} и кругового движения полюса O'_{Π} относительно мгновенного центра поворота O_{Π} . Скорости и ускорения центра масс $C_{\text{пд}}$ определяются выражениями

$$\begin{aligned} v_{C_{\text{пд}}x} &= v_{Mx}; & v_{C_{\text{пд}}y} &= \omega_{Mz} l_{C_{\text{пд}}O'_{\Pi}}; \\ a_{C_{\text{пд}}x} &= a_{Mx} - l_{C_{\text{пд}}O'_{\Pi}} \omega_{Mz}^2; & a_{C_{\text{пд}}y} &= v_{Mx} \omega_{Mz} + l_{C_{\text{пд}}O'_{\Pi}} \varepsilon_{Mz}. \end{aligned} \quad (2.17)$$

В поперечно-вертикальном сечении, проходящем через центр поддрессоренной массы, учитывают деформации грунта под колесами бортов (рис. 2.8), а также дополнительный угол крена КМ по отношению к ОП. Значение этого угла определяют по средним

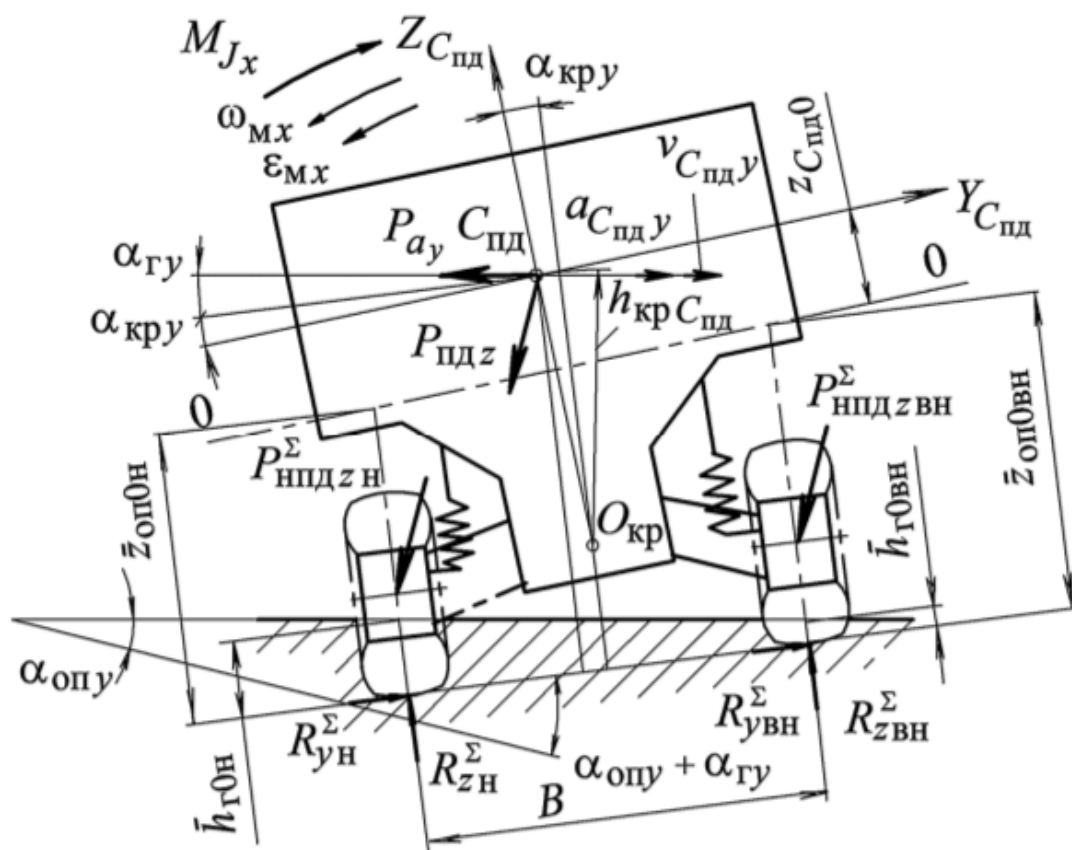


Рис. 2.8. Схема расчета сил в поперечно-вертикальной плоскости при криволинейном движении КМ по ДОП

деформациям грунта по бортам относительно недеформированной ОП:

$$\alpha_{\Gamma y} = \operatorname{arctg} \frac{\bar{h}_{\Gamma 0H} - \bar{h}_{\Gamma 0BH}}{0,5B},$$

а при жесткой раме — по деформациям грунта в зоне первой оси:

$$\alpha_{\Gamma y} = \operatorname{arctg} \frac{h_{\Gamma 01H} - h_{\Gamma 01BH}}{0,5B}.$$

Введем понятия *приведенных проекций продольных* $R_{xij}^{\text{пр}}$ и *боковых* $R_{yij}^{\text{пр}}$ *реакций колес*:

$$R_{xij}^{\text{пр}} = P_{xij} \cos \theta_{ij} - P_{yij} \sin \theta_{ij}; \quad R_{yij}^{\text{пр}} = P_{xij} \sin \theta_{ij} + P_{yij} \cos \theta_{ij},$$

где j — номер внутреннего ($j = 2$) и наружного ($j = 1$) бортов КМ.

С учетом угла крена $\alpha_{\Gamma y}$ подрессоренной массы уравнения движения КМ примут вид:

• в плоскости ОП

$$\sum_{i=1}^{n_0} \sum_{j=1}^2 R_{xij}^{\text{пр}} - P_{Mx} - P_{\text{пц}x} - P_{wx} - P_{ax} - R_{Bx} - \sum_{i=1}^{n_{\text{BT}}} R_{Vix} = 0 = R_{Xc}^{\Sigma}; \quad (2.18)$$

$$\sum_{i=1}^{n_0} \sum_{j=1}^2 R_{yij}^{\text{пр}} - A_1 P_M + P_{\text{пц}y} - P_{wy} - P_{ay} \cos \alpha_{\Gamma y} + R_{By} + \sum_{i=1}^{n_{\text{BT}}} R_{Viy} = 0 = R_{Yc}^{\Sigma}; \quad (2.19)$$

$$0,5B \left(\sum_{i=1}^{n_0} R_{xiH}^{\text{пр}} - \sum_{i=1}^{n_0} R_{xiBH}^{\text{пр}} \right) + \sum_{i=1}^{n_0} \sum_{j=1}^2 R_{yij}^{\text{пр}} (l_{1C_{\text{пд}}} - l_{1i}) - M_{Jz} + P_{\text{пц}y} (l_{1C_{\text{пд}}} - l_{1A_{\text{пц}}}) - \\ - \sum_{i=1}^{n_0} \sum_{j=1}^2 M_{\text{сп}ij} - R_{By} (l_{1C_{\text{пд}}} + l_{1B}) - \sum_{i=1}^{n_{\text{BT}}} R_{Viy} (l_{1C_{\text{пд}}} - l_{1Vi}) = 0 = M_{Zc}^{\Sigma}; \quad (2.20)$$

• в продольно-вертикальной плоскости

$$\sum_{i=1}^{n_0} \sum_{j=1}^2 R_{zij} - A_2 P_M - P_{\text{пц}z} + R_{Bz} + \sum_{i=1}^{n_{\text{BT}}} R_{Viz} + P_{ay} \sin \alpha_{\Gamma y} = 0 = R_{Zc}^{\Sigma}; \quad (2.21)$$

$$A_2 P_{\text{пд}} l_{1C_{\text{пд}}} + P_{\text{пц}z} l_{1A_{\text{пц}}} + P_w (z_{\text{баз}} - l_{1w} \operatorname{tg} \alpha_{\text{кр}x} - z_w + h_{\Gamma 01H}) + \\ + (P_{ax} + \sin \alpha_{\text{оп}x} P_{\text{пд}}) (z_{\text{баз}} - l_{1C_{\text{пд}}} \operatorname{tg} \alpha_{\text{кр}x} - z_{C_{\text{пд}}} + h_{\Gamma 01H}) +$$

$$\begin{aligned}
& + P_{\text{пц}x} (z_{\text{баз}} - l_{1A_{\text{пц}}} \operatorname{tg} \alpha_{\text{кр}x} - z_{\text{пц}} + h_{\Gamma 01\text{H}}) + \\
& + \sum_{i=1}^{n_0} \sum_{j=1}^2 \left[M_{f_{\text{ш}ij}} + R'_{xij} (h_{\Gamma 0ij} - h_{\Gamma 01j}) + \sin \alpha_{\text{оп}x} P_{\text{нпд}ij} (r_{\text{св}} - h_{zij}) - \right. \\
& \left. - (R_{zij} - A_1 P_{\text{нпд}ij}) l_{1i} \right] - R_{Bz} l_{1B} - R_{Bx} (z_{\text{баз}} - l_{1B} \operatorname{tg} \alpha_{\text{кр}x} - z_{B0} + h_{\Gamma 01\text{H}}) - \\
& - \sum_{i=1}^{n_{\text{BT}}} \left[R_{V_{iz}} l_{1V_i} + R_{V_{ix}} (z_{\text{баз}} - l_{1V_i} \operatorname{tg} \alpha_{\text{кр}x} - z_{V_i 0} + h_{\Gamma 01\text{H}}) \right] = 0 = M_{1\text{H}X_C}^{\Sigma}; \quad (2.22)
\end{aligned}$$

• в поперечно-вертикальной плоскости

$$\begin{aligned}
& M_{J_x} + (A_2 P_{\text{пд}} - \sin \alpha_{\Gamma y} P_{a_y}) [0,5B - \sin \alpha_{\text{кр}y} (z_{\text{баз}} - l_{1C_{\text{пд}}} \operatorname{tg} \alpha_{\text{кр}x} - z_{C_{\text{пд}}} + \\
& + h_{\Gamma 01\text{H}} + 0,5B \operatorname{tg} \alpha_{\text{кр}y})] - B \sum_{i=1}^{n_0} R_{zi\text{BH}} - (A_1 P_{\text{пд}} + \cos \alpha_{\Gamma y} P_{a_y}) \times \\
& \times (z_{\text{баз}} - l_{1C_{\text{пд}}} \operatorname{tg} \alpha_{\text{кр}x} - z_{C_{\text{пд}}} + h_{\Gamma 01\text{H}} + 0,5B \operatorname{tg} \alpha_{\text{кр}y}) \cos \alpha_{\text{кр}y} + \\
& + A_2 B \sum_{i=1}^{n_0} P_{\text{нпд}i\text{BH}} - A_1 (r_{\text{св}} - h_{z1\text{H}}) \sum_{i=1}^{n_0} \sum_{j=1}^2 P_{\text{нпд}ij} - \sum_{i=1}^{n_0} R_{zi\text{BH}} \operatorname{tg} \alpha_{\Gamma y} (h_{z1\text{H}} - h_{zi\text{BH}}) = \\
& = 0 = M_{1\text{H}Y_C}^{\Sigma}, \quad (2.23)
\end{aligned}$$

где $A_1 = \cos \alpha_{\text{оп}x} \sin(|\alpha_{\text{оп}y}| + \alpha_{\Gamma y})$; $A_2 = \cos \alpha_{\text{оп}x} \cos(\alpha_{\text{оп}y} + \alpha_{\Gamma y})$;
 $P_{a_x} = m_{\text{пд}} a_{C_{\text{пд}x}}$; $P_{a_y} = m_{\text{пд}} a_{C_{\text{пд}y}}$; $M_{J_z} = J_{\text{мз}} \varepsilon_{\text{мз}} = m_{\text{м}} \rho_{\text{мз}}^2 \varepsilon_{\text{мз}}$; $J_{\text{мз}}$,
 $\rho_{\text{мз}}$ — соответственно момент и радиус инерции массы $m_{\text{м}}$ относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс.

Нормальные реакции R_{zij} вычисляют по формуле (2.6) или (2.7), реакции бампера и выступов — по уравнениям (2.8) и (2.9).

Боковые реакции на колесах характеризуются боковыми составляющими сил тяжести и инерции, точкой их приложения, положением мгновенного центра поворота. Для приближенной оценки деформации грунта на первых этапах вводят допущение о равномерном распределении боковых реакций по борту. Воспринимаемая колесами внешняя боковая сила

$$P_{y\text{м}} = A_2 P_{\text{м}} - P_{\text{пц}y} + P_{wy} + P_{a_y} \cos \alpha_{\Gamma y} - R_{By} - \sum_{i=1}^{n_{\text{BT}}} R_{V_{iy}}. \quad (2.24)$$

Боковые силы, воспринимаемые колесами бортов, пропорциональны нормальным нагрузкам по бортам и распределены равномерно по осям:

$$P_{y_{м.н}} = \frac{P_{ym} \sum_{i=1}^{n_o} R_{ziH}}{\sum_{i=1}^{n_o} \sum_{j=1}^2 R_{zij}}; \quad P_{y_{м.вн}} = \frac{P_{ym} \sum_{i=1}^{n_o} R_{ziВн}}{\sum_{i=1}^{n_o} \sum_{j=1}^2 R_{zij}}; \quad (2.25)$$

$$\bar{P}_{yiH} = \frac{P_{y_{м.н}}}{n_o}; \quad \bar{P}_{yiВн} = \frac{P_{y_{м.вн}}}{n_o}.$$

Продольные реакции R_{xij} зависят от распределения силового потока по колесам. На первых этапах расчета их определяют при одинаковом коэффициенте общего продольного скольжения $s_{\Sigma ij} = 0,15 = \text{const}$, которому приблизительно соответствуют максимальные значения $R_{xij}^{\max}$ и $h_{Гij}$ при отсутствии интенсивной экскавации грунта.

При криволинейном движении КМ траектории колес различны (рис. 2.9), а значит, различаются и проекции линейных скоростей на плоскости вращения их ободов $v_{кxij}$, деформации шины h_{zij} и грунта $h_{Г0ij}$, $h_{Гij}$, ширина $b_{слиj}$ следа колеи, затраты энергии на передвижение КМ. В общей постановке задача определения параметров качения колес рассмотрена в подразд. 1.2. Наибольшую сложность вызывает нахождение параметров контакта и ширины следа колеи, в которую попадают зоны недеформированного и деформированного от предыдущих проходов колес грунта. При этом основными расчетными параметрами являются (рис. 2.10):

- для предварительно деформированного грунта — глубина колеи $h_{Г0(i-1)}$, радиусы $R_{сл.н}^{\min}$ и $R_{сл.вн}^{\max}$ следов движения по поверхности недеформированного грунта;

- для деформированного грунта на i -м проходе — деформации грунта $h_{Г0i}$ и $h_{Гi}$, радиусы $R_{сл0iВн}$ и $R_{сл0iH}$ следов движения по поверхности недеформированного грунта, радиусы $R_{слиВн}$ и $R_{слиH}$ следов движения по поверхности деформированного грунта, ширина следа $b_{сл0i}$ в передней зоне недеформированного грунта и $b'_{сл0i}$ — в его задней зоне, ширина следа $b_{сли}$ в зоне предварительно деформированного грунта.

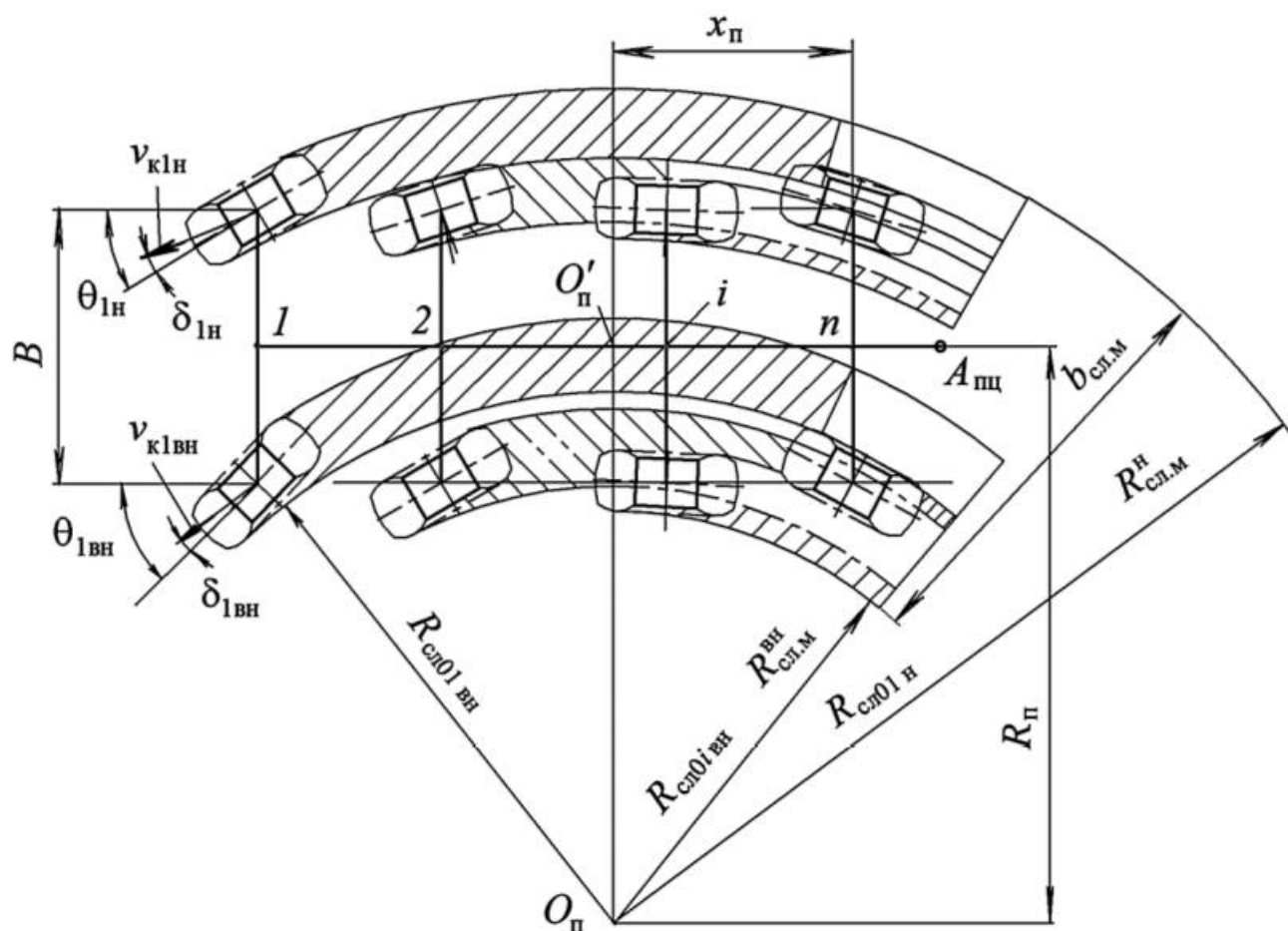


Рис. 2.9. Схема колеи КМ при криволинейном движении по ДОП

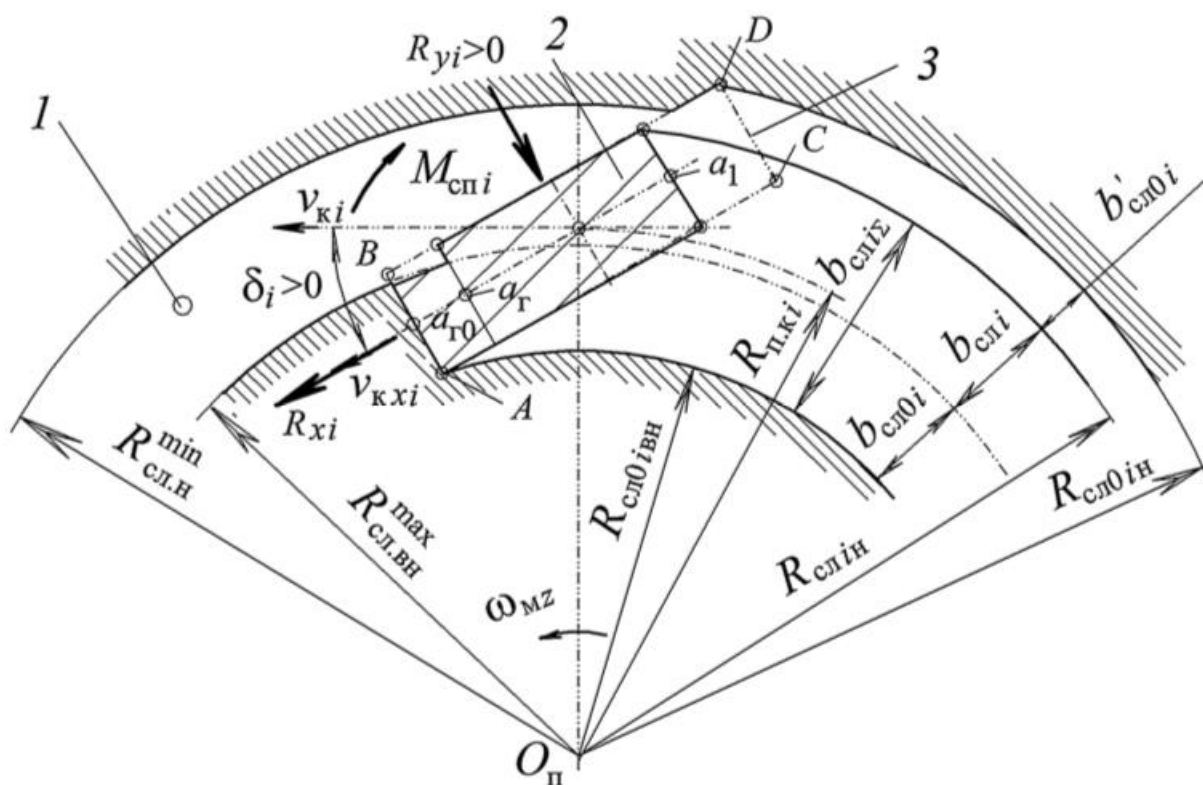


Рис. 2.10. Параметры криволинейного движения последующего колеса:
 1 — след от предыдущего колеса; 2 — горизонтальная проекция контакта;
 3 — проекция горизонтального сечения колеса на недеформированную ОП

Полная ширина следа в передней и задней зонах

$$b_{\text{сли}\Sigma} = b_{\text{сли}0i} + b_{\text{сли}i}; \quad b'_{\text{сли}\Sigma} = b_{\text{сли}\Sigma} + b'_{\text{сли}0i}.$$

Радиусы и скорости центров ободов колес

$$R_{\text{п.кин(вн)}} = \sqrt{(L - x_{\text{п}} - l_{li})^2 + (R_{\text{п}} \pm 0,5B)^2};$$

$$v_{\text{ки}j} = \omega_{\text{мз}} R_{\text{п.ки}j}; \quad v_{\text{кхи}j} = v_{\text{ки}j} \cos \delta_{ij}.$$

Параметры проекций горизонтальных сечений колеса определяют для трех поверхностей на условной глубине $h'_{\text{г0}(i-1)}$: недеформированной ($h'_{\text{г0}(i-1)} = 0$), предварительно деформированной ($h'_{\text{г0}(i-1)} = h_{\text{г0}(i-1)}$) и деформированной после прохода i -го колеса ($h'_{\text{г0}(i-1)} = h_{\text{г0}i}$).

При заданных значениях P_{zi} , $h_{\text{г0}i}$, h_{zi} , $R_{\text{п.ки}}$, δ_i , $v_{\text{кхи}}$, $r_{\text{ки}}$ и параметрах силового потока проводят расчет для рассматриваемой схемы формирования следа (рис. 2.11), который представлен ниже.

1. При $h'_{\text{г0}(i-1)} = h_{\text{г0}i}$ вычисляют продольную координату точки a_1 конца контакта

$$x_{a_1} = -\sqrt{2r_{\text{св}}h_{zi} - h_{zi}^2}$$

и принимают затем условную глубину горизонтального сечения $h'_{\text{г0}(i-1)} = 0$.

2. Вычисляют деформацию грунта на проходе

$$h_{\text{г}i} = h_{\text{г0}i} - h'_{\text{г0}(i-1)}$$

и продольную координату точки $a_{\text{г}}$ начала контакта

$$x_{a_{\text{г}}} = \sqrt{r_{\text{св}}^2 - (r_{\text{св}} - h_{zi} - h_{\text{г}i})^2}.$$

Затем определяют радиусы крайних точек A , B , C и D контакта (см. рис. 2.10):

$$R_{\text{сл}A} = \sqrt{(R_{\text{п.ки}} - x_{a_{\text{г}}} \sin \delta - 0,5\bar{b}_{\text{ш}y}^{\text{max}} \cos \delta)^2 + (x_{a_{\text{г}}} \cos \delta - 0,5\bar{b}_{\text{ш}y}^{\text{max}} \sin \delta)^2};$$

$$R_{\text{сл}B} = \sqrt{(R_{\text{п.ки}} - x_{a_{\text{г}}} \sin \delta + 0,5\bar{b}_{\text{ш}y}^{\text{max}} \cos \delta)^2 + (x_{a_{\text{г}}} \cos \delta + 0,5\bar{b}_{\text{ш}y}^{\text{max}} \sin \delta)^2};$$

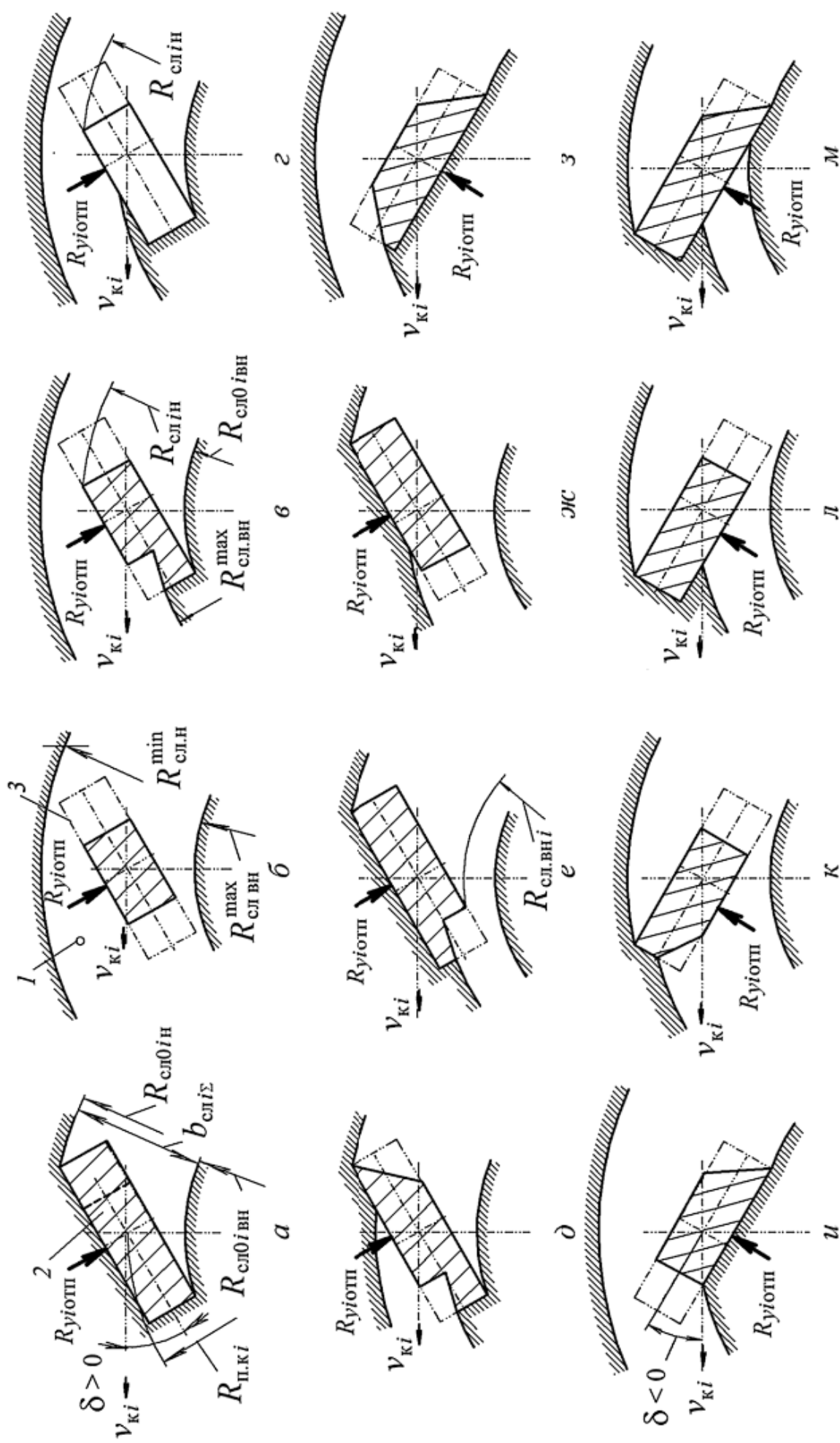


Рис. 2.11. Схемы формирования следа колесом на ДОП

$$R_{\text{сл } C} = \sqrt{(R_{\text{п.к}i} + x_{a_{\Gamma}} \sin \delta - 0,5 \bar{b}_{\text{ш } y}^{\max} \cos \delta)^2 + (x_{a_{\Gamma}} \cos \delta + 0,5 \bar{b}_{\text{ш } y}^{\max} \sin \delta)^2};$$

$$R_{\text{сл } D} = \sqrt{(R_{\text{п.к}i} + x_{a_{\Gamma}} \sin \delta + 0,5 \bar{b}_{\text{ш } y}^{\max} \cos \delta)^2 + (x_{a_{\Gamma}} \cos \delta - 0,5 \bar{b}_{\text{ш } y}^{\max} \sin \delta)^2},$$

где $\bar{b}_{\text{ш } y}^{\max}$ — максимальная ширина приведенного контакта колеса (в начале расчета принимают $\bar{b}_{\text{ш } y}^{\max} = B_{\text{ш}}$).

Если $h'_{\Gamma 0(i-1)} = 0$, то находят параметры относительно недеформированной ОП:

- деформацию грунта $h_{\Gamma i} = h_{\Gamma 0i}$ и координату точки начала контакта $x_{a_{\Gamma 0}} = x_{a_{\Gamma}}$;

- массив радиусов внутренних и наружных следов колеи ij -го КД:

если $\delta > 0$, то $R_{\text{сл } 0ij\text{вн}} = R_{\text{сл } A}$, $R_{\text{сл } 0ij\text{н}} = R_{\text{сл } D}$;

если $\delta < 0$, то $R_{\text{сл } 0ij\text{вн}} = R_{\text{сл } C}$, $R_{\text{сл } 0ij\text{н}} = R_{\text{сл } B}$;

если $\delta = 0$, то $R_{\text{сл } 0ij\text{вн}} = R_{\text{п.к}ij} - \bar{b}_{\text{ш } y}^{\max}$, $R_{\text{сл } 0ij\text{н}} = R_{\text{сл } D}$;

для исследуемого сечения КД $R_{\text{сл } ij\text{вн}} = R_{\text{сл } 0ij\text{вн}}$, $R_{\text{сл } ij\text{н}} = R_{\text{сл } 0ij\text{н}}$.

3. Определяют радиусы $R_{\text{сл.вн}}^{\max}$ и $R_{\text{сл.н}}^{\min}$ колеи от предыдущих проходов КД, в которой будет происходить качение ij -го КД.

4. В зависимости от схемы формирования следа колеи колесами (см. рис. 2.11) находят необходимые для дальнейшего расчета радиусы следов:

- для первой оси $i = 1$ (рис. 2.11, а), переходят к п. 5;

- для остальных осей:

если $R_{\text{сл } ij\text{вн}} > R_{\text{сл.н}}^{\min}$ или $R_{\text{сл } ij\text{н}} < R_{\text{сл.вн}}^{\max}$ (рис. 2.11, б), переходят к п. 5;

если $\delta \geq 0$ и $R_{\text{сл } A} < R_{\text{сл.н}}^{\min}$ (рис. 2.11, в, з, д), — к п. 6;

если $\delta < 0$ и $R_{\text{сл } A} < R_{\text{сл.вн}}^{\max}$ (рис. 2.11, з), — к п. 7;

если $\delta \geq 0$ и $R_{\text{сл } B} > R_{\text{сл.н}}^{\min}$ (рис. 2.11, е), — к п. 8;

если $\delta < 0$ и $R_{\text{сл } B} > R_{\text{сл.н}}^{\min}$ (рис. 2.11, к, л, м), — к п. 9;

если $R_{\text{сл } ij\text{вн}} \geq R_{\text{сл.вн}}^{\max}$ и $R_{\text{сл } ij\text{н}} < R_{\text{сл.н}}^{\min}$ (см. рис. 2.11, б), — к п. 10;

если $\delta \leq 0$ и $R_{\text{сл } ij\text{вн}} < R_{\text{сл.вн}}^{\max}$ (рис. 2.11, и), — к п. 11;

если $\delta \geq 0$ и $R_{\text{сл } ij\text{н}} > R_{\text{сл.н}}^{\min}$ (рис. 2.11, ж), — к п. 12.

5. Определяют ширину следов: $b_{сл0ij} = R_{слиjн} - R_{слиjвн}$; $b'_{сл0ij} = 0$; $b_{слиj} = 0$, переходят к п. 13.

6. Если $h'_{г0(i-1)} = 0$, то $b_{сл0ij} = R_{слиjвн}^{\max} - R_{слиjвн}$, $b'_{сл0ij} = 0$, $b_{слиj} = R_{слиjн} - R_{сл.вн}^{\max}$, а если при этом $R_{слиjн} > R_{сл.н}^{\min}$, то $b_{слиj} = R_{сл.н}^{\min} - R_{сл.вн}^{\max}$, $b'_{сл0ij} = R_{слиjн} - R_{сл.н}^{\min}$, тогда приравнивают $h'_{г0(i-1)} = h_{г0(i-1)}$ и переходят к п. 2.

Если $h'_{г0(i-1)} > 0$, то $R_{слиjн} = R_{сл D}$, $b_{слиj} = R_{слиjн} - R_{сл.вн}^{\max}$, а если $R_{слиjн} > R_{сл.н}^{\min}$, то $b_{слиj} = R_{сл.н}^{\min} - R_{сл.вн}^{\max}$, п. 13.

7. Если $h'_{г0(i-1)} = 0$, то $b_{сл0ij} = R_{сл.вн}^{\max} - R_{слиjвн}$, $b'_{сл0ij} = 0$, $b_{слиj} = R_{слиjн} - R_{сл.вн}^{\max}$, $h'_{г0(i-1)} = h_{г0(i-1)}$, переходят к п. 2.

Если $h'_{г0(i-1)} > 0$, то $R_{слиjн} = R_{сл B}$, $b_{слиj} = R_{слиjн} - R_{сл.вн}^{\max}$, п. 13.

8. Если $h'_{г0(i-1)} = 0$, то $b_{сл0ij} = R_{слиjн} - R_{сл.н}^{\min}$, $b'_{сл0ij} = 0$, $b_{слиj} = R_{сл.н}^{\min} - R_{слиjвн}$, $h'_{г0(i-1)} = h_{г0(i-1)}$, переходят к п. 2.

Если $h'_{г0(i-1)} > 0$, то $R_{слиjвн} = R_{сл A}$, $b_{слиj} = R_{сл.н}^{\min} - R_{слиjвн}$, п. 13.

9. Если $h'_{г0(i-1)} = 0$, то $b_{сл0ij} = R_{слиjн} - R_{сл.н}^{\min}$, $b'_{сл0ij} = 0$, $b_{слиj} = R_{сл.н}^{\min} - R_{слиjвн}$, а если $R_{слиjвн} < R_{сл.вн}^{\max}$, то $b_{слиj} = R_{сл.н}^{\min} - R_{сл.вн}^{\max}$, $b'_{сл0ij} = R_{сл.вн}^{\max} - R_{слиjн}$, $h'_{г0(i-1)} = h_{г0(i-1)}$, п. 2.

Если $h'_{г0(i-1)} > 0$, то $R_{слиjвн} = R_{сл C}$, $b_{слиj} = R_{сл.н}^{\min} - R_{слиjвн}$, а если $R_{слиjвн} < R_{сл.вн}^{\max}$, то $b_{слиj} = R_{сл.н}^{\min} - R_{сл.вн}^{\max}$, п. 13.

10. Если $h'_{г0(i-1)} = 0$, то $b_{сл0ij} = 0$, $b'_{сл0ij} = 0$, $h'_{г0(i-1)} = h_{г0(i-1)}$, п. 2.

Если $h'_{г0(i-1)} > 0$, то для сечения предварительно деформированной ОП при $\delta > 0$: $R_{слиjвн} = R_{сл A}$, $R_{слиjн} = R_{сл D}$, при $\delta < 0$: $R_{слиjвн} = R_{сл C}$, $R_{слиjн} = R_{сл B}$, а при $\delta = 0$: $R_{слиjвн} = R_{п.ки} - 0,5\bar{b}_{шy}^{\max}$, $R_{слиjн} = R_{сл D}$, $b_{слиj} = R_{слиjн} - R_{слиjвн}$, п. 13.

11. Если $h'_{г0(i-1)} = 0$, то $b_{сл0ij} = 0$, $b'_{сл0ij} = R_{сл.вн}^{\max} - R_{слиjвн}$, $h'_{г0(i-1)} = h_{г0(i-1)}$, п. 2.

Если $h'_{г0(i-1)} > 0$, то для сечения предварительно деформированной ОП $R_{слиjн} = R_{сл B}$, $b_{слиj} = R_{слиjн} - R_{сл.вн}^{\max}$, п. 13.

12. Если $h'_{г0(i-1)} = 0$, то $b_{сл0ij} = 0$, $b'_{сл0ij} = R_{слиjн} - R_{сл.н}^{\min}$, $h'_{г0(i-1)} = h_{г0(i-1)}$, п. 2.

Если $h'_{г0(i-1)} > 0$, то для сечения предварительно деформированной ОП $R_{слиjвн} = R_{сл A}$, $b_{слиj} = R_{сл.н}^{\min} - R_{слиjвн}$, п. 13.

13. Продолжают расчет параметров качения КД.

Особенностью криволинейного движения КМ по ДОП является более сложное перераспределение силовых и кинематических параметров по колесам, что затрудняет решение системы уравнений (2.17)–(2.24) и увеличивает время расчета. Помимо продольного буксования, сползания или опрокидывания возможны боковое опрокидывание и сползание, а также неустойчивость курсового движения КМ. Ниже представлен один из путей решения системы уравнений (2.17)–(2.24).

При заданных параметрах КМ, ОП ($\alpha_{опx}$, $\alpha_{опy}$ и т. д.), скорости $v_{мх}$, ускорении $a_{мх}$ и угле поворота $\theta_{1вн}$ задающего колеса определяют кинематический радиус поворота $R_{кин}$ и углы поворота остальных колес θ_{ij} .

Дальнейший расчет выполняют в следующем порядке.

1. Определение нормальных реакций.

1.1. Принимая на первом шаге $R_{п} = R_{кин}$, $x_{п} = x_{кин}$, $h_{г0ij} = 0$, $h_{гij} = 0$, $\alpha_{гy} = 0$, $R_{xij} = 0$, $M_{fшij} = f(R_z^{ном})$, определяют нормальные реакции R_{zij0} .

Выбрав значения расчетных углов крена корпуса $\alpha_{крx}^p$, $\alpha_{кры}^p$ и базового расстояния $z_{баз}^p$, определяют $z_{оп0ij}$ по уравнению (2.5), $h_{п-шij}$ — по (2.4) и R_{zij} — по (2.6) или (2.7).

Перебирая значения $z_{баз}^p$ ($\Delta z_{баз} = 0,5$ м, $z_{баз}^p = z'_{баз}$, $z''_{баз} = z'_{баз} + \Delta z_{баз}$), добиваются выполнения условия (2.15) или (2.21). Определяют значение $\varepsilon_{M_{лнXC}}^p = M_{лнXC}^{\Sigma}$ по уравнению (2.22) и, перебирая значения $\alpha_{крx}^p$ ($\Delta \alpha_{крx} = 5^\circ$, $\alpha'_{крx} = \alpha_{крx}^p$, $\alpha''_{крx} = \alpha_{крx} + \Delta \alpha_{крx}$), добиваются выполнения условия (2.16).

Определяют значение $\varepsilon_{M_{лнYC}}^p = M_{лнYC}^{\Sigma}$ по уравнению (2.23) и, изменяя $\alpha_{кры}^p$ ($\Delta \alpha_{кры} = 5^\circ$, $\alpha'_{кры} = \alpha_{кры}^p$, $\alpha''_{кры} = \alpha_{кры} + \Delta \alpha_{кры}$), проверяют выполнение условия

$$\varepsilon_{M_{лнYC}}^{зад} \geq \left| \varepsilon_{M_{лнYC}}^p \right|, \quad (2.26)$$

где $\varepsilon_{M_{лнYC}}^{зад} = \frac{P_m r_{св}}{n_k} \cdot 10^{-6}$ или $\varepsilon_{M_{лнYC}}^{зад} = 100$ Н·м; $\Delta \alpha_{кры}^{min} < 1 \cdot 10^{-3}$ град.

Если при всех значениях $\alpha_{кры}^p$ условие (2.26) не выполняется и $M_{лнYC}^{\Sigma} < 0$, то это означает потерю статической устойчивости в

виде опрокидывания КМ относительно борта, расположенного ниже по косоугору.

1.2. При $R_{zij} = R_{zij0}$ и $\bar{P}_{yиH}$, $\bar{P}_{yиBH}$, определенных по уравнениям (2.25), $s_{\delta\Sigma ij} = \text{const} = 0,15$ вычисляют параметры взаимодействия с ОП всех колес КМ и по п. 1.2 уточняют значения нормальных реакций R_{zij1} . Число уточнений значения R_{zij} зависит от деформируемости ОП, однако применение более четырех итераций мало оправданно, поскольку изменение R_{zij} не превышает 0,01 % даже при изменении положения мгновенного центра поворота O_{Π} . Для дальнейших расчетов принимаем $R_{zij} = R_{zij4}$.

2. Выполнение условий равновесия в плоскости ОП.

2.1. Задают расчетное значение x_{Π}^p ($\Delta x_{\Pi} = 0,5$ м, $x_{\Pi}^p = x'_{\Pi}$, $x''_{\Pi} = x'_{\Pi} + \Delta x_{\Pi}$), на первом шаге $x_{\Pi}^p = x_{\text{кин}}$.

2.2. Задают расчетное значение R_{Π}^p ($\Delta R_{\Pi} = 0,2R_{\text{кин}}$, $R_{\Pi}^p = R'_{\Pi}$, $R''_{\Pi} = R'_{\Pi} + \Delta R_{\Pi}$), на первом шаге $R_{\Pi}^p = R_{\text{кин}}$.

2.3. Определяют δ_{ij} , ω_{mz} , ε_{mz} , $a_{C_{\text{пд}x}}$, $a_{C_{\text{пд}y}}$, P_{ax} , P_{ay} , M_{Jz} , $R_{\Pi kij}$, v_{kij} , v_{kxij} .

2.4. Задают расчетное значение относительного радиуса качения КМ $\tilde{r}_{\text{к.м}}^p = r_{\text{к.м}}^p / r_{\text{св}}$ ($\Delta \tilde{r}_{\text{к.м}} = 0,05$, $\tilde{r}'_{\text{к.м}} = \tilde{r}_{\text{к.м}}^p$, $\tilde{r}''_{\text{к.м}} = \tilde{r}'_{\text{к.м}} + \Delta \tilde{r}_{\text{к.м}}$), на первом шаге $\tilde{r}_{\text{к.м}}^p = 0,9$, и определяют параметры взаимодействия колес и $\varepsilon_{R_{\Sigma}^{XC}}^p = R_{XC}^{\Sigma}$ по уравнению (2.18). Перебирая значения $\tilde{r}_{\text{к.м}}^p$ в диапазоне $[0 < \tilde{r}_{\text{к.м}}^p \leq 2]$, добиваются выполнения условия (2.13).

При невыполнении условия (2.13) во всем диапазоне $\tilde{r}_{\text{к.м}}^p$:

- если $\alpha_{\text{оп}x} \geq 0$ и $R_{YC}^{\Sigma} < 0$, необходимо изменить положение мгновенного центра поворота O_{Π} (переход к п. 2.1 с $x_{\Pi}^p = x'_{\Pi} + \Delta x_{\Pi}$), в остальных случаях при $R_{XC}^{\Sigma} < 0$ возникает потеря подвижности по буксованию КМ;

- если $\alpha_{\text{оп}x} < 0$, возникает потеря подвижности КМ в виде буксования при $R_{XC}^{\Sigma} < 0$ и скольжения вниз при $R_{XC}^{\Sigma} > 0$.

2.5. Определяют $\varepsilon_{R_{YC}^{\Sigma}}^p = R_{YC}^{\Sigma}$ по уравнению (2.19) и проверяют выполнение условия

$$\left| \varepsilon_{R_{YC}^{\Sigma}}^p \right| \leq \varepsilon_{R_{YC}^{\Sigma}}^{\text{зад}}, \quad (2.27)$$

где $\varepsilon_{R_{YC}^{\Sigma}}^{\text{зад}} = P_{\text{м}} \cdot 10^{-6} = 10$ Н; $\Delta R_{\Pi}^{\text{мин}} < 1 \cdot 10^{-3}$.

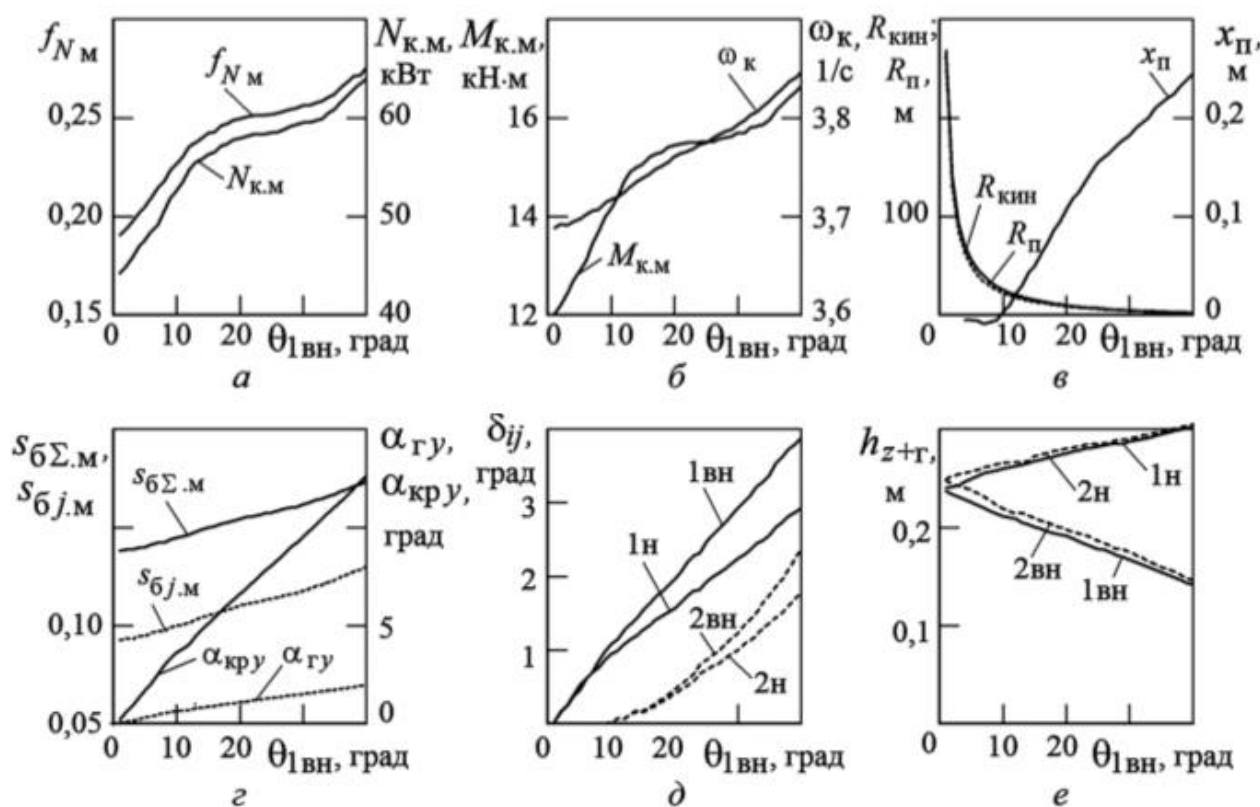


Рис. 2.12. Зависимость параметров криволинейного движения КМ 4×4 с заблокированной трансмиссией по песку пылеватому толщиной $H_r = 0,5$ м при $v_{м.х} = 2$ м/с и $p_w = 0,1$ МПа от угла поворота переднего внутреннего колеса

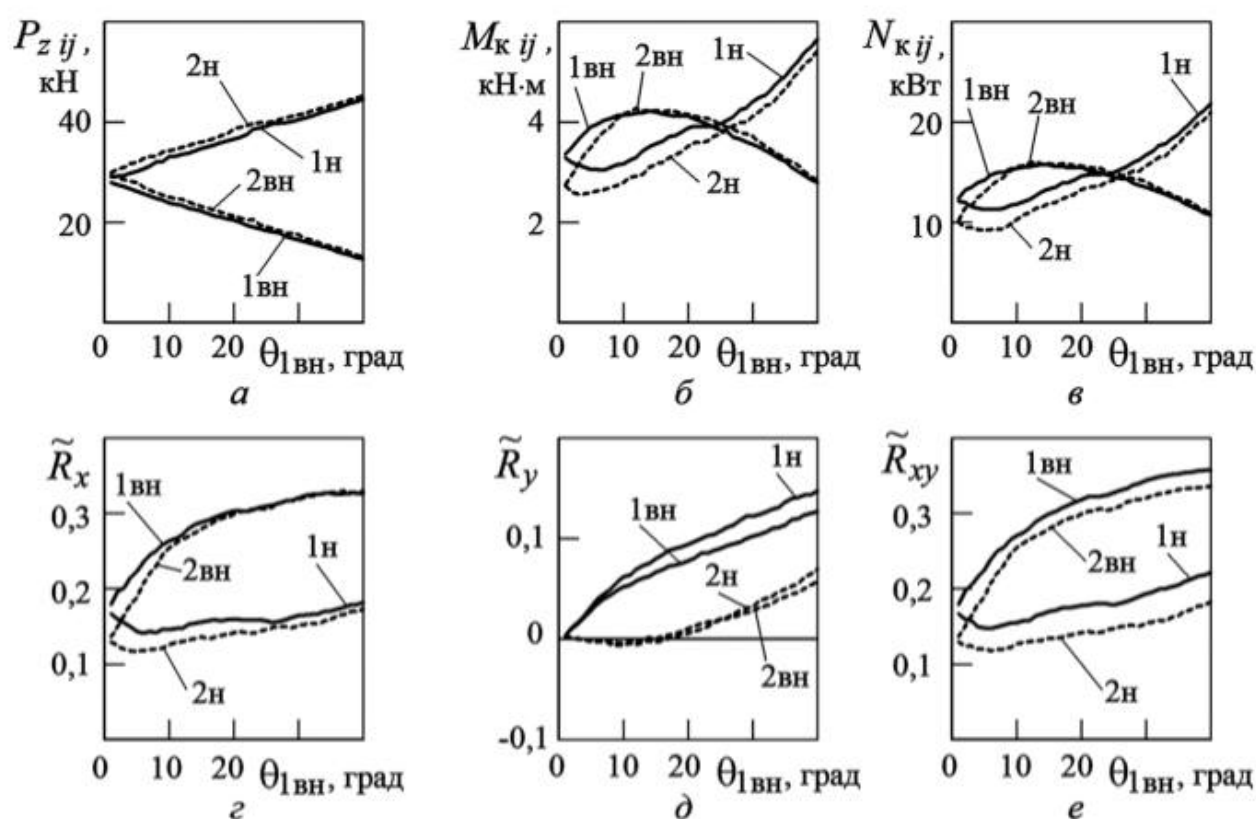


Рис. 2.13. Зависимость параметров качения колес КМ 4×4 с заблокированной трансмиссией по песку пылеватому толщиной $H_r = 0,5$ м при $v_{м.х} = 2$ м/с и $p_w = 0,1$ МПа от угла поворота переднего внутреннего колеса

При невыполнении условия (2.27) изменяют расчетное значение R_{Π}^p и возвращаются к п. 2.2, а если (2.27) не выполняется во всем диапазоне $[0,5R_{\text{кин}} \leq R_{\Pi}^p \leq 2R_{\text{кин}}]$ при выбранном x_{Π}^p и $\epsilon_{M_{ZC}^{\Sigma}}^p = M_{ZC}^{\Sigma} \neq 0$, $x_{\Pi}'' - x_{\Pi}' = \Delta x_{\Pi} < \Delta x_{\Pi}^{\min} = 1 \cdot 10^{-3}$ — возникает потеря подвижности КМ по боковому скольжению;

- если $R_{Y_C}^{\Sigma} < 0$ — изменяют значение $x_{\Pi}^p = x_{\Pi}^p + \Delta x_{\Pi}$ и возвращаются к п. 2.1;

- если $R_{Y_C}^{\Sigma} > 0$ — изменяют значения $x_{\Pi}^p = x_{\Pi}^p - 0,5\Delta x_{\Pi}$, $\Delta x_{\Pi} = 0,25\Delta x_{\Pi}$ и возвращаются к п. 2.1.

2.6. Определяют $\epsilon_{M_{ZC}^{\Sigma}}^p = M_{ZC}^{\Sigma}$ по уравнению (2.20) и проверяют выполнение условия

$$\epsilon_{M_{ZC}^{\Sigma}}^{\text{зад}} \geq \left| \epsilon_{M_{ZC}^{\Sigma}}^p \right|, \quad (2.28)$$

где $\epsilon_{M_{ZC}^{\Sigma}}^{\text{зад}} = \frac{P_{\text{м}} r_{\text{св}}}{n_{\text{к}}} \cdot 10^{-6} = 100 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

При невыполнении условия (2.28) при всех значениях x_{Π}^p диапазона $[x_{\text{кин}} - L \leq x_{\Pi}^p \leq x_{\text{кин}} + L]$:

- если $M_{ZC}^{\Sigma} < 0$ — КМ движется прямолинейно;
- если $M_{ZC}^{\Sigma} > 0$ — происходит потеря курсовой устойчивости при вращении КМ вокруг вертикальной оси.

В качестве примера на рис. 2.12 и 2.13 представлены результаты расчета параметров криволинейного движения КМ 4×4 с шинами 425/85R21 при схеме поворота (1–0) по горизонтальной ОП песка рыхлого пылеватого.

2.3. Распределение мощностного потока по колесам колесной машины

В современных КМ распределение мощностного потока по КД определяется системой управления трансмиссией, в общем случае позволяющей создавать различные законы распределения мощностного потока, одинаковые для КД с параметрами $\omega_{\text{к}ij} = \text{const}$, $M_{\text{к}ij} = \text{const}$, $N_{\text{к}ij} = \text{const}$, $s_{\text{б}\Sigma ij} = \text{const}$, $s_{\text{б}j.ij} = \text{const}$, $P_{\text{к}ij} = \text{const}$

и др. Общие принципы их учета при взаимодействии КД с ОП рассмотрены выше и позволяют оценивать опорную проходимость КМ с любыми законами распределения мощностного потока.

В большинстве КМ используется механическая трансмиссия, в которой мощностной поток передается через валы и узлы разветвлений, что усложняет процесс расчета. Обозначим параметры входного вала (4) в узле как $M_{\text{вх}}$ и $\omega_{\text{вх}}$, водила (3) как $M_{\text{вод}}$ и $\omega_{\text{вод}}$, а двух выходных валов (1, 2) как M_i и ω_i (рис. 2.14). Общие уравнения для узла с несимметричным дифференциалом имеют вид

$$M_{\text{вх}} = \frac{M_{\text{вод}}}{\eta_{\text{уз}} u_{\text{уз}}} = \frac{M_1 + M_2}{\eta_{\text{уз}} u_{\text{уз}}}; \quad \omega_{\text{вод}} = \frac{\omega_{\text{вх}}}{u_{\text{уз}}}; \quad \frac{\omega_1 - \omega_{\text{вод}}}{\omega_2 - \omega_{\text{вод}}} = -u_{12};$$

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \text{ при } \omega_{\text{вод}} = 0;$$

$$\omega_1 + u_{12}\omega_2 = (1 + u_{12})\omega_{\text{вод}}; \quad M_1\omega_1 + M_2\omega_2 = M_{\text{вод}}\omega_{\text{вод}} - N_{\text{тр}} ,$$

где $\eta_{\text{уз}}$, $u_{\text{уз}}$ — соответственно КПД и передаточное число узла; u_{12} — коэффициент кинематической несимметричности; $N_{\text{тр}}$ — мощность, теряемая на трение в дифференциале.

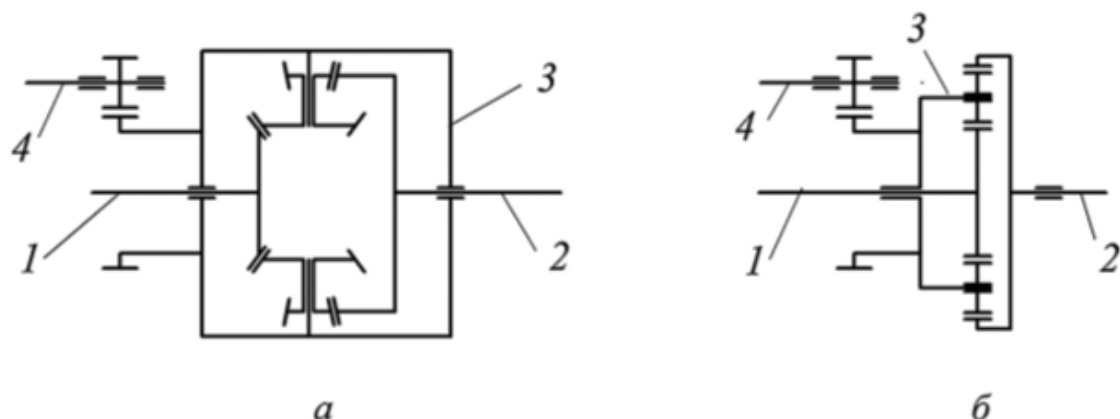


Рис. 2.14. Схемы узла трансмиссии с несимметричным коническим (а) и цилиндрическим (б) дифференциалом:
1, 2 — выходные валы; 3 — водило; 4 — входной вал

Моменты на выходных валах, отстающих и забегающих, относительно их угловых скоростей при отсутствии трения в дифференциале

$$M_1 = M_{\text{заб}} = \frac{M_{\text{вод}} - M_{\text{тр}}}{1 + u_{12}}; \quad M_2 = M_{\text{отст}} = \frac{u_{12}M_{\text{вод}} + M_{\text{тр}}}{1 + u_{12}};$$

$$M_{\text{трэн}} = \frac{N_{\text{трэн}} (1 + u_{12})}{\omega_1 - \omega_2}.$$

Для самоблокирующихся дифференциалов вводят понятие коэффициента блокировки:

$$k_{\text{бл}} = \frac{M_{\text{отст}}}{M_{\text{заб}}},$$

причем $k_{\text{бл}} \geq 1$, т. е. он всегда положителен. При возникновении циркуляции мощности, когда выходные моменты имеют различные знаки, обеспечивается условие $M_{\text{заб}} = M_{\text{отст}}/k_{\text{бл}}$.

При несимметричном дифференциале $u_{12} > 1$ и остановленном водиле, подводя момент M_2 к выходному валу 2 (см. рис. 2.14), на выходном валу 1 с учетом КПД дифференциала $\eta_{\text{диф}} = \eta_{21}$ получим

$$M_1 = M_2 \frac{\eta_{\text{диф}}}{u_{12}}.$$

Принимая за отстающий вал 2, получим выражение для коэффициента блокировки дифференциала:

$$k_{\text{бл}} = \frac{M_2}{M_1} = \frac{u_{12}}{\eta_{\text{диф}}}.$$

При работе дифференциала и отстающем вале 2 ($\omega_1 > u_{12}\omega_2$), поскольку $M_1 = k_{\text{бл}}M_2$, $M_{\text{вод}} = M_1 + M_2$, моменты на выходных валах узла

$$M_1 = \frac{M_{\text{вх}} u_{\text{уз}} \eta_{\text{уз}}}{k_{\text{бл}} + 1}; \quad M_2 = \frac{k_{\text{бл}} M_{\text{вх}} u_{\text{уз}} \eta_{\text{уз}}}{k_{\text{бл}} + 1}.$$

При реальных отношениях моментов $M_2/M_1 < k_{\text{бл}}$, полученных из условия блокированной связи валов, дифференциал заблокирован: $\omega_{\text{вод}} = \omega_1 = \omega_2$.

Если же отстающим является вал 1 ($\omega_1 < u_{12}\omega_2$), то $M_1 = k_{\text{бл}}M_2/u_{12}$ и

$$M_1 = \frac{k_{\text{бл}} M_{\text{вх}} u_{\text{уз}} \eta_{\text{уз}}}{k_{\text{бл}} + u_{12}}; \quad M_2 = \frac{u_{12} M_{\text{вх}} u_{\text{уз}} \eta_{\text{уз}}}{k_{\text{бл}} + u_{12}}.$$

Дифференциал остается заблокированным при $k_{\text{бл}} > M_1 u_{12}/M_2$.

Для дифференциала с муфтой свободного хода при возникновении выходных моментов с разными знаками происходит отключение вала со знаком момента, противоположным знаку момента на входе:

$$M_{\text{отст}} = M_{\text{вод}}; \quad M_{\text{заб}} = 0.$$

Для КМ 12×12 с механической трансмиссией (рис. 2.15) система уравнений связей в узлах разветвлений при криволинейном движении определяется положением полюса поворота O'_n и имеет вид:

- для узлов осей с $u_{12oi} = \omega_{\text{к.н.oi}} / \omega_{\text{к.вн.oi}} = 1$

$$M_{y_{oi}} = M_{\text{вх.oi}} = \frac{M_{\text{кин}} + M_{\text{кивн}}}{\eta_{y_{oi}} u_{y_{oi}}};$$

$$2\omega_{y_{oi}} = 2\omega_{\text{вх.oi}} = (\omega_{\text{кин}} + \omega_{\text{кивн}}) u_{y_{oi}};$$

- если отношение моментов, полученных для блокированной связи $(\omega_{\text{кин}} = \omega_{\text{кивн}} = \omega_{\text{вх.oi}} / u_{y_{oi}})$ $k_{\text{бл.}y_{oi}} < M_{\text{кивн}} / M_{\text{кин}}$, то при $\omega_{\text{кин}} > \omega_{\text{кивн}}$ устанавливаются моменты

$$M_{\text{кивн}} = k_{\text{бл.}y_{oi}} M_{\text{кин}}; \quad M_{\text{кин}} = \frac{M_{y_{oi}} u_{y_{oi}} \eta_{y_{oi}}}{k_{\text{бл.}y_{oi}} + 1};$$

$$M_{\text{кивн}} = \frac{k_{\text{бл.}y_{oi}} M_{y_{oi}} u_{y_{oi}} \eta_{y_{oi}}}{k_{\text{бл.}y_{oi}} + 1}.$$

Для малых тележек с $u_{12y_{012}} = \omega_{y_{01}} / \omega_{y_{02}} = 1$, $u_{12y_{056}} = \omega_{y_{05}} / \omega_{y_{06}} = 1$

$$M_{y_{012}} = M_{\text{вх.012}} = \frac{M_{y_{01}} + M_{y_{02}}}{\eta_{y_{012}} u_{y_{012}}};$$

$$2\omega_{y_{012}} = 2\omega_{\text{вх.012}} = (\omega_{y_{01}} + \omega_{y_{02}}) u_{y_{012}};$$

- если $\omega_{y_{01}} > \omega_{y_{02}}$ и $k_{\text{бл.}y_{012}} < M_{y_{02}} / M_{y_{01}}$ при $\omega_{y_{01}} = \omega_{y_{02}} = \omega_{y_{012}} / u_{y_{012}}$, то

$$M_{y_{01}} = \frac{M_{y_{012}} u_{y_{012}} \eta_{y_{012}}}{k_{\text{бл.}y_{012}} + 1}; \quad M_{y_{02}} = \frac{k_{\text{бл.}y_{012}} M_{y_{012}} u_{y_{012}} \eta_{y_{012}}}{k_{\text{бл.}y_{012}} + 1};$$

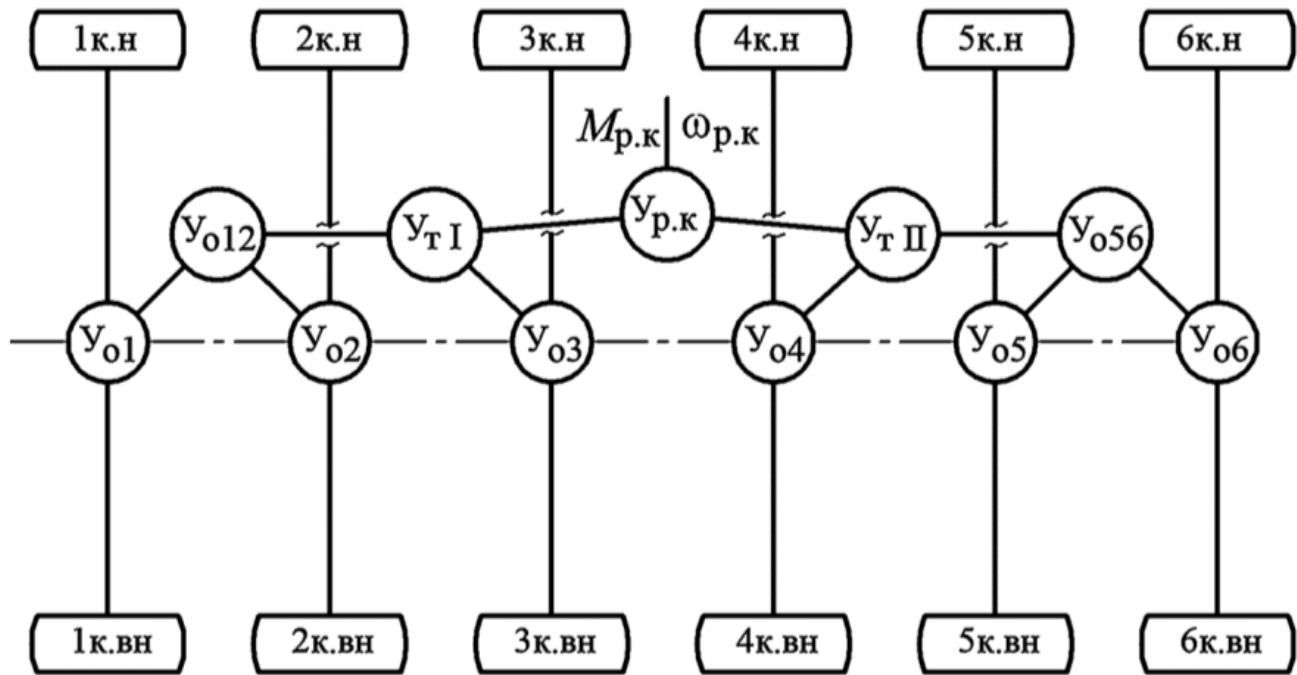


Рис. 2.15. Схема трансмиссии КМ 12×12

• если $\omega_{y_{o1}} < \omega_{y_{o2}}$ и $k_{бл.y_{o12}} < M_{y_{o1}}/M_{y_{o2}}$ при $\omega_{y_{o1}} = \omega_{y_{o2}} = \omega_{y_{o12}}/u_{y_{o12}}$, то

$$M_{y_{o2}} = \frac{M_{y_{o12}} u_{y_{o12}} \eta_{y_{o12}}}{k_{бл.y_{o12}} + 1}; \quad M_{y_{o1}} = \frac{k_{бл.y_{o12}} M_{y_{o12}} u_{y_{o12}} \eta_{y_{o12}}}{k_{бл.y_{o12}} + 1};$$

$$M_{y_{o56}} = M_{вх\ o56} = \frac{M_{y_{o5}} + M_{y_{o6}}}{\eta_{y_{o56}} u_{y_{o56}}};$$

$$2\omega_{y_{o56}} = 2\omega_{вх\ o56} = (\omega_{y_{o5}} + \omega_{y_{o6}}) u_{y_{o56}};$$

• если $\omega_{y_{o5}} > \omega_{y_{o6}}$ и $k_{бл.y_{o56}} < M_{y_{o6}}/M_{y_{o5}}$ при $\omega_{y_{o5}} = \omega_{y_{o6}} = \omega_{y_{o56}}/u_{y_{o56}}$, то

$$M_{y_{o5}} = \frac{M_{y_{o56}} u_{y_{o56}} \eta_{y_{o56}}}{k_{бл.y_{o56}} + 1}; \quad M_{y_{o6}} = \frac{k_{бл.y_{o56}} M_{y_{o56}} u_{y_{o56}} \eta_{y_{o56}}}{k_{бл.y_{o56}} + 1};$$

• если $\omega_{y_{o5}} < \omega_{y_{o6}}$ и $k_{бл.y_{o56}} < M_{y_{o5}}/M_{y_{o6}}$ при $\omega_{y_{o5}} = \omega_{y_{o6}} = \omega_{y_{o56}}/u_{y_{o56}}$, то

$$M_{y_{o6}} = \frac{M_{y_{o56}} u_{y_{o56}} \eta_{y_{o56}}}{k_{бл.y_{o56}} + 1}; \quad M_{y_{o5}} = \frac{k_{бл.y_{o56}} M_{y_{o56}} u_{y_{o56}} \eta_{y_{o56}}}{k_{бл.y_{o56}} + 1}.$$

Для больших тележек с $u_{12\text{Y}_{\text{тI}}} = \omega_{\text{Y}_{\text{o3}}} / \omega_{\text{Y}_{\text{o12}}} = 2$, $u_{12\text{Y}_{\text{тII}}} = \omega_{\text{Y}_{\text{o4}}} / \omega_{\text{Y}_{\text{o56}}} = 2$

$$M_{\text{Y}_{\text{тI}}} = M_{\text{BX.тI}} = \frac{M_{\text{Y}_{\text{o12}}} + M_{\text{Y}_{\text{o3}}}}{\eta_{\text{Y}_{\text{тI}}} u_{\text{Y}_{\text{тI}}}};$$

$$\omega_{\text{Y}_{\text{тI}}} = \omega_{\text{BX.тI}} = \left(\frac{\omega_{\text{Y}_{\text{o3}}} + u_{12\text{тI}} \omega_{\text{Y}_{\text{o12}}}}{1 + u_{12\text{тI}}} \right) u_{\text{Y}_{\text{тI}}};$$

• если $\omega_{\text{Y}_{\text{o3}}} > u_{12\text{тI}} \omega_{\text{Y}_{\text{o12}}}$ и $k_{\text{бл.Y}_{\text{тI}}} < M_{\text{Y}_{\text{o12}}} / M_{\text{Y}_{\text{o3}}}$ при $\omega_{\text{Y}_{\text{o12}}} = \omega_{\text{Y}_{\text{o3}}} = \omega_{\text{Y}_{\text{тI}}} / u_{\text{Y}_{\text{тI}}}$, то

$$M_{\text{Y}_{\text{o3}}} = \frac{M_{\text{Y}_{\text{тI}}} u_{\text{Y}_{\text{тI}}} \eta_{\text{Y}_{\text{тI}}}}{k_{\text{бл.Y}_{\text{тI}}} + 1}; \quad M_{\text{Y}_{\text{o12}}} = \frac{k_{\text{бл.Y}_{\text{тI}}} M_{\text{Y}_{\text{тI}}} u_{\text{Y}_{\text{тI}}} \eta_{\text{Y}_{\text{тI}}}}{k_{\text{бл.Y}_{\text{тI}}} + 1};$$

• если $\omega_{\text{Y}_{\text{o3}}} < u_{12\text{тI}} \omega_{\text{Y}_{\text{o12}}}$ и $k_{\text{бл.Y}_{\text{тI}}} < M_{\text{Y}_{\text{o3}}} u_{12\text{тI}} / M_{\text{Y}_{\text{o12}}}$ при $\omega_{\text{Y}_{\text{o12}}} = \omega_{\text{Y}_{\text{o3}}} = \omega_{\text{Y}_{\text{тI}}} / u_{\text{Y}_{\text{тI}}}$, то

$$M_{\text{Y}_{\text{o3}}} = \frac{k_{\text{бл.Y}_{\text{тI}}} M_{\text{Y}_{\text{тI}}} u_{\text{Y}_{\text{тI}}} \eta_{\text{Y}_{\text{тI}}}}{k_{\text{бл.Y}_{\text{тI}}} + u_{12\text{Y}_{\text{тI}}}}; \quad M_{\text{Y}_{\text{o12}}} = \frac{u_{12\text{Y}_{\text{тI}}} M_{\text{Y}_{\text{тI}}} u_{\text{Y}_{\text{тI}}} \eta_{\text{Y}_{\text{тI}}}}{k_{\text{бл.Y}_{\text{тI}}} + u_{12\text{Y}_{\text{тI}}}};$$

$$M_{\text{Y}_{\text{тII}}} = M_{\text{BX.тII}} = \frac{M_{\text{Y}_{\text{o56}}} + M_{\text{Y}_{\text{o4}}}}{\eta_{\text{Y}_{\text{тII}}} u_{\text{Y}_{\text{тII}}}};$$

$$\omega_{\text{Y}_{\text{тII}}} = \omega_{\text{BX.тII}} = \left(\frac{\omega_{\text{Y}_{\text{o4}}} + u_{12\text{тII}} \omega_{\text{Y}_{\text{o56}}}}{1 + u_{12\text{тII}}} \right) u_{\text{Y}_{\text{тII}}};$$

• если $\omega_{\text{Y}_{\text{o4}}} > u_{12\text{тII}} \omega_{\text{Y}_{\text{o56}}}$ и $k_{\text{бл.Y}_{\text{тII}}} < M_{\text{Y}_{\text{o56}}} / M_{\text{Y}_{\text{o4}}}$ при $\omega_{\text{Y}_{\text{o56}}} = \omega_{\text{Y}_{\text{o4}}} = \omega_{\text{Y}_{\text{тII}}} / u_{\text{Y}_{\text{тII}}}$, то

$$M_{\text{Y}_{\text{o4}}} = \frac{M_{\text{Y}_{\text{тII}}} u_{\text{Y}_{\text{тII}}} \eta_{\text{Y}_{\text{тII}}}}{k_{\text{бл.Y}_{\text{тII}}} + 1}; \quad M_{\text{Y}_{\text{o56}}} = \frac{k_{\text{бл.Y}_{\text{тII}}} M_{\text{Y}_{\text{тII}}} u_{\text{Y}_{\text{тII}}} \eta_{\text{Y}_{\text{тII}}}}{k_{\text{бл.Y}_{\text{тII}}} + 1};$$

• если $\omega_{\text{Y}_{\text{o4}}} < u_{12\text{тII}} \omega_{\text{Y}_{\text{o56}}}$ и $k_{\text{бл.Y}_{\text{тII}}} < M_{\text{Y}_{\text{o4}}} u_{12\text{тII}} / M_{\text{Y}_{\text{o56}}}$ при $\omega_{\text{Y}_{\text{o56}}} = \omega_{\text{Y}_{\text{o4}}} = \omega_{\text{Y}_{\text{тII}}} / u_{\text{Y}_{\text{тII}}}$, то

$$M_{\text{Y}_{\text{o4}}} = \frac{k_{\text{бл.Y}_{\text{тII}}} M_{\text{Y}_{\text{тII}}} u_{\text{Y}_{\text{тII}}} \eta_{\text{Y}_{\text{тII}}}}{k_{\text{бл.Y}_{\text{тII}}} + u_{12\text{Y}_{\text{тII}}}}; \quad M_{\text{Y}_{\text{o56}}} = \frac{u_{12\text{Y}_{\text{тII}}} M_{\text{Y}_{\text{тII}}} u_{\text{Y}_{\text{тII}}} \eta_{\text{Y}_{\text{тII}}}}{k_{\text{бл.Y}_{\text{тII}}} + u_{12\text{Y}_{\text{тII}}}}.$$

Для узла в раздаточной коробке с $u_{12\text{ y.p.k}} = \omega_{\text{y.тI}} / \omega_{\text{y.тII}} = 1$

$$M_{\text{y.p.k}} = M_{\text{вх p.k}} = \frac{M_{\text{y.тI}} + M_{\text{y.тII}}}{\eta_{\text{y.p.k}} u_{\text{y.p.k}}};$$

$$2\omega_{\text{y.p.k}} = 2\omega_{\text{вх p.k}} = (\omega_{\text{y.тI}} + \omega_{\text{y.тII}}) u_{\text{y.p.k}};$$

• если $\omega_{\text{y.тI}} > \omega_{\text{y.тII}}$ и $k_{\text{бл.y.p.k}} < M_{\text{y.тII}} / M_{\text{y.тI}}$ при $\omega_{\text{y.тI}} = \omega_{\text{y.тII}} = \omega_{\text{y.p.k}} / u_{\text{y.p.k}}$, то

$$M_{\text{y.тI}} = \frac{M_{\text{y.p.k}} u_{\text{y.p.k}} \eta_{\text{y.p.k}}}{k_{\text{бл.y.p.k}} + 1}; \quad M_{\text{y.тII}} = \frac{k_{\text{бл.y.p.k}} M_{\text{y.p.k}} u_{\text{y.p.k}} \eta_{\text{y.p.k}}}{k_{\text{бл.y.p.k}} + 1};$$

• если $\omega_{\text{y.тI}} < \omega_{\text{y.тII}}$ и $k_{\text{бл.y.p.k}} < M_{\text{y.тI}} / M_{\text{y.тII}}$ при $\omega_{\text{y.тI}} = \omega_{\text{y.тII}} = \omega_{\text{y.p.k}} / u_{\text{y.p.k}}$, то

$$M_{\text{y.тII}} = \frac{M_{\text{y.p.k}} u_{\text{y.p.k}} \eta_{\text{y.p.k}}}{k_{\text{бл.y.p.k}} + 1}; \quad M_{\text{y.тI}} = \frac{k_{\text{бл.y.p.k}} M_{\text{y.p.k}} u_{\text{y.p.k}} \eta_{\text{y.p.k}}}{k_{\text{бл.y.p.k}} + 1}.$$

Решение системы уравнений методом последовательных приближений распределения мощностного потока в наиболее сложной трансмиссии состоит в следующем.

Исходным для расчетов является относительный радиус качения $\tilde{r}_{\text{к1н}}^{\text{p}} = \tilde{r}_{\text{к.м}}^{\text{p}}$, при котором определяют параметры качения наружного колеса передней оси 1к.н ($M_{\text{к1н}}$, $\omega_{\text{к1н}}$, $N_{\text{к1н}}$, $s_{\text{бс1н}}$, $s_{\text{бж1н}}$, $P_{\text{x1н}}$, $P_{\text{y1н}}$, $M_{\text{сп1н}}$) и с учетом узла Y_{01} — параметры колеса 1к.вн M_{y01} , ω_{y01} . Перебирая $\tilde{r}_{\text{к2н}}^{\text{p}}$ колеса 2к.н, определяют его параметры, для колеса 2к.вн находят M_{y02} , ω_{y02} , обеспечивают выполнение условий узла Y_{012} и вычисляют M_{y012} , ω_{y012} . Далее по аналогичной схеме определяют M_{y03} , ω_{y03} , $M_{\text{yтI}}$, $\omega_{\text{yтI}}$.

Начиная с колеса 6к.н, изменяя $\tilde{r}_{\text{к6н}}^{\text{p}}$, по той же схеме определяют M_{y06} , ω_{y06} , M_{y05} , ω_{y05} , M_{y056} , ω_{y056} , M_{y04} , ω_{y04} , $M_{\text{yтII}}$, $\omega_{\text{yтII}}$, обеспечивая выполнение условий для узла $Y_{\text{p.k}}$, а затем определяют $M_{\text{y.p.k}} = M_{\text{p.k}}$ и $\omega_{\text{y.p.k}} = \omega_{\text{p.k}}$.

Контрольные вопросы

1. Какие дополнительные параметры учитывают при прямолинейном движении КМ по ДОП?

2. В чем заключается алгоритм расчета характеристик опорной проходимости колеса при заданном системой управления трансмиссией параметре?

3. Какими зависимостями оценивают опорную проходимость КМ при прямолинейном движении по горизонтальной ДОП, на подъемах и спусках?

4. В чем заключается особенность криволинейного движения КМ по ДОП?

5. Какими зависимостями оценивают опорную проходимость КМ при криволинейном движении по горизонтальной ДОП, на подъемах и спусках?

6. В чем заключается особенность распределения мощностного потока по колесам КМ с механической схемой трансмиссии?

3. ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ПОКАЗАТЕЛИ ОПОРНОЙ ПРОХОДИМОСТИ КОЛЕСНЫХ МАШИН

При оценке опорной проходимости КМ необходимо иметь большой объем исходных данных по ОП и параметрам, характеризующим взаимодействие с ней беговой дорожки (протектора) шины.

Параметры ОП ($\rho_{г.ч}$, $\rho_{г.ск}^{\max}$, $\rho_{г}$, W , $E_{г}$, $\varphi_{г}$, $c_{г}$, $t_{рел}$, $k_{j_m г}$ = $k_{г.сж}$, $k_{j_0 г}$, $k_{a_t г}$, $H_{г}$) и системы шина — грунт ($\mu_{пок}$, $\mu_{ск}$, $c_{ш-г}$, $k_{j_m ш-г}$, $k_{j_0 ш-г}$, $k_{a_t ш-г}$, $p_{л}$) изменяются в широких диапазонах для одного типа ОП. Их влияние на зависимость $k_{тяг}(s_{б\sum})$ при качении КД с шиной 14.00–20 мод. ОИ-25 ($P_z = 22,5$ кН, $p_w = 0,2$ МПа, $h_{z0} = 0,057$ м, $\tilde{k}_{сж} = \tilde{k}_{изг} = k_{изг-сж} = 0,6$) по рыхлой пахоте осенью ($\rho_{г.ч} = 2,7$ т/м³, $\rho_{г.ск}^{\max} = 2,1$ т/м³, $\rho_{г} = 1,5$ т/м³, $E_{г} = 1,0$ МПа, $\varphi_{г}^* = 11^\circ$, $c_{г} = c_{ш-г} = 0,025$ МПа, $t_{рел} = 0,046$ с, $k_{j_0 г} = k_{j_0 ш-г} = 0,1$, $k_{a_t г} = k_{a_t ш-г} = 0,05$, $H_{г} = 0,5$ м, $\mu_{ск} = 0,2$, $k_{j_m г} = k_{г.сж} = 0,15$) представлено на рис. 3.1. В реальных условиях параметры ОП взаимосвязаны и изменение одних, например плотности $\rho_{г}$, приводит к изменению других.

Наибольшее влияние на опорную проходимость КД оказывают параметры грунта $\rho_{г}$, $E_{г}$, $\varphi_{г}$, $c_{г}$, $H_{г}$, а при большой насыщенности протектора — параметры $\mu_{ск}$, $c_{ш-г}$. Коэффициенты $k_{j_{mi}}$ и $k_{j_{0i}}$ оказывают меньшее влияние, а в реальных условиях незначительно колеблются относительно средних значений $\bar{k}_{j_{0i}} = 0,1$; $\bar{k}_{j_{m ш-г}} = 0,15$; $\bar{k}_{a_t ш-г} = 0,05$.

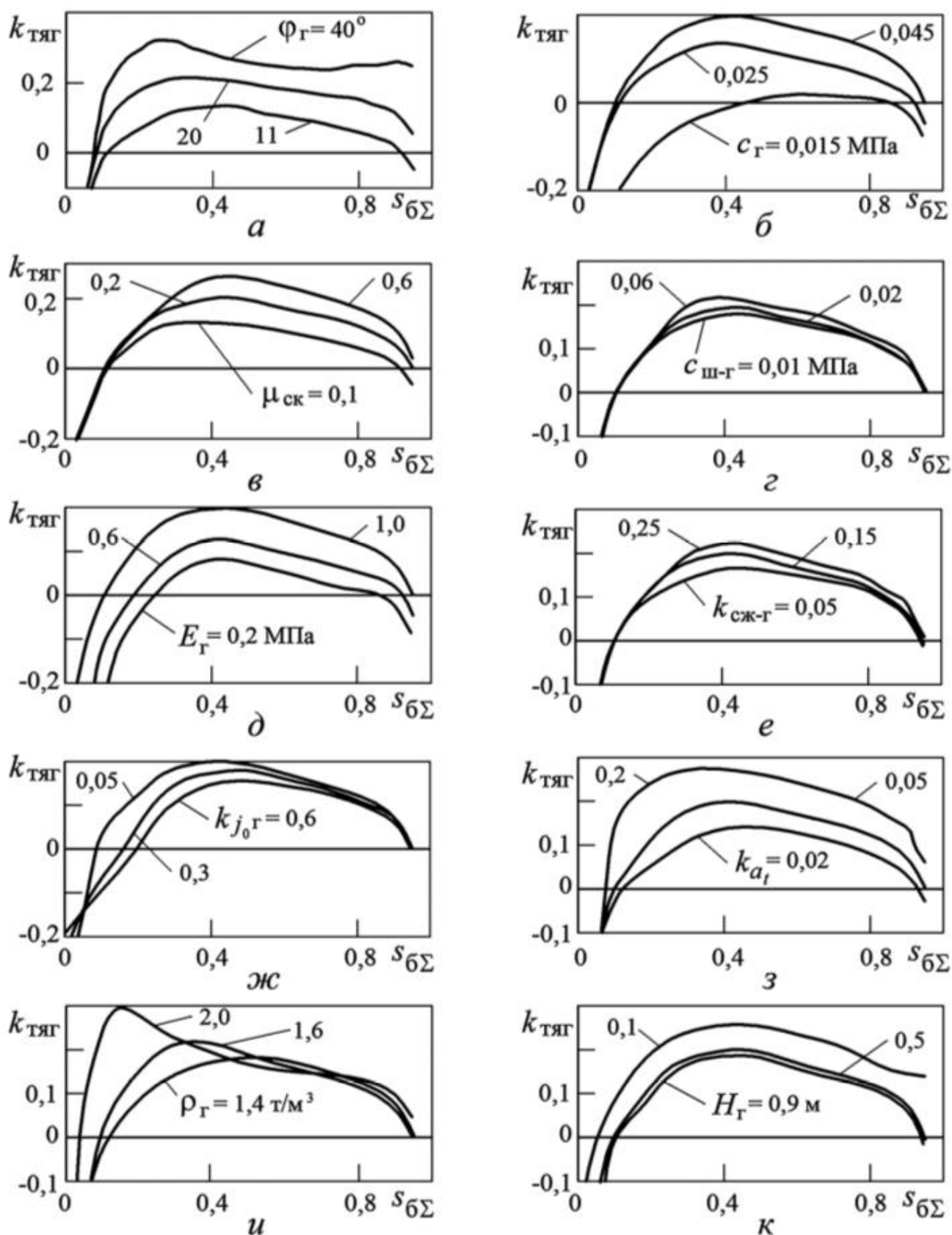


Рис. 3.1. Характеристики опорной проходимости шины 14.00–20 мод. ОИ-25 при качении по рыхлой пахоте осенью и изменяемых параметрах ОП и системы шина — грунт

3.1. Прямолинейное движение колеса

Эластичные колеса характеризуются многими параметрами, основными из которых являются геометрические ($r_{\text{св}}$, $B_{\text{об}}$, $B_{\text{ш}}$, $H_{\text{ш}}$, $b_{\text{б.д}}$, $h_{\text{б.д}}$, $h_{\text{грз}}$, $k_{\text{грз}}$, $n_{\text{грз}}$) и эксплуатационные (p_w , P_z , v_k).

Геометрические параметры колес ограничиваются возможностями компоновки КМ, при которой определяющим является свободный радиус колеса, для реальных полноприводных КМ составляющий $r_{\text{св}} = 0,4 \dots 1,5$ м. Ниже представлен анализ опорной проходимости колес с $0,5 < r_{\text{св}} \leq 1$ м для шины, близкой к базовой $1600 \times 600 - 685$, при нормальной силе $P_z = 70$ кН, высоте грунтозацепа $h_{\text{грз}} = 25$ мм, деформации профиля на твердой ОП $h_{z0} = 80$ мм, $\tilde{h}_{zш0} = h_{z0}/H_{\text{ш}} = 0,175$, $B_{\text{об}}/B_{\text{ш}} = 0,833$, $B_{\text{ш}}/H_{\text{ш}} = 1,31$, $b_{\text{б.д}}/B_{\text{ш}} = 0,83$, $h_{\text{б.д}}/H_{\text{ш}} = 0,087$ и движении колеса по деформируемой ОП толщиной $H_r = 0,5$ м.

Основными параметрами протектора шины являются его ширина $b_{\text{б.д}}$ и рисунок, а также коэффициент насыщенности $k_{\text{грз}}$, высота $h_{\text{грз}}$ и число $n_{\text{грз}}$ (шаг $t_{\text{грз}}$) грунтозацепов. Рассмотрим упрощенную модель колеса с грунтозацепами, расположенными параллельно его оси.

При качении по ДОП эластичного колеса с переменными геометрическими и нагрузочными параметрами качественно и количественно изменяются характеристики опорной проходимости ($k_{\text{тяг}}(s_{\text{б}\Sigma})$, $f_{N_f}(s_{\text{б}\Sigma})$, $f_{N_f}(k_{\text{тяг}})$, $h_r(s_{\text{б}\Sigma})$), а также оптимальное значение коэффициента продольного скольжения $s_{\text{б}\Sigma}^{\text{опт}}$, при котором коэффициент свободной силы тяги $k_{\text{тяг}}^{\text{max}}$ максимален (рис. 3.2). При интенсивном буксовании характеристики опорной проходимости резко ухудшаются. Анализировать весь объем получаемой информации проблематично и трудоемко, поэтому остановимся только на коэффициентах $k_{\text{тяг}}^{\text{max}}$ и f_{N_f} без конкретизации коэффициента $s_{\text{б}\Sigma}^{\text{опт}}$, который при незначительном изменении исходных геометрических и нагрузочных параметров колеса на конкретной ОП изменяется (его влияние проявляется в значениях f_{N_f} и h_r).

В первую очередь при постоянных значениях $k_{\text{грз}}$ и $n_{\text{грз}}$ рассмотрим высоту грунтозацепа $h_{\text{грз}}$, которая определяет значения элементарных реакций отпора и трения в зоне впадин. Оценка оптимальной высоты $h_{\text{грз}}^{\text{опт}}$ позволит в дальнейшем упростить анализ влияния других параметров колеса.

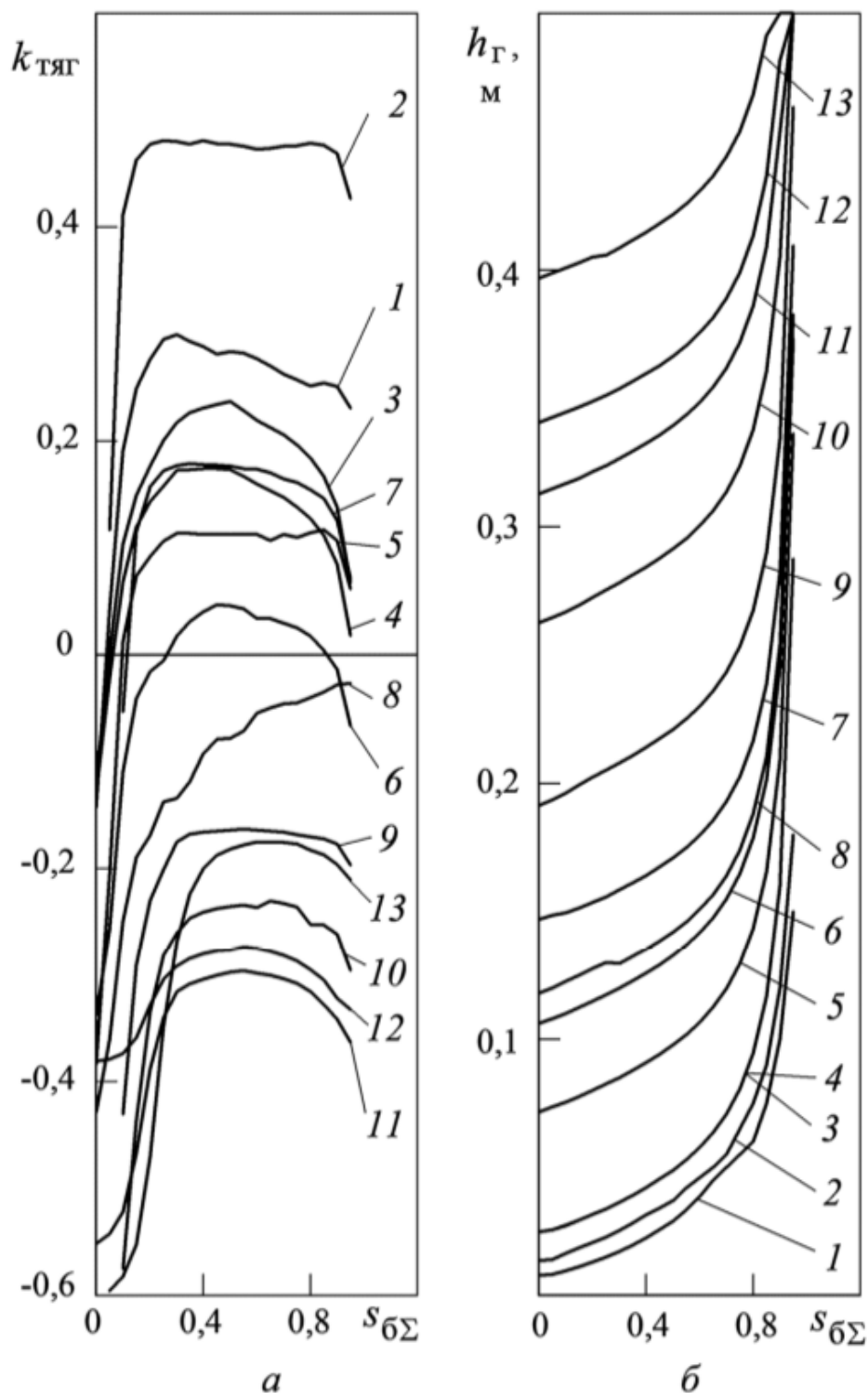


Рис. 3.2. Зависимость характеристик опорной проходимости колеса с шиной 1600×600–685 при движении по ОП толщиной $H_{\text{г}} = 0,5$ м (1–13 — см. подпись к рис. 1.16)

На рис. 3.3, а видно, что с увеличением $h_{\text{грз}}$ значения $k_{\text{тяг}}^{\text{max}}$ для большинства ОП вначале увеличиваются, достигают максимума при оптимальной высоте $h_{\text{грз}}^{\text{опт}}$, а затем снижаются. На песке (кривая 2) значение $k_{\text{тяг}}^{\text{max}}$ достигается при незначительной высоте грунтозацепов $h_{\text{грз}}^{\text{опт}} = 6$ мм. С уменьшением прочности ОП высота $h_{\text{грз}}^{\text{опт}}$

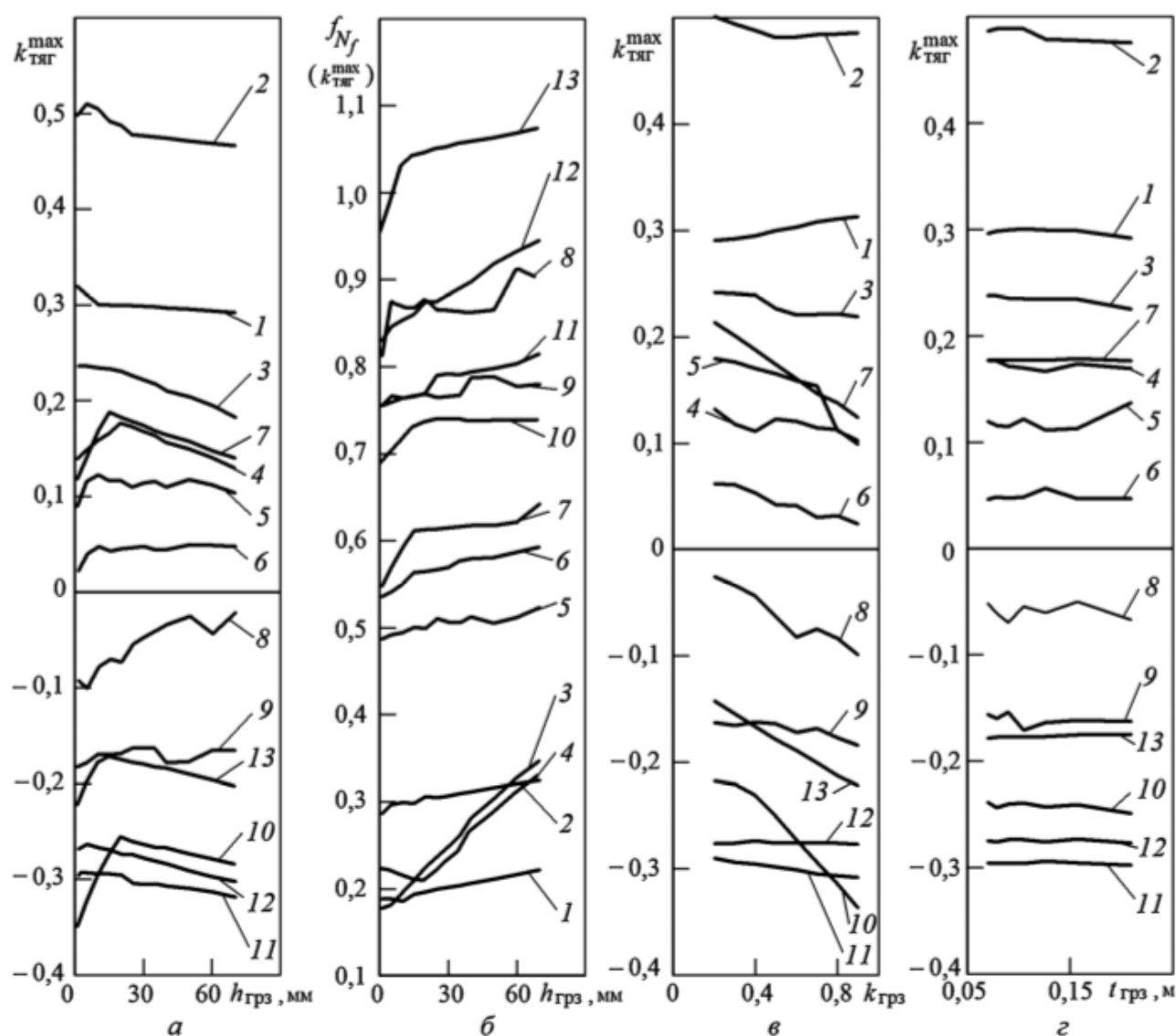


Рис. 3.3. Зависимость характеристик опорной проходимости колеса от параметров протектора шины 1600×600–685 при движении по ОП толщиной $H_r = 0,5$ м (1–13 — см. подпись к рис. 1.16)

увеличивается (кривая 7) до 15 мм, а с дальнейшим увеличением $h_{грз}$ коэффициент $k_{тяг}^{max}$ интенсивно снижается. На большинстве других ОП наблюдается аналогичная картина, однако значение $k_{тяг}^{max}$ уменьшается менее интенсивно. В наибольшей мере влияние высоты грунтозацепа проявляется на снеге (кривые 10 и 13), где с увеличением $h_{грз}$ до 20 и 15 мм соответственно коэффициент $k_{тяг}^{max}$ сначала возрастает, а затем снижается. Только для двух ОП — пахоты и целины осенью (кривые 6 и 8) — значения $k_{тяг}^{max}$ постоянно возрастают с повышением $h_{грз}$.

Для однородной по глубине ОП оптимальная высота грунтозацепа, соответствующая максимальной тяге, находится в диапазоне $h_{грз}^{опт} = 15...25$ мм.

Затраты мощности f_{N_f} (рис. 3.3, б) и глубина колеи h_r при $k_{\text{тяг}}^{\text{max}}$ на всех ОП с увеличением высоты грунтозацепа возрастают.

На неоднородных ОП с прочным подслоем при повышении $h_{\text{грз}}$ возможно увеличение опорной проходимости колеса, которая, однако, может быть ограничена проседанием оси в результате фрезерования ОП и вывешиванием колеса или КМ.

Дальнейший анализ влияния параметров колеса будем проводить при постоянной высоте грунтозацепа $h_{\text{грз}} = 25$ мм, близкой к оптимальной.

На слабо- и сильнодеформируемых ОП изменение коэффициента насыщенности протектора $k_{\text{грз}}$ мало сказывается на $k_{\text{тяг}}^{\text{max}}$ (рис. 3.3, в). При повышении коэффициента $k_{\text{грз}}$ значения $k_{\text{тяг}}^{\text{max}}$ могут немного снижаться (кривые 3 и 11) или повышаться (кривые 1 и 12). На ОП средней деформируемости (кривые 5–8) с увеличением $k_{\text{грз}}$ значения $k_{\text{тяг}}^{\text{max}}$ плавно снижаются. Аналогичная картина, но в гораздо большей степени характерна для сильнодеформируемых снежных ОП (кривые 10 и 13). Заметим, что с увеличением $k_{\text{грз}}$ на всех ОП значения f_{N_f} и h_r при $k_{\text{тяг}}^{\text{max}}$ уменьшаются.

Влияние шага $t_{\text{грз}}$ или числа $n_{\text{грз}}$ грунтозацепов при постоянных значениях $h_{\text{грз}} = 25$ мм, $k_{\text{грз}} = 0,47$ на коэффициент $k_{\text{тяг}}^{\text{max}}$ иллюстрирует рис. 3.3, г. Число грунтозацепов, определяющее их шаг, изменяется в диапазоне $n_{\text{грз}} = 24 \dots 72$ с приращением шага $\Delta t_{\text{грз}} = 8$ мм ($t_{\text{грз}} = 70 \dots 209$ мм). Видно, что для большинства ОП это влияние незначительно. Из общей тенденции выпадает супесь средней влажности (кривая 5), для которой при $t_{\text{грз}} > 150$ мм значения $k_{\text{тяг}}^{\text{max}}$ возрастают. При малом буксовании колеса шаг $t_{\text{грз}}$ незначительно сказывается на деформации грунта h_r .

Поскольку геометрические параметры колеса и шины колеблются в широких пределах: $r_{\text{св}} = 0,5 \dots 1,0$ м; $B_{\text{ш}} = 0,15 \dots 1,2$ м; $H_{\text{ш}}/B_{\text{ш}} = 1,2 \dots 0,4$, рассмотрим следующие варианты:

1) изменение свободного радиуса $r_{\text{св}}$ и диаметра обода $d_{\text{об}}$ при постоянных параметрах $B_{\text{ш}}$ и $H_{\text{ш}}$ профиля шины (рис. 3.4, а, б);

2) изменение свободного радиуса $r_{\text{св}}$ при постоянном диаметре обода $d_{\text{об}}$, переменных $B_{\text{ш}}$ и $H_{\text{ш}}$, но постоянном отношении $B_{\text{ш}}/H_{\text{ш}} = 1,31$ (рис. 3.4, в);

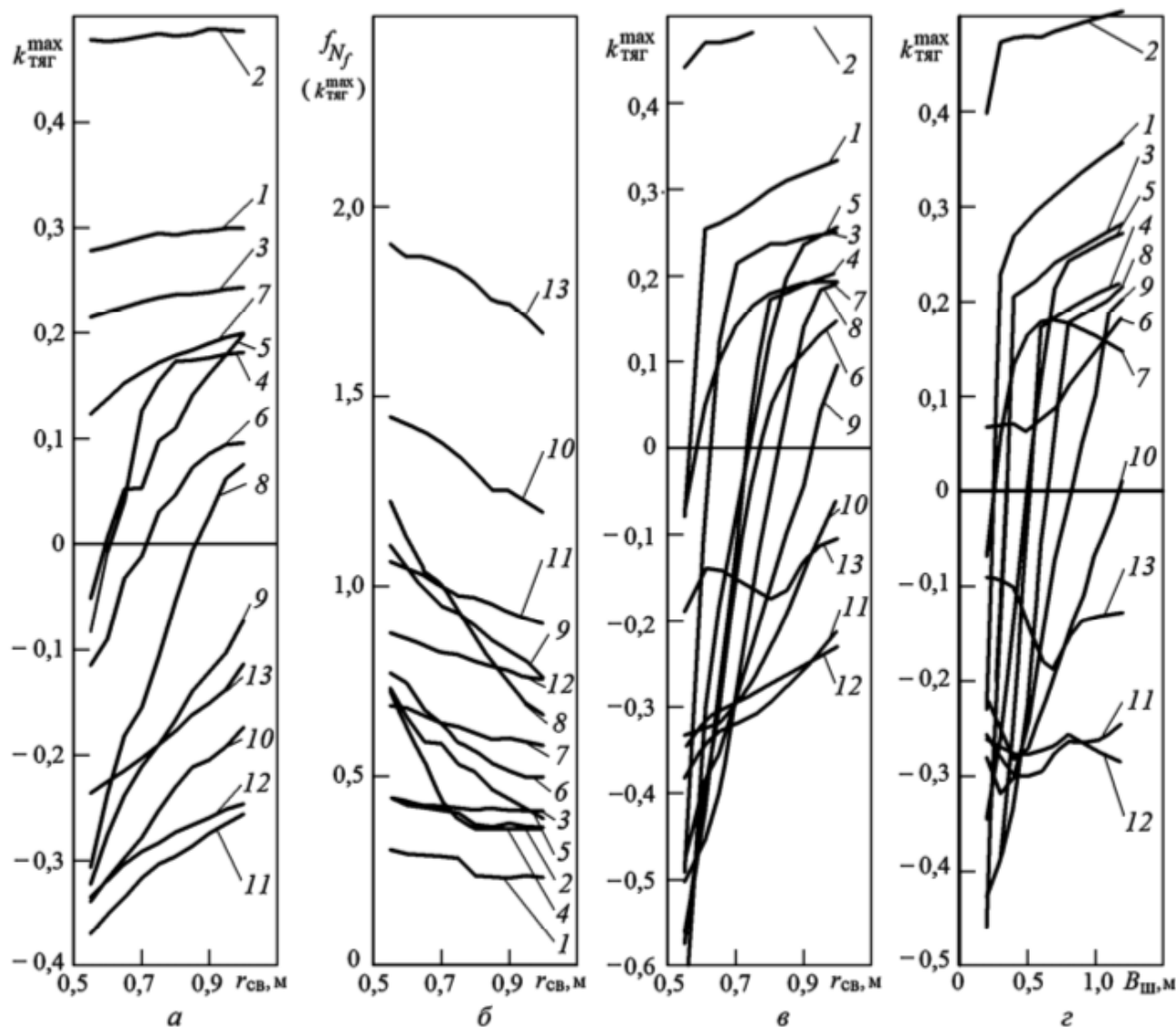


Рис. 3.4. Зависимость характеристик опорной проходимости колеса от его геометрии при движении по ОП толщиной $H_r = 0,5$ м (1–13 — см. подпись к рис. 1.16)

3) изменение ширины профиля шины $B_{ш}$ при $r_{св} = 0,8$ м и $d_{об} = 0,685$ м (рис. 3.4, г).

Из анализа представленных кривых следует, что с увеличением размеров шины опорная проходимость колеса улучшается, причем эффект от увеличения только радиуса $r_{св}$ наименьший (см. рис. 3.4, а).

Максимальный эффект наблюдается при одновременном увеличении $r_{св}$ и параметров профиля шины (см. рис. 3.4, в), а значит, и нормальной деформации h_z при постоянном значении $\tilde{h}_{zш0} = 0,175$.

При увеличении ширины профиля шины (см. рис. 3.4, г) возрастает эффективность колеса, но в меньшей мере, чем при $\tilde{h}_{zш0} = \text{const}$ (см. рис. 3.4, в).

В наибольшей степени опорная проходимость улучшается при небольших значениях геометрических параметров колеса, и в зависимости от типа ОП параметры проходимости изменяются от единиц до сотен процентов.

Поскольку давление p_w воздуха в шине определяет нормальную жесткость колеса, его можно косвенно характеризовать нормальной относительной деформацией $\tilde{h}_{zш0}$ профиля шины на твердой ОП. С увеличением $\tilde{h}_{zш0}$ возрастает коэффициент $k_{тяг}^{max}$, причем интенсивнее в зоне малых значений $\tilde{h}_{zш0}$ (рис. 3.5, а). На большинстве ОП с увеличением $\tilde{h}_{zш0}$ коэффициент мощности сопротивления движению f_{Nf} уменьшается (рис. 3.5, б), однако для некоторых ОП при $\tilde{h}_{zш0} > 0,15...0,25$ его значения возрастают

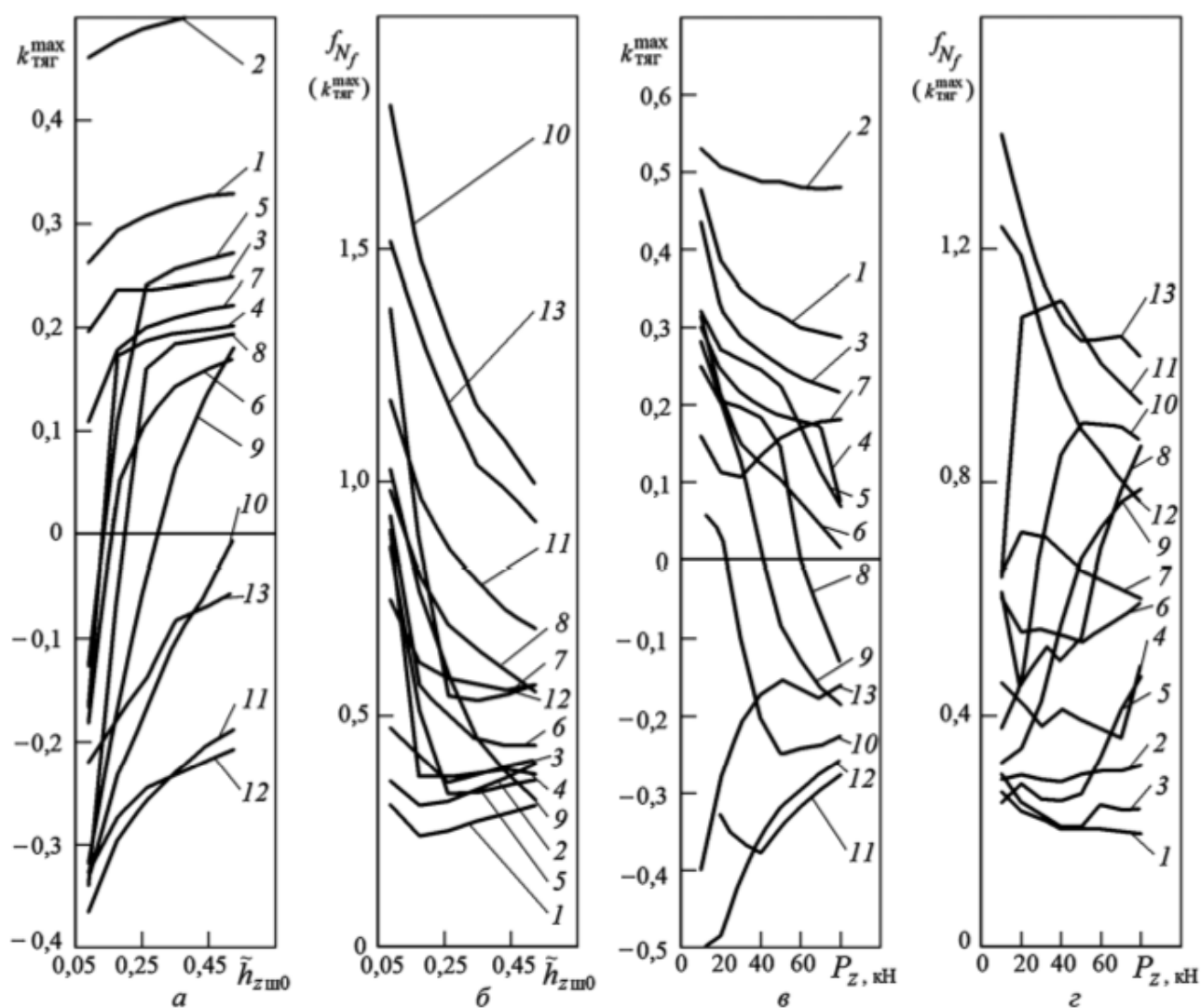


Рис. 3.5. Зависимость характеристик опорной проходимости колеса от относительной деформации профиля (а, б) и нормальной силы (в, г) при движении по ОП толщиной $H_r = 0,5$ м (1–13 — см. подпись к рис. 1.16)

(кривые 1–5, 12). Влияние давления p_w или относительной деформации $\tilde{h}_{zш0}$ наиболее эффективно на ОП средней деформируемости (кривые 5, 6, 8, 9) и снеге (кривые 10 и 13), для других ОП оно незначительно.

Изменение коэффициентов $k_{\text{тяг}}^{\text{max}}$ и f_{N_f} в зависимости от нормальной силы P_z при постоянном давлении воздуха в шине p_w ($\tilde{h}_{zш0} = 0,175$ при $P_z = 70$ кН) показано на рис. 3.5, в, г. Для большинства ОП при уменьшении силы P_z характеристики опорной проходимости колеса улучшаются, причем для некоторых ОП изменение $k_{\text{тяг}}^{\text{max}}$ незначительно. Так, при увеличении силы P_z для одних ОП (кривые 7, 11, 12) значения $k_{\text{тяг}}^{\text{max}}$ вначале снижаются, а затем возрастают, а для других, например снега (кривая 13), наоборот, вначале возрастают, а затем снижаются.

Вблизи номинального значения $P_{z\text{ном}} = 70$ кН ($\pm 15\%$) изменение коэффициента $k_{\text{тяг}}^{\text{max}}$ мало, исключением является грунтовая дорога весной (кривая 4), у которой при $P_z > P_{z\text{ном}}$ резко снижается $k_{\text{тяг}}^{\text{max}}$ и возрастает f_{N_f} . Деформация ОП h_r с увеличением силы P_z всегда увеличивается.

На ДОП уменьшение силы P_z при неизменном давлении p_w воздуха в шине приводит к повышению тяговых возможностей колеса, причем коэффициент $k_{\text{тяг}}^{\text{max}}$ еще больше возрастает при одновременном снижении давления p_w и силы P_z .

3.2. Прямолинейное движение колесной машины

Существующие КМ, способные работать на ДОП, в зависимости от среднего нормального давления в контакте подразделяют на многоцелевые КМ ($\bar{p}_{z.м} = 0,095 \dots 0,195$ МПа), специальные большегрузные шасси ($\bar{p}_{z.м} = 0,14 \dots 0,35$ МПа) и специальные шасси малой грузоподъемности ($\bar{p}_{z.м} < 0,06$ МПа). Поскольку наибольшие проблемы с опорной проходимостью возникают у КМ с $\bar{p}_{z.м} > 0,09$ МПа, рассмотрим машины этого класса.

При движении по местности опорная проходимость КМ может быть ограничена в первую очередь углами преодолеваемого подъема, когда возрастает продольная составляющая силы тяжести P_{mx} , изменяются нормальные силы на колесах, деформации грунта и шины, увеличивается буксование и фрезерование грунта.

Проанализируем изменение коэффициента мощности сопротивления движению $f_{N_{fм}}$ от угла преодолеваемого подъема $\alpha_{опх}$ и параметров КМ.

На слабodeформируемых ОП изменение L базы КМ незначительно (до 5 %) сказывается на виде характеристик $f_{N_{fм}}(\alpha_{опх})$, которые располагаются узким пучком. На сильнодеформируемых ОП с высоким сцеплением характеристики аналогичны (рис. 3.6, а). На ОП с малым сцеплением влияние базы более существенно — разброс кривых $f_{N_{fм}}(\alpha_{опх})$ может достигать 10...30 % (рис. 3.6, б). Чем меньше база, тем выше энергозатраты. Наибольшие отличия характеристик $f_{N_{fм}}(\alpha_{опх}, L)$ наблюдаются при изменении базы в диапазоне $L = 2,2...3,3$ м при углах преодолеваемого подъема $\alpha_{опх} \geq 0,5\alpha_{опх}^{max}$ (см. рис. 3.6, б, в). Дальнейшее увеличение базы незначительно влияет на опорную проходимость КМ. Влияние базы в большей степени проявляется у КМ с большим давлением $\bar{p}_{z.м}$. Деформация грунта h_r в зависимости от базы изменяется менее существенно, чем коэффициент мощности сопротивления движению $f_{N_{fм}}$.

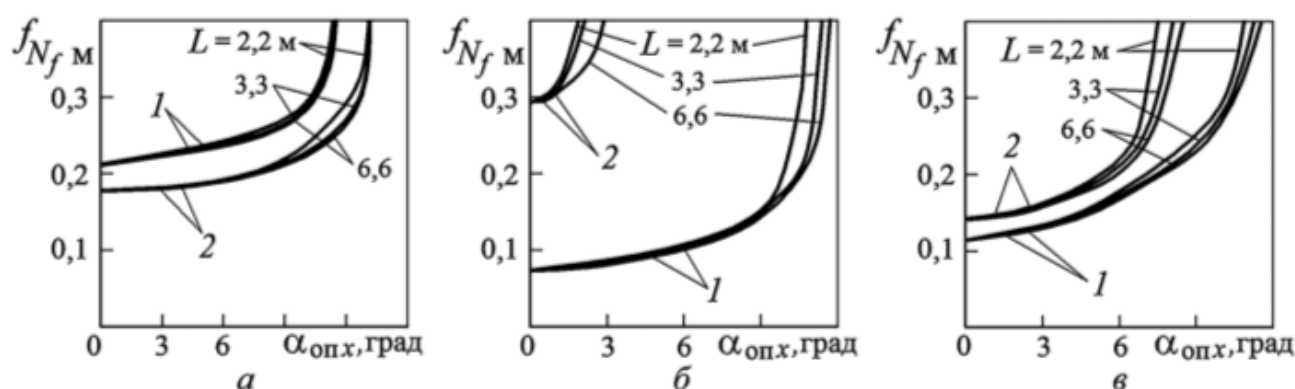


Рис. 3.6. Зависимость $f_{N_{fм}}(\alpha_{опх})$ при изменении базы КМ 4×4 с блокированной схемой трансмиссии при прямолинейном движении по песку пылеватому рыхлому (а), суглинку $W = W_L$ (б) и рыхлой пахоте осенью (в) толщиной $H_r = 0,5$ м:

1 — шина 425/85 R21, $P_z = 29,4$ кН, $p_w = 0,1$ МПа; 2 — шина 1600×600–685, $P_z = 70$ кН, $p_w = 0,05$ МПа

Влияние числа осей n_o КМ на ее опорную проходимость рассмотрим с нескольких позиций (рис. 3.7), не предусматривая при этом изменение (замену) КД (шины).

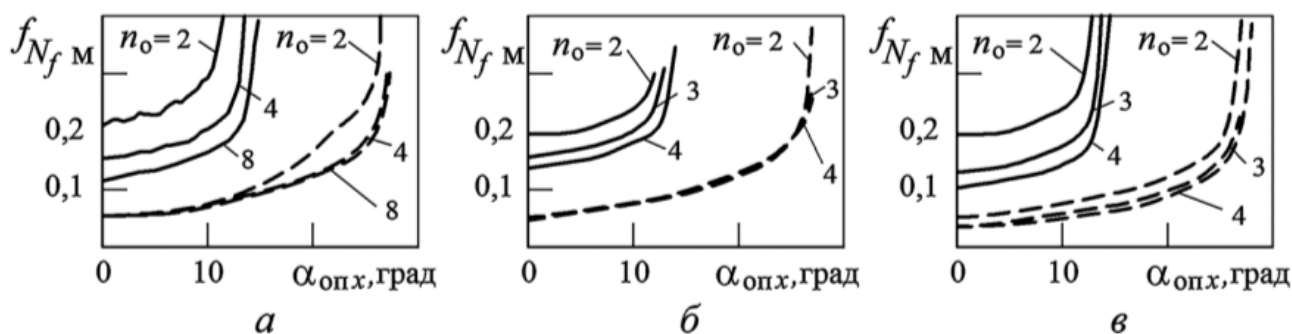


Рис. 3.7. Влияние числа осей на показатели опорной проходимости КМ при движении по песку пылеватому рыхлому (сплошные линии) и плотному (штриховые линии):

a — первое направление; *б* — второе направление; *в* — третье направление

Во-первых, увеличение числа осей n_o с пропорциональным повышением полной массы $m_{\Pi} = n_o \cdot 2P_{zном}/g$ и базы $L = (n_o - 1)l_{i,i+1}$ (рис. 3.7, *a*) повышает опорную проходимость КМ, уменьшает затраты мощности f_{NfM} на ее передвижение, увеличивает максимальные углы преодолеваемого подъема $\alpha_{опх}^{max}$. Количественный рост характеристик опорной проходимости зависит от нормального среднего давления $\bar{p}_{z.м}$ и деформируемости ОП. Так, при $\bar{p}_{z.м} < 0,1$ МПа (многоцелевые КМ с $p_w = 0,1$ МПа) на слабодеформируемых ОП улучшение характеристик незначительно и в основном проявляется при $\alpha_{опх} \geq 0,5\alpha_{опх}^{max}$ (узкий пучок кривых $f_{NfM}(\alpha_{опх}, n_o, m_{\Pi})$). На среднедеформируемых ОП и ОП с малым сцеплением увеличение n_o благоприятно сказывается во всем диапазоне $\alpha_{опх}$ (широкий пучок кривых), значительно снижается f_{NfM} и повышается $\alpha_{опх}^{max}$. На сильнодеформируемых ОП движение возможно только при числе осей больше $n_o > 4$. При высоком $p_w = 0,4$ МПа и $\bar{p}_{z.м} > 0,2$ МПа характер кривых $f_{NfM} = f(\alpha_{опх}, n_o, m_{\Pi})$ идентичен, однако увеличивается их разброс и в большей мере сказывается влияние числа осей. Влияние числа осей (их увеличение) более существенно сказывается при достаточно жестких шинах.

Для большегрузных КМ с $\bar{p}_{z.м} = 0,2 \dots 0,4$ МПа характер кривых $f_{NfM}(\alpha_{опх}, n_o, m_{\Pi})$ аналогичен, но максимальные углы преодолеваемого подъема $\alpha_{опх}^{max}$ немного меньше, а затраты на передвижение в связи с большей деформируемостью ОП выше. В результате при движении по ДОП увеличение числа осей n_o более

эффективно сказывается на повышении опорной проходимости большегрузных КМ, чем многоцелевых КМ (шире пучок кривых $f_{N_{fM}}(\alpha_{опх}, n_o, m_{п})$).

Во-вторых, увеличение числа осей n_o с пропорциональным повышением полной массы $m_{п} = n_o \cdot 2P_{зном}/g$ при неизменной базе L и различном межосевом расстоянии (рис. 3.7, б) обеспечивает рост грузоподъемности и полной массы КМ при сохранении ее общих габаритных размеров. На слабodeформируемых ОП опорная проходимость КМ улучшается на доли процента, а на сильнодеформируемых — до 30 %. Если сравнивать характеристики в этом случае с предыдущими, то можно констатировать меньшее изменение кривых $f_{N_{fM}}(\alpha_{опх}, n_o, m_{п})$, однако превосходство первого варианта над вторым весьма незначительно.

В-третьих, увеличение числа осей n_o при неизменных полной массе $m_{п}$ и базе L с уменьшением нормальных сил $P_{зном} = 0,5m_{п}g/n_o$, действующих на колеса (рис. 3.7, в), обеспечивает значительное улучшение опорной проходимости КМ на всех ОП (на ДОП затраты на передвижение снижаются в 1,5 и более раз и возрастает угол $\alpha_{опх}^{max}$).

Расположение осей по базе l_{li} определяет распределение нормальных сил P_{zi} по осям при заданном положении центра масс l_{1c} . Пусть центр масс находится в середине базы ($l_{1c} = 0,5L$), а расположение осей характеризуется следующими схемами: 1–2–3, 1–23 и 12–3 (разнесенные оси разделены знаком «–») (рис. 3.8). Видно, что изменение l_{li} не приводит к существенному изменению опорной проходимости КМ 6×6. В зависимости от типа ОП и числа осей n_o перегрузка передних или задних осей по-разному влияет на коэффициент сопротивления движению, причем в большей мере сказывается распределение вертикальных сил по осям, а не их расположение по базе.

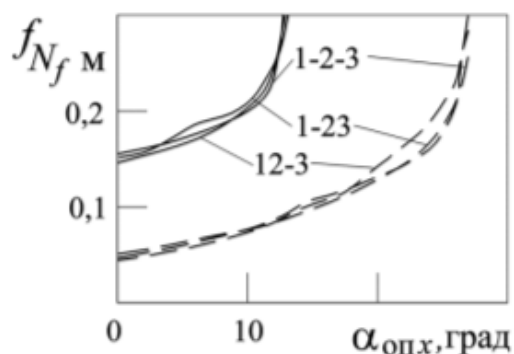


Рис. 3.8. Влияние расположения осей по базе КМ 6×6 при $l_{1c}/L = 0,5$ на показатели опорной проходимости при движении по песку пылеватому рыхлому (сплошные линии) и плотному (штриховые линии)

На распределение сил P_{zi} по осям наибольшее влияние оказывает положение центра масс l_{1C} , а также система поддрессоривания, обеспечивающая в некотором диапазоне корректировку их распределения. Не углубляясь в сложные системы поддрессоривания, оценим влияние распределения сил P_{zi} на опорную проходимость КМ с одинаковой подвеской и изменяемым положением центра масс (рис. 3.9).

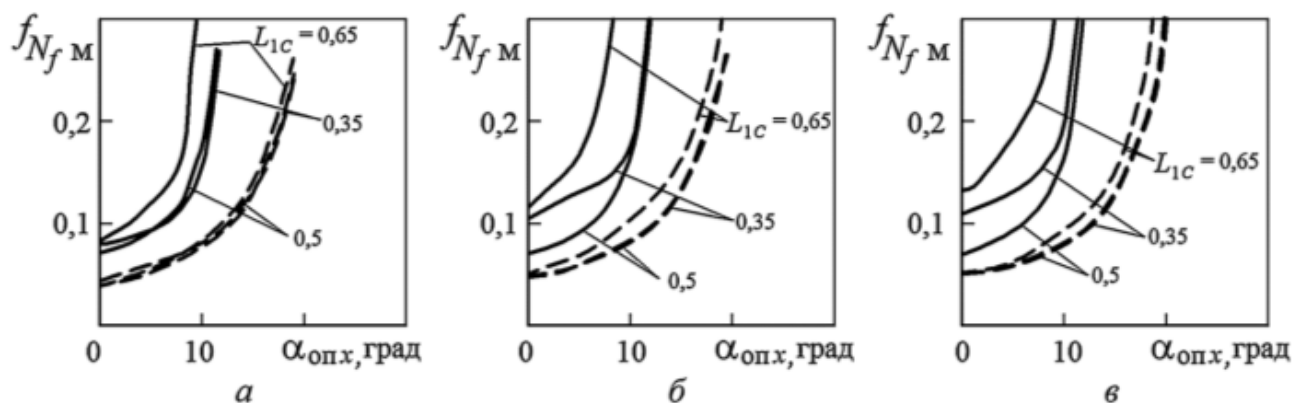


Рис. 3.9. Влияние относительного положения центра масс l_{1C}/L на показатели опорной проходимости КМ с шиной 425/85 R21, $P_z = 29,4$ кН, $p_w = 0,1$ МПа с колесной формулой 4×4 (а), 6×6 (б) и 10×10 (в) при движении по суглинку при $W = W_L$ (сплошные линии), $W = 0,6W_L$ (штриховые линии) и $H_r = 0,4$ м

Наименьшие затраты мощности f_{NfM} и наибольший угол преодолеваемого подъема $\alpha_{опх}^{max}$ обеспечиваются при равномерном распределении нормальных сил по осям $l_{1C}/L = 0,5$. При смещении центра масс назад от середины базы $l_{1C}/L = 0,65$ параметры опорной проходимости ухудшаются (до 20 %) на всех ОП и при различной осности КМ. То же, но в меньшей степени, наблюдается при смещении центра масс вперед: $l_{1C}/L = 0,35$. При малой осности $n_o = 2$ смещение центра масс вперед незначительно (до 5 %) снижает коэффициент f_{NfM} в зоне малых углов $\alpha_{опх}$ на слабо- и среднедеформируемых ОП. Сдвиг центра масс от середины базы в наибольшей мере сказывается при движении по суглинку с влажностью, равной пределу текучести ($W = W_L$), и по старому плотному и сухому снегу. Затраты мощности на передвижение возрастают в 1,5–2 раза, на 30...50 % снижается угол $\alpha_{опх}^{max}$. Следовательно, распределение сил P_{zi} по осям влияет на опорную про-

ходимость в наибольшей мере при перегрузке задних осей и при движении по ОП с малой несущей способностью.

При постоянных полной массе и базе КМ возможно множество компоновочных вариантов установки шин различных габаритов и их числа (рис. 3.10).

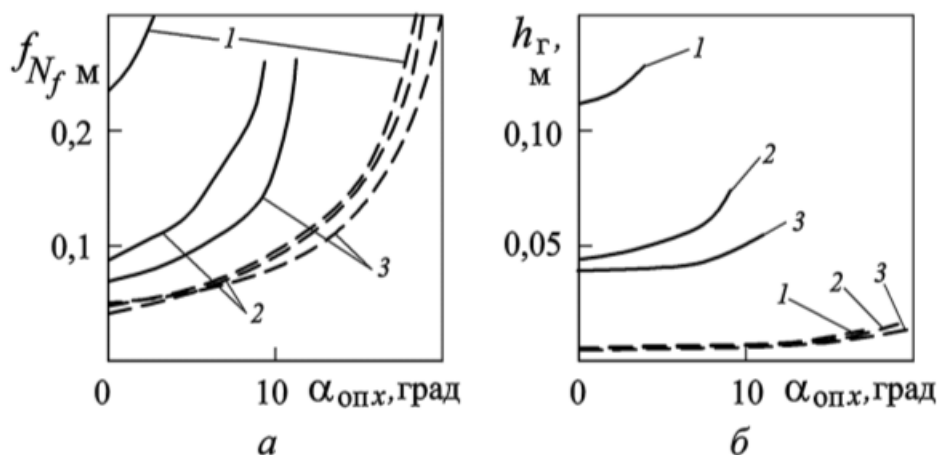


Рис. 3.10. Влияние размерности шин и числа осей КМ ($m_{п} = 29\,400$ кг; $L = 6,6$ м) на показатели опорной проходимости при движении по суглинку при $W = W_L$ (сплошные линии) и $W = 0,6W_L$ (штриховые линии): 1 — 4×4 , $1600 \times 600-685$ ($P_{zi} = 72,2$ кН, $P_{z\text{ ном}} = 79$ кН); 2 — 8×8 , $425/85R\,21$ ($P_{zi} = 36,1$ кН, $P_{z\text{ ном}} = 30$ кН); 3 — 10×10 , $425/85R\,21$ ($P_{zi} = 28,9$ кН, $P_{z\text{ ном}} = 30$ кН)

При анализе кривых явно прослеживаются преимущества КМ с большим числом осей n_o — у них меньше $f_{N_f M}$, а значит, деформация грунта, больше угол $\alpha_{опх}^{\max}$; они обеспечивают незначительную подвижность на ОП, где движение КМ 4×4 невозможно. Естественным, увеличение n_o значительно усложняет конструкцию КМ, однако уменьшение габаритов колес снижает неопдресоренную массу и высоту расположения центра масс, увеличивает максимально допустимую (по шине) скорость движения КМ, максимальные углы поворота колес и уменьшает радиус поворота. Значительное снижение диаметра шины с увеличением числа осей приводит к ухудшению опорной проходимости.

Изменение давления воздуха p_w в шинах при движении по ДОП позволяет повысить эксплуатационные характеристики КМ с различным числом осей и разными шинами (рис. 3.11).

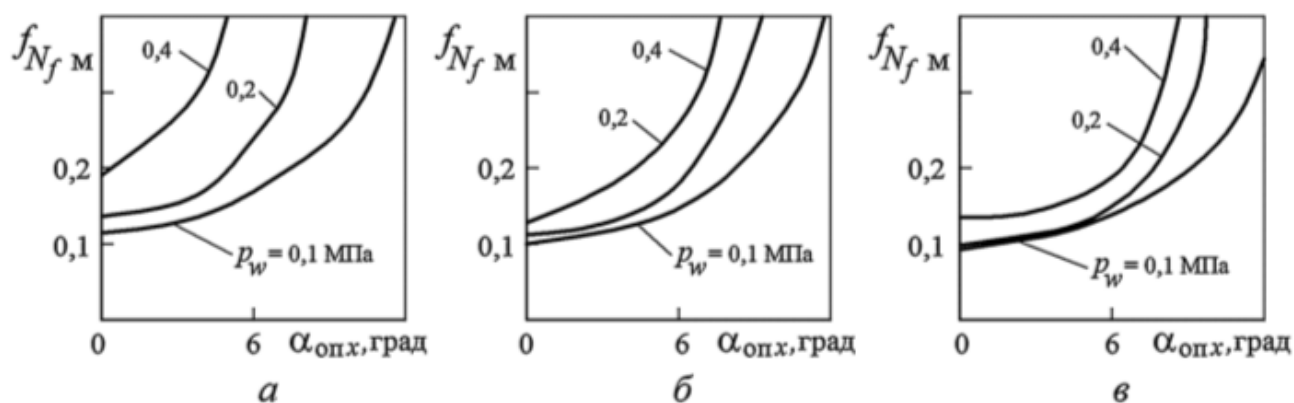


Рис. 3.11. Влияние давления воздуха p_w в шинах 425/85 R21 на параметры опорной проходимости КМ 4×4 (а), 8×8 (б) и 16×16 (в) ($P_{zi} = \text{const}$) при движении по рыхлой пахоте осенью

Общие тенденции при уменьшении давления воздуха p_w в шинах для колес с различными значениями $\bar{p}_z$ таковы:

- снижение коэффициента $f_{N_f M}$ и увеличение угла $\alpha_{опх}^{\max}$ на средне- и сильнодеформируемых ОП;
- уменьшение влияния давления p_w при увеличении числа осей n_o ;
- снижение p_w на слабодеформируемых ОП относительно оптимального значения и соответствующее увеличение коэффициента $f_{N_f M}$ при незначительном увеличении угла $\alpha_{опх}^{\max}$.

Количественное улучшение опорной проходимости КМ при изменении давления воздуха в шинах зависит от типа ОП, размеров колес и нормального среднего давления, определяющего несущую способность ОП.

Поскольку на многоосных КМ возможно большое число вариантов распределения силового потока по колесам, сравнение затрат мощности проще провести для схем привода, обеспечивающих равенство на колесах каких-либо параметров. Теоретически возможно обеспечение на колесах постоянства:

- угловых скоростей ω_{ki} (блокированная схема);
- крутящих моментов M_{ki} (дифференциальная схема);
- мощностей N_{ki} ;
- коэффициентов общего продольного скольжения $s_{\Sigma i}$;
- коэффициентов непосредственного продольного скольжения s_{ji} ;
- продольных сил на оси P_{xi} ;
- относительных моментов $\tilde{M}_{ki} = M_{ki}/P_{zi}$.

На рис. 3.12 представлено изменение коэффициента мощности сопротивлений КМ 8×8 полной массой $m_m = 55$ т с шиной 1600×600–685 и $p_w = 0,4$ МПа при движении с $v_{mx} = 1$ м/с по песку пылеватому плотному ($\rho_r = 1,69$ т/м³) и рыхлому ($\rho_r = 1,45$ т/м³) при толщине слоя $H_r = 0,5$ м.

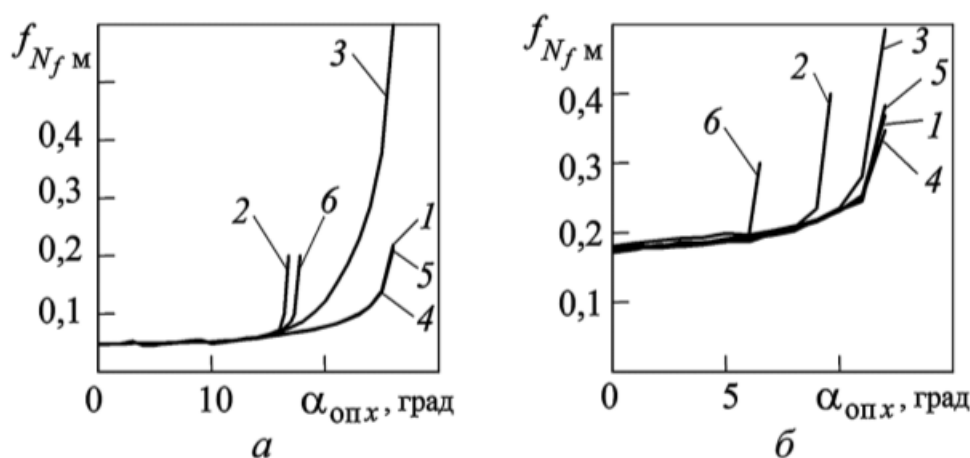


Рис. 3.12. Влияние закона распределения силового потока в КМ 8×8 с шинами 1600×600–685 при $p_w = 0,4$ МПа на ее опорную проходимость при движении по песку пылеватому плотному (а) и рыхлому (б):

1 — $\omega_k = \text{const}$, $s_{\Sigma} = \text{const}$; 2 — $M_k = \text{const}$; 3 — $N_k = \text{const}$; 4 — $\tilde{M}_k = \text{const}$; 5 — $s_{\Sigma j} = \text{const}$; 6 — $P_x = \text{const}$

При прямолинейном движении законы постоянства ω_{ki} и $s_{\Sigma i}$ идентичны.

Анализ кривых, представленных на рис. 3.12, позволяет сделать следующие выводы:

- до достижения значений $\alpha_{опх} = (0,55...0,7)\alpha_{опх}^{\max}$ (по сцеплению) влияние схемы привода на относительные энергозатраты ничтожно мало;

- при больших $\alpha_{опх}$ худшими являются законы $M_k = \text{const}$ и $P_x = \text{const}$, обеспечивающие наименьший угол $\alpha_{опх}^{\max}$ и резкое возрастание коэффициента $f_{N_{fM}}$;

- в зоне максимальных углов $\alpha_{опх}$ более благоприятными являются схемы с $\omega_k = \text{const}$, $\tilde{M}_k = \text{const}$ и $s_{\Sigma j} = \text{const}$ (отличие законов $\omega_k = \text{const}$ и $s_{\Sigma j} = \text{const}$ незначительно и проявляется только в зоне малых углов $\alpha_{опх}$);

- закон $N_k = \text{const}$ занимает промежуточное положение для твердых ОП и приближается к лучшим для ДОП;

- на твердых и слабдеформируемых ОП, в зоне малых углов $\alpha_{опх}$, худшей является схема привода с $\omega_k = \text{const}$, однако преимущества других схем малы.

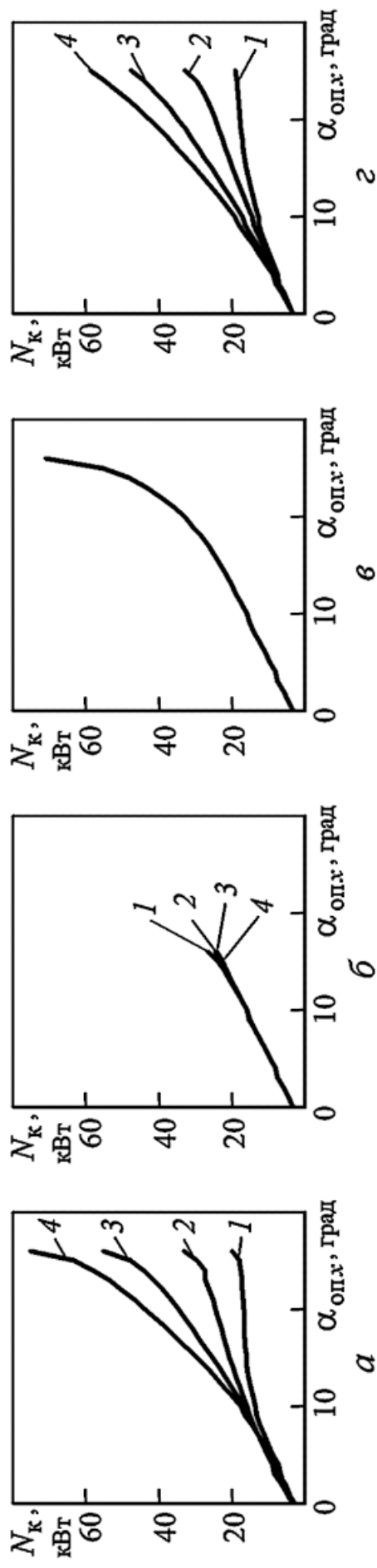


Рис. 3.13. Изменение мощности на колесах при движении по песку пылеватому плотному КМ 8×8 с законами распределения мощностного потока:

a — $\omega_k = \text{const}$; $б$ — $M_k = \text{const}$; $в$ — $N_k = \text{const}$; $г$ — $\tilde{M}_k = \text{const}$

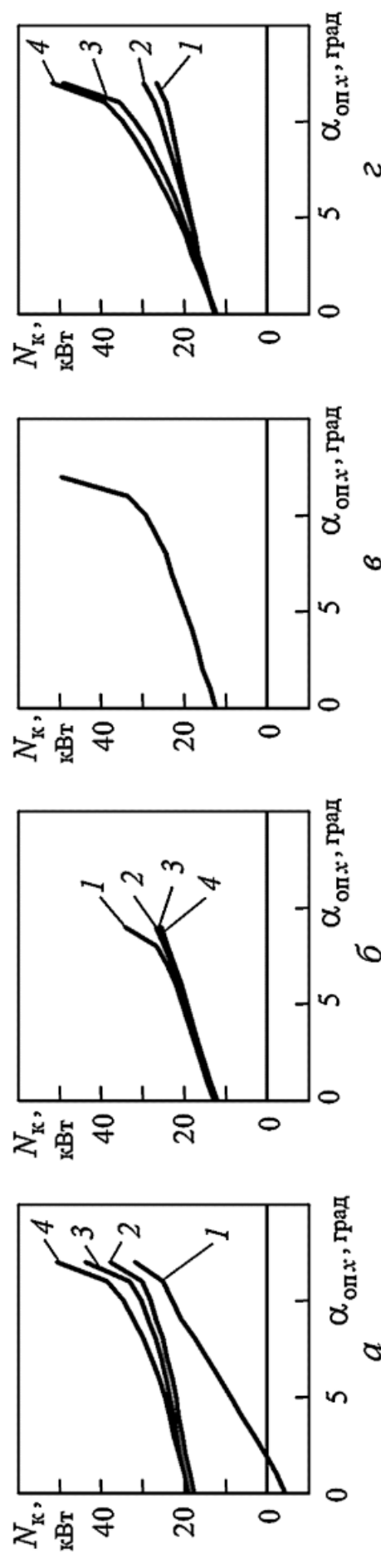


Рис. 3.14. Изменение мощности на колесах при движении по песку пылеватому рыхлому КМ 8×8 с законами распределения мощностного потока:

a — $\omega_k = \text{const}$; $б$ — $M_k = \text{const}$; $в$ — $N_k = \text{const}$; $г$ — $\tilde{M}_k = \text{const}$

Заметим, что законы $s_{6j} = \text{const}$ и $P_x = \text{const}$ на практике трудно реализуемы и не имеют преимуществ по сравнению с другими законами.

Кроме суммарных энергозатрат КМ существенное значение имеет распределение мощностей по колесам КМ, определяющее возможности их реализации по предельной мощности тягового электро- или гидродвигателя, а также нагруженность элементов механической части трансмиссии.

На рис. 3.13 и 3.14 представлено распределение мощностей по колесам КМ.

На относительно твердой ОП с ее деформацией, не превосходящей высоту грунтозацепа при движении по горизонтальной ОП (см. рис. 3.13), не возникает циркуляции мощности в трансмиссии. Законы $\omega_k = \text{const}$ и $\tilde{M}_k = \text{const}$ почти идентичны, однако при законе $\omega_k = \text{const}$ КМ преодолевает подъем на 1° выше, чем при $\tilde{M}_k = \text{const}$.

На слабых ОП (см. рис. 3.14) и при значительных деформациях (0,2...0,4 м; $H_r = 0,5$ м) и законе $\omega_k = \text{const}$ возникают отрицательные моменты на колесах первой оси в зоне малых углов подъема ОП.

Отмеченные тенденции характерны для КМ с различными числом осей, размерами, нагрузками и давлениями воздуха в шинах (рис. 3.15).

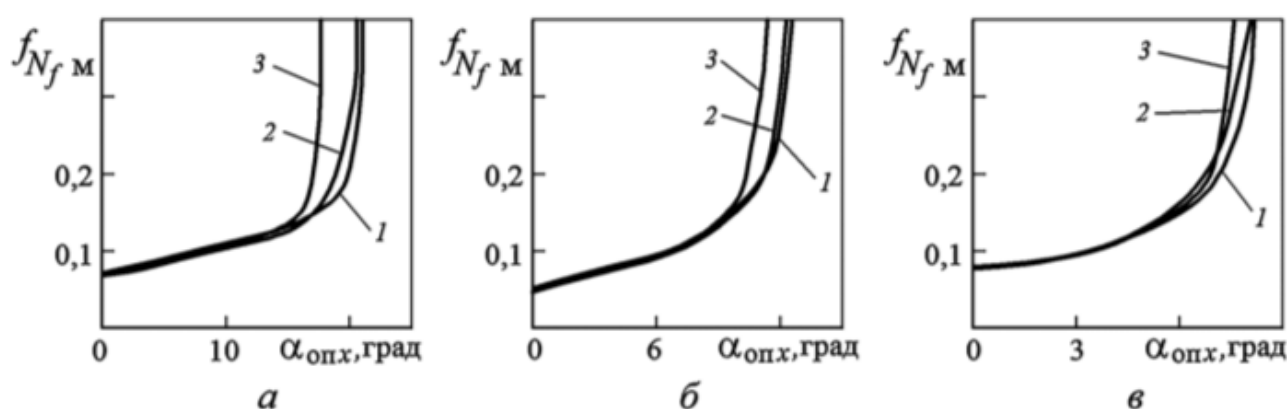


Рис. 3.15. Влияние закона распределения силового потока в КМ 4×4 с шинами 425/85R 21 ($p_w = 0,1$ МПа) на ее опорную проходимость при движении по песку пылеватому средней плотности (а), грунтовой дороге весной (б) и снегу старому рыхлому (в):

1 — $\omega_k = \text{const}$ и $s_{6\Sigma} = \text{const}$; 2 — $N_k = \text{const}$; 3 — $M_k = \text{const}$

Влияние скорости движения на зависимость $f_{N_{fM}}(\alpha_{опх})$ при прямолинейном движении незначительно, но отражается на изменении затрачиваемой мощности.

3.3. Криволинейное движение колесной машины

Сравнение параметров опорной проходимости КМ при криволинейном движении нагляднее проводить по зависимостям изменения подводимой к колесам мощности $N_{к.м}$ от угла $\theta_{1вн}$ поворота задающего (переднего внутреннего) колеса или радиуса $R_{плн}$ поворота КМ по переднему наружному колесу.

На рис. 3.16 представлены расчетные характеристики КМ 8×8 со схемой рулевого управления (РУ) 12-00 при установившемся криволинейном движении со скоростями 1, 5, 10 и 15 м/с (3,6; 18,0; 36,0 и 54,0 км/ч) с различными схемами распределения мощностного потока на песке пылеватом плотном.

Необходимо отметить, что при законе $\omega_{ki} = \text{const}$ возникает циркуляция мощности, при которой мощности по колесам бортов имеют различные знаки, и суммарное значение подводимой мощности $N_{к.м}$ уменьшается. Однако в электрической трансмиссии при отсутствии рекуперации мощности энергозатраты возрастут почти вдвое. При малых скоростях (1 и 5 м/с) даже при суммировании мощностей с различными знаками затраты мощности $N_{к.м}$ при $\omega_{ki} = \text{const}$ значительно выше, чем при других законах распределения мощности, различие которых несущественно. При высоких скоростях (10 и 15 м/с) затраты мощности в зависимости от угла $\theta_{1вн}$ стабилизируются, причем наилучшим становится закон $\dot{M}_{ki} = \text{const}$ (рис. 3.16, а).

Поскольку с изменением скорости КМ и угла $\theta_{1вн}$ изменяется положение мгновенного центра поворота $O_{п}$ ($x_{п}$ и $R_{п}$), то поворотливость КМ правильнее оценивать по зависимости $N_{к.м}(R_{п})$ на рис. 3.16, б, из которого следует, что на твердой ОП наилучшим является закон $\omega_{ki} = \text{const}$. При скоростях 10 и 15 м/с возникает боковое опрокидывание КМ (соответственно при $\theta_{1вн} = 14^\circ$ и 6°).

Смещение полюса поворота $x_{п}$ в зависимости от скорости существенно (рис. 3.16, в). При малых скоростях движения и законе $\omega_{ki} = \text{const}$ оно отрицательно и с увеличением $\theta_{1вн}$ приближается к $x_{кин}$. Для остальных законов $x_{п}$ всегда положительно и незначительно возрастает с увеличением $\theta_{1вн}$. При больших скоростях

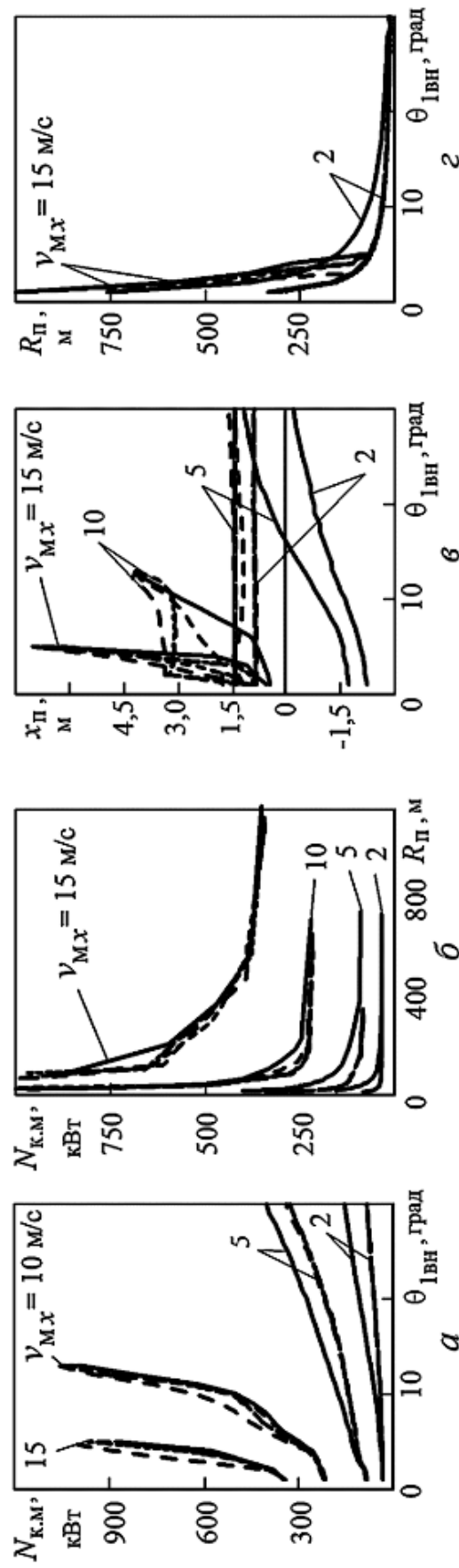


Рис. 3.16. Изменение параметров криволинейного движения КМ 8×8 на песке пылеватом плотном:

— ω_K ; - - - M_K ; - - - N_K ; - - - $S_{\Sigma K}$; - - - $\tilde{M}_K$

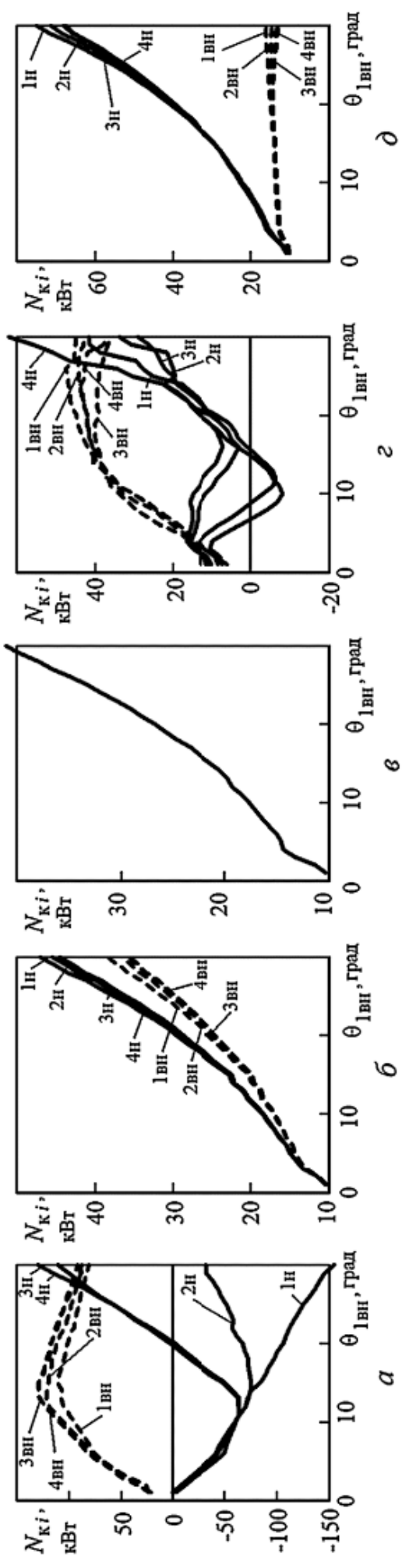


Рис. 3.17. Изменение мощности на колесах при криволинейном движении на песке пылеватом плотном КМ 8×8

со скоростью 5 м/с и законах распределения мощностного потока:

а — $\omega_{Ki} = \text{const}$; б — $M_{Ki} = \text{const}$; в — $N_{Ki} = \text{const}$; г — $S_{\Sigma Ki} = \text{const}$; д — $\tilde{M}_{Ki} = \text{const}$

для всех законов характерно значительное увеличение x_n . Это явление необходимо учитывать при оценке профильной проходимости (маневренности и габаритной полосы движения) КМ [5]. Рис. 3.16, *з* иллюстрирует значительное различие R_n при одинаковых углах $\theta_{\text{лвн}}$ и разных законах распределения мощностного потока.

Остановимся на детальной оценке влияния закона распределения мощностного потока при средней скорости движения КМ 5 м/с на песке пылеватом плотном (рис. 3.17).

При законе $\omega_{ki} = \text{const}$ возникают значительные мощности на КД бортов (рис. 3.17, *а*), имеющие различные знаки (положительные на колесах внутреннего борта и отрицательные — наружного). Существенно повышаются момент сопротивления повороту и, как следствие, мощность, необходимая для движения. Можно заключить, что в таких условиях применение закона $\omega_{ki} = \text{const}$ не оправданно.

При использовании закона $M_{ki} = \text{const}$ (рис. 3.17, *б*) мощности на колесах бортов положительны. Закон $N_{ki} = \text{const}$ (рис. 3.17, *в*) имеет преимущества по сравнению с законом $M_{ki} = \text{const}$ по мощностям, необходимым для движения в этих условиях. Постоянство на колесах общего коэффициента продольного скольжения $s_{\Sigma ki} = \text{const}$ (рис. 3.17, *з*) создает сложное изменение затрат мощности на колесах бортов, качественно близкое к закону $\omega_{ki} = \text{const}$, однако мощности при нем гораздо меньше. Значения $s_{\Sigma ki}$ не превышают 0,05.

При криволинейном движении и наличии циркуляции мощности закон $\tilde{M}_{ki} = \text{const}$ превосходит закон $\omega_{ki} = \text{const}$. Однако он не имеет преимуществ над другими законами по затрачиваемой мощности (рис. 3.17, *д*), а при больших углах поворота колес и малых радиусах поворота необходимая мощность на колесах наружного борта значительно превосходит мощности при других законах, за исключением закона $\omega_{ki} = \text{const}$.

При более высоких скоростях (см. рис. 3.16) движение КМ ограничено вероятностью бокового опрокидывания. На рис. 3.18 представлены зависимости изменения мощности на колесах при криволинейном движении КМ со скоростью 10 м/с. По нагруженности колес и углу поворота $\theta_{\text{лвн}} > 10^\circ$ наихудшей является схема с $\tilde{M}_{ki} = \text{const}$.

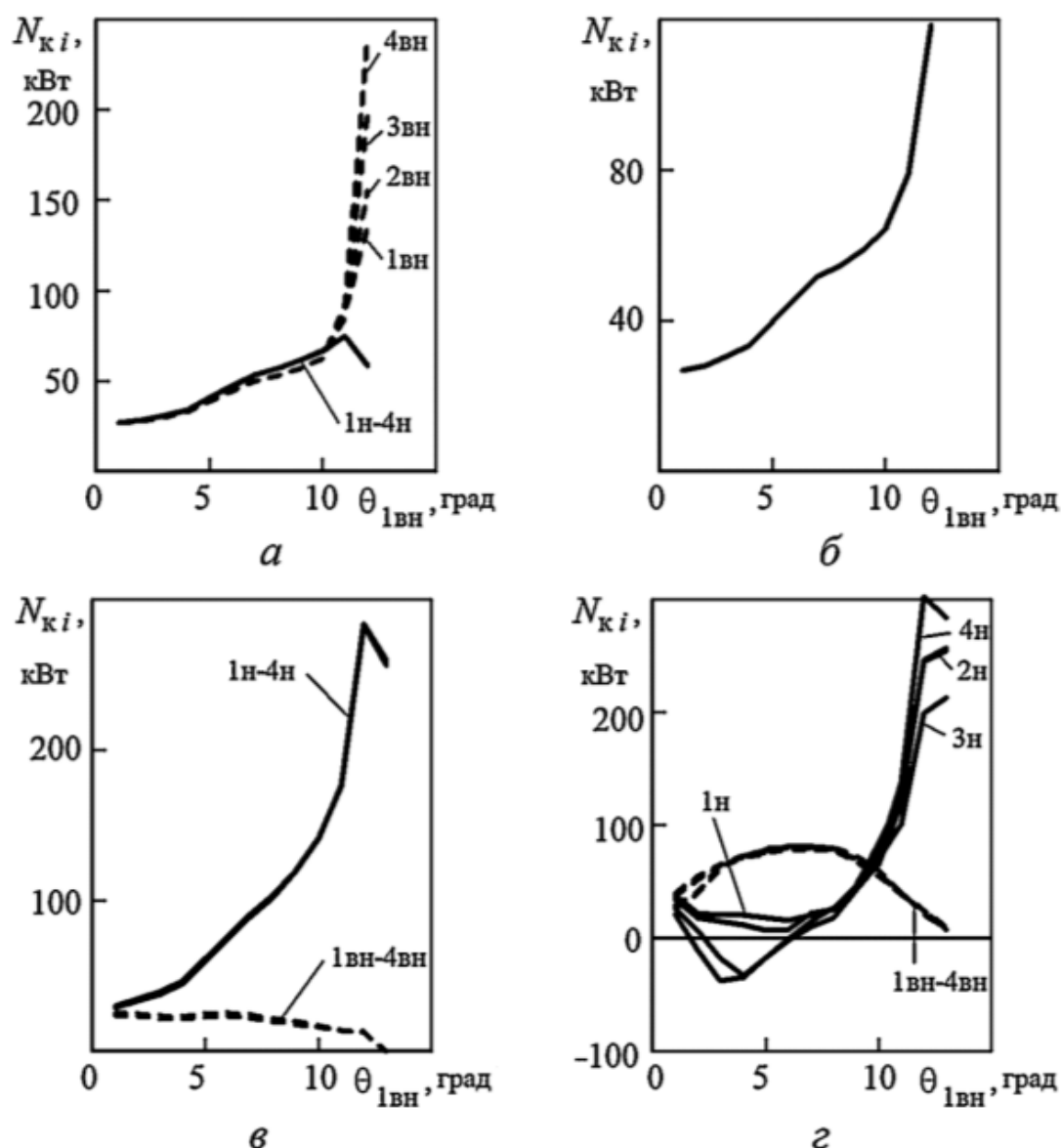


Рис. 3.18. Изменение мощности на колесах КМ 8×8 со схемой РУ 12-00 при скорости движения 10 м/с на песке пылеватом плотном и законах распределения мощностного потока:

a — $M_{ki} = \text{const}$; *б* — $N_{ki} = \text{const}$; *в* — $\dot{M}_{ki} = \text{const}$; *г* — $s_{6\Sigma ki} = \text{const}$

Движение КМ возможно на скоростях 10 и 15 м/с при законах $N_{ki} = \text{const}$ и $M_{ki} = \text{const}$ с радиусами поворота $R_{\Pi} = 39$ и 306 м при углах поворота задающего колеса $\theta_{1\text{вн}} = 10^\circ$ и 3° соответственно. Некоторое преимущество имеет закон $N_{ki} = \text{const}$, позволяющий двигаться с меньшими радиусами при меньшей мощности на колесах.

Параметры криволинейного движения рассмотренной КМ на песке пылеватом рыхлом толщиной $H_r = 0,5$ м и 1,0 м с его деформацией, достигающей соответственно 0,19 м и 0,29 м, представлены на рис. 3.19–3.21.

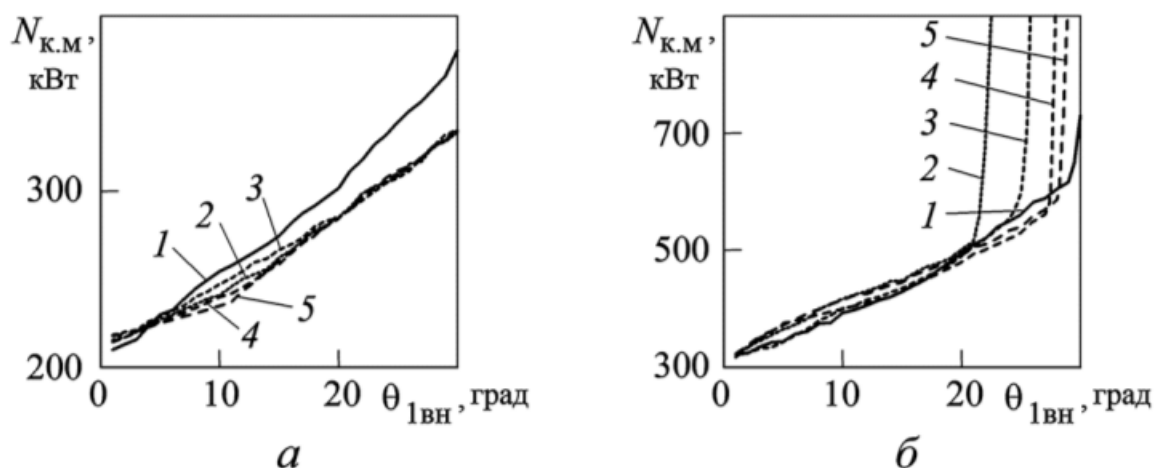


Рис. 3.19. Изменение суммарной мощности на колесах КМ 8×8 со схемой РУ 12-00 при скорости движения 2 м/с на песке пылеватом рыхлом при толщине слоя H_r соответственно 0,5 м (а) и 1,0 м (б) и законах:
 1 — $\omega_k = \text{const}$; 2 — $M_k = \text{const}$; 3 — $N_k = \text{const}$; 4 — $s_{\Sigma} = \text{const}$;
 5 — $\tilde{M}_k = \text{const}$

При $H_r = 0,5$ м закон $\omega_k = \text{const}$ является худшим при угле поворота $\theta_{1BH} > 2^\circ$ (рис. 3.19, а), а при $H_r = 1$ м имеет незначительное преимущество перед другими законами до $\theta_{1BH} < 9^\circ$ и обеспечивает движение с углом $\theta_{1BH} = 30^\circ$ (рис. 3.19, б).

На грунте с большой его деформацией (см. рис. 3.19, б) движение КМ с минимальными радиусами ($\theta_{1BH}^{\max}$) обеспечивают последовательно законы 1, 5, 4, 3, 2.

В зоне малых радиусов поворота ($\theta_{1BH}^{\max}$) при $H_r = 0,5$ м менее нагружены колеса при законе $N_{ki} = \text{const}$ (рис. 3.20, в), а при законе $\omega_{ki} = \text{const}$ на переднем наружном колесе мощность отрицательна и возникает циркуляция мощности (рис. 3.20, а).

Аналогичная картина наблюдается и на грунте с $H_r = 1,0$ м (см. рис. 3.21), за исключением отсутствия возникновения отрицательных мощностей при законе $\omega_{ki} = \text{const}$ (рис. 3.21, а).

Из рассмотренного следует, что выбор оптимального закона распределения мощности по колесам при криволинейном движении КМ определяется параметрами деформируемости ОП, скоростью движения, минимальными радиусами поворота и допустимыми мощностями или прочностью элементов привода колес. Кроме перечисленных факторов большое влияние оказывают параметры самой КМ и в ряде случаев в большей степени, чем перечисленные.

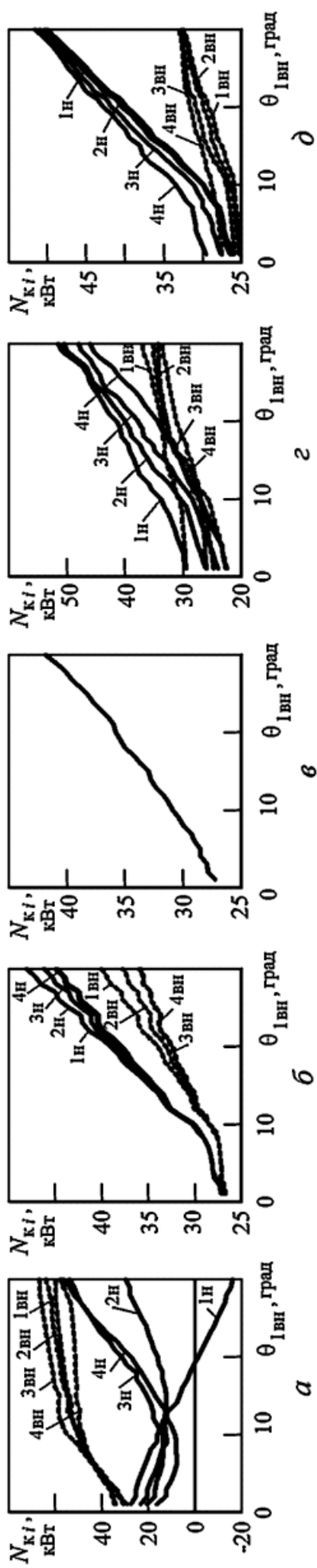


Рис. 3.20. Изменение мощности на колесах КМ 8×8 со схемой РУ 12-00 при скорости движения 2 м/с на песке пылеватом рыхлом при толщине слоя $H_r = 0,5$ м и законах распределения мощностного потока:

a — $\omega_{ki} = \text{const}$; δ — $M_{ki} = \text{const}$; ϵ — $N_{ki} = \text{const}$; $г$ — $s_{6\Sigma ki} = \text{const}$; $д$ — $\tilde{M}_{ki} = \text{const}$

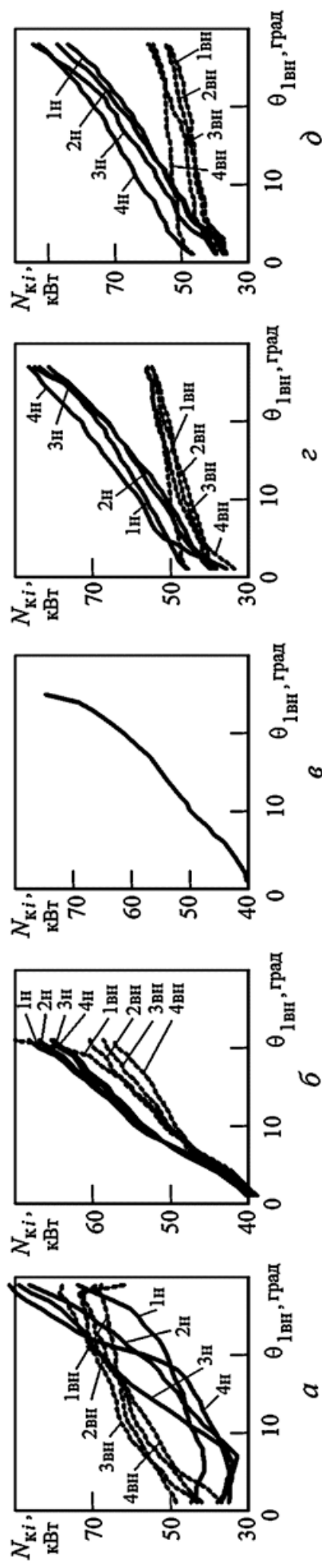


Рис. 3.21. Изменение мощности на колесах КМ 8×8 со схемой РУ 12-00 при скорости движения 2 м/с на песке пылеватом рыхлом при толщине слоя $H_r = 1,0$ м и законах распределения мощностного потока:

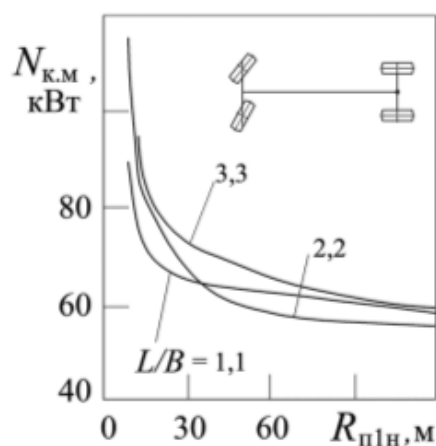
a — $\omega_{ki} = \text{const}$; δ — $M_{ki} = \text{const}$; ϵ — $N_{ki} = \text{const}$; $г$ — $s_{6\Sigma ki} = \text{const}$; $д$ — $\tilde{M}_{ki} = \text{const}$

На параметры эффективности КМ, помимо колеса и системы поддрессирования, влияют отношение L/B базы к колею, число осей n_o и их распределение l_{1i} по базе, схема поворота, максимальный угол поворота управляемых колес, схема распределения мощностного потока, положение центра масс.

Поскольку при криволинейном движении по сильнодеформируемой ОП с минимальными радиусами поворота наиболее благоприятной является схема с $\omega_k = \text{const}$, рассмотрим КМ с полностью заблокированной схемой привода.

Влияние отношения L/B проанализируем на примере двухосной КМ с управляемыми колесами первой оси и неуправляемыми второй ($x_{\text{кин}} = 0$) (рис. 3.22).

Рис. 3.22. Изменение мощности на колесах КМ 4×4 (шина 425/85 R21, $p_w = 0,1$ МПа) с различным отношением L/B ($x_{\text{кин}} = 0$) при повороте на песке сухом сыпучем в зависимости от радиуса поворота по внешней кромке колеи при $v_{\text{мх}} = 2$ м/с



Видно, что независимо от давления p_w воздуха в шинах с увеличением $\theta_{\text{лвн}}$ (уменьшением $R_{\text{плн}}$) возрастает мощность $N_{\text{к.м.}}$, необходимая для поворота. При малых углах $\theta_{\text{лвн}} < 8...10^\circ$ у длиннобазных КМ ($L/B = 3,3$) мощность $N_{\text{к.м.}}$ повышается более интенсивно, чем у короткобазных. У короткобазной КМ ($L/B = 1,1$) возникает боковое опрокидывание при малых значениях p_w . При $p_w = 0,4$ МПа ограничение подвижности в виде буксования наблюдается у всех КМ при приблизительно одинаковом угле $\theta_{\text{лвн}} = 27...31^\circ$. Чем выше давление p_w , тем больше выражаются преимущества короткобазных КМ. Общая тенденция нарушается при малом давлении $p_w = 0,1$ МПа (см. рис. 3.22), когда при $R_{\text{плн}} > 35$ м наименьшие затраты мощности наблюдаются у КМ с отношением $L/B = 2,2$. Следовательно, КМ с меньшей базой более эффективны, их недостаток проявляется в возможном боковом опрокидывании при низком давлении p_w , высоких скоростях $v_{\text{мх}}$ и больших углах $\theta_{\text{лвн}}$ на сильнодеформируемых ОП.

Влияние схемы поворота и расположения осей при движении КМ по песку сухому сыпучему с $v_{\text{мх}} = 2$ м/с осей на необходимую мощность КМ показано на рис. 3.23.

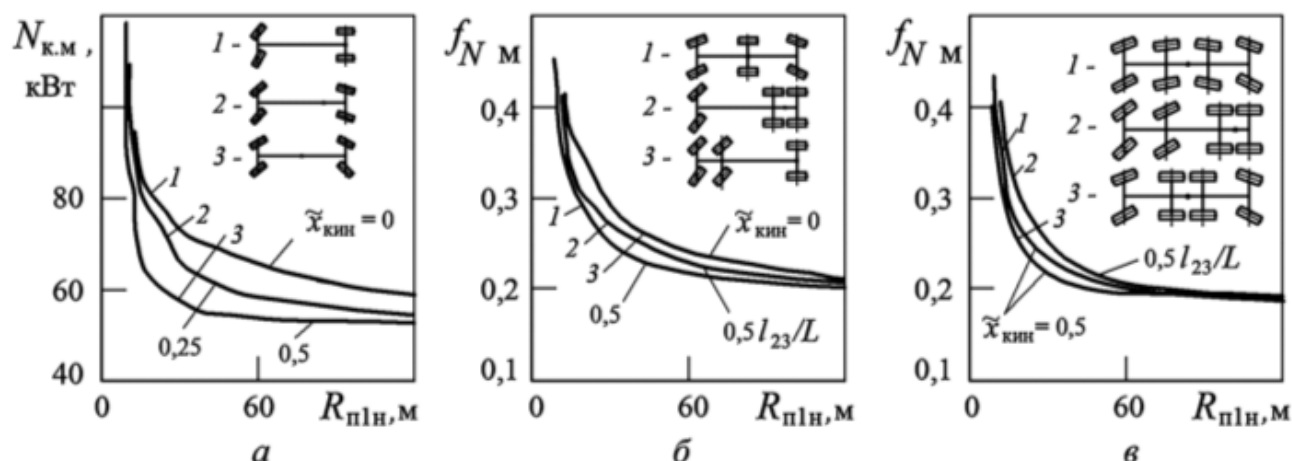


Рис. 3.23. Изменение затрат мощности на поворот в зависимости от схемы поворота (относительного смещения $\tilde{x}_{\text{кин}} = x_{\text{кин}}/L$) и расположения осей по базе двух- (а), трех- (б) и четырехосных (в) КМ

Видно, что для двухосных КМ (рис. 3.23, а) смещение полюса рулевого управления к середине базы $\tilde{x}_{\text{кин}} = x_{\text{кин}}/L = 0,5$ уменьшает мощность $N_{\text{к.м}}$, необходимую для поворота, и ограничение подвижности в виде буксования или бокового опрокидывания возникает при меньших углах $\theta_{\text{лвн}}$. Кроме того, у короткобазной КМ минимальная мощность $N_{\text{к.м}}$ при одинаковых радиусах $R_{\text{плн}}$ отмечается при смещении полюса рулевого управления на расстояние, меньшее половины базы ($\tilde{x}_{\text{кин}} = 0,25$), причем чем больше отношение L/B и выше давление p_w , тем значительно снижается мощность $N_{\text{к.м}}$ при смещении полюса рулевого управления к середине базы, а у короткобазной КМ с $L/B = 1$ изменение $\tilde{x}_{\text{кин}}$ незначительно влияет на мощность $N_{\text{к.м}}$ и радиус $R_{\text{плн}}^{\text{min}}$.

У трехосных КМ (рис. 3.23, б) лучшей является схема с равномерным расположением осей и $\tilde{x}_{\text{кин}} = 0,5$ (кривая 1), худшей — схема, соответствующая кривой 3. В зависимости от давления p_w значения коэффициента $f_{N\text{м}}$ в зоне малых $R_{\text{плн}}$ для этих схем различаются на 13...17 %.

У четырехосных КМ (рис. 3.23, в) лучшей является схема с равномерным расположением осей и $\tilde{x}_{\text{кин}} = 0,5$ (кривая 1), худшей — схема, соответствующая кривой 2. В зависимости от p_w

различие значений $f_{NМ}$ в зоне малых $R_{плн}$ для этих схем составляет 19...22 %.

Увеличение числа осей n_o при постоянных массе $m_{п}$ и параметрах КД однозначно улучшает проходимость КМ. При изменении конструктивных параметров КМ необходимо анализировать конкретные варианты. Рассмотрим два возможных варианта, связанные с увеличением числа осей n_o при постоянной нагрузке колес в статическом положении КМ при $P_{z\text{ ст}} = \text{const}$.

В первом варианте предполагается увеличение числа осей n_o (а значит, и массы $m_{п}$) при постоянных размерах L и B (рис. 3.24, а). Увеличение n_o с двух до четырех уменьшает $f_{NМ}(R_{плн})$ при $p_w = 0,1; 0,2$ и $0,4$ МПа соответственно на 10; 28 и 23 %, т. е. обеспечивает криволинейное движение КМ с меньшим радиусом $R_{плн}$ без потери подвижности.

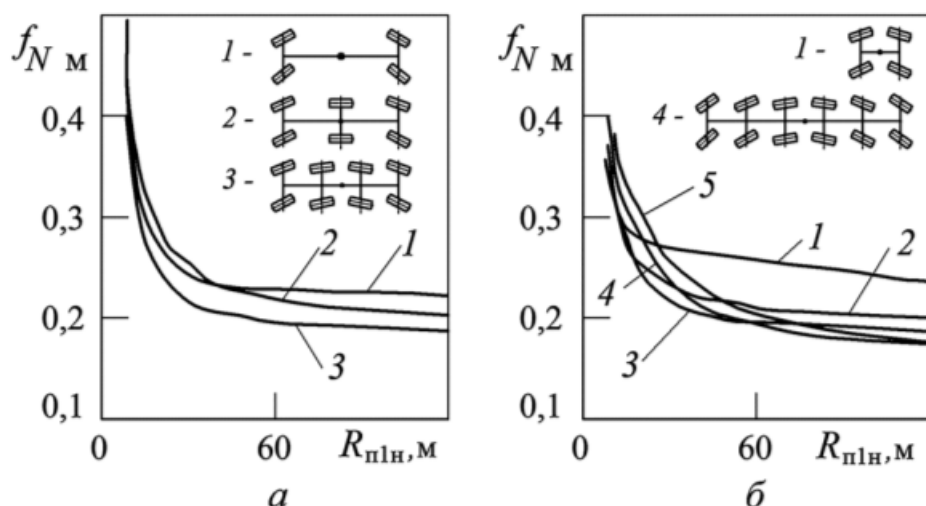


Рис. 3.24. Изменение затрат мощности на поворот в зависимости от радиуса поворота и числа осей при одинаковой схеме рулевого управления: а — изменение числа осей и массы в пределах заданной базы; б — то же при одинаковых расстояниях $l_{i,i+1}$; 1–5 — КМ с n_o , равным 2, 3, 4, 6 и 8 соответственно

Второй вариант связан с увеличением массы $m_{п}$ при сохранении одинакового расстояния между осями ($l_{i,i+1} = \text{const}$) (рис. 3.24, б). При этом изменяется отношение L/B , увеличение которого, как показано выше, ухудшает параметры поворотливости КМ. Как видно на рис. 3.24, б, при увеличении числа осей до $n_o = 4$ ($L/B \approx 3,3$) параметры криволинейного движения улучшаются, а при дальнейшем возрастании n_o — ухудшаются. При ра-

диусе $R_{плн} \leq 30$ м затраты мощности больше у КМ с большим числом осей. Характер влияния осности КМ на изменение параметров поворотливости на ДОП мало зависит от давления p_w .

Положение центра масс в продольной плоскости l_{1C} в большей мере определяет распределение нормальных сил P_{zi} по колесам осей, а вертикальная координата центра масс h_g — параметры устойчивости и распределение сил P_{zij} по бортам (ее увеличение однозначно ухудшает параметры подвижности КМ). Влияние продольной координаты l_{1C} для КМ различной осности со смещением dl_{1C} центра масс относительно положения, обеспечивающего равномерное распределение P_{zij} для КМ в статическом положении, иллюстрирует рис. 3.25, где отрицательное значение dl_{1C} соответствует смещению центра масс к первой оси, а шаг $dl_{1C} = 0,6$ м.

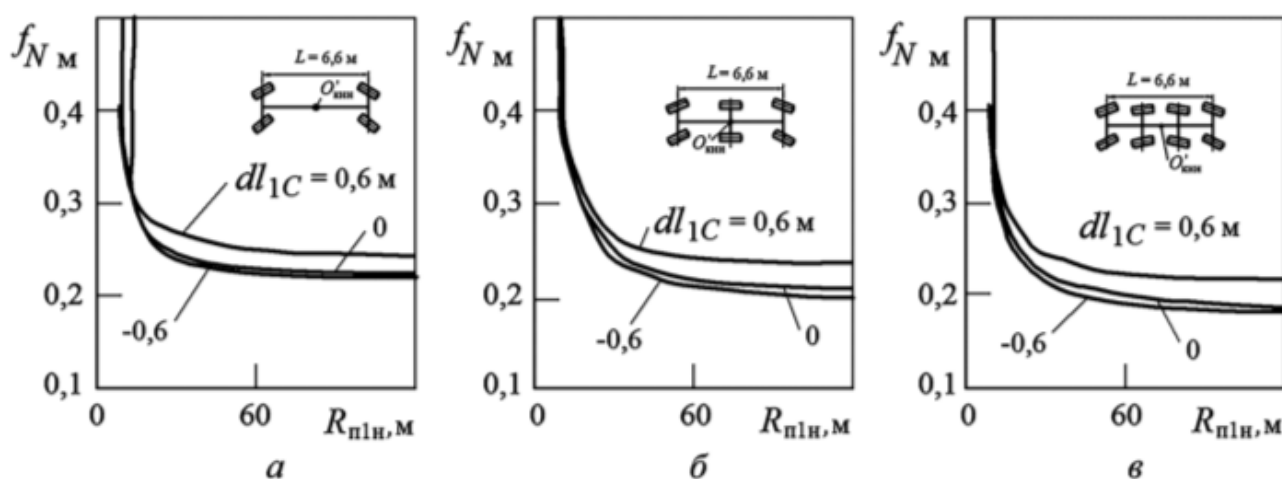


Рис. 3.25. Зависимость коэффициента подведенной мощности от радиуса поворота и положения центра масс при движении двух- (а), трех- (б) и четырехосных (в) КМ (шина 425/85 R21) на песке сухом сыпучем при $v_{мх} = 2$ м/с

На основании анализа представленных кривых можно сделать следующие выводы:

- при смещении центра масс вперед на расстояние $0,09L$ уменьшаются энергозатраты f_{NM} в большом диапазоне радиусов поворота $R_{плн}$, за исключением зоны минимальных радиусов (при $\theta_{лвн} > 30^\circ$), где они резко возрастают;
- при смещении центра масс назад затраты мощности f_{NM} возрастают более существенно, чем они снижаются при таком же смещении центра масс вперед;

• наибольшее влияние продольной координаты центра масс проявляется для схем рулевого управления со всеми управляемыми колесами и $\tilde{x}_{\text{кин}} = 0,5$, а также при увеличении давления p_w воздуха в шинах.

Отмеченные тенденции сохраняются в пределах одной базы вне зависимости от числа осей КМ.

Влияние нормальной статической нагрузки $P_{z\text{ст}}$ при сохранении осности КМ с одновременным увеличением полной массы показано на рис. 3.26. Затраты мощности $f_{N\text{м}}(R_{\text{плн}})$ однозначно уменьшаются с увеличением числа осей и увеличиваются с ростом $P_{z\text{ст}}$, а при одинаковой статической нагрузке КМ с большим числом осей n_0 имеют меньшие энергозатраты $f_{N\text{м}}(R_{\text{плн}})$.

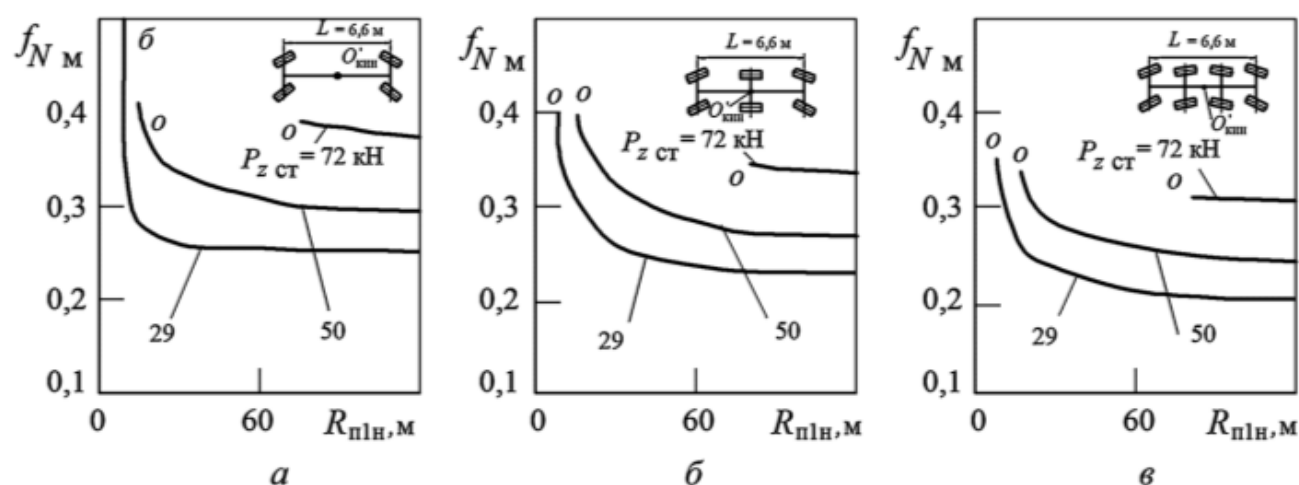


Рис. 3.26. Зависимость коэффициента подведенной мощности от радиуса поворота и нормальной нагрузки по осям при движении двух- (а), трех- (б) и четырехосных (в) КМ (шина 1600×600–685) на песке сухом сыпучем ($H_r = 3$ м) при $v_{\text{мх}} = 2$ м/с

Увеличение высоты h_g центра масс повышает затраты мощности $f_{N\text{м}}$ и вероятность бокового опрокидывания КМ при снижении давления воздуха p_w в шинах.

С повышением скорости $v_{\text{мх}}$ возрастают боковой крен корпуса и перераспределение нормальных и боковых сил на колесах бортов. Ограничение движения может наступить при буксовании колес или боковом опрокидывании КМ (рис. 3.27). В зависимости от деформируемости ОП минимальные потери на движение соответствуют оптимальному давлению воздуха в шинах p_w : чем оно меньше, тем вероятнее боковое опрокидывание при высоких ско-

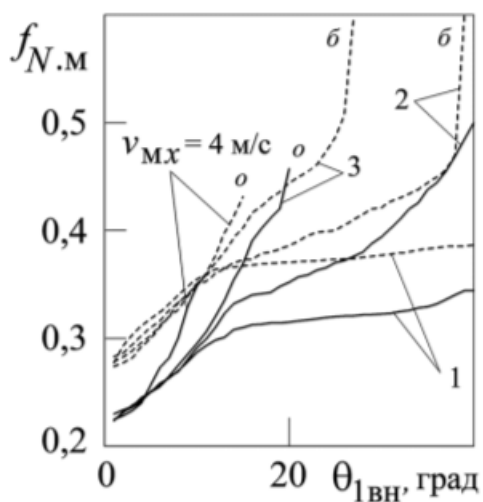


Рис. 3.27. Влияние скорости движения и давления воздуха в шинах на параметры криволинейного движения по песку сухому сыпучему КМ КамАЗ-4350 (4×4) с блокированной трансмиссией:

сплошные линии — $p_w = 0,1$ МПа; штриховые — $p_w = 0,2$ МПа (буквы *о*, *б* обозначают углы поворота, при которых наступает соответственно опрокидывание и буксование КМ)

ростях. При высоких скоростях удельные энергозатраты возрастают быстрее у КМ с большей статической нагрузкой $P_{зст}$.

Контрольные вопросы

1. Как влияют высота и шаг грунтозацепа, а также коэффициент насыщенности протектора колеса на его опорную проходимость?
2. Какое влияние на проходимость оказывают свободный радиус и ширина профиля шины колеса?
3. Как опорная проходимость колеса зависит от относительной деформации профиля шины и нормальной силы?
4. Влияет ли база КМ на опорную проходимость при прямолинейном движении?
5. Какое влияние на проходимость КМ при прямолинейном движении оказывают число осей и их расположение по базе?
6. Как положение центра масс влияет на проходимость КМ?
7. Зависит ли проходимость от давления воздуха в шинах и нагрузки?
8. Как законы распределения мощностного потока по колесам влияют на проходимость КМ при прямолинейном и криволинейном движении?
9. Какое влияние на проходимость при криволинейном движении КМ оказывают схема рулевого управления и положение полюса рулевого управления?
10. Как скорость влияет на проходимость КМ?

ЛИТЕРАТУРА

1. *Агейкин Я.С.* Проходимость автомобилей. М.: Машиностроение, 1981. 232 с.
2. *Беккер М.Г.* Введение в теорию систем местность — машина: пер. с англ. / под ред. В.В. Гуськова. М.: Машиностроение, 1973. 520 с.
3. Вездеходные транспортно-технологические машины. Основы теории движения / В.В. Беляков, И.А. Бескин, В.С. Козлов и др. Н. Новгород: ТАЛАН, 2004. 960 с.
4. *Ларин В.В.* Методы прогнозирования опорной проходимости многоосных колесных машин на местности. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 224 с.
5. *Ларин В.В.* Теория движения полноприводных колесных машин: учебник. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 391 с.
6. *Ларин В.В.* Физика грунтов и опорная проходимость колесных машин: учеб. пособие: в 2 ч. Ч. 1: Физика грунтов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. 108 с.
7. *Наумов В.Н., Батанов А.Ф., Рождественский Ю.Л.* Основы теории проходимости транспортных вездеходов. М.: Изд-во МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1988. 118 с.
8. *Шухман С.Б., Соловьев В.И., Прочко Е.И.* Теория силового привода колес автомобилей высокой проходимости. М.: Агробизнесцентр, 2007. 336 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.....	3
1. Взаимодействие одиночного колесного движителя с деформируемой опорной поверхностью.....	5
1.1. Прямолинейное качение одиночного колеса по деформируемой опорной поверхности	5
1.2. Опорная проходимость колеса при криволинейном движении	32
Контрольные вопросы	46
2. Опорная проходимость колесной машины	47
2.1. Опорная проходимость колесной машины при прямолинейном движении	47
2.2. Опорная проходимость колесной машины при криволинейном движении	59
2.3. Распределение мощностного потока по колесам колесной машины	73
Контрольные вопросы	79
3. Влияние конструктивных и эксплуатационных параметров на показатели опорной проходимости колесных машин	81
3.1. Прямолинейное движение колеса.....	83
3.2. Прямолинейное движение колесной машины	89
3.3. Криволинейное движение колесной машины	99
Контрольные вопросы	110
Литература	111

Учебное издание

Ларин Василий Васильевич

ФИЗИКА ГРУНТОВ И ОПОРНАЯ ПРОХОДИМОСТЬ КОЛЕСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Часть 2

Опорная проходимость колесных транспортных средств

Редактор *С.А. Серебрякова*

Корректор *Е.К. Кошелева*

Компьютерная верстка *Н.Ф. Бердавцевой*

Подписано в печать 20.05.2014. Формат 60×84/16.

Усл. печ. л. 6,51. Изд № 134. Тираж 100 экз. Заказ

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана.

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

e-mail: press@bmstu.ru www.baumanpress.ru

Отпечатано в типографии МГТУ им. Н.Э. Баумана.

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

baumanprint@gmail.com