

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ОТКРЫТЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Чебоксарский политехнический институт (филиал)



А.П. АКИМОВ, В.И. МЕДВЕДЕВ, В.В. ЧЕГУЛОВ

РАБОТА КОЛЕС

Монография

Редакционно-издательский отдел ЧПИ МГОУ
ЧЕБОКСАРЫ 2011

УДК 629
ББК 39.3

А 39

Рецензенты:

Акимов, А.П.

А 39 **Работа колес:** монография. / Акимов А.П., Медведев В.И.,
Чегулов В.В. – Чебоксары: ЧПИ МГОУ, 2011 – 168 с.
ISBN

В монографии дано углубленное раскрытие качественной картины взаимодействия колесных движителей с опорной поверхностью на различных режимах их работы с учетом контактных поверхностей беговых дорожек и боковин колеса. Дано описание и произведен анализ конструкций колесных движителей мобильных машин при работе их в условиях бездорожья, на поверхностях с малой несущей способностью.

УДК 629
ББК 39.3

Печатается по решению учебно-методического совета Чебоксарского политехнического института (филиала) ГОУ ВПО МГОУ

ISBN

© Акимов А.П., 2011
© Медведев В.И., 2011
© Чегулов В.В., 2011
© Чебоксарский политехнический институт (филиал) МГОУ, 2011
© Оформление. ИП Сорокин А.В. Издательство «Новое время», 2011

ВВЕДЕНИЕ

Колесо является одним из древнейших изобретений, и в развитии производительных сил общества оно сыграло решающую роль. Принцип вращательного движения колес и рабочего инструмента в промышленном производстве predetermined направление развития человеческой цивилизации, хотя в природе живые существа при перемещении в пространстве практически принцип качения и вращения не используют. Поэтому не случайно современные специалисты в области колебаний, вибраций и виброреологии считают, что человеческая цивилизация, возможно, ошиблась в своем развитии, выбрав принцип вращения, а не периодичности (колебаний).

Колесные движители и в современных условиях являются объектом дальнейшего углубленного исследования и совершенствования. По сравнению с гусеничными движителями колесные имеют существенные преимущества и поэтому получили наибольшее применение в мобильной наземной технике. Но по критерию проходимости по поверхностям с малой несущей способностью они уступают гусеничным движителям. В связи с этим на протяжении многих лет ведутся поиски альтернативных колесных движителей мобильных машин для работы в условиях бездорожья. Острота проблемы особенно возросла в связи с изучением других планет (Луна, Марс, Венера) и необходимости разработки мобильных планетоходов. Из всех известных движителей предпочтение для планетоходов отдано модифицированным колесным движителям по критериям: проходимости, материалоемкости, энергозатрат, надежности и управляемости.

Движение мобильных машин по земной поверхности вне дорог регламентируется теми же критериями оценки, что и для планетоходов. Кроме того, они еще ограничиваются экологическими и агротехническими критериями, поскольку большая часть суши вне дорог занята под нужды сельскохозяйственного производства.

В течение многих лет для повышения проходимости мобильных машин в условиях бездорожья делались попытки создания шагающих движителей по образу и подобию животных и человека. На сегодняшний день количество технических предложений по созданию шагающих механизмов, оформленных заявками на изобретения, исчисляются сотнями. Однако пока не найдено решение, удовлетворяющее в полной мере современным эксплуатационным требованиям к мобильной технике для работы в условиях бездорожья.

На первой Всесоюзной конференции, посвященной проблеме шагающих движителей для мобильной наземной техники, которая состоялась в Москве в 1988 году, было заслушано более 100 докладов. По итогам обсуждений докладов пришли к выводу о том, что возвратно-поступательные или угловые колебания исполнительных механизмов шагания приводят к повышенным инерционным нагрузкам и непроизводительным затратам энергии на разгон-торможение их во время холостого хода. Рабочая скорость движения машин, оборудованных шагающими движителями не превышала 5-7 км/ч вследствие высокой виброактивности механизмов. Большинство из них имеют сложный привод и проблемную систему управляемости. Поэтому предпочтение было отдано шагающим механизмам с вращательным переносом башмаков. Такие механизмы могут быть установлены на

выпускаемые мобильные машины без изменения трансмиссии привода движителей. [1]

По сравнению с традиционными колесными и гусеничными движителями шагающие механизмы с вращательным движением башмаков обладают следующими положительными качествами: дискретностью следа; большей в 1,5-1,8 раза силой тяги при одинаковых нормальных нагрузках на них; повышенной проходимостью на переувлажненных участках; способностью преодолевать препятствия высотой до 0,5 диаметра эквивалентного круглого колеса. Постоянный контакт башмаков с опорной поверхностью и дискретное образование колеи уменьшает вероятность возникновения водной эрозии и способствует лучшему разуплотнению почвогрунта. С учетом изложенного [2] нами предложено у колесных движителей вывести из контакта с опорной поверхностью часть беговой дорожки вместе с боковинами, а оставшиеся круглые части использовать как опорные башмаки. Такие колеса попарно устанавливаются в противофазе с преобладающим перекрытием доли круглых частей по отношению к некруглым, чтобы обеспечить непрерывный контакт с опорной поверхностью спаренных колес и дискретности колеи каждого отдельного колеса в паре. В этом случае на поверхности почвогрунта образуется отпечаток циклограммы шагающих «башмаков» каждого неполнокруглого колеса.

Работоспособность колесных мобильных машин в условиях бездорожья в наибольшей степени определяется колесами, функционирующими в ведущем режиме. Поэтому потребность в них особенно велика в сельскохозяйственном производстве, где помимо обеспечения высоких тягово-сцепных свойств необ-

ходимо соблюдать агротехнические и экологические требования, избегая при этом излишнего уплотнения и распыления почвы, а также возникновения эрозионных процессов.

Требования к конструкциям ходовых устройств колесных мобильных машин, которые должны работать преимущественно на дорогах с твердым покрытием существенно отличаются от требований к конструкции ходовых устройств, работающих в условиях бездорожья и на поверхностях с малой несущей способностью. Специфика сельскохозяйственного производства такова, что транспортировка грузов в течение одной смены должна во многих случаях осуществляться как в условиях бездорожья, так и по дорогам с твердым покрытием. По мере совершенствования дорожных покрытий вводятся ограничения для работы колес с внедорожным рисунком протекторов, и поэтому возникает острая необходимость в создании универсальных колесных движителей, удовлетворяющих как требованиям функционирования на дорогах с твердым покрытием, так и в условиях бездорожья.

В монографии дано углубленное раскрытие качественной картины взаимодействия колесных движителей с опорной поверхностью на различных режимах их работы с учетом контактных поверхностей беговых дорожек и боковин колеса. Дано описание и произведен анализ конструкций колесных движителей мобильных машин при работе их в условиях бездорожья и на поверхностях с малой несущей способностью.

1. ХАРАКТЕРИСТИКА КОЛЕСНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ ПОВЫШЕННОЙ И ВЫСОКОЙ ПРОХОДИМОСТИ И ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ УСЛОВИЯ ИХ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ

1.1. О физической сущности коэффициента перекатывания колес

Если взять отрезок определенной длины L и восстановить на нем возможно большее неограниченное число перпендикуляров одинаковой длины, а затем этот отрезок свернуть в форме кольца таким образом, чтобы верхние концы перпендикуляров совместились в одной точке, то получим колесо с центром вращения в точке O (рис. 1).

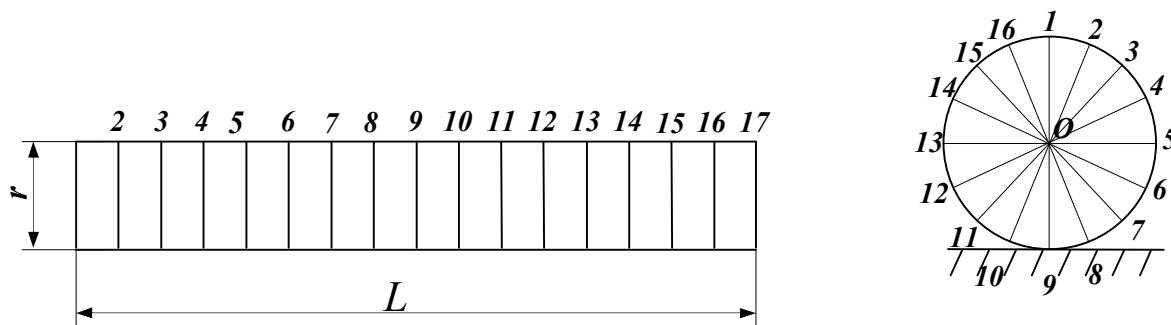


Рисунок 1 – Принципиальная схема формирования колеса

Поэтому иногда колесу дают определение как устройству, движущемуся по опорной поверхности за счет бесконечно большого количества перемещающихся рычагов одинаковой длины.

Разместив абсолютно жесткое колесо на абсолютно гладкой недеформирующейся поверхности, получим касание ко-

леса с минимальной площадью пятна контакта в точке A (рис. 2).

Приложим к центру вращения движущую силу $P_{\partial\partial}$. Закон движения центра тяжести колеса в направлении оси $O'X$ $X_0 = j t^2 / 2$, где j – постоянная величина линейного ускорения. Сила $P_{\partial\partial}$ направлена по оси $O'X$, а Q по оси $O'Z$. R_Z – нормальная реакция от действия силы Q . Сила трения колеса о поверхность качения F_{mp} направлена в обратную сторону по оси $O'X$.

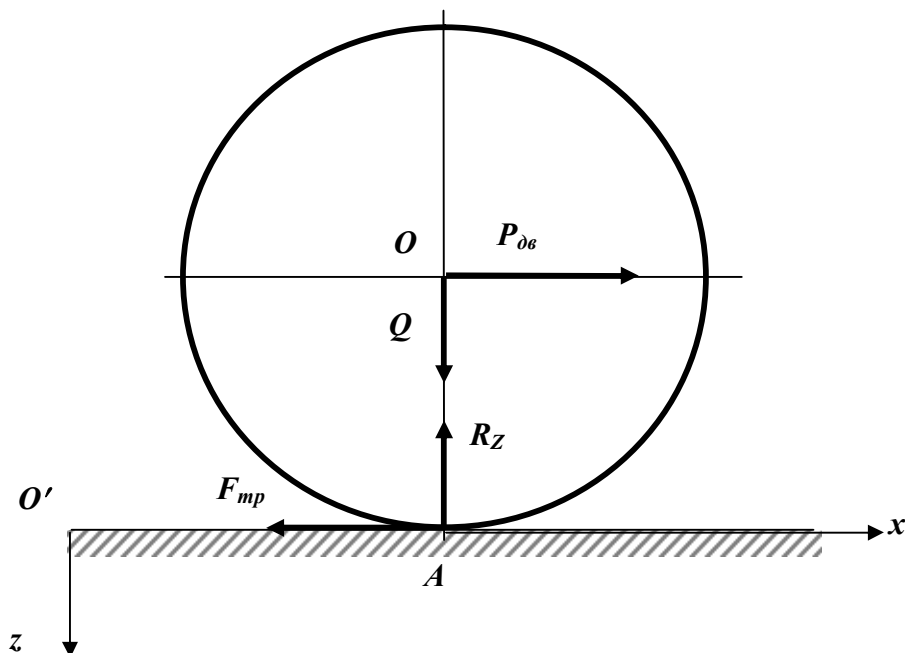


Рисунок 2 – Схема к работе жесткого колеса по жесткой недеформирующейся поверхности

Систему дифференциальных уравнений для определения сил Q , $P_{\partial\partial}$ и F_{mp} представим в следующем виде

$$\frac{Q}{g} \frac{d^2 z}{dt^2} = P_{\partial\partial} - F_{mp}; \quad \frac{Q}{g} \frac{d^2 z}{dt^2} = Q - R_Z; \quad \frac{Q r_0^2}{2g} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = F_{mp} r_0. \quad (1)$$

где $\frac{Qr_0^2}{2g}$ - момент инерции колеса вокруг оси OY , проходящей через точку O .

Линейное перемещение по оси OZ ограничивается размером радиуса $r_0 = const$. Тогда производная $\frac{d^2z}{dt^2} = 0$. Из второго уравнения системы (1) находим

$$Q = R_z.$$

Мгновенный центр вращения (МЦВ) колеса находится в точке A , поскольку колесо перекатывается по идеальной поверхности без проскальзывания и буксования. Поэтому линейную скорость центра масс колеса можно выразить через угловую скорость $v_n = r_0 \omega$. Так как скорость центра масс параллельна оси $O'X$, то

$$v_n = r_0 \frac{d\varphi}{dt}, \quad (2)$$

где φ - угол поворота колеса в направлении движения относительно геометрической оси вращения O . Отсюда линейное ускорение

$$\frac{dv_n}{dt} = r_0 \frac{d^2\varphi}{dt^2}. \quad (3)$$

Но поскольку линейное перемещение $x_0 = \frac{dt^2}{2}$, то ускорение:

$$\frac{dv_n}{dt} = j. \quad (4)$$

Используя (3) и (4) находим

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{dv_n}{dt} / r_0 = \frac{j}{r_0}. \quad (5)$$

Полученное выражение позволяет из третьего уравнения системы (1) найти модуль силы трения

$$F_{mp} = \frac{Qj}{2g}. \quad (6)$$

Принимая во внимание формулы (4) и (6) из первого уравнения системы (1) находим

$$P_{\partial\partial} = \frac{3}{2} \frac{j}{g} Q \quad (7)$$

или

$$P_{\partial\partial} = \frac{3}{2} mj. \quad (8)$$

Если теперь допустить, что при перекатывании колеса в зоне его контакта с опорной поверхностью деформируется и само колесо и опорная поверхность, то образуется некоторая дугообразная поверхность (рис. 3). Элементарные реакции в зоне контакта заменим одной равнодействующей R_N . В точке приложения R_N возникает также равнодействующая от элементарных реакций трения R_{mp} . На основании векторов реакций R_N и R_{mp} построим результирующую $R_{рез}$. Разложив ее на горизонтальную и вертикальную составляющие, получим сопротивление перекатыванию в направлении горизонтальной оси R_x и вертикальной оси R_z .

В классической механике плечо a принято называть коэффициентом качения f_k [3]. По нашему мнению название плеча a коэффициентом не совсем корректно потому, что это раз-

мерная величина. И по физической сущности более удачное название величины a – плечо сопротивления перекачиванию колеса.

Горизонтальная составляющая R_x учитывает сопротивление от сил трения колеса об опорную поверхность, а также сопротивление от деформации опорной поверхности и самого колеса и поэтому ее можно назвать силой сопротивления перекачиванию в зоне пятна контакта R_f .

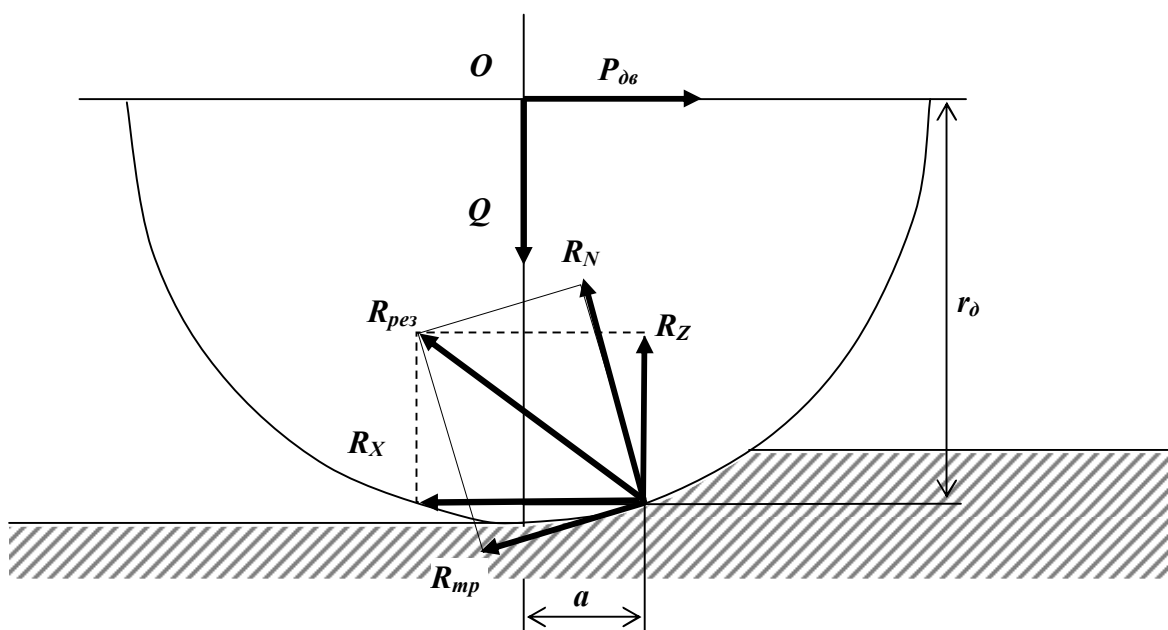


Рисунок 3 – Работа эластичного колеса по деформируемой опорной поверхности

Если теперь вновь составить систему дифференциальных уравнений по аналогии с (1), то первые два уравнения системы остаются неизменными и только вместо F_{mp} введем обозначение R_f - сопротивление перекачиванию колеса в направлении оси Ox

$$\frac{Q}{g} \frac{d^2 x}{dt^2} = P_{06} - R_f; \quad \frac{Q}{g} \frac{d^2 z}{dt^2} = Q - R_z; \quad \frac{Q r_0^2}{2g} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = F_f r_0 - Q a. \quad (9)$$

Здесь также допускаем, что перемещение центра колеса по оси OZ ограничивается динамическим радиусом $r_\delta = const$. Поэтому вторая производная по r_δ равна нулю и тогда $Q = R_Z$.

Из третьего уравнения системы (9) с учетом (5) получим сопротивление перекачиванию

$$R_f = \left(\frac{d}{2g} + \frac{a}{r_\delta} \right) Q.$$

После подстановки полученного уравнения в первое уравнение системы (9) и с учетом (4), получим величину движущей силы, необходимой для преодоления суммарного сопротивления движения колеса

$$P_{\delta s} = \left(\frac{3}{2} \frac{j}{g} + \frac{a}{r_\delta} \right) Q. \quad (10)$$

Большинство исследователей предлагают отношение a/r_δ идентифицировать как коэффициент сопротивления качению и тогда

$$P_{\delta s} = \left(\frac{3}{2} \frac{j}{g} + f \right) Q. \quad (11)$$

При установившемся движении $P_{\delta s} = fQ$.

В реальных условиях опорная поверхность имеет микронеровности, а колесо с пневмошиной от нормальной весовой нагрузки прогибается и образует пятно контакта. В стационарном положении пятно контакта располагается симметрично относительно вертикального диаметра колеса и равнодействующая элементарных нормальных реакций совпадает с вектором силы тяжести (рис. 4, а).

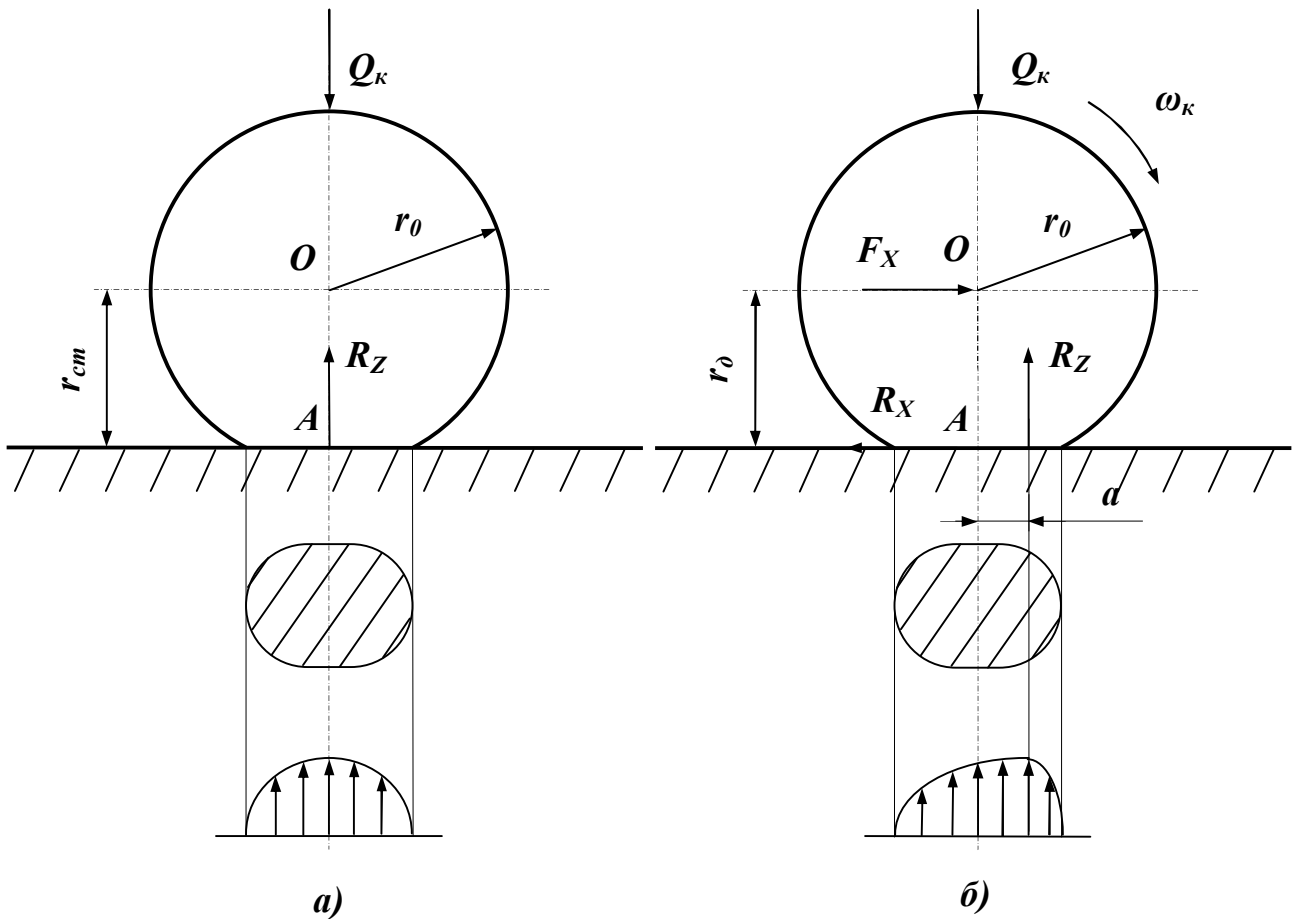


Рисунок 4 – Силы и реакции, действующие на колеса на жесткой недеформирующейся поверхности:
a – в стационарном состоянии; *б* – при движении

Под действием опрокидывающего момента создаваемого движущей силой F_x на плече динамического радиуса r_δ в пятне контакта происходит перераспределение элементарных реакций и равнодействующая элементарных реакций R_z смещается на величину a , образуя плечо сопротивлению перекатыванию. Отсюда момент сопротивления перекатыванию $M_f = R_z a$. Учитывая, что при установившемся движении $R_z = Q_k$, а опрокидывающий момент $M_k = F_x r_\delta$, получим тождество

$$F_x r_\delta = R_z a = Q_k a = R_x r_\delta. \quad (12)$$

Сопротивление перекачиванию колесных машин определяют экспериментально путем буксировки с одновременным динамометрированием испытуемой машины. Предварительно испытуемая машина взвешивается. Испытания проводят на различных фонах с целью определения коэффициента сопротивления перекачиванию колес машины, когда рычаг коробки скоростей ее находится в нейтральном положении. После обработки динамограмм, определяют силу сопротивления перекачиванию машины R_x , а затем рассчитывают коэффициент сопротивления перекачиванию по формуле

$$f = \frac{R_x}{Q}, \quad (13)$$

где Q – сила тяжести машины.

Коэффициент сопротивлению перекачиванию косвенным образом характеризует транспортирующую способность колесной машины.

Если в тождестве (12) $Q_k a = R_x r_\partial$ разделим левую и правую части на Q_k , то получим

$$a = \frac{R_x r_\partial}{Q_k} = f r_\partial.$$

Отсюда вновь получим

$$f = \frac{a}{r_\partial}. \quad (14)$$

Таким образом, коэффициент сопротивления перекачиванию пневмоколеса на жесткой недеформирующейся поверхности зависит главным образом от плеча сопротивления перекачиванию и динамического радиуса колеса. В свою оче-

редь плечо a предопределяется степенью эластичности пневмошины, внутреннего давления в ней и нормальной нагрузкой на колесо.

Когда колесная машина работает на деформирующейся поверхности, площадь пятна контакта пневмошины увеличивается за счет деформации опорной поверхности, а значит, соответственно, возрастает плечо сопротивления и общее сопротивление перекатыванию. В этих условиях передние колеса испытывают большее сопротивление перекатыванию по сравнению с задними колесами, особенно в случаях, когда колея их совпадает. В равных условиях ведущие колеса затрачивают большую работу на преодоление сопротивления перекатыванию по сравнению с ведомыми, поскольку под действием ведущего момента они подвергаются тангенциальной окружной деформации, совершают дополнительную работу на буксование. Кроме того, реализация преодоления сопротивления перекатыванию ведомых колес осуществляется ведущими колесами, посредством формирования движущей силы (толкающей или влекущей) на них в направлении поступательного движения машины в зависимости от того, какие колеса работают в ведущем режиме (передние или задние).

Рассмотрим работу колеса с пневматической шиной на поверхностях с малой несущей способностью с образованием колеи. В контакте с колеей, в которой перемещается колесо, будет находиться не только беговая дорожка, но и боковины колеса. При этом, в зависимости от режима работы колеса на

поверхности контакта его со средой будут образовываться разнообразные виды сопротивления перекатыванию.

Так, например, при работе пневмоколеса в ведомом режиме, на него будут действовать силы сопротивления перекатыванию в горизонтальной и вертикальной плоскостях на беговой дорожке, а также на боковинах колеса (рис. 5).

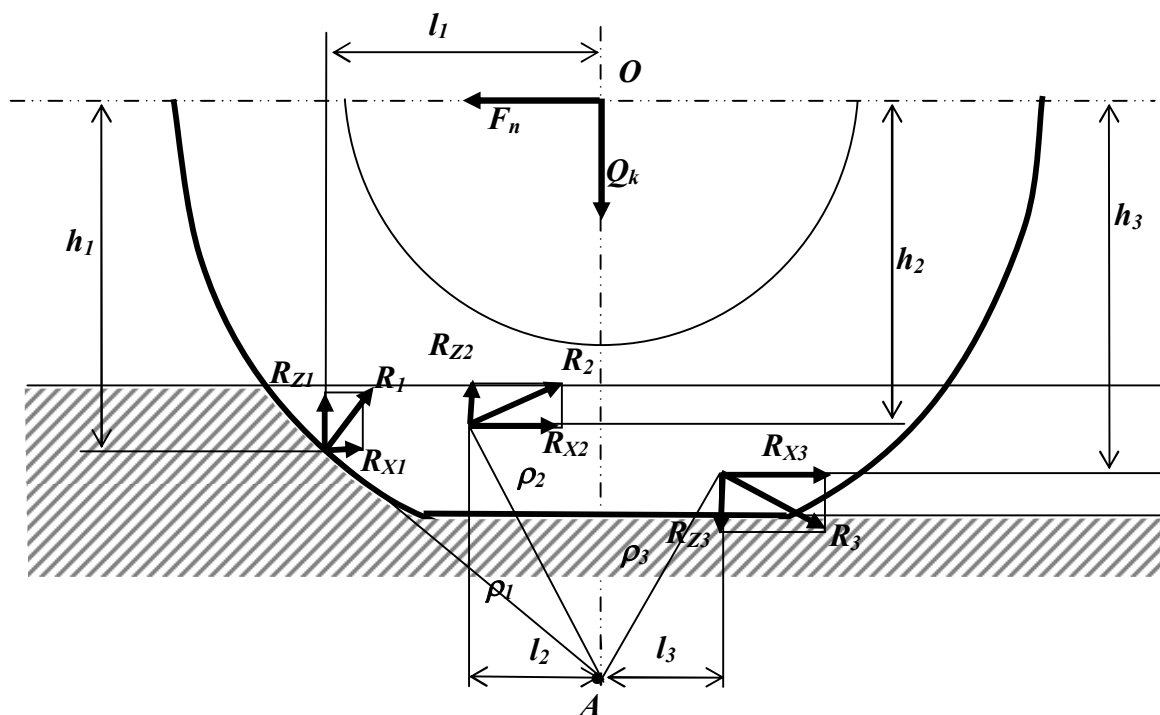


Рисунок 5 – Схема размещения элементарных реакций на беговой дорожке и боковинах колеса при работе в ведомом режиме с образованием колеи

Заменим элементарные реакции в контакте с беговой дорожкой и боковинами их результирующими R_1 , R_2 , R_3 и определим суммарный момент сопротивления перекатыванию относительно точки A (МЦВ)

$$\sum M_A = R_1 \rho_1 + 2R_2 \rho_2 + 2R_3 \rho_3, \quad (15)$$

где R_1, R_2, R_3 – результирующая лобового сопротивления беговой дорожки, боковых поверхностей колеса первой четверти и боковых поверхностей второй четверти колеса.

Суммарный момент сопротивления перекачиванию относительно геометрического центра вращения колеса (точка O) можно представить как алгебраическую сумму моментов горизонтальных и вертикальных реакций на беговой дорожке и боковинах колеса

$$\sum M_O = R_{x1}h_1 + 2R_2h_2 + 2R_3h_3 - R_{z1}l_1 - 2R_{z2}l_2 - 2R_{z3}l_3$$

или

$$\sum M_{fo} = \sum M_{ox} - \sum M_{oz}. \quad (16)$$

Если сумма моментов, создаваемая горизонтальными реакциями среды на беговую дорожку и боковины колеса ($\sum M_{ox}$) по модулю будет меньше суммы моментов создаваемых вертикальными реакциями ($\sum M_{oz}$), то мгновенный центр вращения (точка A) будет находиться ниже дна колеи. Колесо будет проскальзывать в направлении вектора скорости поступательного движения, и за один оборот оно будет совершать путь $S > 2\pi r_0$ (здесь r_0 – радиус колеса).

Степень проскальзывания колеса будет существенно зависеть от величины горизонтальных реакций на его беговой дорожке. Если среда, в которой перемещается колесо, обладает большими величинами упруговязких свойств, то в этом случае могут существенно возрасти горизонтальные реакции на боковых поверхностях колеса и МЦВ (точка A) приблизится к линии дна колеи. Для проверки высказанного предположения был проведен специальный эксперимент. Плоский

стальной диск диаметром 500 мм и толщиной 5 мм закреплялся на вал, концы которого монтировались в подшипниках двух опорных жестких колес. Колеса имели возможность перемещаться по рельсовым дорожкам. Диск зажимался в нижней части двумя деревянными брусками. Вал с диском протаскивался на тележке по горизонтальной рельсовой дорожке, и при этом замерялась длина пути, проходимая диском за один полный оборот. В результате испытаний удалось создавать такой опрокидывающий момент, при котором за один оборот диск проходил расстояние даже несколько меньше $2\pi r_0$ (где r_0 – радиус диска). То есть кинематический радиус $r_k \leq r_0$.

В естественных условиях силы трения на боковинах колеса не так велики, как в проведенном эксперименте, но при достаточно большой глубине колеи пренебрегать ими в процессе оценки работы колес не следует. Поэтому в общем случае при работе ведомого колеса в средах с малой несущей способностью и образованием колеи коэффициент сопротивления перекатыванию будет равен

$$f = f_\delta + f_s,$$

где f_δ – коэффициент, учитывающий сопротивление перекатыванию беговой дорожки колеса, f_s – коэффициент, учитывающий сопротивление силам трения боковых поверхностей пневмошины с контактирующей средой.

Реакции R_{z1} и R_{z2} за счет сил трения боковых поверхностей о среду препятствует заглублению колеса в первой и второй четверти колеса. Реакции R_{z3} , соответственно, препятствуют выглублению колеса во второй четверти колеса. Экс-

периментальная проверка показала, что R_{z1} и R_{z2} приблизительно равны по модулю при работе на фонах – сухой песок и снег. Реакции трения R_{x2} и R_{x3} суммируются с реакцией R_{x1} вызванной толкающей силой F_n при деформациях сжатия и сдвига на лобовой поверхности беговой дорожки. За счет реакций трения на боковых поверхностях в направлении горизонтальной оси проскальзывание ведомого колеса относительно дна колеи уменьшается и это еще раз подтверждает тенденцию перемещения положения МЦВ (точка A , рис. 5) к линии дна колеи. Перемещение МЦВ к линии дна колеи соответствующим образом приводит к увеличению вертикальных реакций и уменьшению горизонтальных как на беговой дорожке, так и на боковинах колеса.

Работа колеса в ведущем режиме в экспериментальных условиях с образованием колеи еще более усложняет качественную картину взаимодействия различных контактирующих частей колеса со средой (рис.6).

Уравнение тягового баланса в общем случае без учета реакций на боковых поверхностях колеса представлена в работе [4]

$$R_x = P_k - R_z f_c - \frac{(J_M i_{mp}^2 \eta_{mp} + J_k) j}{r_k r_\partial}$$

или

$$R_x = \frac{M}{r_\partial} - R_z f_c - \frac{(J_M i_{mp}^2 \eta_{mp} + J_k) j}{r_k r_\partial}, \quad (17)$$

где P_k – касательная сила, формирующаяся на беговой дорожке и боковинах колеса; R_z – равнодействующая элементарных

реакций на поверхностях контактирования вдоль оси Z ; J_M – момент инерции маховика; i_{mp} – передаточное число трансмиссии; η_{mp} – механический коэффициент потерь на трение в трансмиссии; r_k – кинематический радиус перекатывания колеса; r_d – динамический радиус перекатывания колеса; f_c – силовой коэффициент сопротивления перекатыванию колеса.

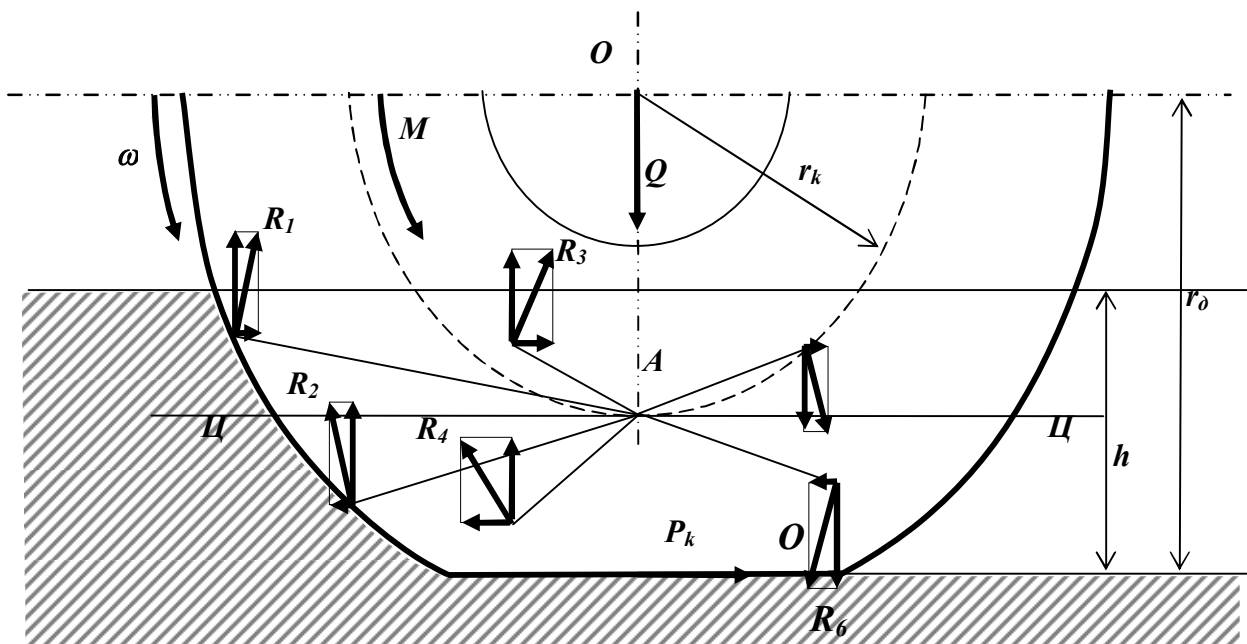


Рисунок 6 – Схема размещения элементарных реакций на беговой дорожке и боковинах колеса при работе в ведущем режиме с образованием колеи

Представим мощность, подводимую к колесу как $N_k = M_k \omega_k$; полезную мощность $N_{II} = P_{дв} v_{II} = R_X v_{II}$ или в развернутом виде

$$N_{II} = \left(\frac{M_k}{r_d} - \frac{R_Z a}{r_d} \right) \omega_k r_k, \quad (18)$$

где a – плечо сопротивления перекачиванию, представляющее собой среднюю величину алгебраической суммы ординат элементарных вертикальных реакций (рис. 6); ω_k – угловая скорость колеса.

Мощность, затрачиваемая на перекачивание

$$N_f = N_k - N_{II} = \left[\frac{M_k(r_\partial - r_k) + R_Z a r_k}{r_\partial} \right] \omega_k. \quad (19)$$

Первая составляющая в квадратных скобках учитывает потери мощности на тангенциальную деформацию шины и ее буксование, а вторая составляющая – силовые потери на преодоление сопротивления перекачиванию.

Разделив полученное выражение на ω_k , получим суммарный момент сопротивления перекачиванию

$$M_f = \frac{M_k(r_\partial - r_k)}{r_\partial} + \frac{R_Z a r_k}{r_\partial}. \quad (20)$$

При делении (20) на r_k дает силу сопротивления качению

$$R_f = \frac{M_k(r_\partial - r_k)}{r_k r_\partial} + \frac{R_Z a}{r_\partial}. \quad (21)$$

Поделив (21) на R_Z найдем коэффициент сопротивления перекачиванию

$$f = \frac{a}{r_\partial} + \frac{M_k(r_\partial - r_k)}{r_k r_\partial R_Z}. \quad (22)$$

Первую составляющую уравнения (22) принято считать [4] как силовой коэффициент перекачивания, а вторая составляющая учитывает кинематические потери скорости движения ведущих колес за счет уменьшения динамического радиуса вследствие тангенциальной (окружной) деформации пнев-

мошин и их буксования. Поэтому суммарный коэффициент перекатывания колес работающих в ведущем режиме можно представить в виде

$$f = f_c + f_k. \quad (23)$$

Для случая, изображенного на рис. 6, суммарный коэффициент сопротивления перекатывания должен включать третью составляющую, учитывающую работу на деформацию опорной поверхности при образовании колеи

$$f = f_c + f_k + f_\delta. \quad (24)$$

1.2. Оценка физико-механических свойств опорной поверхности

Деформация сжатия опорных поверхностей определяется по эмпирическим формулам на основании испытаний штампами различной формы и размеров. Наиболее простая формула и часто употребляемая из них

$$P = ch^\mu, \quad (25)$$

где P – нагрузка; c и μ – параметры уравнения, определяемые при обработке экспериментальных данных; h – вертикальная деформация почвогрунта. Как правило $\mu < 1$, а c характеризуется тангенсом угла наклона касательной к кривой $h=f(P)$ (рис. 7).

Из рис. 7 видно, что на участке 0–1 происходит уплотнение частиц почвогрунта. На участке 1–2 осуществляется относительный сдвиг частиц, а после точки 2 наступает предел текучести и полное нарушение несущей способности почвогрунта (точка P_S). Отсюда для малых значений P_S возник тер-

мин – «работа колеса на поверхностях с малой несущей способностью». То есть под этим понимается, что колеса будут взаимодействовать со средой, у которой очень маленький предел текучести и при относительно небольших нагрузках со стороны колес опорная поверхность легко деформируется с образованием колеи.

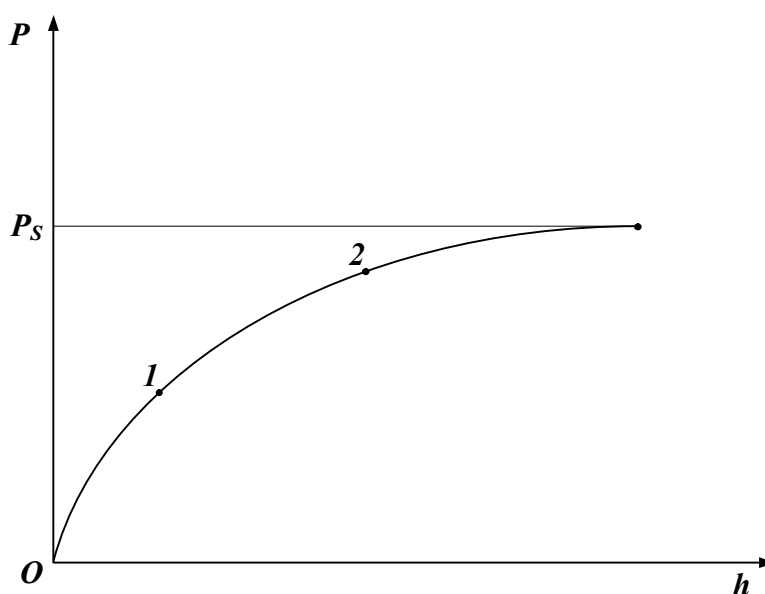


Рисунок 7 – Характер изменения деформации однородного почвогрунта под действием нормальной нагрузки на штамп

Прочностные свойства почвогрунта зависят от большого количества факторов, в числе которых много так называемых внешних и часто непостоянных, таких как: время года, погода, температура, влажность и др.

Сопротивление почвы сдвигу определяет величину касательных напряжений, возникающих в зоне контакта поверхностей колесных движителей. Закон Кулона-Мора гласит о том, что между предельным сопротивлением грунта или поч-

вы сдвигу и нормальным напряжением (или удельным давлением) существует прямая зависимость

$$\tau_{\max} = P \operatorname{tg} \varphi_0 + c_0, \quad (26)$$

где P – нормальное напряжение; φ_0 – коэффициент (угол) внутреннего трения частиц почвогрунта между собой; c_0 – коэффициент сцепления частиц почвогрунта между собой.

Это исходное уравнение в дальнейшем подвергалось многими исследователями уточнениям с учетом конструкций разных деформаторов, ввода большого числа поправочных коэффициентов, характеризующих физико-механические свойства почвогрунтов и других особенностей.

Так, например М. Беккером [5] предложена формула, которая по структуре аналогична уравнению апериодического колебательного процесса и в преобразованном виде записывается следующим образом

$$\tau = \frac{K_3}{2K_1\sqrt{K_2^2-1}} \left[e^{(K_1+\sqrt{K_2-1})K_1S} - e^{(-K_2-\sqrt{K_2^2-1})K_1S} \right], \quad (27)$$

где K_1 , K_2 , K_3 – эмпирические коэффициенты, зависящие от свойства почвогрунта; S – деформация почвы. Несмотря на хорошую сходимость экспериментальных данных с приведенной формулой она мало употребляется, поскольку трудно определить значения коэффициентов K_1 , K_2 , K_3 .

Уравнение для определения силы сдвига в виде произведения показательных функций предложено Г.И. Покровским [6]

$$F = (c_1 e^{-c_2 S} + c_2) (1 - e^{-c_3 S}), \quad (28)$$

где c_1, c_2, c_3 – постоянные эмпирические коэффициенты; S – деформация почвы. В отличие от уравнения (28) уравнение Беккера (27) показывает, что максимальное напряжение наступает только после определенной деформации сдвига, а затем напряжение уменьшается с малой интенсивностью. Такой характер изменения напряжения сдвига в функции деформации подтверждается экспериментальными данными многих авторов.

Японскими исследователями Джаноси и Ханамото [7] напряжение сдвига рекомендуется определять по уравнению

$$\tau = \tau_{\max} \left(1 - e^{-s/K_2} \right) = (c + qtg\varphi_T) \left(1 - e^{-s/K_2} \right), \quad (29)$$

где S – деформация сдвига; K_2 – постоянная, характеризующая почву или модуль сдвига; c – связность почвы или удельная сила сцепления ее при сдвиге; φ_T – угол внутреннего трения почвы.

Это уравнение использовано А.М. Куляшовым [8] для определения напряжения сдвига роторно-винтовым движителем вездехода. Недостаток, приведенного уравнения заключается в том, что оно приближенно описывает характер взаимодействия движителя с почвой и для различных почв отсутствуют достаточные статистические данные по модулю сдвига.

На основании анализа предложенных формул и обобщения экспериментальных данных В.В. Кацыгиным [9] получе-

на зависимость, близкая к функциональной между напряжением и деформацией сдвига

$$\tau_c = \psi_{mp} q \left(1 + \frac{f_{mp}}{Ch \frac{S}{K_\tau}} \right) th \frac{S}{K_\tau}, \quad (30)$$

где ψ_{mp} – коэффициент трения скольжения стали по почве; f_{mp} – приведенный коэффициент трения; q – нормальное напряжение при сжатии; $Ch \frac{S}{K_\tau}$ - гиперболический косинус отношения абсолютной величины деформации к коэффициенту деформации; $th \frac{S}{K_\tau}$ - гиперболический тангенс отношения абсолютной величины деформации к коэффициенту деформации; K_τ – размерный коэффициент деформации (в см).

Приведенный коэффициент трения

$$f_{mp} = \frac{4f_{\Pi} - 3\psi_{mp}}{2\psi_{mp}}.$$

В свою очередь, коэффициент деформации

$$K_\tau = \frac{S_0}{ArcCh \left(\frac{1 - \sqrt{1 + 8a^2}}{2a} \right)},$$

где $a = \frac{2f_{mp}}{\Psi_{mp}} = 1,5$ (если $\frac{f_{mp}}{\Psi_{mp}}$ находится в пределах 1,5...3,0, то

это соответствует деформации связных почв); S_0 – деформация сдвига, соответствующая максимальному напряжению.

Формула (30) соответствует наиболее общему случаю деформации почв сдвигу. Коэффициенты, входящие в состав уравнения, легко вычисляются, а эмпирические могут быть найдены по справочным данным.

1.3. Оценка работоспособности колесных движителей повышенной и высокой проходимости

По проходимости автомобили принято подразделять на дорожные (обычной проходимости), повышенной проходимости, высокой проходимости [4].

Проходимость автомобиля в общем случае будет обеспечена, если сила тяги на колесных движителях P_k будет равна или больше суммарного сопротивления $\sum R$, создаваемого перемещению автомобиля

$$P_k \geq \sum R. \quad (31)$$

Поверхности и среды, по которым должны перемещаться колеса мобильной техники подразделяется на несколько групп [10] (табл. 1).

Таблица 1 – Классификация групповых условий, видов и состояния поверхности пути

Группа	Вид	Состояние	Основные характеристики
Автомобильные дороги	С асфальтированным или бетонным покрытием; с булыжным, щебеночным, гравийным покрытием; грунтовые.	Сухие, мокрые (грязные); обледенелые или заснеженные.	Степень ровности, функциональные свойства, толщина слоя грязи, снега.
Связные грунты	Легкосуглинистый. Суглинистый. Тяжелосуглинистый. Глинистый.	Твердые. Пластичные. Текущие.	Степень ровности, функциональные свойства. Деформируемость, сцепные свойства. Толщина переувлажненного слоя, сцепные свойства.
Песчаные грунты	Пылеватые; мелкозернистые; среднезернистые; крупнозернистые	Неуплотненные; малоуплотненные; уплотненные.	Деформируемость, сцепные свойства.
Заболоченные грунты	Сплошные; сапрпельные; сплавинные.	Неосушенные, осушенные.	Прочность и толщина дернового слоя; несущая способность.
Снег	Пушистый, метелевый, зернистый.	Оседающий, осевший и уплотненный ветром.	Плотность и толщина снежного покрова, температура.

В общем случае сила сцепления колеса с почвогрунтом [4] равна

$$G_k \varphi_x = R_T + R_C + R_{\varphi_0}, \quad (32)$$

где R_T – сила трения шины о почвогрунт; R_C – сила внутреннего сцепления частиц почвогрунта; R_{φ_0} – сила внутреннего трения частиц.

В свою очередь сила трения шины о почвогрунт равна

$$R_T = K_H G_K \varphi_P, \quad (33)$$

где K_H – коэффициент насыщенности рисунка протектора; G_K – нормальная нагрузка на колесо; φ_P – коэффициент трения резины о почвогрунт. А сила внутреннего сцепления

$$R_C = c_0 F_{\text{кон}} (1 - K_H), \quad (34)$$

где $F_{\text{кон}}$ – площадь контакта шины с почвогрунтом; c_0 – коэффициент внутреннего сцепления частиц почвогрунта.

Сила сопротивления внутреннего трения в грунте

$$R_{\varphi_0} = \varphi_0 G_K (1 - K_H), \quad (35)$$

где φ_0 – коэффициент внутреннего трения частиц почвогрунта.

Подставляя (33), (34), (35) в (32) находят общий коэффициент сцепления колеса с почвогрунтом

$$\varphi_x = \frac{[K_H \varphi_P G_K + (1 - K_H)(F_{\text{кон}} c_0 + G_K \varphi_0)]}{G_K}. \quad (36)$$

Из уравнения (36) видно, что первое слагаемое числителя характеризует собой силу сопротивления трения опорной поверхности колеса о почвогрунт, а второе – силу сопротивления на преодоление внутренних связей частиц почвогрунта между собой.

При оценке проходимости планетоходов [11] уравнение тягового баланса представляют в еще более обобщенном виде

$$G_K \varphi_X = F_{кон} c_0 y_1 + G_K \varphi_0 y_2, \quad (37)$$

где y_1 и y_2 – передаточные функции. С некоторым приближением можно считать, что для конкретных условий работы колесных движителей параметры грунта c_0 и φ_0 величины постоянные. Передаточная функция y_1 определяет эффективность использования фракционных сил, а y_2 сил сцепления колеса с грунтом. Значения y_1 и y_2 могут меняться от 0 до 1. А это значит, что тяговое усилие развиваемое колесным движителем зависит от переменных факторов $F_{кон}$, G_K , y_1 , y_2 . При этом, чем больше эти факторы, тем лучше тягово-сцепные свойства мобильной машины. Этими показателями предопределяется направление поиска повышения эффективности работы колесных движителей на малонесущих поверхностях пути.

Так, с увеличением площади контакта движителя с опорной поверхностью, в зоне которой может происходить деформация сдвига, будет формироваться большая движущая сила на оси вращения колеса. Эта задача может решаться как за счет рационального выбора конструктивных параметров (диаметр, ширина, плотность, рисунок протектора, применение искусственных уширителей и др.), так и путем изменения внутреннего давления в шинах. Приемы, направленные на увеличение площади пятна контакта, наиболее эффективно проявляются на малосвязных грунтах.

Нормальная нагрузка, приходящаяся на колесный движитель, величина постоянная, но в зависимости от прочности несущей поверхности и сцепных свойств движителей могут

применяться искусственные догрузатели. Но даже без догрузателей, если обеспечить конструкцию беговых дорожек спаренных колесных движителей сферическими выемками в противофазе и с перекрытием круглых частей (см. описание конструкции в главе 4), то при заполнении сферических выемок массами опорного почвогрунта и перемещении их в противоположном от направления движения мобильной машины они будут создавать дополнительные реакции, направленные в сторону движения при одновременном увеличении поверхности сдвига.

Что касается передаточной функции y_2 , то ее существенным образом можно увеличить путем регулирования режима работы колесного движителя таким образом, чтобы как можно большая площадь пятна контакта при движении по поверхностям с образованием глубокой колеи работала в ведущем режиме. Этого можно достичь путем изменения внутреннего давления в шине и использования универсальных колесных движителей (см. главу 4).

Для проектирования и расчета колесных движителей повышенной и высокой проходимости, а также универсальных колесных движителей необходимо иметь численные значения физико-механических параметров сред с малой несущей способностью.

На основании статистической обработки экспериментальных данных при погружении штампов в почвогрунт в таблице 2 приведены параметры типичных деформируемых грунтов [4].

Таблица 2 – Параметры типичных деформируемых грунтов

№	Типы деформируемых грунтов	Параметры				
		μ	c	c_0	φ_0	φ_P
1.	Глинистые грунты:					
	при малой влажности	1	10...25	50...150	27...50	60...70
	в пластическом состоянии	0,5	0,5...3,0	30...100	20...40	30...50
2.	Песок сухой (сыпучий)	0,5	0,4...2,0	3...10	40...70	60...100
3.	Переувлажненные грунты без твердого основания (заболоченные)	0	0,1...1,0	2...15	3...35	20...40

Используя данные в таблице 2, можно вычислить общий коэффициент сцепления колесных движителей по уравнению (36) для того или иного фона опорной поверхности при известной нормальной нагрузке на колесо, рисунке протектора и площади пятна контакта.

На протяжении многих лет накоплены и обобщены результаты экспериментального определения общего коэффициента сцепления колес по различным опорным поверхностям.

В таблице 3 приведены данные численных значений коэффициента сцепления автомобильных шин высокого и низкого давления, а также шин высокой проходимости, полученных на основании опытных данных лаборатории шин научно-исследовательского автотранспортного института (НАМИ) [12].

Из таблицы 3 видно, что в зависимости от вида (фона) опорной поверхности и ее состояния коэффициент сцепления меняется в очень широких пределах.

Таблица 3 –Значения

коэффициента сцепления автомобильных шин

№	Опорная поверхность, ее состояние	Коэффициент сцепления шин		
		высокого давления	низкого давления	высокой проходимости
Асфальтированное или бетонное покрытие				
1.	Сухое	0,50...0,70	0,70...0,80 (1,00)	0,70...0,80 (1,00)
	Мокрое	0,35...0,45	0,45...0,55	0,50...0,60
	Покрытое грязью	0,25...0,45	0,25...0,40	0,25...0,45
2.	Булыжная мостовая, сухая	0,40...0,50	0,50...0,55	0,60...0,70
Щебеночное покрытие				
3.	Сухое	0,50...0,60	0,60...0,70	0,60...0,70
	Мокрое	0,30...0,40	0,40...0,50	0,40...0,55
Грунтовая дорога				
4.	Сухое	0,40...0,50	0,50...0,60	0,50...0,60
	Увлажненная дождем	0,20...0,40	0,30...0,45	0,35...0,50
	В период распутицы	0,15...0,25	0,15...0,25	0,20...0,30
Целина летом				
5.	Сухой песок	0,20...0,30	0,22...0,40	0,20...0,30
	Влажный песок	0,35...0,40	0,40...0,50	0,40...0,50
	Сухой суглинок	0,40...0,50	0,45...0,55	0,40...0,50
	Суглинок, увлажненный до пластического состояния	0,20...0,40	0,25...0,40	0,30...0,45
	Суглинок, увлажненный до текущего состояния	0,15...0,20	0,15...0,25	0,15...0,25
Целина зимой				
6.	Рыхлый снег	0,20...0,30	0,20...0,40	0,20...0,40
	Укатанный снег	0,15...0,20	0,20...0,25	0,30...0,50
	Обледенелая дорога и гладкий лед при температуре воздуха ниже 0°С	0,08...0,15	0,10...0,20	0,05...0,10

Оценка работы ведомых колес осуществляется по их сопротивлению перекачиванию (коэффициенту сопротивления перекачиванию).

В общем случае коэффициент сопротивления перекачиванию колеса определяется экспериментально с использованием формулы (13).

Сила сопротивления качению колеса также как и сила сцепления колес зависит от большого количества факторов, связанных с их конструктивными параметрами, видом и состоянием опорной поверхности, внутренним давлением в шинах, режимом их работы, а также внешних факторов (время года, погодные условия и др.). Поэтому получить аналитическую зависимость, которая исчерпывающим образом учитывало бы все факторы, влияющие на сопротивление перекачиванию колес, не представляется возможным.

Наиболее сложно решить такую задачу, когда в процессе работы деформируется и опорная поверхность, и шина колеса. В связи с этим предложено большое количество эмпирических формул для определения коэффициента сопротивления перекачиванию колеса. Все они имеют ограниченное применение. Наибольшее распространение получила формула А.Е. Омелянова [12].

$$f = A_1 \sqrt[3]{\frac{p_w}{KD}} + A_2 \sqrt[3]{\frac{Q_k}{p_w D^2}}, \quad (38)$$

где A_1 и A_2 – безразмерные эмпирические коэффициенты, зависящие от конструкции шин. Для шестислойных шин ведомых колес при $D = (4...6)b$ $A_1 = 2...4$, $A_2 = 0,1$; K – коэффициент

объемного смятия ($K=20...30 \text{ кН/см}^3$ – для почвы, подготовленной под посев; $K=80...120 \text{ кН/см}^3$ – для стерни); p_w – внутреннее давление воздуха в шине; Q_k – нормальная нагрузка на колесо; D – диаметр колеса; b – ширина колеса.

Первая часть формулы (38) учитывает сопротивление движению, связанное с деформацией почвы (образование колеи). Вторая часть определяет сопротивление движению, создаваемое деформацией шины колеса. Эта формула послужила основанием для создания конструкций шин с регулируемым давлением в них на ходу. При движении мобильной машины на дорогах с твердым покрытием давление в шинах повышают, а при движении на поверхностях с малой несущей способностью давление снижают.

Как было изложено в 1.1, используя формулу (13), автомобили с известной суммарной весовой нагрузкой на колеса путем динамометрирования буксируют тягачами на различных опорных поверхностях и определяют силу сопротивления качению, а затем коэффициент сопротивления качению.

В таблице 4 представлены коэффициенты сопротивления качению на разных опорных поверхностях и с разным их сопротивлением [12].

Из таблицы видно, что в зависимости от качества дорожного покрытия коэффициент сопротивления перекачиванию существенно меняется. Увеличение количества микронеровностей дороги, по мере износа покрытия, появление выбоин заметно увеличивают коэффициент сопротивления качению. На скользкой дороге помимо силовых затрат энергии на пре-

одоление неровностей пути, дополнительно возрастают кинематические потери за счет буксования ведущих колес.

Таблица 4 – Коэффициенты сопротивления качению

№	Опорная поверхность и ее состояние	Коэффициент сопротивления качению f
1.	Асфальтобетонная: в отличном в удовлетворительном	0,015...0,018 0,018...0,020
2.	Гравийная: в хорошем	0,020...0,025
3.	Булыжная мостовая: в хорошем с выбоинами	0,025...0,30 0,035...0,050
4.	Грунтовая дорога: сухая, укатанная после дождя в период распутицы	0,025...0,030 0,050...0,150 0,100...0,250
5.	Песок и супесь: сухой сырой	0,100...0,300 0,060...0,150
6.	Суглинистая и глинистая целина: сухая в пластическом в текущем	0,04...0,06 0,10...0,20 0,20...0,30
7.	Обледенелая дорога, лед Укатанная снежная дорога	0,015...0,03 0,03...0,05

В таблице 5 приведены данные о физико-механических свойствах снега при разных температурах и плотности [10].

Из таблицы 5 видно, что все параметры снега по мере увеличения его плотности и роста отрицательной температуры воздуха имеют тенденцию к повышению. Следует также отметить, что при больших отрицательных температурах воздуха увеличивается жесткость шин, что отрицательно сказыв-

вается на проходимость мобильных машин, особенно по рыхлому снегу.

Таблица 5 – Данные о физико-механических свойствах снега

№	Параметры	Плотность снега г/см ³					
		0,15	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60
1.	Внутреннее сцепление c_0 , МПа при температуре воздуха, °С:						
	–5	0,04	0,05	0,05	0,07	0,09	0,19
	–10	0,05	0,06	0,052	0,09	0,12	0,22
	–20	0,06	0,09	0,08	0,105	0,27	0,47
Продолжение таблицы 5							
2.	Коэффициент трения c :						
	–5	0,25	0,33	0,35	0,40	0,42	0,60
	–10	-	0,35	0,40	0,43	0,45	0,50
	–20	-	0,40	0,40	0,48	0,50	0,55
3.	Модуль деформации E , МПа:						
	–5	0,2...0,3	0,4...0,6	1,0	1,5...2,0	4,0	7,5
	–10	-	0,6...0,8	1,5	2,5...3,0	5,5	10,0
	–20	-	1,0	2,0	4,0	8,0	13,0
4.	Коэффициент трения скольжения φ_p :						
	+2–(1	0,14	0,091	0,08	0,065	0,039	0,020
	–4	0,10	0,05	0,07	0,055	0,025	0,015
	–16–(–30	0,18	0,01	0,09	0,075	0,045	0,028

2. РЕЖИМЫ РАБОТЫ КОЛЕС

Работоспособность колес существенным образом зависит от режима их функционирования. Так работу колес, действующих в ведомом режиме, принято оценивать по величине сопротивления перекатывания или коэффициенту сопротивления перекатыванию. Работу ведущих колес оценивают по коэффициенту полезного действия.

Сложность взаимодействия колеса с опорной поверхностью заключается в том, что характеристика опорной поверхности в функции времени и пути остается непостоянной особенно во внедорожных условиях. Это обстоятельство вынуждает в зависимости от преимущественного фона, на котором должна работать мобильная колесная машина, создавать специальные ходовые устройства. Поэтому по мере смены сезонов года, с учетом специфики дорожных условий, смены маршрутов перевозок и по ряду других причин появляется необходимость неоднократной замены колес в течение года.

Основоположник теории автомобиля академик Е.А. Чудаков [13,14] впервые выявил факторы, определяющие изменения действительной скорости движения автомобиля в зависимости от режима работы колеса на примере ведущего и тормозного режимов.

Поскольку кинематический радиус колеса нагруженного ведущим или тормозным моментом определяет действительную скорость движения мобильной машины, то величина его преимущественно зависит от жесткости шины и тангенциальной деформации при отсутствии буксования в ведущем режиме и скольжения колеса в тормозном режиме (рис. 8).

$$r_k = r_{k0} - \frac{\overline{M}_k}{C_{ш}} \cos(\overline{M}_k, \overline{\omega}_k), \quad (39)$$

где r_{k0} – радиус качения колеса при $M_k=0$ (ведомый режим);
 $C_{ш}$ – коэффициент окружной жесткости шины $\left(\frac{H \cdot m}{M}\right)$.

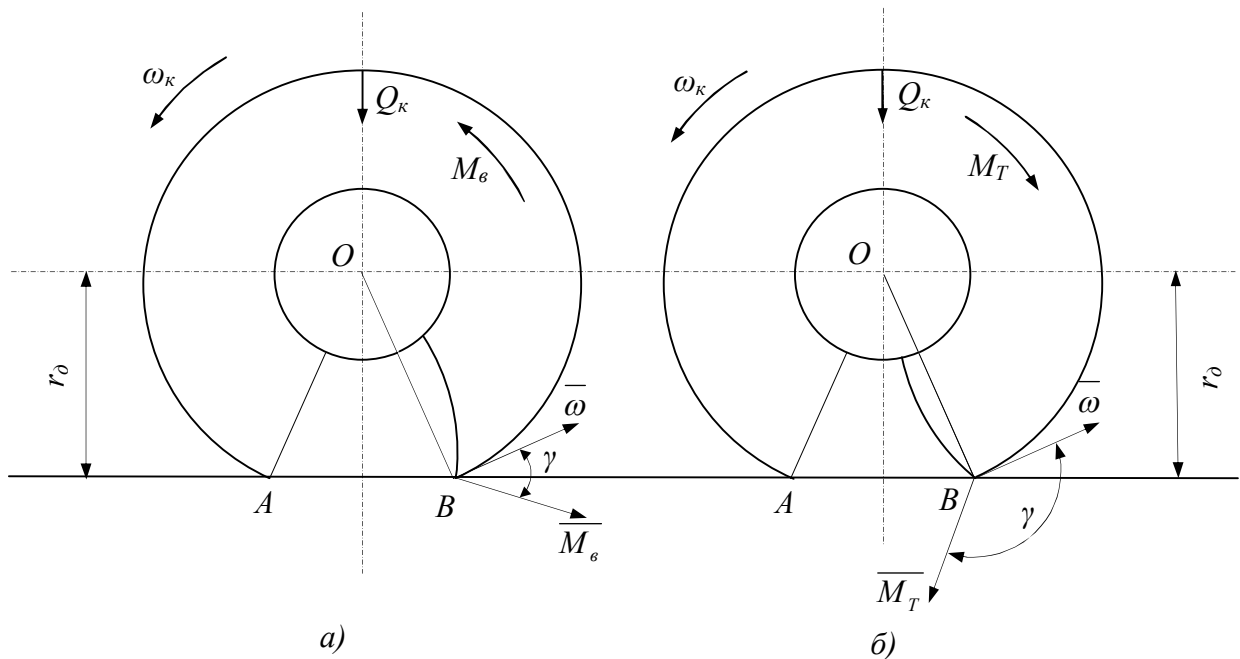


Рисунок 8 – Влияние тангенциальной жесткости
и деформации шины на действительную скорость
движения автомобиля:
а – ведущий режим; б – тормозной режим

Если учитывать буксование и проскальзывание колеса в процессе работы, то выясняется, что в зависимости от изменения режима меняется место мгновенного центра вращения (МЦВ) и действительная скорость движения точки O .

На рис. 9 показано, как меняется годограф скоростей и положение МЦВ для 3-х наиболее характерных режимов работы колес.

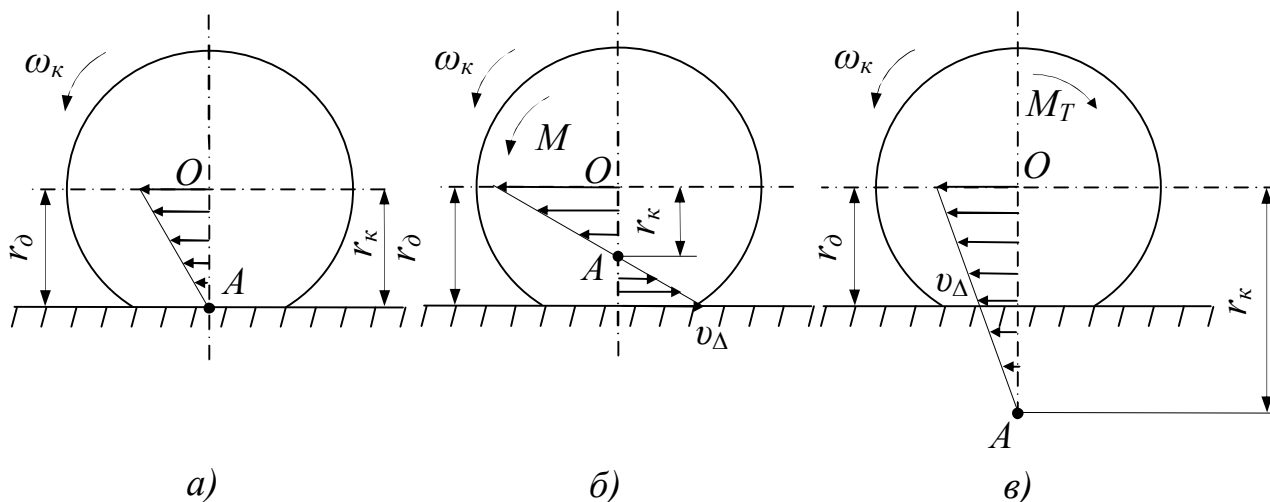


Рисунок 9 – Изменение МЦВ (точка A) при качении колеса:
 a – ведомого; b – ведущего; v – тормозящего

Из рисунка следует, что на жесткой поверхности в первом случае (рис. 9, a) имеет место чистое перекачивание колеса без скольжения и буксования. Во втором случае (рис. 9, b) векторы скоростей ниже точки A направлены против скорости поступательного движения колеса. Такое явление принято называть буксованием колеса. В третьем случае (рис. 9, v) мгновенный центр вращения располагается ниже опорной поверхности и колесо проскальзывает. Такое явление называют как движение «юзом». Поэтому в зависимости от режима работы колеса в зоне контакта его с опорной поверхностью, он называется либо ведомым, либо ведущим, либо тормозным.

Базируясь на исследованиях академика Чудакова Е.А., принято различать пять характерных режимов работы колес: ведущий; свободный; нейтральный; ведомый; тормозной [4]. Качественной и количественной мерой отличительных признаков названных режимов являются величина и направление

подводимого момента и горизонтальной составляющей сил сопротивления движению в зоне контакта колеса с опорной поверхностью.

Многие исследователи силовой анализ взаимодействия колеса с опорной поверхностью и оценку режимов работы, производят относительно геометрического центра вращения колеса, что не в полной мере раскрывает качественную картину и количественную оценку работы колес.

Для сопоставления методик оценки режимов работы колес представим в графическом виде общепринятый вариант анализа относительно геометрического центра вращения колеса [4] и предложенный нами вариант когда он осуществляется относительно мгновенного центра вращения (МЦВ).

На рис. 10 представлены схемы действующих сил и моментов, подводимых к колесу на различных режимах их работы при постоянном динамическом радиусе и движении по жесткой недеформирующейся поверхности. Недостаток такого изображения заключается в том, что на схемах всех пяти вариантов режимов работы не показывается как меняется соотношение динамического и кинематического радиусов перекачивания колес. Это не позволяет определить действительную скорость движения мобильной колесной машины и не дает полного раскрытия картины качественного взаимодействия колес с опорной поверхностью. При такой трактовке режимов работы колес не вполне понятна сущность терминов режимов работы «свободный» и «нейтральный». «Свободный» - от чего? «Нейтральный» относительно каких величин, явлений?

Глядя на схемы, изображенные на рис. 10, ответить на эти вопросы трудно.

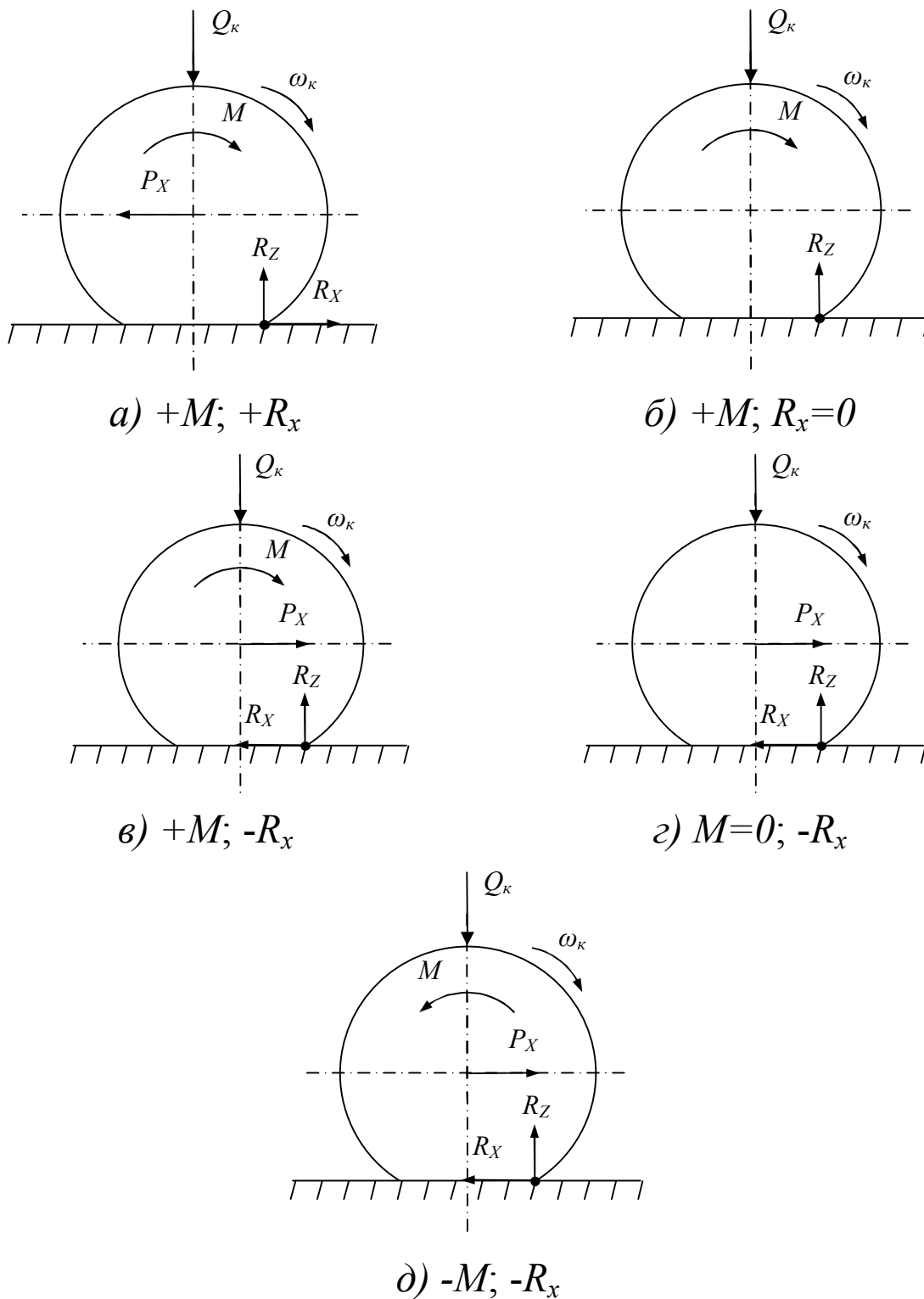


Рисунок 10 – Схема сил и моментов, действующих на колесо при различных режимах работы:

а – ведущий; б – свободный; в – нейтральный; г – ведомый; д – тормозной

Соппротивление движению колеса в горизонтальной плоскости в общем случае наиболее полно представляется уравнением для ведущего режима [4]

$$R_x = \frac{M_k}{r_\partial} - R_z f_c - \frac{(J_M i_T \eta_T + J_K) j}{r_k r_\partial}, \quad (40)$$

где M_k – момент подводимый от двигателя к ведущему колесу; r_∂ – динамический радиус колеса; r_k – кинематический радиус колеса; R_z – вертикальная реакция, вызванная нормальной нагрузкой на колесо; f_c – коэффициент сопротивления перекатыванию колеса, учитывающий силовые потери полной окружной силы $\frac{M_k}{r_\partial}$. Третья составляющая уравнения (40)

учитывает кинематические потери полной окружной силы, где J_M – момент инерции маховика двигателя; i_T – передаточное число в трансмиссии мобильной машины; η_T – механический коэффициент потерь мощности двигателя на трение в трансмиссии; J_K – момент инерции колеса; j – ускорение поступательного движения масс.

Для остальных четырех режимов работы уравнение (40) трансформируется для каждого из них как частный случай. Так для свободного режима (рис. 10, б) $R_x=0$

$$M_k = f_c R_z r_\partial + \frac{J_k j}{r_k}. \quad (41)$$

Для нейтрального режима (рис. 10, в)

$$-R_x = \frac{M_k}{r_\partial} - R_z f_c. \quad (42)$$

Здесь подводимый момент $M_k > 0$, но меньше $f_c R_z r_\partial + J_k j r_k$. Происходит это потому, что автомобиль в этом случае движется по инерции с включенной коробкой скоростей и вращающий момент на колесах формируется не под воздействием момента двигателя, а за счет накопленной кинетической энергии при разгоне мобильной машины. Движение машины будет осуществляться с замедлением.

Если замедление автомобиля будет осуществляться с включенной коробкой скоростей, то тормозной момент M_{rT} , вызываемый сопротивлениями, действующими в двигателе будет оказывать сопротивление вращающему моменту M_{jk} возникающему на ведущих колесах под действием сил инерции, накопленных в процессе разгона автомобиля.

$$M_{jk} = P_j r_\partial = J_\partial \frac{d\omega_\partial}{dt} i_{mp} \eta_{mp} = J_\partial j i_{mp} \eta_{mp}. \quad (43)$$

Отсюда сила инерции

$$P_j = \frac{J_\partial j i_{mp} \eta_{mp}}{r_\partial}. \quad (44)$$

Величина тормозного момента двигателя при его холостой прокрутке через ведущие колеса

$$M_{rT} = \frac{M_{r\partial} i_{mp}}{\eta_{mp}}, \quad (45)$$

где $M_{r\partial}$ – тормозной момент на коленчатом валу двигателя.

По данным Чудакова Д.А. [15] на рис. 11 представлен график изменения тормозного момента двигателя в зависимости от частоты вращения коленчатого вала.

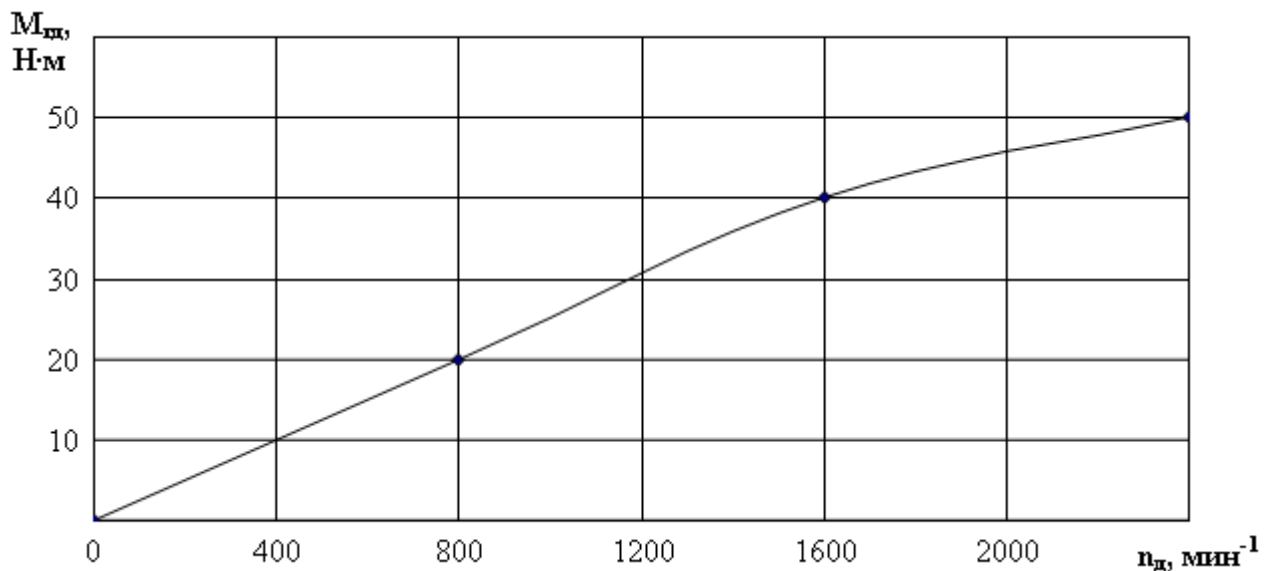


Рисунок 11 – Тормозная характеристика автомобильного карбюраторного двигателя

Замедление движения автомобиля при включенной коробке скоростей и минимальной подачи топлива после разгона до установившегося движения будет более эффективным, если $M_{rt} > M_{jk}$. Учитывая, что между угловым замедлением коленчатого вала двигателя и линейным замедлением имеется зависимость

$$\frac{d\omega_{\partial}}{dt} = \frac{dv}{dt} \frac{i_{mp}}{r_{\partial}} = j_m \frac{i_{mp}}{r_{\partial}},$$

величину инерционного момента можно представить как

$$M_{jk} = \frac{J_{\partial} j i_{mp}^2 \eta_{mp}}{r_{\partial}}. \quad (46)$$

Тогда $M_{rt} \geq M_{jk}$ или $\frac{M_{r\partial} \cdot i}{\eta} \geq \frac{J_{\partial} j i_{mp}^2 \eta_{mp}}{r_{\partial}}$, откуда

$$j \leq \frac{M_{r\partial} r_{\partial}}{J_{\partial} i_{mp} \eta_{mp}^2}. \quad (47)$$

Тогда качественную картину преобразования ведущего режима работы колеса в тормозной двигателем можно представить в следующем виде (рис. 12). Источником движения мобильной машины при движении по инерции при включенной коробке скоростей является либо сила инерции приложенная к оси вращения ведущего колеса, полученная в результате накопленной кинетической энергии при разгоне автомобиля, либо сила инерции, формирующаяся за счет потенциальной энергии мобильной машины при движении под уклон.

В этих случаях на колесо действует два момента. Один из которых передается от двигателя к колесу и создает вращательный момент относительно геометрического центра вращения его (точка O). Поскольку на таких режимах осуществляется минимальная подача топлива, то величина его небольшая. В результате накопленной силы инерции, приложенной к оси вращения колеса, создается второй опрокидывающий момент колеса M_{jk} относительно точки C , который встречным потоком передается через трансмиссию от колеса к двигателю. Поскольку по вектору эти моменты одного направления, то они суммируются и коленчатый вал двигателя начинает ускоренное вращение и в свою очередь вызывает повышенное тормозное сопротивление за счет M_{rT} , который дополнительно замедляет движение мобильной машины.

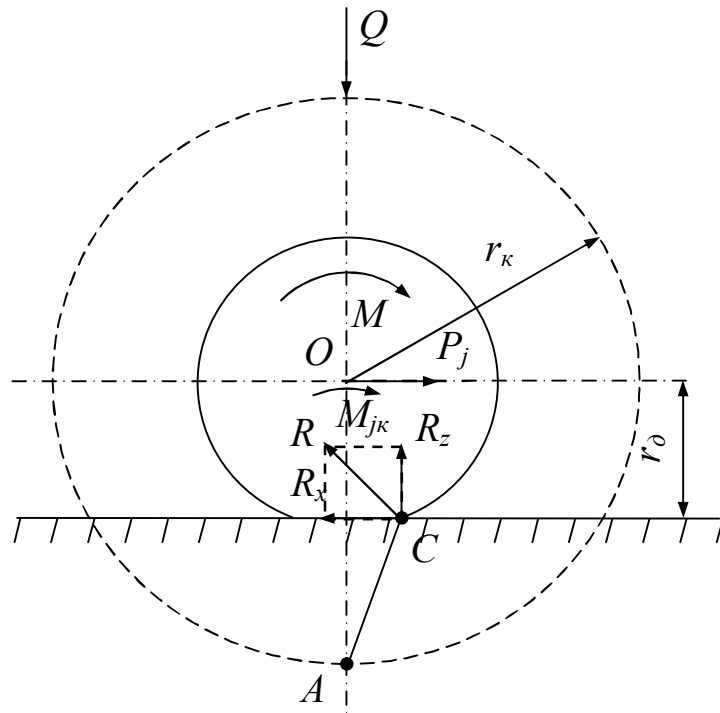


Рисунок 12 – Режим движения ведущего колеса при включенной коробке скоростей и движении по инерции на горизонтальном участке или под уклон

Признаками работы колеса в тормозном режиме двигателем при включенной коробке скоростей и движении по инерции на горизонтальном участке или под уклон являются:

$$M_{rt} > M_{jk} > M; -R_x; r_k > r_0.$$

При этом как и при нейтральном режиме

$$M < f_c R_z r_0 + J_k j r_k. \quad (48)$$

Трактовка пяти основных режимов, изложенных в работах [4, 10, 16] и других авторов, обладает существенным недостатком, заключающемся в том, что не совсем полно раскрывается качественная картина взаимодействия колес с опорной поверхностью. Кроме того, не показано, как в зависимости от смены режима работы колес меняется соотношение динамического и кинематического радиусов колес. По-

сколькx мгновенный центр вращения колеса располагается на окружности радиусом r_k , силовой анализ работы колес более правомерно осуществлять не относительно геометрической оси вращения, а относительно МЦВ.

На рис. 13, 14, 15, 16 представлены режимы работы колес в уточненной тракторке при движении на жесткой поверхности.

2.1. Ведущий режим работы колеса

В ведущем режиме под действием нормальной весовой нагрузки и подводимого момента от двигателя пневмоколесо подвергается радиальной и тангенциальной деформациям. Кроме того, оно может проскальзывать относительно опорной поверхности в направлении обратном поступательному движению машины (пробуксовывать). В результате уменьшается скорость движения и МЦВ перемещается от опорной поверхности в направлении геометрического центра вращения (точка O).

На рис. 13 МЦВ обозначен точкой A , результирующая элементарных реакций опорной поверхности R направлена перпендикулярно относительно радиуса, проведенного из МЦВ, а R_z и R_x ее составляющие. Величина R учитывает как направленные реакции от Q , так и тангенциальные реакции, создаваемые моментом M . Линия неподвижной центроиды $C-C$ определяет наибольший размер петель удлиненной циклоиды.

Схема работы колеса в ведущем режиме дает наглядное представление о работе фиктивного жесткого колеса с кине-

матическим радиусом r_k , которое перекатываясь по жесткой недеформируемой поверхности (линия Ц–Ц) без буксования и скольжения, движется с такой же скоростью как и действительное колесо радиусом r_d .

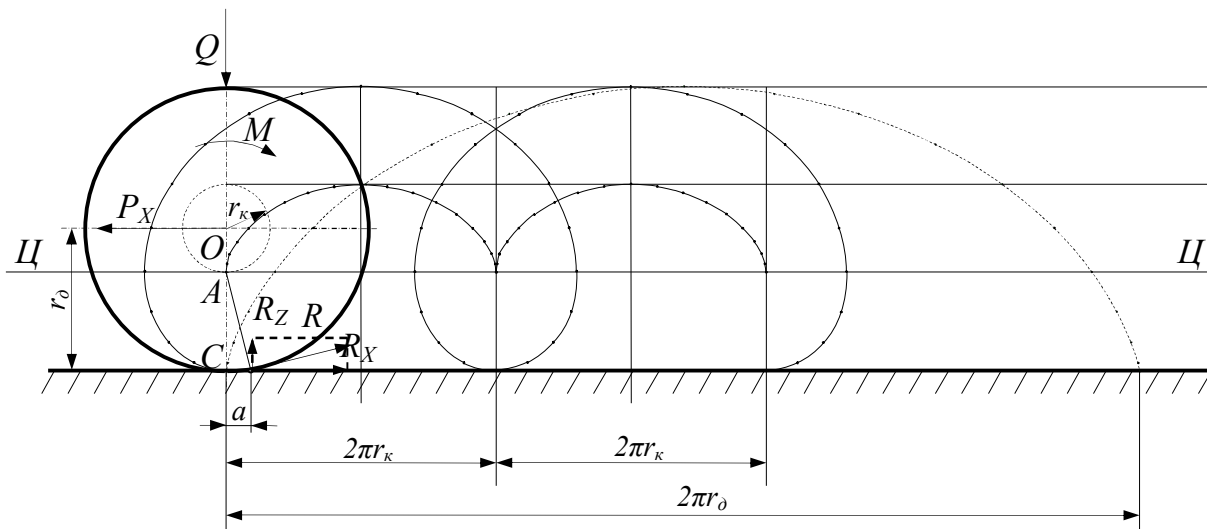


Рисунок 13 – Ведущий режим работы колеса на недеформирующей поверхности

По мере изменения буксования меняется численная величина и направление действия результирующей реакции R и соотношение ее составляющих. Так с ростом буксования R_z возрастает, а R_x уменьшается. Уменьшаться также будет и плечо сопротивления перекатыванию « a ». Фактическая скорость движения колеса будет определяться величиной кинематического радиуса при постоянной угловой скорости колеса $v_d = \omega_k r_k$.

Характерными признаками ведущего режима работы колеса являются:

$$+M; +R_x; r_k < r_d.$$

2.2. Свободный режим работы колеса

На рис. 14 представлена схема работы колеса в свободном режиме. Термин «свободный» очевидно получен потому, что в процессе движения колесо свободно как от буксования, так и от скольжения относительно опорной поверхности.

Полярным радиусом результирующей элементарных реакций R здесь является плечо сопротивления a . Поскольку вектор результирующей элементарных реакций располагается параллельно вертикальному диаметру, то по модулю он равен вертикальной реакции R_z , а горизонтальная составляющая его R_x равна нулю. При работе на жесткой недеформируемой поверхности кинематический радиус равен динамическому радиусу. Траектория точки касания вертикального диаметра колеса относительно опорной поверхности за один оборот будет осуществляться по нормальной циклоиде. Колесо перекатывается без скольжения и буксования несмотря на то, что к нему подводится ведущий момент. В данном случае при установившемся движении величина подводимого ведущего момента небольшая и он расходуется полностью на вертикальную и окружную деформации шины.

Характерными признаками свободного режима работы колеса являются:

$$R_x = 0; +M; r_k = r_d.$$

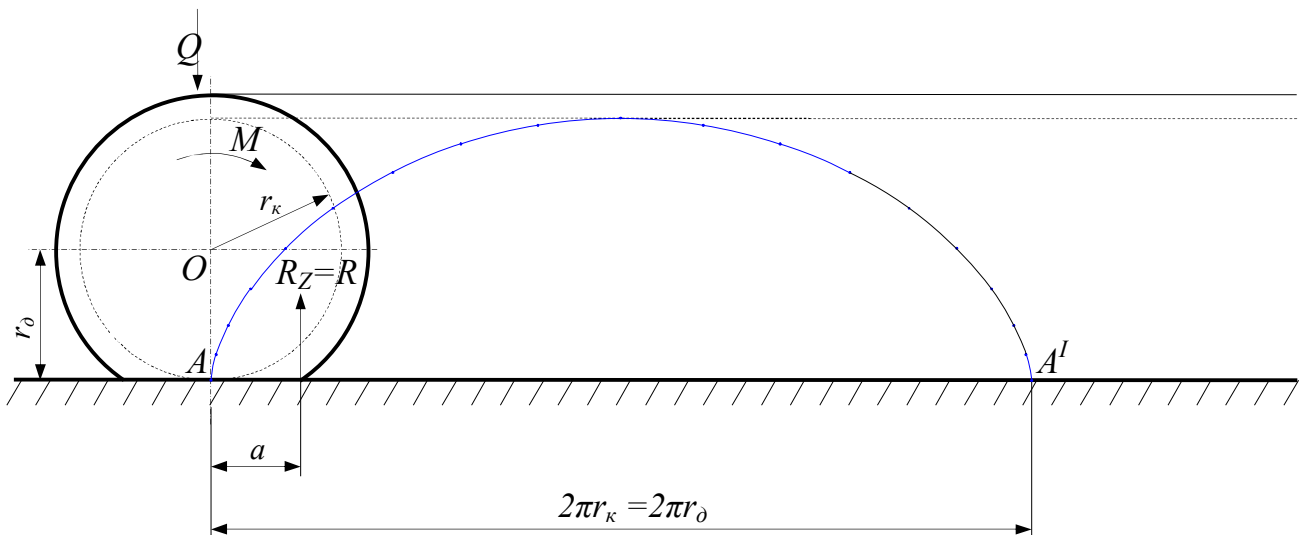


Рисунок 14 – Свободный режим работы колеса

2.3. Нейтральный режим работы колеса

Схема сил, действующих на колесо в нейтральном режиме, показана на рис. 15. Термин «нейтральный» присвоен режиму по условиям работы мобильной машины, когда после разгона и установившегося движения ее, рычаг коробки скоростей переводят в нейтральное положение и одновременно осуществляют минимальную подачу топлива. Таким образом, подвод крутящего момента от двигателя к ведущим колесам прекращается, и движение осуществляется за счет сил инерции накопленных в процессе разгона.

При переходе на нейтральный режим движения прекращается подвод момента двигателя к ведущему колесу и по существу все колеса мобильной машины начинают работать в ведомом режиме под действием опрокидывающего момента, создаваемого P_j на плече r_0 .

При этом колесо будет проскальзывать относительно поверхности в направлении движения, и оно за один оборот совершит больший путь по сравнению с работой в свободном

режиме, поскольку $r_k > r_\partial$, а фактическая скорость колеса также будет определяться кинематическим радиусом $v_\partial = \omega_k r_k$.

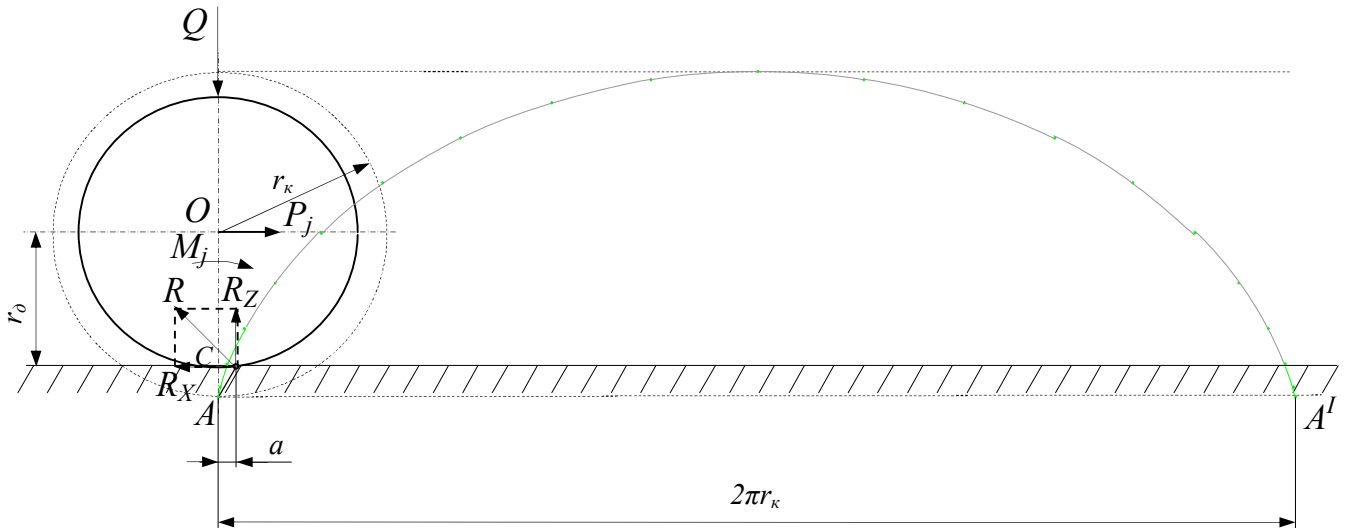


Рисунок 15 – Нейтральный режим работы колеса

Характерными признаками нейтрального режима работы колеса являются:

$$-R_x; M=0; +M_{опр}; r_k > r_\partial.$$

Свободный и нейтральный режимы работы чаще всего проявляются в мобильных колесных машинах многоприводных, когда расположенные на одной раме колеса одной ведущей оси по отношению к другой работают в забегающем режиме или отстающем.

2.4. Ведомый режим работы колеса

В ведомом режиме преимущественно работают ведомые колеса неполноприводных мобильных машин. Как и в нейтральном режиме, при отсутствии подвода момента от двигателя, вращение ведомого колеса осуществляет за счет опрокидывающего момента создаваемого толкающей силой $P_{толк}$ (рис. 16) со стороны ведущих колес (в отличие от силы инерции в нейтральном режиме).

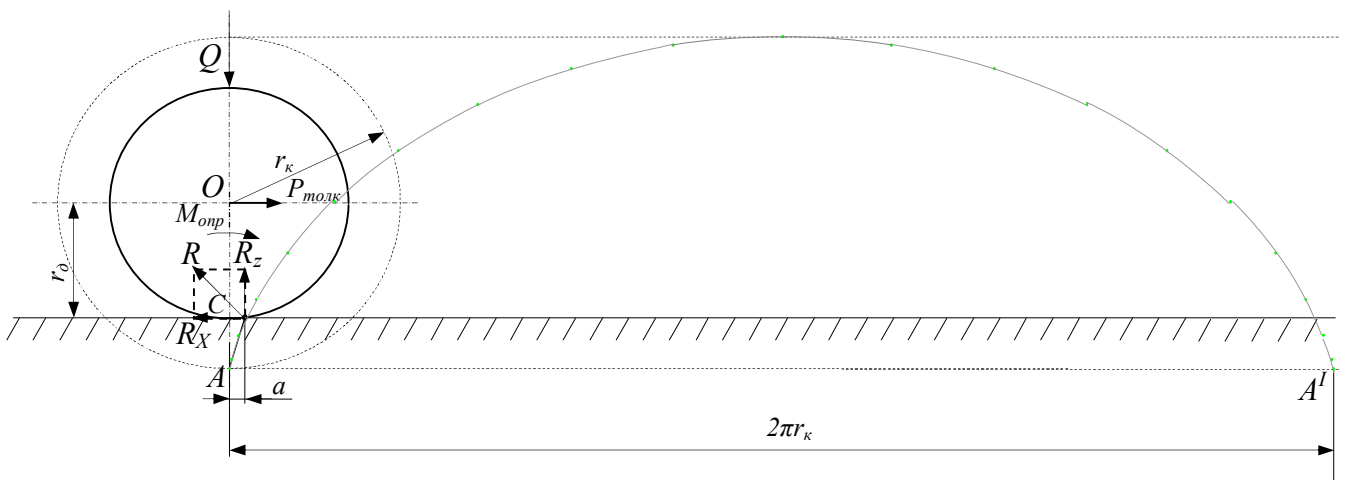


Рисунок 16 – Ведомый режим работы колеса

Опрокидывающий момент относительно точки C во многом зависит от силы сцепления колеса с опорной поверхностью. Если представить себе, что ведомое колесо движется по гладкому льду, то толкающая сила будет минимальной вследствие повышенного проскальзывания ведомого колеса. Несмотря на малое значение $P_{толк}$ в пределах одного оборота, МЦВ опустится ниже опорной поверхности.

Характерными признаками ведомого режима работы колеса являются: $-R_x$; $M=0$; $+M_{опр}$; $r_k > r_0$.

2.5. Тормозной режим работы колеса

2.5.1. Тормозной режим при нейтральном положении рычага коробки скоростей

В этом случае к тормозным колесам не подводится момент от двигателя (рис. 17). При этом в зоне контакта колеса с опорной поверхностью, под действием сил инерции поступательно движущихся масс возникает реакция R_x при достаточном сцеплении колес с опорной поверхностью.

При полной блокировке колес P_j окажется больше R_x и длина тормозного пути будет возрастать за счет проскальзывания шины в направлении поступательной скорости движения.

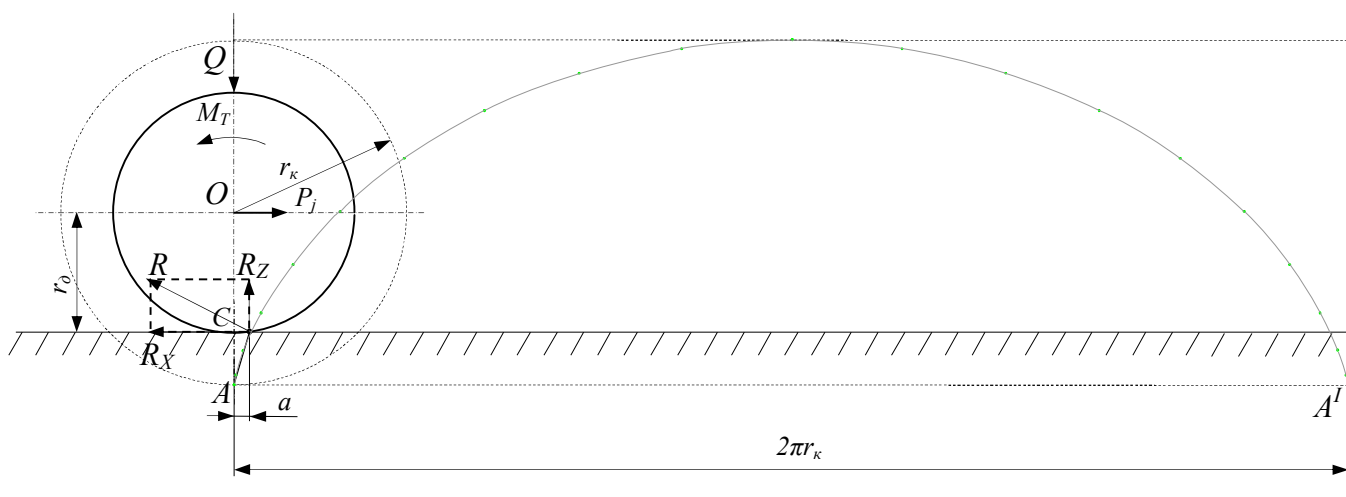


Рисунок 17 – Тормозной режим работы колеса с выключенной коробкой скоростей

Характерными признаками тормозного режима работы колеса являются:

$$-M_T; -R_x; r_k > r_0.$$

2.5.2. Тормозной режим при включенной коробке передач

В этом случае (рис. 18) на ведущие колеса автомобиля кроме тормозного момента действует еще и момент, подводимый от двигателя при малой подаче топлива.

При малой подаче топлива ведущий момент M уменьшается, что приводит к уменьшению оборотов коленчатого вала двигателя и замедлению движения автомобиля, поэтому длина тормозного пути при торможении с включенной коробкой скоростей будет меньше как при служебном, так и при аварийном торможении по сравнению с торможением его с выключенной коробкой скоростей. А это значит, что кинематический радиус ведущего колеса с включенной коробкой скоростей будет больше кинематического радиуса при торможении автомобиля с выключенной коробкой скоростей.

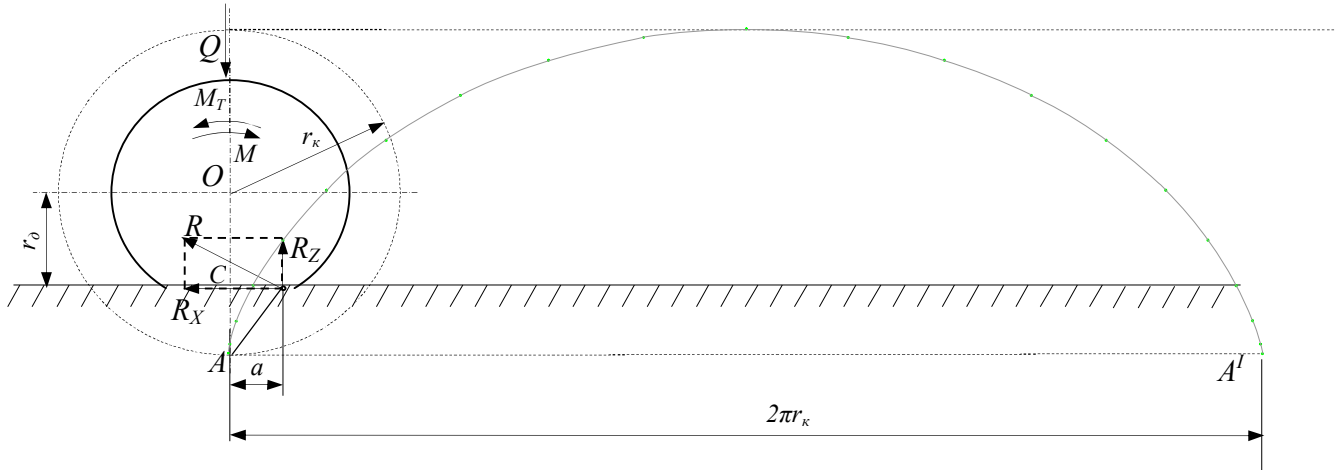


Рисунок 18 – Тормозной режим работы ведущего колеса с включенной коробкой скоростей

Характерные признаки тормозного режима ведущего колеса с включенной коробкой передач:

$$-M_T; +M; -R_x; r_k \gg r_0.$$

3. РАБОТА КОЛЕС НА ПОВЕРХНОСТЯХ С МАЛОЙ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТЬЮ

3.1. Силы и реакции, действующие на колесный движитель

Колеса на поверхностях с малой несущей способностью вынуждены работать с образованием глубокой колеи. Большинство исследований, посвященных работе колес с образованием глубокой колеи рассматривают преимущественно взаимодействие беговой дорожки с контактной поверхностью, пренебрегая боковыми поверхностями колес, контактирующими в зоне от дневной поверхности до дна колеи. Некоторые из них объясняют такое допущение тем, что основание, по которому происходит качение колес, является однородным и имеет только пластические (необратимые) деформации и поэтому сопротивления возникающие на боковинах колес при взаимодействии со стенами колеи пренебрежительно малы [17].

По нашему мнению такое допущение правомерно только в случаях, когда глубина колеи не превышает 5...10% размера статического радиуса колеса. Кроме того, почвогрунт является реологической средой и при повышенной влажности обладает вязкоупругими свойствами, а при достаточно большой глубине колеи боковые поверхности пневмошины испытывают значительные нормальные давления и, как следствие, формируются соответствующие им силы сопротивления трению. При этом, в ведущем режиме элементарные реакции в разных местах контакта боковин колеса с упруговязкой средой имеют разную величину и направленность. Работа колес во влажной вязкоупругой среде вызывает значительные адгезионные потери.

На сыпучих средах (снег, песок) боковые поверхности и беговая дорожка испытывают помимо сил взаимного трения пневмошины и среды еще сопротивление от сил трения частиц среды между собой.

Испытания плоского стального зубчатого диска толщиной 5 мм, диаметром 500 мм, заглубленного на 200 мм на суглинистой старопахотной почве показал, что при подведении к нему ведущего момента он развивал тяговую силу до 500 Н. При этом 30...50% от нее приходится на реакции от сил трения на боковых поверхностях диска. Максимальное значение силы тяги получается при отношении окружной скорости диска к его поступательной скорости $\lambda=3...5$ [18, 19]. Отсюда следует, что при работе колесных движителей с пневмошинами на поверхностях с малой несущей способностью с образованием глубокой колеи необходимо учитывать взаимодействие боковых поверхностей пневмошин со средой и представлять их качественные и количественные взаимосвязи.

Рассмотрим в самом общем виде работу ведущих колес на поверхности с малой несущей способностью с образованием колеи. На рис. 19 показана схема действующих на ведущее колесо элементарных реакций при работе на поверхности с малой несущей способностью с образованием колеи как на беговой дорожке, так и на боковинах колеса.

На рис. 19 представлен экстремальный случай, когда глубина колеи близка по размеру динамическому радиусу r_d . На схеме размещены по четыре элементарных реакции на беговой дорожке и боковине колеса.

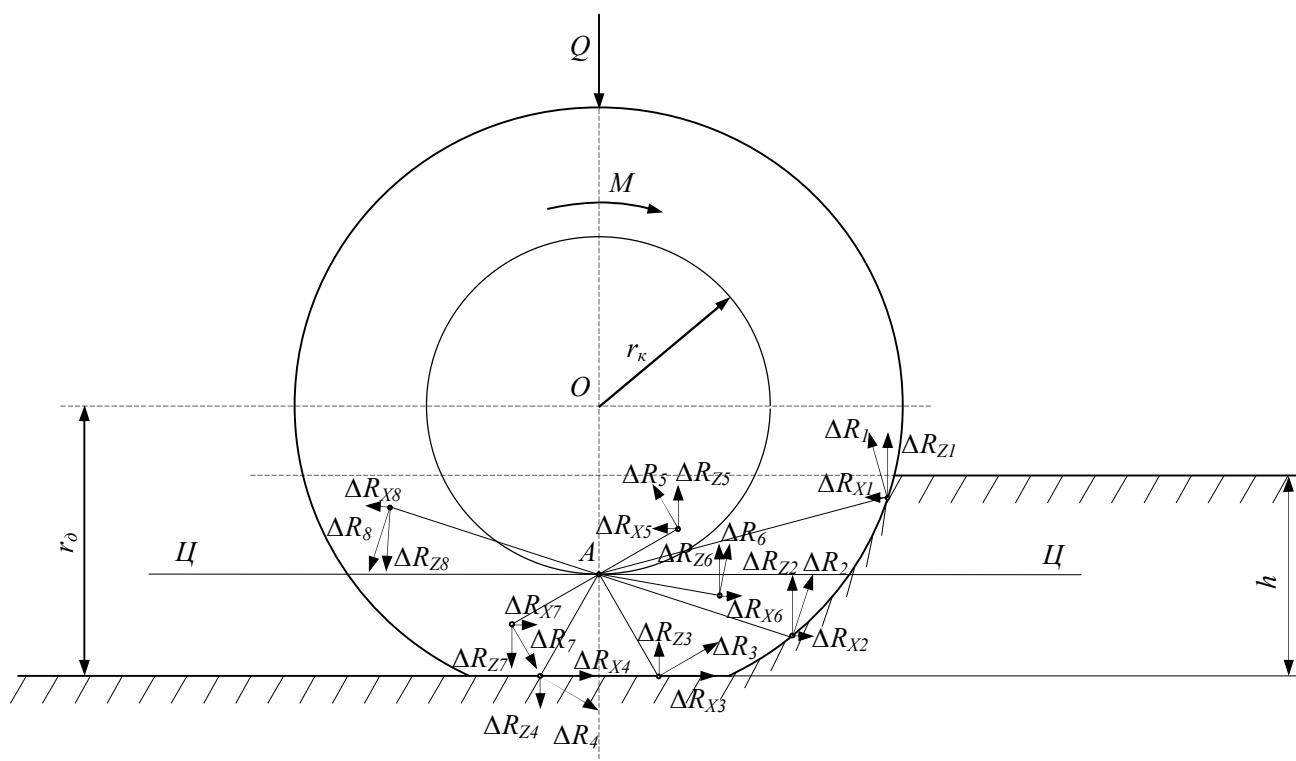


Рисунок 19 – Схема размещения элементарных реакций на беговой дорожке и боковинах ведущего колеса при движении с образованием глубокой колеи

Из них ΔR_1 расположена выше неподвижной центроиды Ц–Ц, а ΔR_2 , ΔR_3 и ΔR_4 – ниже неподвижной центроиды. На боковинах колеса ΔR_5 , ΔR_8 – выше линии Ц–Ц, а ΔR_6 , ΔR_7 – ниже линии Ц–Ц. Из рисунка видно, что горизонтальные составляющие элементарных реакций на беговой дорожке расположенные ниже неподвижной центроиды в первой четверти ее направлены по направлению поступательного движения колеса, а во второй – в обратную сторону. В равной степени это относится и к элементарным реакциям, расположенным на боковинах колеса. Выше неподвижной центроиды горизонтальные составляющие элементарных реакций в первой четверти и на беговой дорожке, и боковинах направлены против поступательного движения колеса. При этом на беговой дорожке создается так называемое

бульдозерное сопротивление, а на боковинах силы трения и прилипания среды к ним, оказывают дополнительное сопротивление поступательному движению.

Составляющие ΔR_z в первой четверти направлены вверх, а во второй четверти – вниз. Таким образом, выясняется, что при работе на поверхностях с малой несущей способностью с образованием колеи в разных местах контактной поверхности колес они функционируют в разных режимах. Так ниже неподвижной центроиды и беговая дорожка, и боковины колеса работают в ведущем режиме. На линии неподвижной центроиды – в свободном, выше неподвижной центроиды – в ведомом.

Из схемы действия элементарных реакций и ее анализа следует, что для более эффективной работы колес в таких условиях нужно находить конструктивные решения и изыскивать способы изменения эксплуатационного воздействия на параметры колеса при движении на ходу в зависимости от меняющихся условий. Например, путем изменения внутреннего давления в шинах на ходу.

Разработка комплекса мероприятий для работы колес на поверхностях с малой несущей способностью должна быть направлена на то, чтобы уменьшить образование колеи и обеспечить условия, при которых линия неподвижной центроиды располагалась бы на линии дневной поверхности или выше ее. В этом случае все контактирующие поверхности колеса будут работать преимущественно в ведущем режиме.

3.2. Работа элементарных реакций в разных зонах контакта колесного движителя на поверхностях с малой несущей способностью

В зависимости от места расположения элементарных реакций в разных зонах контакта опорной поверхности с колесом, они формируют либо положительную, либо отрицательную работу.

Используя рис. 20, рассмотрим, как участвуют различные зоны контактной поверхности колесного движителя в формировании полезной работы относительно геометрической оси вращения его (O).

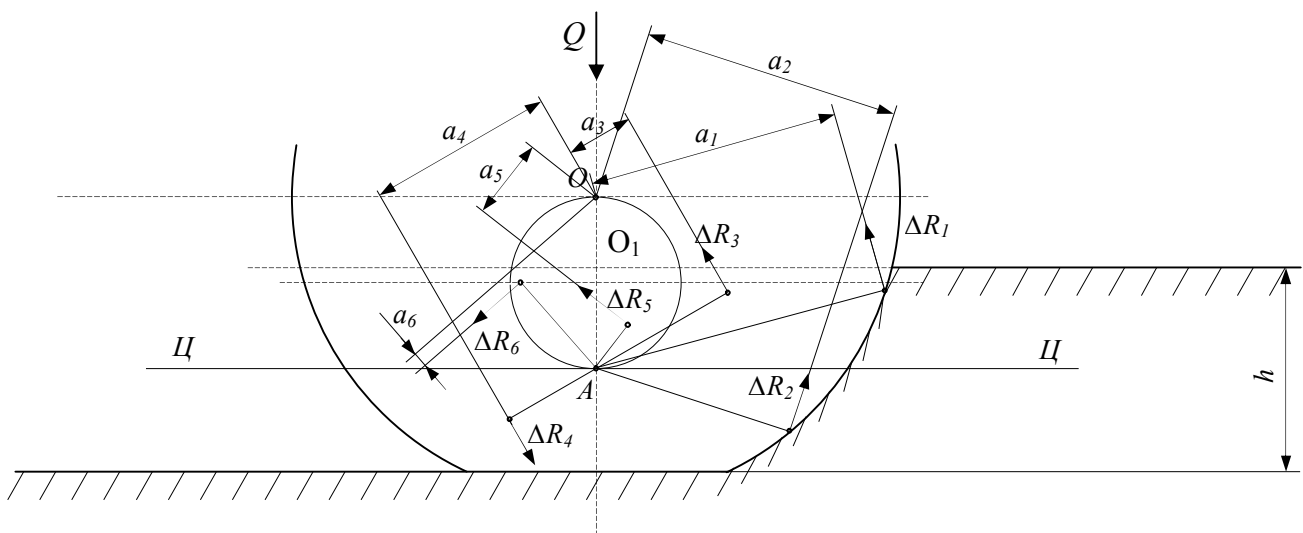


Рисунок 20 – Схема действия элементарных моментов сопротивления в разных зонах контакта относительно геометрической оси вращения ведущего колеса

Запишем уравнение элементарных моментов сопротивления в разных зонах контакта относительно геометрической оси вращения колеса.

$$\Delta R_6 a_6 + \Delta R_5 a_5 - \Delta R_4 a_4 - \Delta R_3 a_3 - \Delta R_2 a_2 - \Delta R_1 a_1 = 0. \quad (49)$$

Из уравнения видно, что на беговой дорожке и боковинах контактных поверхностей колесного движителя, за исключением площади круга ограниченного подвижной центроидой (диаметр круга OA), образуется отрицательная механическая работа. И только в площади круга подвижной центроиды элементарные реакции формируют элементарные моменты, совпадающие с направлением активного момента, подводимого к движителю от двигателя, то есть способствуют формированию положительной работы.

Рассмотрим процесс формирования активных моментов в зоне круга диаметром OA (рис. 21).

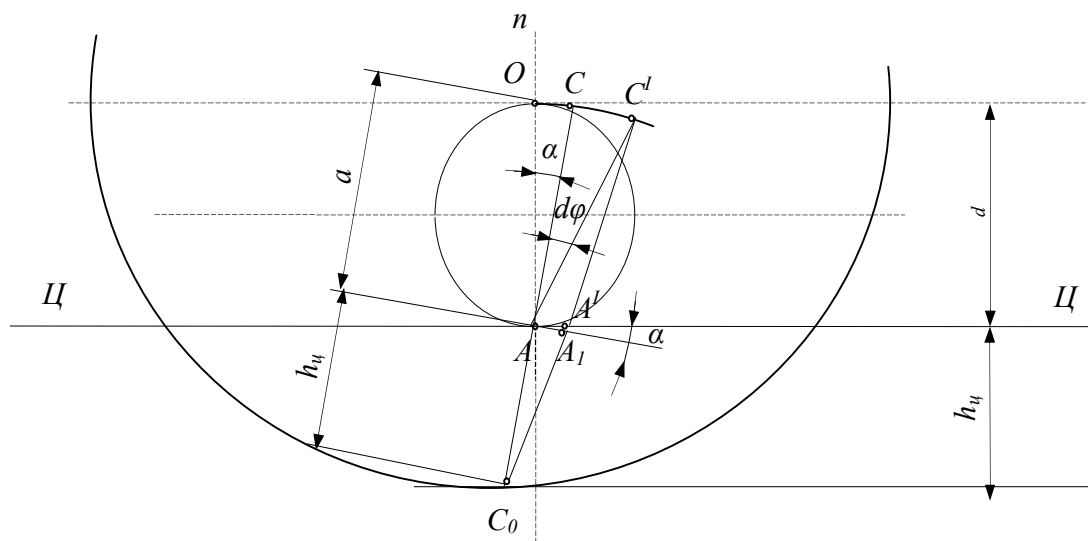


Рисунок 21 – Траектории перемещения элементарных частиц, контактирующих с поверхностью боковин ведущего колеса

Когда колесо работает в ведущем режиме, то геометрический центр вращения O при наличии буксования одновременно перемещается и относительно точки опоры C_0 и мгновенного центра вращения (точка A). При перемещении точки C на бесконечно малый угол $d\varphi$ в точку C' вся панорама относительно полюсной нормали An повернется на угол α . Из – за

малости дуг CC^I и AA_1 примем их как прямолинейные отрезки и тогда на основании подобия треугольников C_0CC^I и C_0AA_1 , получим соотношения

$$\frac{CC^I}{AA_1} = \frac{h_y + a}{h_y}$$

Из рисунка видно, что $AA_1 = AA^I \cdot \cos \alpha$. Если элементарную дугу AA^I обозначить через dS , то $AA^I \cdot \cos \alpha = dS \cdot \cos \alpha$, а $CC^I = ad\varphi$.

В результате $\frac{ad\varphi}{dS \cos \alpha} = \frac{h_y + a}{h_y}$, отсюда $\frac{d\varphi}{dS} = \frac{h_y + a}{h_y a} \cos \alpha$,

или $\frac{d\varphi}{dS} = \left(\frac{1}{a} + \frac{1}{h_y} \right) \cos \alpha$.

Но $\frac{d\varphi}{dt} = \omega$ - угловая скорость вращения геометрического центра вращения колеса относительно опорной точки C_0 , а $\frac{dS}{dt} = v$ поступательная скорость МЦВ (т. А).

Параметр d (рис. 22) является радиусом поворота относительно МЦВ (точка А).

$$\frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{dS}{dt} = \frac{\omega}{v} = \frac{\omega}{\omega d} = \frac{1}{d}$$

В этом случае радиусы кривизны траектории AA_1 и CC^I (рис. 21) характеризуются уравнением

$$\left(\frac{1}{a} \pm \frac{1}{h_y} \right) \cos \alpha = \frac{1}{d}. \quad (50)$$

Полученное выражение называется уравнением Эйлера-Савари [20]. Знак « \leftarrow » ставится, когда C и C_0 находятся по одну сторону от МЦВ (точки A).

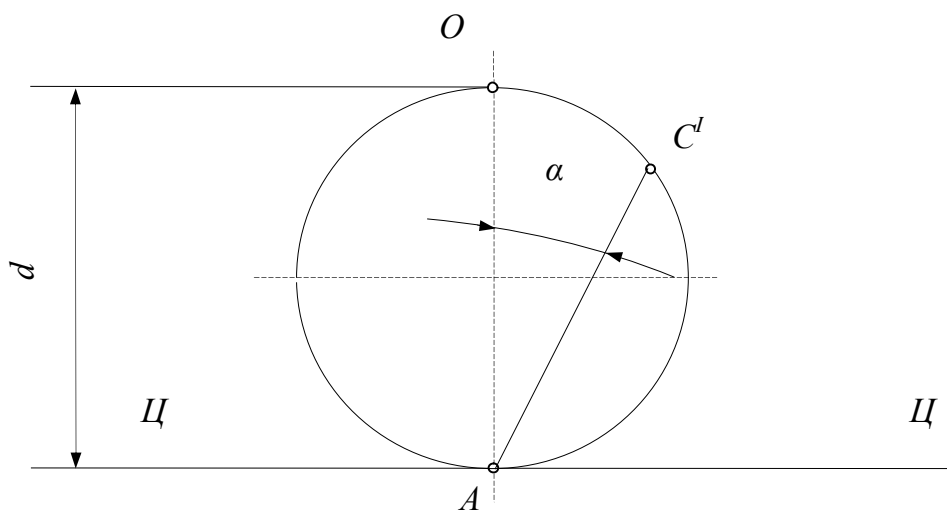


Рисунок 22 – МЦВ и поворотная окружность (подвижная гипоцентроида)

Если h_y бесконечно возрастает, то C_0 уходит в бесконечность, а траектория точки A имеет точку распрямления и распределяется по неподвижной центроиде Ц–Ц. В этом случае уравнение (50) приводится к виду

$$\left(\frac{1}{a} + \frac{1}{\infty} \right) \cos \alpha = \frac{1}{d},$$

отсюда

$$d \cos \alpha = a. \tag{51}$$

Это выражение представляет собой уравнение окружности в полярных координатах с диаметром d .

Применительно к работе ведущего колеса в условиях глубокого колееобразования уравнение (51) определяет параметры подвижной гипоцентроиды перемещающейся по не-

подвижной центроиде Ц–Ц. На рис. 22 представлены параметры подвижной гипоцентроиды.

Проведем из точек O и A (рис. 23) бесконечное множество прямых линий, которые должны пересекаться между собой под прямым углом.

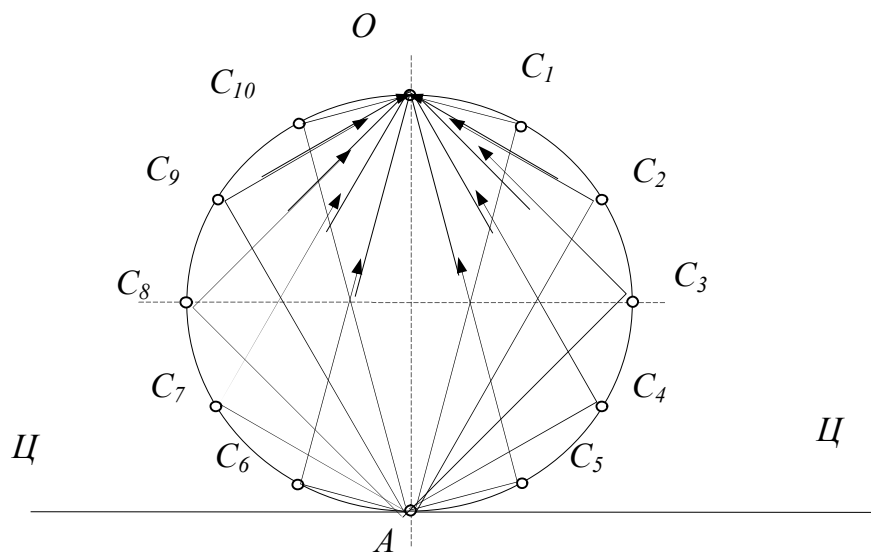


Рисунок 23 – Формирование подвижной центроиды

Точки пересечения этих прямых расположены на линии подвижной центроиды. Поэтому на любой элементарной площадке внутри подвижной центроиды элементарные реакции будут создавать элементарные моменты сопротивления, относительно геометрического центра вращения колеса (точка O), действующие по направлению вращения, а за пределами подвижной центроиды формируется элементарные моменты сопротивления, действующие против направления вращения колеса. Элементарные реакции, расположенные на линии подвижной центроиды не создают момента, поскольку векторы элементарных сил проецируются в точку O .

На рис. 24 точка A является мгновенным центром вращения (или мгновенным полюсом), а точка O – полюсом поворота подвижной центроиды. Диаметр подвижной центроиды (поворотной окружности) направлен по полюсной нормали AO .

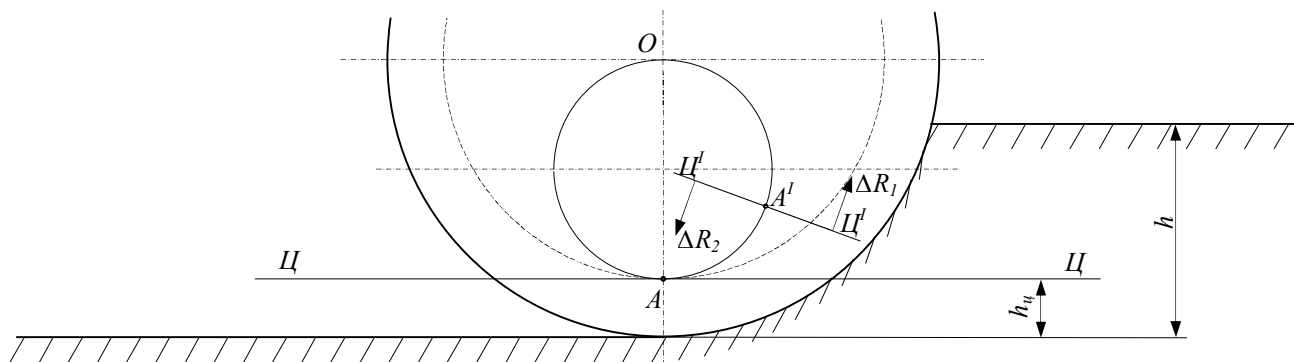


Рисунок 24 – Формирование элементарных реакций в разных зонах контактной поверхности боковин колеса

Если в любой точке A' подвижной центроиды провести нормаль, то в случае размещения ее в зоне контакта боковых поверхностей колеса с боковой поверхностью колеи она будет мгновенным центром элементарных реакций ΔR_1 и ΔR_2 .

При $\alpha=0$ имеем $d=a$ (рис. 21), а это значит, что точка C переместится в точку O , которая называется полюсом поворота.

Если смотреть из МЦВ на траектории всех точек, находящихся в зоне контакта боковых поверхностей колеса со средой внутри подвижной гипоцентроиды, то они будут обращены к МЦВ (точка A) выпуклой стороной C_1 (рис. 25). А траектории точек, расположенные за пределами подвижной гипоцентроиды обращены к нему вогнутой стороной C_2 .

Точка C_3 является точкой распрямления, а точка O геометрической точкой оси вращения колеса. За пределами под-

вижной гипоцентроиды все точки контактной поверхности боковин колеса будут иметь вогнутые траектории по отношению к МЦВ.

Изложенная трактовка раскрывает качественную картину работы элементарных реакций на боковых поверхностях и беговой дорожке ведущего колеса, приведенной на рис. 20, а количественная оценка определяется уравнениями (36), (37), (40).

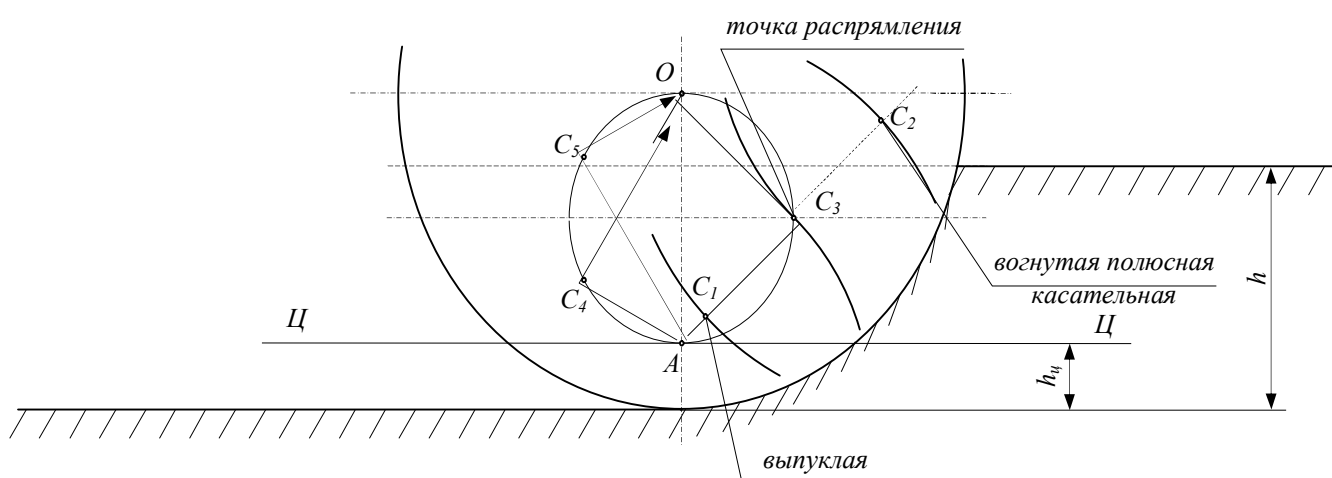


Рисунок 25 – Поворотная окружность (подвижная гипоцентроида) и траектория точек контакта

3.3. Определение силовых характеристик при движении ведущего колеса по деформируемой поверхности с образованием колеи

3.3.1. Определение движущей силы от реакций трения грунта о боковые поверхности колеса

При работе колеса в ведущем режиме, то есть когда кинематический коэффициент λ_k больше единицы, движущая сила будет равна

$$P_{дв} = R_x = R_{хтб} + R_{хс} + R_{хтп}, \quad (52)$$

где $R_{хтб}$ – движущая сила от реакций трения и прилипания грунта к боковым поверхностям колеса; $R_{хс}$ – движущая сила от реакций сдвига грунта, заключенного между выступами протектора шины; $R_{хтп}$ – движущая сила от реакций трения выступов протектора по грунту.

Положив в основу теоретические предпосылки взаимодействия плоского диска с почвой, изложенные в работах [21, 22, 23], принимаем следующие допущения:

1. Удельное давление грунта (P) на боковые поверхности и обод колеса остается постоянным по всей глубине колеи (h).
2. Боковая поверхность колеса принимается плоской.
3. Мгновенный центр вращения (МЦВ) сохраняет постоянное положение в процессе работы колеса ($\lambda_k = const$).

Выделим на боковой поверхности элементарные площадки m_1 , m_2 , m_3 и m_4 (рис. 26).

Как видно из рисунка элементарные реакции dR_T трения и прилипания (в дальнейшем будем говорить только трения, имея в виду, что реакции прилипания учитываются коэффициентом трения f) грунта будут направлены противоположно векторам абсолютных скоростей точек элементарных площадок.

В общем случае элементарная горизонтальная составляющая будет равна

$$dR_{хт} = dR_T \cos \varphi, \quad (53)$$

где φ - угол между вертикальным диаметром колеса и полярным радиусом, соединяющим МЦВ с той или иной площадкой.

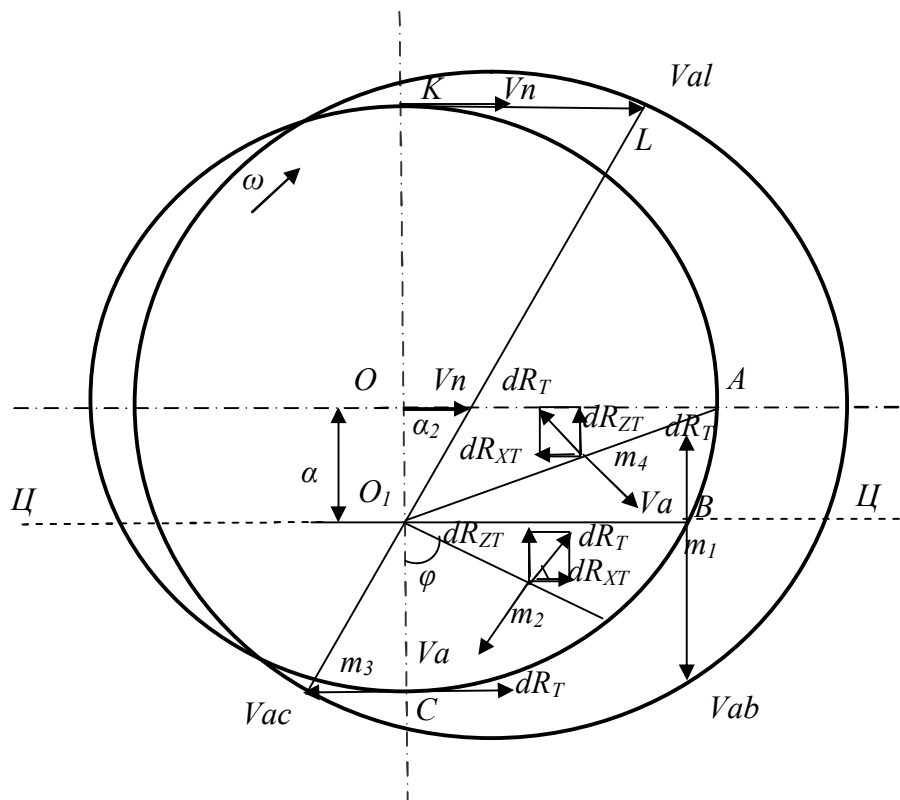


Рисунок 26 – Определение движущей силы от реакций трения и прилипания почвы

Следует заметить, что для площадки m_3 $dR_{XT}=dR_T$; для площадки m_1 $dR_{XT}=0$, а для площадки m_4 $dR_{XT}=dR_T \cos(\pi-\varphi) = -dR_T \cos\varphi$, т.е. вектор элементарной реакции принимает направление, противоположное поступательному движению колеса и не способствует увеличению движущей силы, а уменьшает ее. Таким образом, движущая сила будет формироваться лишь за счет элементарных реакций, расположенных ниже горизонтальной линии, проходящей через МЦВ, которая является неподвижной центроидой колеса с условным радиусом a , катящегося по ней без скольжения и буксования (линия ЦЦ). Следовательно, при движении колеса по колее, глубина которой больше этого уровня, движущая сила будет снижаться.

Выделим на боковой поверхности колеса (рис. 27) элементарную площадку, величина которой будет равна $\rho d\rho d\varphi$.

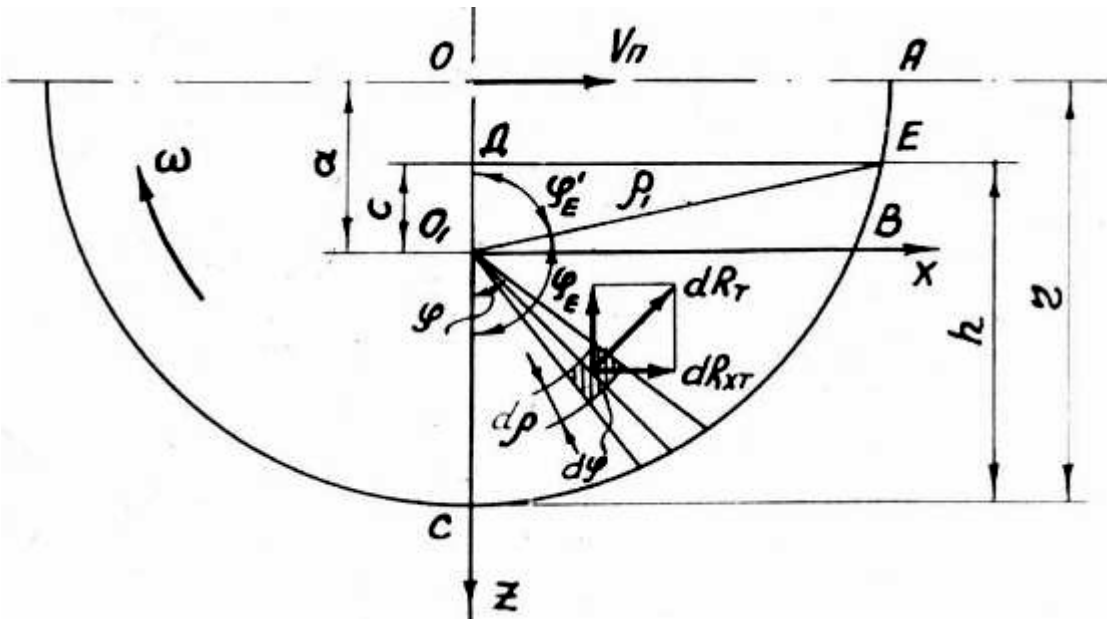


Рисунок 27 – Схема элементарных реакций трения

Горизонтальная составляющая элементарной реакции трения, действующей на этой площадке, будет равна

$$dR_{xT\phi} = fp\rho\cos\varphi d\rho d\varphi. \quad (54)$$

Тогда суммарная движущая сила от реакций трения грунта о боковые поверхности колеса

$$R_{xT\phi} = 4fp \int_0^{\varphi_E} \int_0^{\rho_1} \rho\cos\varphi d\rho d\varphi. \quad (55)$$

Полярный радиус изменяется от 0 до ρ_1 , значение которого в параметрическом виде можно выразить системой уравнений:

$$\begin{aligned} x &= r\sin\alpha = \rho_1\sin\varphi, \\ z &= r\cos\alpha = \rho_1\cos\varphi. \end{aligned} \quad (56)$$

откуда

$$\rho_1 = -a\cos\varphi + \sqrt{a^2\cos^2\varphi + r^2 - a^2}. \quad (57)$$

После подстановки (57) в (55) и вычисления интегралов получим:

$$\begin{aligned}
 R_{хтб} = 4fp \left\{ a^2 \left(\sin \varphi_E - \frac{\sin^3 \varphi_E}{3} \right) + \frac{r^2 - a^2}{2} \sin \varphi_E - \right. \\
 - \frac{ar}{3} \left[\sqrt{1 - \frac{a^2}{r} \sin^2 \varphi_E} \sin \varphi_E \cos \varphi_E - \right. \\
 \left. \left. - \frac{r^2 - a^2}{a^2} F \left(\varphi_E; \frac{a}{r} \right) + \frac{r^2 + a^2}{a^2} E \left(\varphi_E; \frac{a}{r} \right) \right] \right\}, \quad (58)
 \end{aligned}$$

где $F \left(\varphi_E; \frac{a}{r} \right)$ - эллиптический интеграл первого рода в нормальной форме; $E \left(\varphi_E; \frac{a}{r} \right)$ - эллиптический интеграл второго рода в нормальной форме.

Выражение (58) справедливо лишь при $\varphi_E = \frac{\pi}{2}$, т.е. при $h=r-a$. При глубине колеи $h \neq r-a$ необходимо учесть реакции трения, действующие на площади треугольника O_1DE (рис. 27). Движущая сила, действующая на площади треугольника O_1DE будет равна

$$R'_{хтб} = 4fp \int_0^{\varphi'_E \cos \varphi'} \int_0^c \rho \cos \varphi' d\rho d\varphi' = 4fp \frac{c^2}{2} \ln \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi'_E}{2} \right), \quad (59)$$

где $c=r-(a+h)$; $\varphi'_E = \varphi_E$ при $h < r-a$ и отсчитывается от вертикального диаметра против часовой стрелки, а при $h > r-a$ угол $\varphi'_E = \pi - \varphi_E$ и отсчитывается от вертикального диаметра по часовой стрелке.

Тогда в общем виде движущая сила от реакций трения почвы о боковые поверхности колеса будет иметь вид

$$\begin{aligned}
 R_{хтб} = 4fp \left\{ a^2 \left(\sin \varphi_E - \frac{\sin^3 \varphi_E}{3} \right) + \frac{r^2 - a^2}{2} \sin \varphi_E - \right. \\
 - \frac{ar}{3} \left[\sqrt{1 - \frac{a^2}{r^2} \sin^2 \varphi_E} \sin \varphi_E \cos \varphi_E - \frac{r^2 - a^2}{a^2} F \left(\varphi_E; \frac{a}{r} \right) + \right. \\
 \left. \left. + \frac{r^2 + a^2}{a^2} E \left(\varphi_E; \frac{a}{r} \right) \right] - \frac{c^2}{2} \ln \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi_E'}{2} \right) \right\}. \quad (60)
 \end{aligned}$$

Угол φ_E' в выражении (60) определяется через линейные величины следующим образом

$$\varphi_E' = \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{r^2 - (r-h)^2}}{|c|}, \quad (61)$$

Подставив в формулу (60) $a = r/\lambda_k$, получим:

$$\begin{aligned}
 R_{хтб} = 4fp \left\{ \frac{r^2}{\lambda_k^2} \left(\sin \varphi_E - \frac{\sin^3 \varphi_E}{3} \right) + \frac{r^2(\lambda_k^2 - 1)}{2\lambda_k^2} \sin \varphi_E - \right. \\
 - \frac{r^2}{3\lambda_k} \left[\frac{\sqrt{\lambda_k^2 - \sin^2 \varphi_E}}{\lambda_k} \sin \varphi_E \cos \varphi_E - (\lambda_k^2 - 1) F \left(\varphi_E; \frac{1}{\lambda_k} \right) + \right. \\
 \left. \left. + (\lambda_k^2 + 1) E \left(\varphi_E; \frac{1}{\lambda_k} \right) \right] - \frac{c^2}{2} \ln \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi_E'}{2} \right) \right\}. \quad (62)
 \end{aligned}$$

Выражение (62) позволяет определить движущую силу колеса от реакций трения о боковые поверхности и определить ее зависимости от геометрического диаметра колеса, глубины колеи и режима работы колеса.

Так, например, приняв численные значения параметров: $r=0,5$ м; $\lambda_k=2$; $f=0,5$; $P=0,02$ МПа, получим график зависимости $R_{хтб}=f(h)$ (рис. 28).

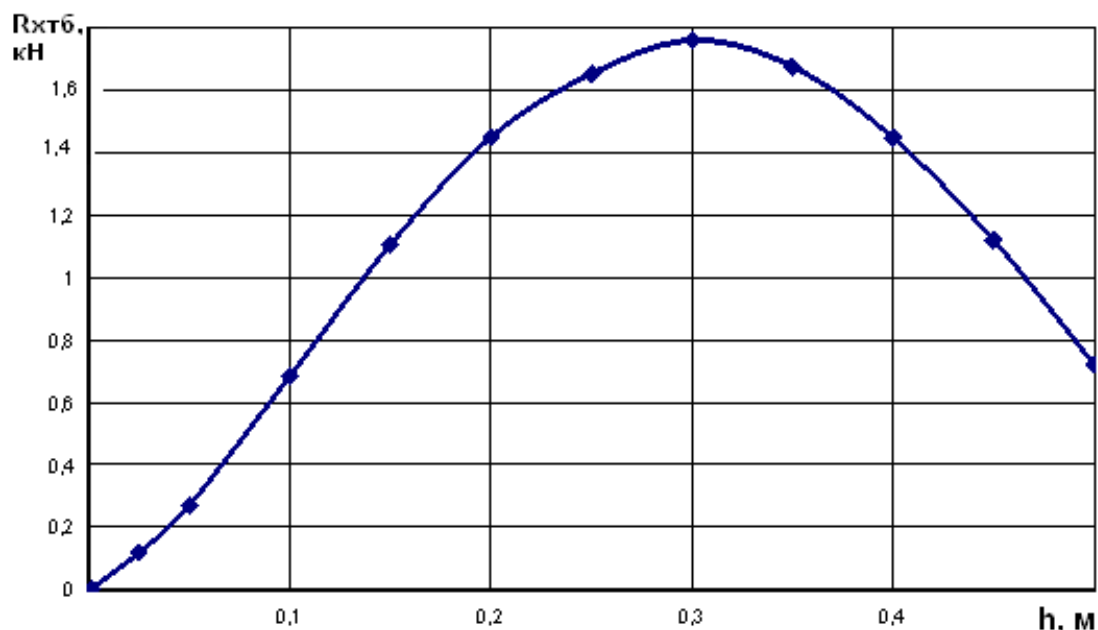


Рисунок 28 – Зависимость $R_{хтб}$ ведущего колеса от глубины колеи (при $\lambda_k=2$ и $r=0,5$ м)

Если принять глубину колеи постоянной ($h=0,25$ м) при тех же значениях остальных параметров, получим график зависимости $R_{хтб}=f(\lambda_k)$ (рис. 29). При постоянном значении глубины ($h=0,25$ м) и режима работы ($\lambda_k=2$) и тех же значениях остальных параметров получим график зависимости $R_{хтб}=f(r)$ (рис. 30).

Из графика (рис. 28) следует, что с увеличением глубины колеи движущая сила возрастает и достигает максимума при $h=0,25$ м, а затем уменьшается. Максимальное значение движущей силы соответствует глубине колеи до линии ЦЦ.

График (рис. 29) показывает, что с увеличением λ_k (т.е. буксования) движущая сила возрастает по кривой гиперболического типа, асимптотами которой являются прямые, параллельные осям координат. При этом движущая сила $R_{хтб}$ изменяется наиболее интенсивно при значениях λ_k от 1 до 3, а при $\lambda_k = 1$ движущая сила имеет отрицательное значение, так как колесо переходит в ведомый режим.

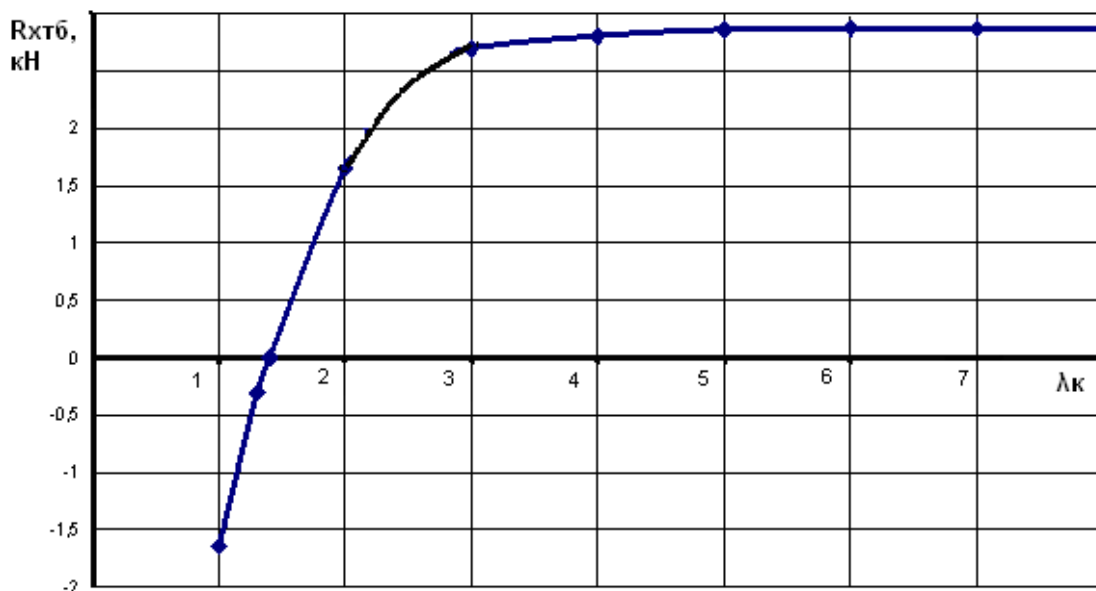


Рисунок 29 – Зависимость $R_{хтб}$ ведущего колеса от кинематического коэффициента (при $h=0,25 м$ и $r=0,5 м$)

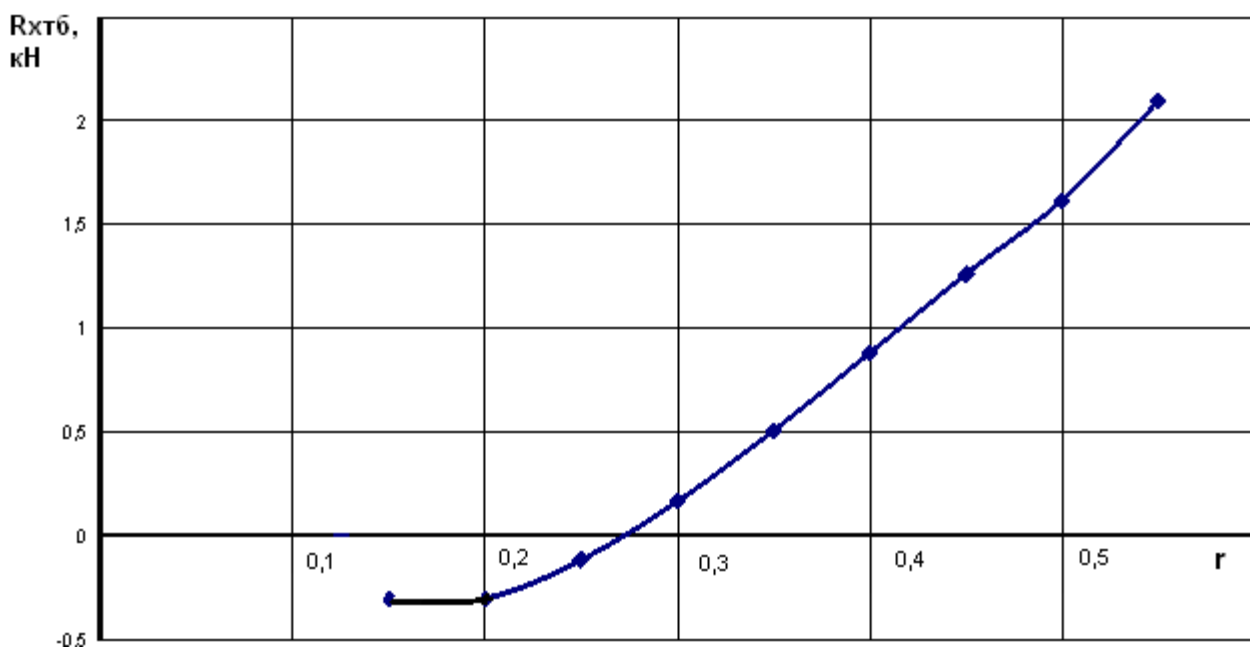


Рисунок 30 – Зависимость $R_{хтб}$ ведущего колеса от его радиуса (при $\lambda_k=2$ и $h=0,25 м$)

Из графика (рис. 30) следует, что с увеличением радиуса колеса движущая сила непрерывно возрастает. А при значении радиуса колеса меньшем глубины колеи движущая сила имеет отрицательное значение, то есть колесо работает в тормозном режиме.

3.3.2. Определение движущей силы от реакции трения выступов протектора шины ведущего колеса о грунт

При движении ведущего колеса по деформирующейся поверхности с образованием колеи на поверхности контакта выступов протектора с грунтом (линия CE) (рис. 31) формируется составляющая движущей силы от реакций трения.

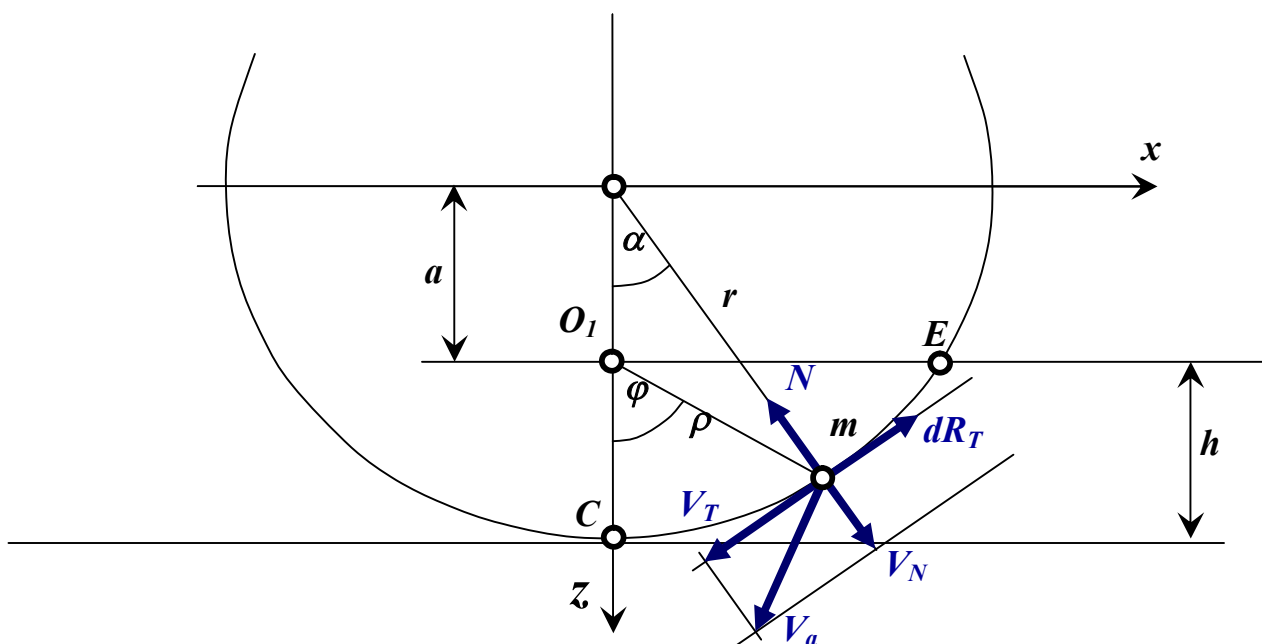


Рисунок 31 – Схема к определению движущей силы от реакций трения выступов протектора шины ведущего колеса о дно колеи

Элементарная горизонтальная составляющая реакции трения в точке m равна [24]

$$dR_{\text{тхп}} = dR_{\text{тп}} \cos \alpha = f dN \cos \alpha = f P_r K_n b r \cos \alpha d\alpha, \quad (63)$$

где f - коэффициент трения резины по грунту; P_r - давление колеса на грунт; K_n - коэффициент насыщенности протектора; b - ширина протектора; r - радиус колеса; N - нормальная реакция грунта.

Суммарная горизонтальная составляющая реакций трения определится

$$R_{\text{тхп}} = fP_{\Gamma} K_{\text{н}} br \int_0^{\alpha_E} \text{Cos} \alpha d\alpha. \quad (64)$$

Из классической механики известно, что реакции трения $dR_{\text{т}}$ всегда направлены противоположно вектору относительной скорости скольжения $V_{\text{т}}$ и их величина будет зависеть от значения этой скорости. Так в точке С, например, относительная скорость будет максимальной и равной абсолютной скорости ($V_{\text{т}}=V_{\text{д}}$), а по мере приближения к точке Е она будет уменьшаться. Кроме того, значения относительной скорости зависит от режима работы колеса, то есть от положения мгновенного центра вращения $O_{\text{л}}$.

Поэтому прежде, чем решать интеграл, произведем замену переменной α на φ , поскольку угол φ является функцией как глубины колеи, так и режима работы колеса.

Запишем систему уравнений

$$\begin{aligned} x &= r \text{Sin} \alpha = \rho \text{Sin} \varphi; \\ z &= r \text{Cos} \alpha = \rho \text{Cos} \varphi + a. \end{aligned} \quad (65)$$

Из системы имеем

$$\rho = -a \text{Cos} \varphi + \sqrt{a^2 \text{Cos}^2 \varphi + r^2 - a^2}, \quad (66)$$

$$\text{tg} \alpha = \frac{\rho \sin \varphi}{\rho \cos \varphi + a}. \quad (67)$$

Из (65) определим

$$\alpha = \text{arctg} \frac{-a \text{Cos} \varphi \text{Sin} \varphi + \text{Sin} \varphi \sqrt{a^2 \text{Cos}^2 \varphi + r^2 - a^2}}{-a \text{Cos}^2 \varphi + \text{Cos} \varphi \sqrt{a^2 \text{Cos}^2 \varphi + r^2 - a^2} + a}. \quad (68)$$

После дифференцирования по φ получим

$$d\alpha = \left(1 - \frac{a \cos \varphi}{\sqrt{a^2 \cos^2 \varphi + r^2 - a^2}} \right) d\varphi. \quad (69)$$

Выразим $\cos \alpha$ через φ

$$\cos \alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}} = \frac{-a \cos^2 \varphi + \cos \varphi \sqrt{a^2 \cos^2 \varphi + r^2 - a^2} + a}{r}. \quad (70)$$

Подставим (69) и (70) в (64)

$$R_{\text{ТП}} = f P_r K_H b r \left[\frac{-a \cos^2 \varphi + \cos \varphi \sqrt{a^2 \cos^2 \varphi + r^2 - a^2} + a}{r} \times \right. \\ \left. \times \left(1 - \frac{a \cos \varphi}{\sqrt{a^2 \cos^2 \varphi + r^2 - a^2}} \right) \right] d\varphi. \quad (71)$$

После преобразований подынтегральное выражение, которое обозначим буквой A , будет равно

$$A = \frac{1}{r} \left(a \sin^2 \varphi + r \cos \varphi \sqrt{1 - \frac{a^2}{r^2} \sin^2 \varphi} - a \cos^2 \varphi - \frac{a^2 \cos^2 \varphi \sin^2 \varphi}{r \sqrt{1 - \frac{a^2}{r^2} \sin^2 \varphi}} \right) d\varphi. \quad (72)$$

Подставим (72) в (71)

$$R_{\text{ТП}} = f P_r K_H b \left[\int_0^{\varphi_E} a \sin^2 \varphi d\varphi + r \int_0^{\varphi_E} \cos \varphi \sqrt{1 - \frac{a^2}{r^2} \sin^2 \varphi} d\varphi - \right. \\ \left. - a \int_0^{\varphi_E} \cos^2 \varphi d\varphi - \frac{a^2}{r} \int_0^{\varphi_E} \frac{\cos \varphi \sin^2 \varphi}{\sqrt{1 - \frac{a^2}{r^2} \sin^2 \varphi}} d\varphi \right]. \quad (73)$$

После решения интегралов и преобразований математическая модель суммарной горизонтальной составляющей реакций трения будет иметь вид

$$R_{\text{ТП}} = fP_r K_H b \left[\frac{r(\lambda_k^2 + 1)}{2} \text{Sin} \varphi_E \sqrt{1 - \frac{1}{\lambda_k^2} \text{Sin}^2 \varphi_E} + \frac{r\lambda_k^2(\lambda_k^2 + 1)}{2} \arcsin \left(\frac{1}{\lambda_k^2} \text{Sin} \varphi_E \right) - \frac{r}{\lambda_k^2} \text{Sin} \varphi_E \text{Cos} \varphi_E \right], \quad (74)$$

где $\lambda_k = r/a$ - кинематический коэффициент, характеризующий режим работы колеса;

$$\varphi_E = \arccos \frac{r \left(1 - \frac{1}{\lambda_k} \right) - h}{\sqrt{\left[r \left(1 - \frac{1}{\lambda_k} \right) - h \right]^2 + r^2 - (r - h)^2}},$$

здесь h – глубина колеи.

Подставляя исходные данные параметров в (74), получим теоретические зависимости горизонтальной составляющей реакций трения от глубины колеи, режима работы и радиуса колеса.

Так, например, приняв значения параметров: $r=0,5$ м; $b=0,26$ м; $K_H=0,5$; $P_r=0,5$ МПа; $f=0,5$ и $\lambda_k=2$, получим график зависимости $R_{\text{ТП}}=f(h)$ (рис. 32). Если принять глубину колеи постоянной ($h=0,25$ м) при тех же значениях остальных параметров, то получим график зависимости $R_{\text{ТП}}=f(\lambda_k)$ (рис. 33). При постоянном значении глубины ($h=0,25$ м), режима работы ($\lambda_k=2$) и тех же значениях остальных параметров получим график зависимости $R_{\text{ТП}}=f(r)$ (рис. 34).

Из графика (рис. 32) следует, что движущая сила от реакций трения выступов протектора колеса, работающего в режиме буксования ($\lambda_k=2$), возрастает до значения глубины колеи 0,3 м, а при больших значениях глубины – она уменьшается.

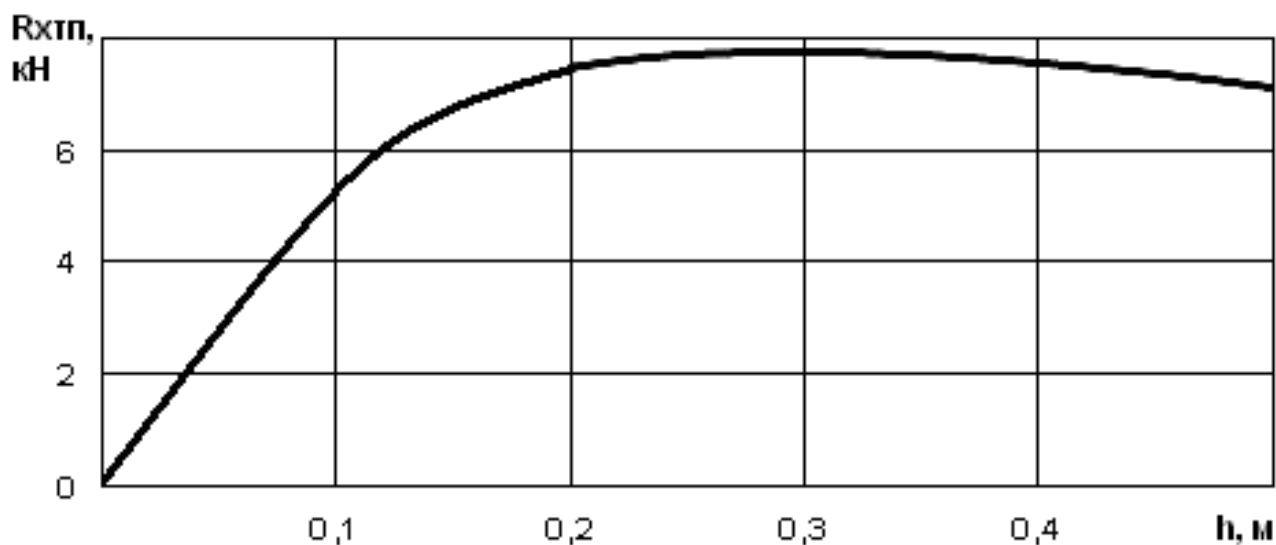


Рисунок 32 – Зависимость $R_{тп}$ колеса от глубины колеи (при $\lambda_k=2$ и $r=0,5$ м)

Характерно, что максимальная интенсивность возрастания движущей силы наблюдается при увеличении глубины колеи до 0,15 м. Следовательно, максимальные тяговые возможности колеса за счет реакций трения выступов протектора о грунт при $\lambda_k=2$ могут быть реализованы при образовании колеи не более половины радиуса колеса.

С увеличением кинематического коэффициента λ_k (рис. 33) движущая сила от реакций трения непрерывно возрастает по кривой параболического типа. Тяговые возможности колеса возрастают также с увеличением его диаметра (рис. 34).

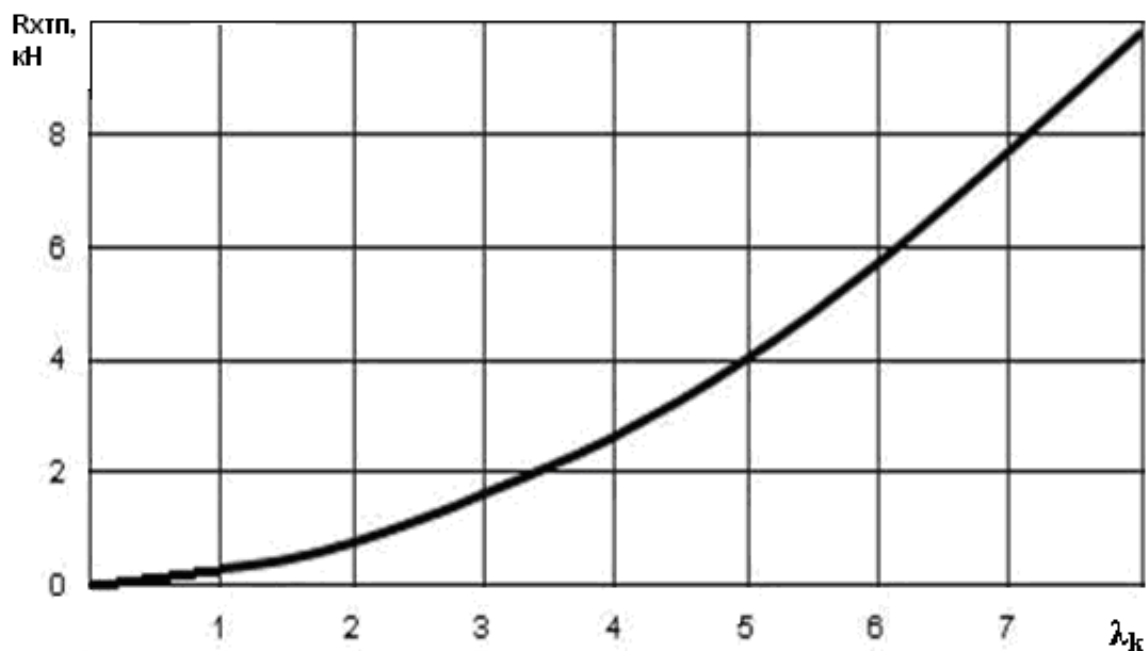


Рисунок 33 – Зависимость $R_{тхп}$ колеса от кинематического коэффициента λ_k (при $h=0,25$ м и $r=0,5$ м)

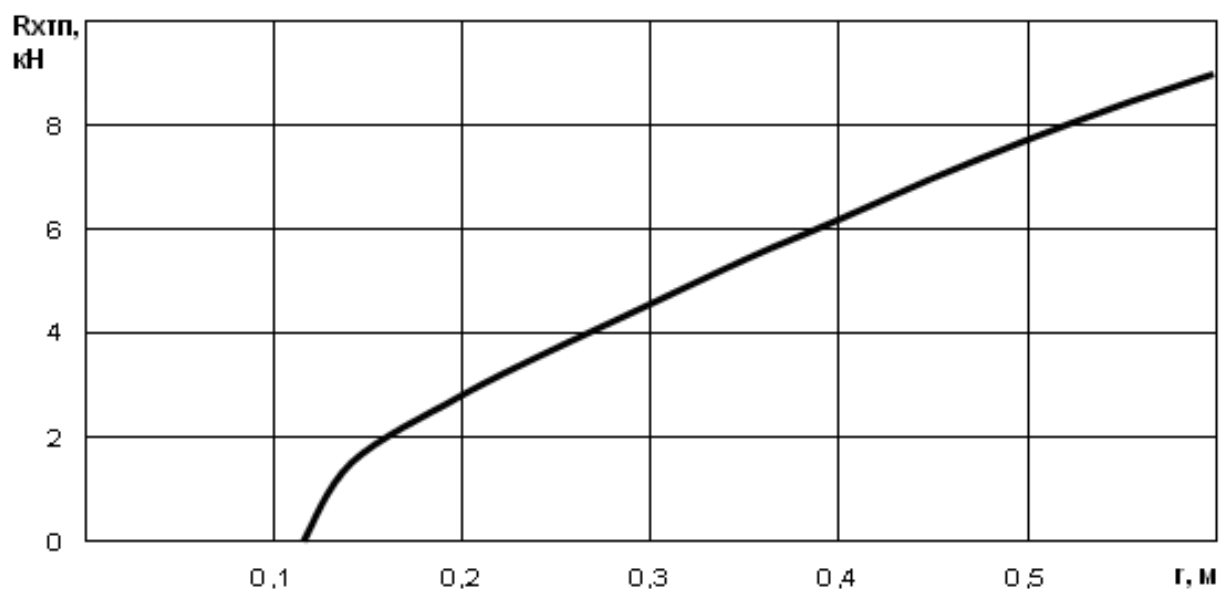


Рисунок 34 – Зависимость $R_{тхп}$ колеса от радиуса (при $\lambda_k=2$ и $h=0,25$ м)

3.3.3. Определение движущей силы

от реакций сдвига грунта выступами протектора

Движение ведущего колеса по деформирующейся поверхности сопровождается, как правило, буксованием и образованием колеи.

На связных грунтах в большинстве случаев сцепление колеса ограничивается сдвигом грунта в плоскости контакта. Максимально возможная движущая сила колеса будет равна сумме горизонтальных реакций сдвига грунта, заключенного между выступами протектора, и трения выступов протектора по грунту [24].

$$P_{дв} = R_{хсц} = R_{хс} + R_{хтп}, \quad (75)$$

Реализуемая сила сцепления зависит от величины буксования, то есть от режима движения колеса, а также от его диаметра и глубины колеи.

При движении колеса в точках контакта его обода с грунтом возникает деформация сдвига как по оси O_1Z (рис. 35), так и по оси O_1X . Направление сдвига грунта по оси O_1X будет зависеть главным образом от режима работы колеса, то есть от положения мгновенного центра вращения O_1 [25, 26].

При работе колеса в ведущем режиме на участке BE сдвиг грунта происходит в направлении движения, а на участке BC – в противоположном.

Элементарная горизонтальная составляющая реакция сдвига в точке m обода колеса равна

$$dR_{сх} = \tau r b \cos \varphi d\alpha, \quad (76)$$

где τ – удельное сопротивление грунта сдвигу; r – радиус колеса; b – ширина обода колеса.

Величина реакции сдвига зависит от сопротивления среза грунта, заключенного между выступами протектора шины. Следовательно

$$dR_{сх} = \tau (1 - K_H) r b \cos \varphi d\alpha, \quad (77)$$

где K_H – коэффициент насыщенности протектора, представляющий собой отношение площади выступов ко всей площади поверхности протектора.

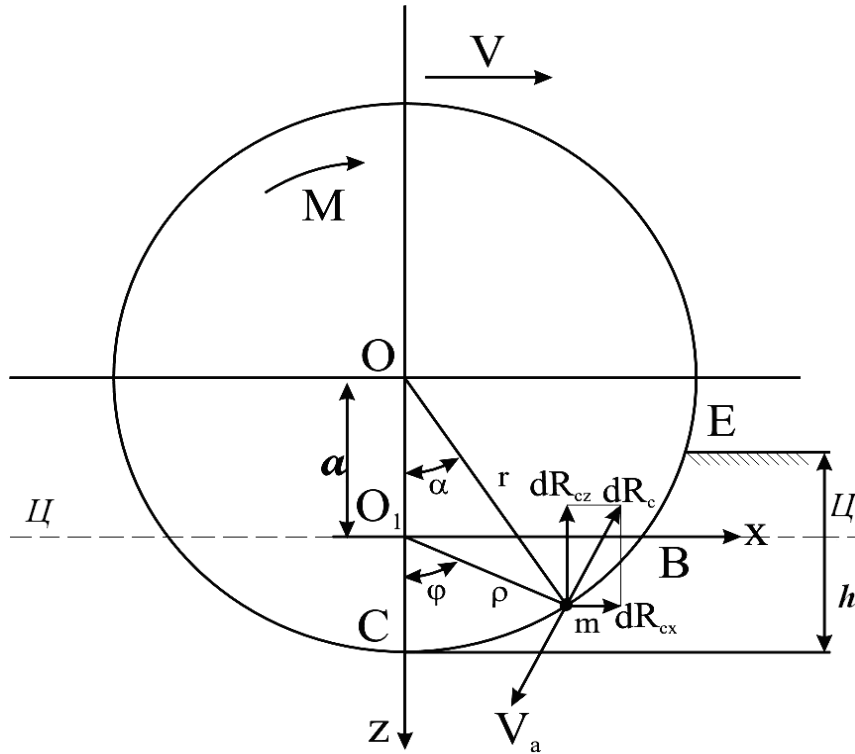


Рисунок 35 – Схема к определению реакций сдвига

Сопротивление грунта сдвигу в соответствии с законом Кулона обычно выражается зависимостью

$$\tau = C_0 + P_r \operatorname{tg} \varphi_0, \quad (78)$$

где C_0 – внутреннее сцепление грунта, которое зависит от молекулярных и капиллярных сил сцепления; $\operatorname{tg} \varphi_0$ – коэффициент внутреннего трения; P_r – нормальное давление.

Тогда суммарная горизонтальная составляющая реакций сдвига будет равна

$$R_{cx} = (C_0 + P_r \operatorname{tg} \varphi_0) (1 - K_H) r b. \quad (79)$$

Углы φ и α выражаются системой уравнений

$$\begin{aligned}x &= r \sin \alpha = \rho \sin \alpha, \\z &= r \cos \alpha = \rho \cos \varphi + a.\end{aligned}\tag{80}$$

Из системы уравнений (80) имеем

$$\rho = -a \cos \varphi + \sqrt{a^2 \cos^2 \varphi + r^2 - a^2},\tag{81}$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\rho \sin \varphi}{\rho \cos \varphi + a}.\tag{82}$$

После замены переменной α на переменную φ и решения интеграла [27] выражение (79) будет равно

$$R_{cx} \left(C_0 + P_r \operatorname{tg} \varphi_0 \right) (1 - K_H) r b \left[\sin \varphi_E + \frac{\lambda_k^2 - 1}{\lambda_k} F \left(\varphi_E; \frac{1}{\lambda_k} \right) - \lambda_k E \left(\varphi_E; \frac{1}{\lambda_k} \right) \right],\tag{83}$$

где λ_k – кинематический коэффициент, равный отношению окружной скорости колеса к поступательной ($\lambda_k = \omega r / V_n = r / a$, здесь a – расстояние между геометрическим центром колеса O и мгновенным центром вращения O_I); $F \left(\varphi_E; \frac{1}{\lambda_k} \right)$ и $E \left(\varphi_E; \frac{1}{\lambda_k} \right)$ – эллиптические интегралы первого и второго рода.

Угол φ_E определяется через линейные величины следующим образом

$$\varphi_E = \operatorname{arcCos} \frac{r \left(1 - \frac{1}{\lambda_k} \right) - h}{\sqrt{\left[r \left(1 - \frac{1}{\lambda_k} \right) - h \right]^2 + r^2 - (r - h)^2}},\tag{84}$$

где h – глубина колеи.

Выражение (83) позволяет определить значение движущей силы колеса от реакций сдвига, а также получить теоре-

тические зависимости движущей силы от глубины колеи, режима работы колеса и его диаметра.

Так, например, задавшись исходными значениями параметров ($r=0,5$ м; $b=0,26$ м; $C_0=0,05$ МПа; $P_r=0,5$ МПа; $\varphi_0=12^\circ$; $K_n=0,5$) и режимом работы колеса $\lambda_k=2$, получим график зависимости движущей силы от глубины колеи (рис. 36).

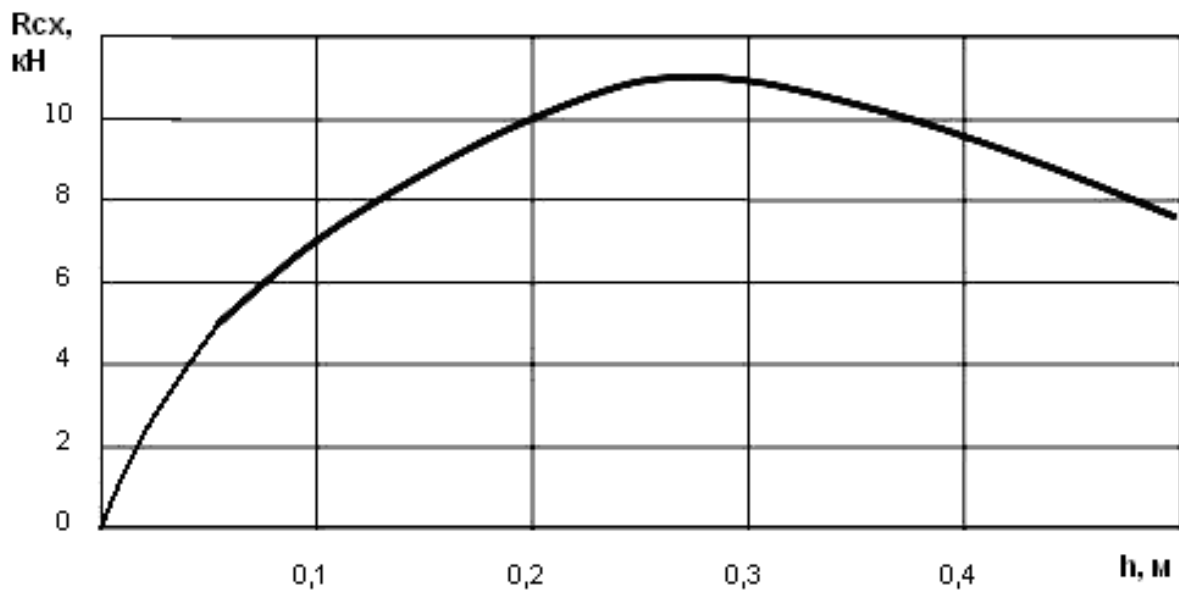


Рисунок 36 – Зависимость движущей силы колеса от глубины колеи (при $\lambda_k=2$ и $r=0,5$ м)

Если принять глубину колеи постоянной величиной ($h=0,25$ м) при тех же значениях остальных параметров, то получим график зависимости движущей силы от кинематического коэффициента λ_k (рис. 37). При постоянных значениях $h=0,25$ м, $\lambda_k=2$ и тех же значениях остальных параметров, получим график зависимости $R_{сх}=f(r)$ (рис. 38).

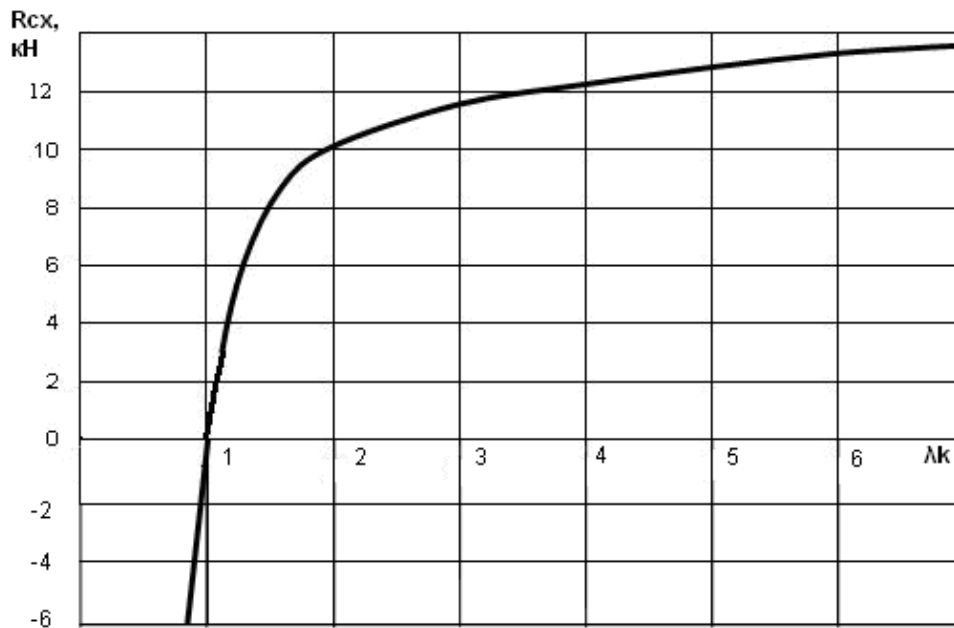


Рисунок 37 – Зависимость движущей силы колеса от кинематического коэффициента (при $h=0,25$ и $r=0,5$ м)

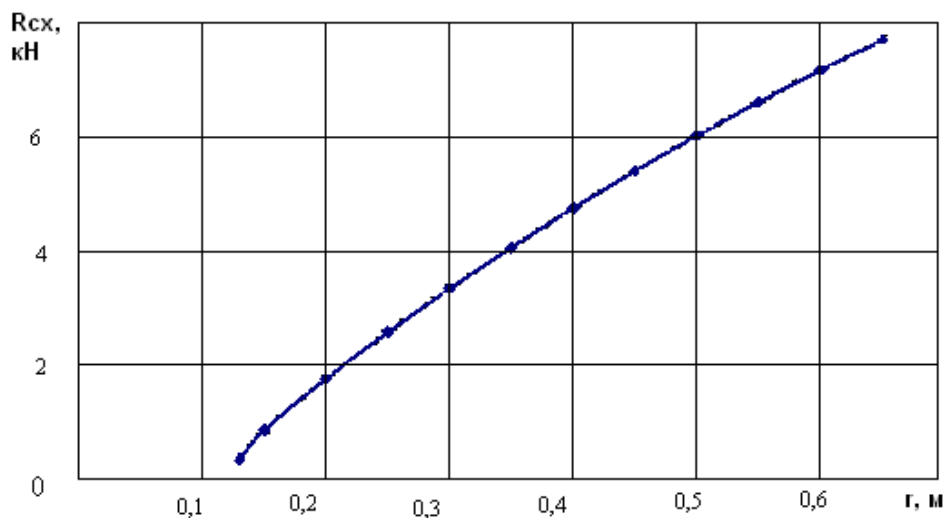


Рисунок 38 – Зависимость R_{cx} колеса от его радиуса (при $\lambda_k=2$ и $h=0,25$ м)

Из графика, изображенного на рис. 36, следует, что движущая сила от реакций сдвига колеса, работающего в режиме буксования (при $\lambda_k=2$), возрастает до глубины колеи $h=0,25-0,3$ м, а затем уменьшается.

Следовательно, потенциальные тяговые возможности колеса могут быть реализованы в том случае, когда каждому

значению глубины колеи соответствует строго определенное значение кинематического коэффициента λ_k . То есть, когда линия неподвижной центроиды ЦЦ, проходящей через МЦВ (см. рис. 35), совпадает с линией дневной поверхности (при $h=r-a$).

С увеличением кинематического коэффициента λ_k (при $h=const$) движущая сила возрастает по кривой гиперболического типа с асимптотами, параллельными осям координат (рис. 37). При этом максимальная скорость нарастания движущей силы наблюдается при значениях λ_k от 1,1 до 3. Тяговые возможности колеса (рис. 38.) также возрастают с увеличением его диаметра.

3.3.4. Определение момента сопротивления ведущего колеса от реакций трения грунта о боковые поверхности

При движении ведущего колеса ($\lambda_k > 1$) (см. рис. 26) горизонтальные составляющие реакций трения грунта о боковые поверхности всех элементарных площадок, расположенных выше линии неподвижной центроиды (ЦЦ) будут направлены против поступательного движения, а ниже этой линии – по направлению поступательного движения.

Иное соотношение имеет место по моментам сопротивления трению в различных точках боковой поверхности колеса относительно геометрического центра O (см. рис. 20). Элементарные реакции трения, расположенные в площади круга (диаметром OA) подвижной центроиды формируют элементарные моменты, совпадающие с направлением активного момента, подводимого к колесу от двигателя. Следовательно,

эти реакции способствуют формированию положительной механической работы. Элементарные же реакции, расположенные вне площади круга подвижной центроиды, имеют противоположное направление подводимому моменту и формируют отрицательную механическую работу.

Аналитическое выражение суммарного момента сопротивления трению грунта о боковые поверхности можно получить следующим образом [28]. Выделив на боковой поверхности колеса элементарную площадку m (рис. 39), определим элементарную реакцию трения, возникающую на этой площадке

$$dR_T = fp\rho d\rho d\alpha. \quad (85)$$

Тогда момент сопротивления трению относительно центра колеса

$$M_m = 4 \int_{\frac{a-c}{\cos\alpha}}^r \int_0^{\alpha_E} fp\rho^2 \cos(\pi-\gamma) d\rho d\alpha. \quad (86)$$

Сделав допущение, что коэффициенты f и p остаются постоянными, можно записать

$$M_m = 4fp \int_{\frac{a-c}{\cos\alpha}}^r \int_0^{\alpha_E} -\rho^2 \cos\gamma d\rho d\alpha. \quad (87)$$

Сделаем замену переменных, выразив (87) через переменные γ и φ' .

Для данного случая

$$\rho = \frac{\alpha \sin\varphi'}{\sin\gamma}; \alpha = \gamma - \varphi', \quad (88)$$

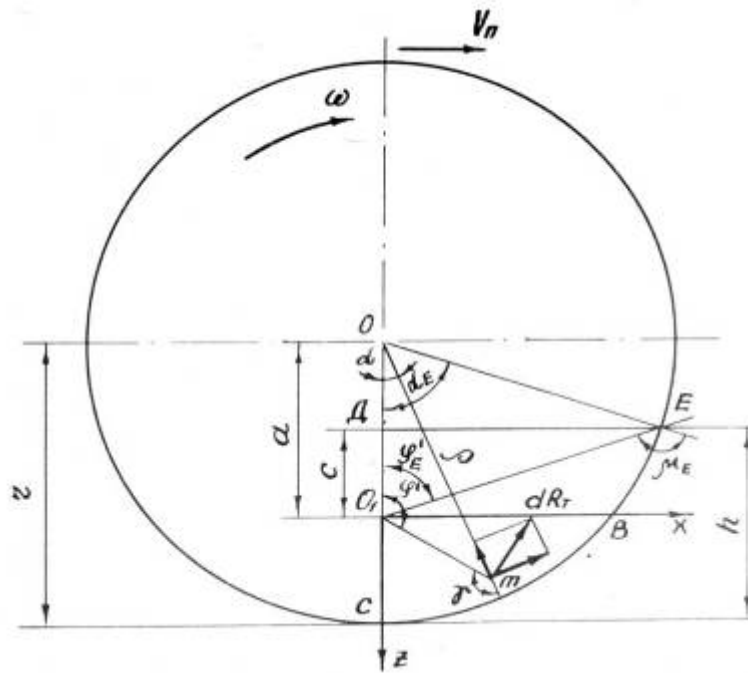


Рисунок 39 – Схема к определению момента сопротивления трению о боковые поверхности колеса

где $a = r / \lambda_k$ - расстояние от центра диска O до МЦВ O_1 .

Тогда якобиан будет равен

$$D(\varphi'; \gamma) = \begin{vmatrix} \frac{\alpha \cos \varphi'}{\sin \gamma} & \frac{\alpha \sin \varphi' \cos \gamma}{\sin^2 \gamma} \\ -1 & 1 \end{vmatrix} = \frac{\alpha \cos \varphi'}{\sin \gamma} - \frac{\alpha \sin \varphi' \cos \gamma}{\sin^2 \gamma}. \quad (89)$$

После преобразований получим момент сопротивления трению

$$M_m = 4 f p a^3 \int_{\varphi'_E}^{\varphi'_1} \int_{\gamma}^{\pi} \left[\frac{\sin^3 \varphi' \cos^2 \gamma}{\sin^4 \gamma} - \frac{\sin^2 \varphi' \cos \varphi' \cos \gamma}{\sin^3 \gamma} \right] d\varphi' d\gamma. \quad (90)$$

Интегрируя выражение (90) по γ и обозначив подынтегральное выражение буквой A , получим:

$$A = \left[-\frac{\sin^3 \varphi' \cos^3 \gamma}{3 \sin^3 \gamma} + \frac{\sin^2 \varphi' \cos \varphi'}{2 \sin^2 \gamma} \right]_{\varphi_1}^{\gamma_1}. \quad (91)$$

Произведем в выражении (91) замену переменных. Вместо φ' возьмем величину угла $\gamma = \mu$, соответствующую точкам окружности обода колеса радиусом r . Тогда, можно записать

$$\sin \mu = \frac{a \sin \varphi'}{r} = \frac{\sin \varphi'}{\lambda_k}. \quad (92)$$

Откуда

$$d\varphi' = \frac{\lambda_k \cos \mu d\mu}{\sqrt{1 - \lambda_k^2 \sin^2 \mu}}, \quad (93)$$

где $\sqrt{1 - \lambda_k^2 \sin^2 \mu} = \cos \varphi'$.

Сделав необходимые замены, выражение (91) приведем к виду

$$A = \left[-\frac{\sin^3 \varphi' \cos^3 \gamma}{3 \sin^3 \gamma} + \frac{\sin^2 \varphi' \cos \varphi'}{2 \sin^2 \gamma} \right]_{\varphi'}^{\gamma_1 = \mu} = \left[\frac{\lambda_k^2}{2} \cos \mu - \frac{\lambda_k^4 \cos^4 \mu}{3 \sqrt{1 - \lambda_k^2 \sin^2 \mu}} - \frac{\lambda_k}{2} \cos \mu + \frac{\lambda_k}{3} \cos \mu (1 - \lambda_k^2 \sin^2 \mu) \right] d\mu. \quad (94)$$

После интегрирования по μ выражение (94) примет вид

$$A = \left[\left(\frac{\lambda_k^3}{3} - \frac{\lambda_k}{6} \right) \sin \mu - \frac{\lambda_k^3}{9} \sin^3 \mu - \frac{\lambda_k^2 \sqrt{1 - \lambda_k^2 \sin^2 \mu}}{9} \sin \mu \cos \mu - \frac{2\lambda_k (2\lambda_k^2 - 1)}{9} E \left(\beta; \frac{1}{\lambda_k} \right) + \frac{\lambda_k^4 - 1}{9\lambda_k^2} F \left(\beta; \frac{1}{\lambda_k} \right) \right]_{\mu_E}^{\pi} \quad (95)$$

Для глубины колеи $h \leq r-a$

$$A = -\frac{\lambda_k(3\lambda_k^2-1)}{6} \text{Sin}\mu_E + \frac{\lambda_k^3}{9} \text{Sin}^3\mu_E + \frac{\lambda_k^2\sqrt{1-\lambda_k^2\text{Sin}^2\mu_E}}{9} \text{Sin}\mu_E \times$$

$$\times \text{Cos}\mu_E + \frac{2\lambda_k(2\lambda_k^2-1)}{9} E\left(\beta; \frac{1}{\lambda_k}\right) - \frac{\lambda_k^4-1}{9\lambda_k} F\left(\beta; \frac{1}{\lambda_k}\right), \quad (96)$$

где $F\left(\beta; \frac{1}{\lambda_k}\right)$ и $E\left(\beta; \frac{1}{\lambda_k}\right)$ - эллиптические интегралы первого и второго рода;

$$\beta = \text{arcSin}(\lambda_k \text{Sin}\mu_E), \quad \mu_E = \alpha_E + \varphi'_E; \quad \varphi'_E = \pi - \varphi_E.$$

Углы α_E и φ_E (рис. 39) определяются следующим образом:

$$\alpha_E = \text{arcCos} \frac{r-h}{r}, \quad (97)$$

$$\varphi_E = \text{arccos} \frac{r\left(1-\frac{1}{\lambda_k}\right)-h}{\sqrt{\left[r\left(1-\frac{1}{\lambda_k}\right)-h\right]^2 + r^2 - (r-h)^2}}. \quad (98)$$

Для глубины колеи $h > r-a$ выражение (95) будет равно

$$A = -\frac{\lambda_k(3\lambda_k^2-1)}{6} (2\text{Cos}\alpha_B - \text{Sin}\mu_E) + \frac{\lambda_k^3}{9} (2\text{Cos}^3\alpha_B - \text{Sin}^3\mu_E) -$$

$$-\frac{\lambda_k^2\sqrt{1-\lambda_k^2\text{Sin}^2\mu_E}}{9} \text{Sin}\mu_E \text{Cos}\mu_E + \frac{2\lambda_k(2\lambda_k^2-1)}{9} \left[2E\left(\beta'; \frac{1}{\lambda_k}\right) - E\left(\beta; \frac{1}{\lambda_k}\right) \right] -$$

$$-\frac{\lambda_k^4-1}{9\lambda_k} \left[2F\left(\beta'; \frac{1}{\lambda_k}\right) - F\left(\beta; \frac{1}{\lambda_k}\right) \right], \quad (99)$$

где $\beta' = \text{arcSin}(\lambda_k \text{Sin} \mu_B)$, здесь $\mu_B = \frac{\pi}{2} + \alpha_B$.

Углы α_B и φ_E' через линейные величины выражаются следующим образом

$$\alpha_B = \text{arcCos} \frac{a}{r} = \text{arcCos} \frac{1}{\lambda_k}, \quad (100)$$

$$\varphi_E' = \text{arctg} \frac{\sqrt{r^2 - (r-h)^2}}{|c|}. \quad (101)$$

Вычисление значения выражения A показывает, что второе и третье составляющие уравнений (96) и (99) имеют очень малые величины по отношению к другим составляющим.

Если указанными составляющими пренебречь, то результат получается на 12...17 процентов меньше, чем при точном вычислении.

Для приближенных расчетов момента сопротивления трению необходимо величину A , вычисленную без учета второго и третьего членов, умножить на поправочный коэффициент $K=1,2$.

Таким образом, момент сопротивления трению возникающий на площадке трения $O_1 E C$ будет равен:

$$M_m = 4 f p a^3 K A, \quad (102)$$

где

$$A = -\frac{\lambda_k(3\lambda_k^2 - 1)}{6} \text{Sin} \mu_E + \frac{2\lambda_k(2\lambda_k^2 - 1)}{9} E\left(\beta; \frac{1}{\lambda_k}\right) - \frac{\lambda_k^4 - 1}{9\lambda_k} F\left(\beta; \frac{1}{\lambda_k}\right) -$$

для $h \leq r - a$;

$$A = -\frac{\lambda_k(3\lambda_k^2-1)}{6}(2\text{Cos}\alpha_B - \text{Sin}\mu_E) + \frac{2\lambda_k(2\lambda_k^2-1)}{9} \left[2E\left(\beta'; \frac{1}{\lambda_k}\right) - E\left(\beta; \frac{1}{\lambda_k}\right) \right] - \frac{\lambda_k^4-1}{9\lambda_k} \left[2F\left(\beta'; \frac{1}{\lambda_k}\right) - F\left(\beta; \frac{1}{\lambda_k}\right) \right].$$

для $h \geq r-a$.

Далее определим момент сопротивления трению, возникающий на площадке трения $O_1 E D$ (рис. 40):

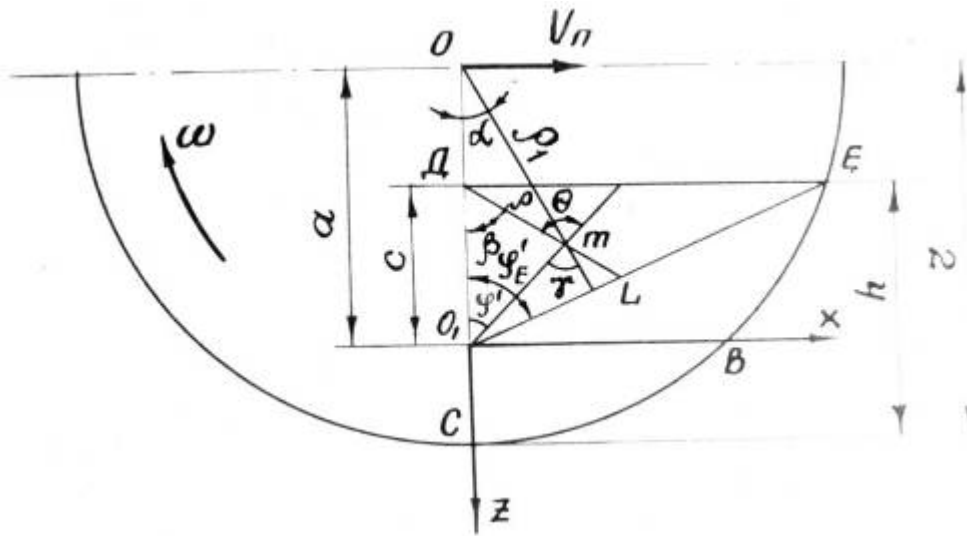


Рисунок 40 – Схема к определению момента сопротивления трению, возникающего на площадке трения $O_1 E D$

$$M'_m = 4fp \int_0^{\rho/\pi/2} \int_0^{\rho/\pi/2} \rho \rho_1 \text{Cos}\gamma d\rho \rho d\beta. \quad (103)$$

Заменим в выражении (103)

$$\rho_1 \text{Cos}\gamma = a \text{Cos}\varphi' - \frac{\rho \text{Sin}\beta}{\text{Sin}\varphi}. \quad (104)$$

Тогда момент сопротивления будет равен

$$M'_m = 4fp \left[a \int_0^{\rho/\pi/2} \int_0^{\rho/\pi/2} \rho \text{Cos}\varphi' d\rho \rho d - \int_0^{\rho/\pi/2} \int_0^{\rho/\pi/2} \rho^2 \frac{\text{Sin}\beta}{\text{Sin}\varphi} d\rho \rho d \right]. \quad (105)$$

Сделав замену переменных $\rho = \frac{c \sin \varphi'}{\sin \Theta}$; $\beta = \Theta - \varphi'$ и преоб-

разовав интегральные выражения относительно Θ и φ' , выражение в квадратных скобках, которое обозначим буквой B , будет иметь вид:

$$B = \left[\frac{\sin \varphi'_E}{3} + \frac{a+c}{2} \ln \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi'_E}{2} \right) - \frac{c \sin^3 \varphi'_E}{3 \cos^2 \varphi'_E} + \frac{c \sin \varphi'_E}{2 \cos^2 \varphi'_E} - \frac{a+c}{2} \right], \quad (106)$$

где c – расстояние от МЦВ до линии дневной поверхности; φ'_E – угол между вертикальным диаметром диска и радиусом, соединяющим МЦВ с точкой E , который при $h > r-a$ отсчитывается по часовой стрелке, а при $h < r-a$ – против часовой стрелки.

Суммарный момент сопротивления трению будет равен

$$M_m = 4fp \left(a^3 KA \pm 2c^2 B \right). \quad (107)$$

Знак «плюс» берется для $h > r-a$ и «минус» – для $h < r-a$.

Аналитические зависимости (102, 106, 107) позволяют определить численное значение момента сопротивления от реакций трения грунта о боковые поверхности колеса, а также получить теоретические зависимости $M_T = f(h)$ при r и $\lambda_k = \text{const}$; $M_T = f(\lambda_k)$ при r и $h = \text{const}$; $M_T = f(r)$ при h и $\lambda_k = \text{const}$.

Так, задавшись значениями параметров и коэффициентов: $r = 0,5$ м; $f = 0,5$; $p = 0,02$ МПа, получим график зависимости $M_T = f(h)$ (рис. 41). Если принять глубину колеи постоянной при тех же значениях остальных параметров, получим график зависимости $M_T = f(\lambda_k)$ (рис. 42). При постоянных значениях

глубины колеи ($h=0,25$ м) и режима работы ($\lambda_k=2$) получим график зависимости $M_T=f(r)$ (рис. 43).

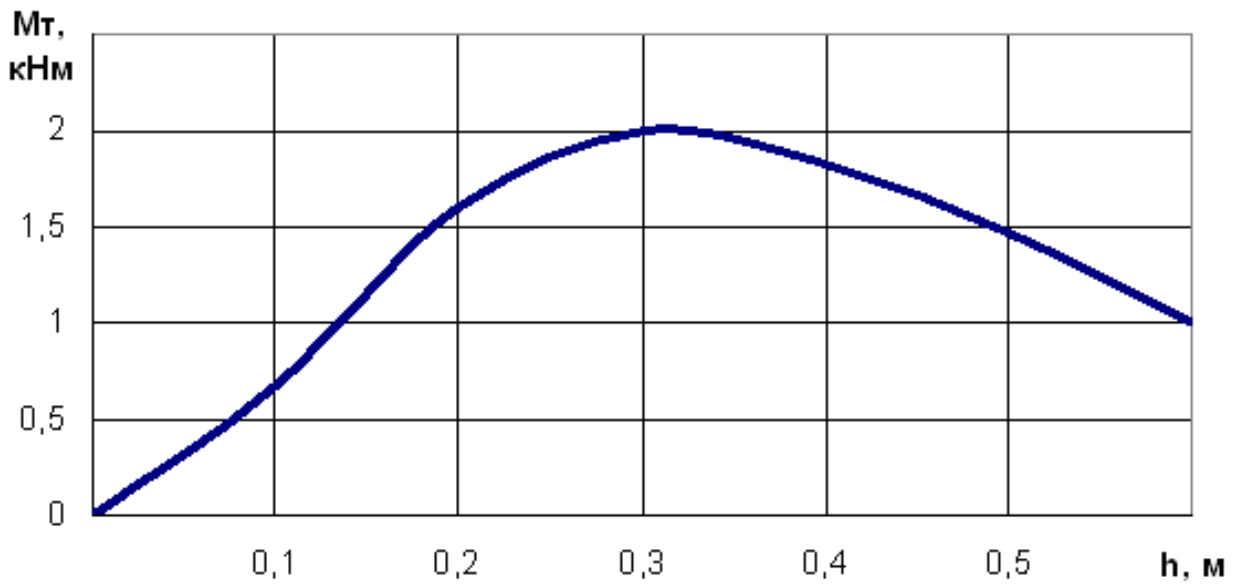


Рисунок 41 – Зависимость момента сопротивления ведущего колеса от глубины колеи (при $\lambda_k=2$)

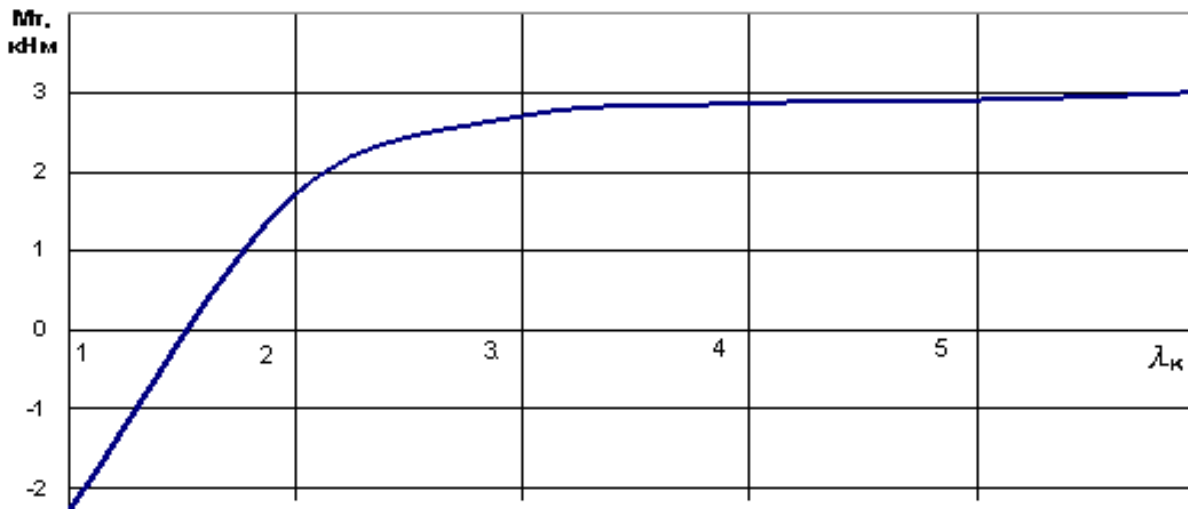


Рисунок 42 – Зависимость момента сопротивления ведущего колеса от режима работы (при $h = 0,25$ м)

График на рис. 41 показывает, что с увеличением глубины колеи момент сопротивления M_T увеличивается по кривой параболического типа до значения глубины 0,25-0,3 м, а затем начинает уменьшаться. Это объясняется тем, что начиная с

глубины 0,25 м при $\lambda_k=2$ начинает возрастать момент, направленный в сторону вращения колеса, за счет реакций трения, находящихся внутри круга радиусом r_0 (см. рис. 20).

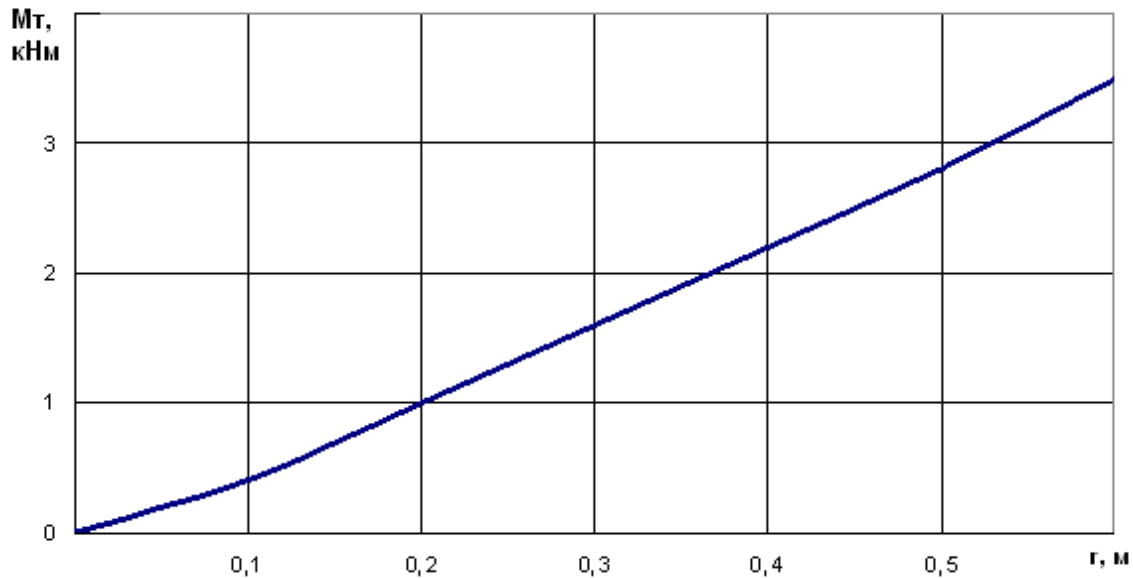


Рисунок 43 – Зависимость момента сопротивления ведущего колеса от его радиуса (при $h = 0,25$ м и $\lambda_k=2$)

Момент сопротивления трению грунта о боковую поверхность колеса возрастает с увеличением кинематического коэффициента λ_k (то есть с увеличением буксования) по кривой гиперболического типа с асимптотами, параллельными осям координат. При этом гипербола имеет очень близкое расположение одной из асимптот к оси координат ОУ, что свидетельствует о существенном росте M_T при относительно малом изменении λ_k . В данном случае M_T существенно возрастает при изменении λ_k от 1 до 3. Следует обратить внимание, что при $\lambda_k=1$ (работы колеса без буксования и скольжения) момент сопротивления M_T имеет отрицательное значение. В этом режиме реакции трения грунта о боковые поверхности колеса создают момент, направленный по ходу враще-

ния (реакции внутри круга радиусом r_0 (см. рис. 20), который больше момента, создаваемого реакциями трения, расположенными вне этого круга).

Следовательно, поступательное движение колеса возможно лишь за счет внешней силы, приложенной к оси колеса, а реакции трения, расположенные внутри круга радиусом r_0 , будут создавать вращающий момент. График, изображенный на рис. 43, показывает, что с увеличением диаметра колеса момент сопротивления M_T возрастает по кривой с положительным ускорением.

Проведенные теоретические исследования позволяют внести уточнения при расчетах оптимальных параметров и режимов движения ведущих колес по поверхностям с малой несущей способностью и образованием колеи.

3.3.6. Определение момента сопротивления от реакций трения выступов протектора ведущего колеса о грунт

В общем виде элементарный момент сопротивления от реакций трения выступов протектора о грунт по всей поверхности колеи относительно геометрического центра O (рис. 44) можно представить следующим образом

$$dM_{тр} = dR_T r d\alpha = f P_r K_H b r^2 d\alpha, \quad (108)$$

где f – коэффициент трения резины о грунт; K_H – коэффициент насыщенности протектора; P_r – нормальное давление обода колеса на грунт; b – ширина шины; r – радиус колеса.

Суммарный момент сопротивления от реакций трения будет равен

$$M_{\text{тр}} = fP_r K_H br^2 \int_0^{\alpha_E} d\alpha. \quad (109)$$

Произведем замену переменной, используя зависимости, изложенные нами в [28]

$$d\alpha = \left(1 - \frac{a \cos \varphi}{\sqrt{a^2 \cos^2 \varphi + r^2 - a^2}} \right) d\varphi. \quad (110)$$

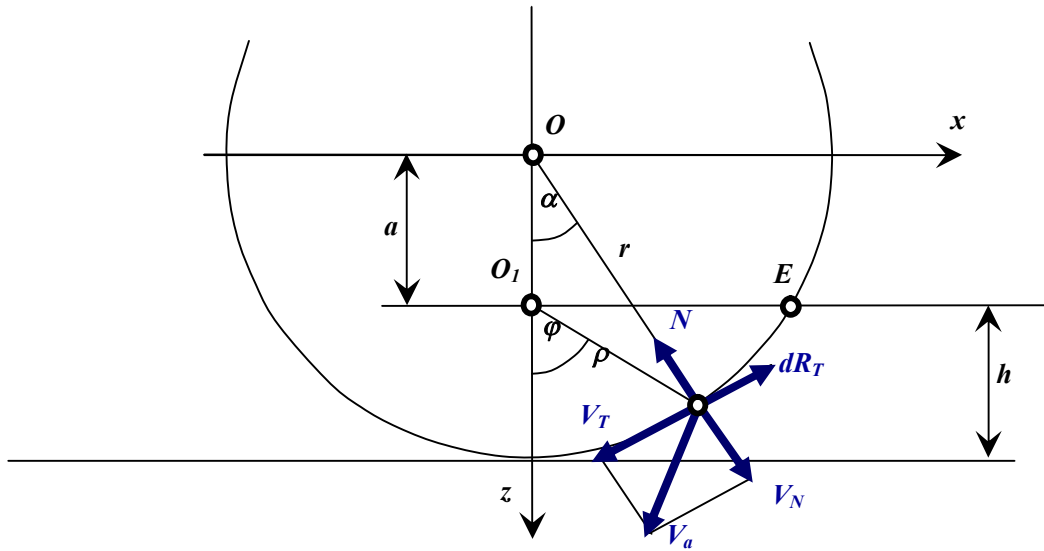


Рисунок 44 – Схема к определению момента сопротивления ведущего колеса от реакции трения выступов протектора о дно колеи

Тогда (109) примет вид

$$M_{\text{тр}} = fP_r K_H br^2 \left[\int_0^{\varphi_E} d\varphi - \int_0^{\varphi_E} \frac{a \cos \varphi}{\sqrt{a^2 \cos^2 \varphi + r^2 - a^2}} d\varphi \right]. \quad (111)$$

После решения интегралов момент сопротивления от реакций трения выступов протектора о грунт по всей поверхности колеи, приведенный к геометрическому центру колеса, будет равен

$$M_{\text{тр}} = fP_r K_H b r^2 \left[\varphi_E - \lambda_k \arcsin \left(\frac{\sin \varphi_E}{\lambda_k} \right) \right], \quad (112)$$

где λ_k – кинематический коэффициент, характеризующий режим работы колеса;

$$\varphi_E = \arccos \frac{r \left(1 - \frac{1}{\lambda_k} \right) - h}{\sqrt{\left[r \left(1 - \frac{1}{\lambda_k} \right) - h \right]^2 + r^2 - (r-h)^2}}, \quad (113)$$

здесь h – глубина колеи.

Формула (112) позволяет определить момент сопротивления ведущего колеса от реакций трения выступов протектора о грунт по всей поверхности колеи при различных значениях радиуса колеса, глубины колеи и режима работы колеса. Следовательно, можно получить теоретические зависимости момента сопротивления ведущего колеса от глубины колеи, режима работы колеса и его радиуса.

Так, задавшись исходными значениями параметров ($r=0,5$ м; $b=0,26$ м, $P_r=0,5$ МПа; $f=0,5$; $K_H=0,5$) и режимом работы колеса ($\lambda_k=2$), получим график зависимости момента сопротивления от глубины колеи (рис. 45). Если принять глубину колеи постоянной величиной ($h=0,25$ м) при тех же значениях остальных параметров, то получим график зависимости момента сопротивления от кинематического коэффициента λ_k , то есть от режима работы ведущего колеса (рис. 46).

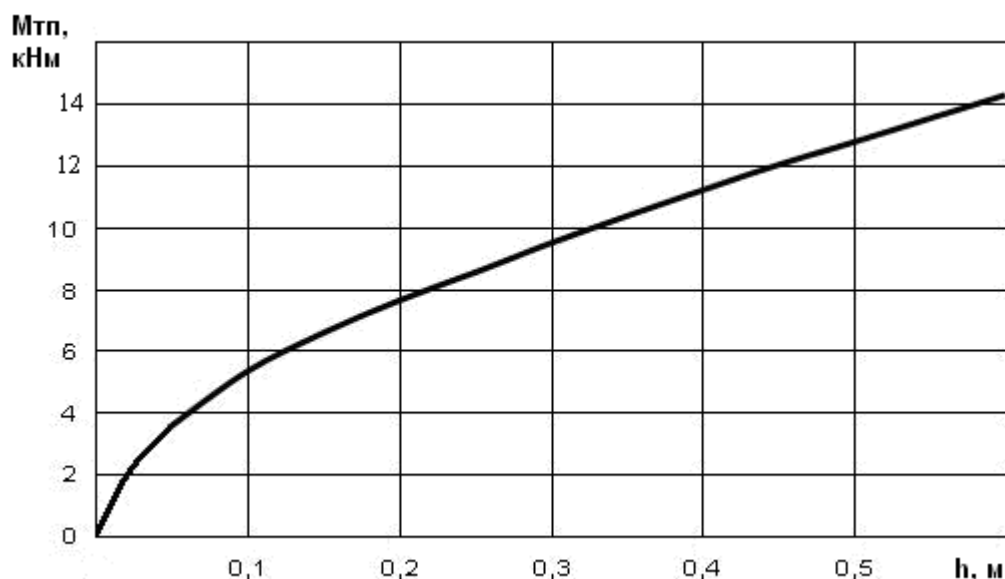


Рисунок 45 – Зависимость момента сопротивления ведущего колеса от глубины колеи (при $\lambda_k=2$)

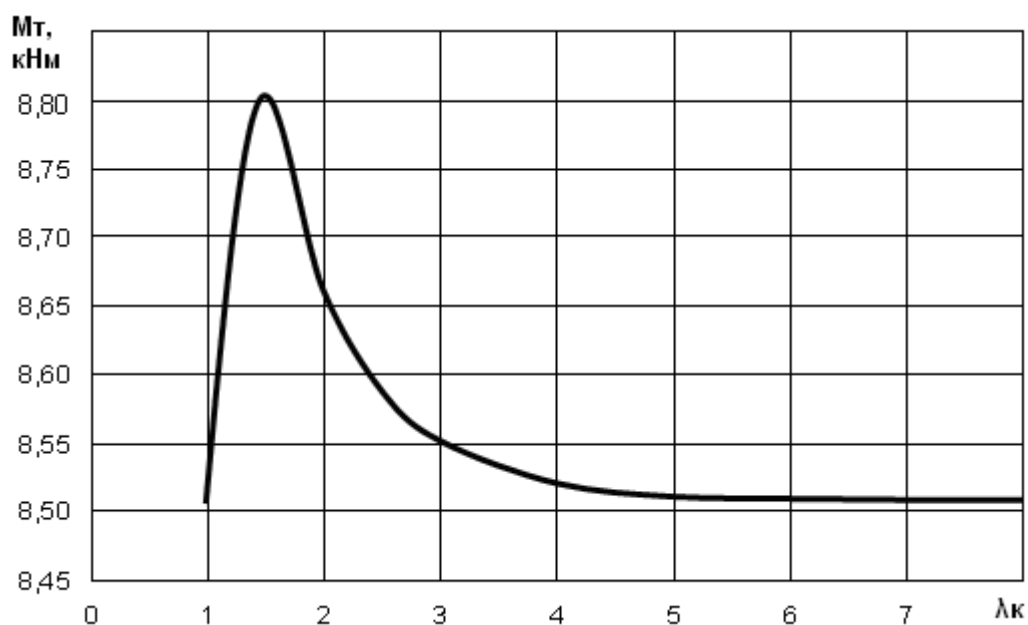


Рисунок 46 – Зависимость момента сопротивления ведущего колеса от режима работы (при $h=0,25$ м)

При постоянных значениях глубины колеи ($h=0,25$ м), кинематическом коэффициенте ($\lambda_k=2$) и тех же значениях остальных параметров можно получить график зависимости момента сопротивления от радиуса колеса (рис. 47).

Из графика, изображенного на рис. 45, следует, что момент сопротивления от реакций трения выступов протектора колеса, работающего в режиме буксования, с увеличением глубины колеи возрастает по кривой с отрицательным ускорением. С увеличением кинематического коэффициента λ_k (то есть буксования) от 1 до 1,5 (рис. 46) момент сопротивления увеличивается, а при $\lambda_k > 1,5$ уменьшается по кривой гиперболического типа с асимптотами, параллельными осям координат. Максимальное значение момента сопротивления от реакций трения ведущего колеса наблюдается при $\lambda_k = 1,5$, что соответствует буксованию 25 %.

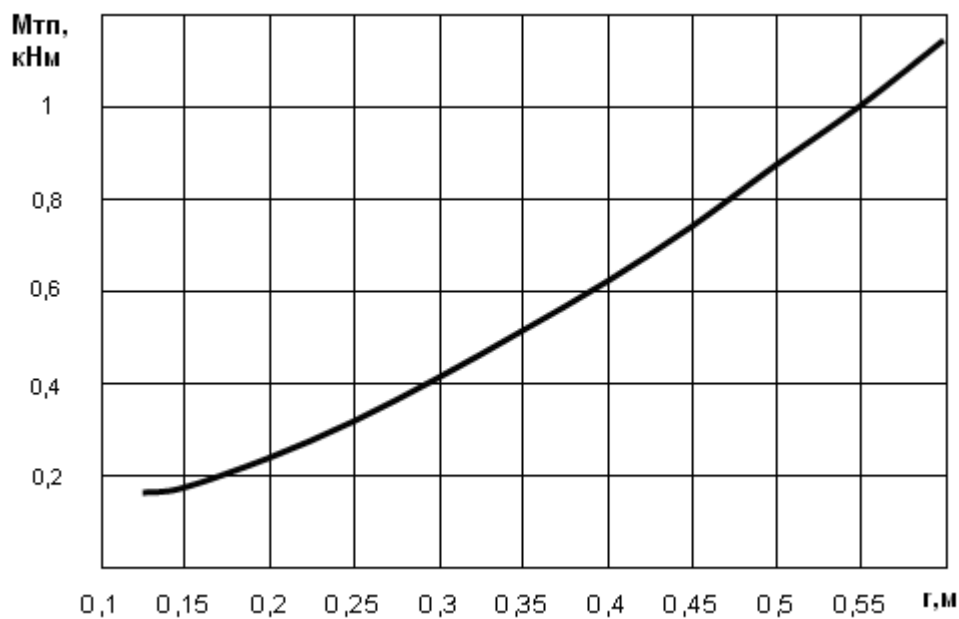


Рисунок 47 – Зависимость момента сопротивления от радиуса ведущего колеса (при $h=0,25$ м и $\lambda_k=2$)

Из графика, изображенного на рис. 47, следует, что с увеличением радиуса колеса момент сопротивления возрастает по кривой с положительным ускорением.

3.3.7. Определение момента сопротивления от реакций сдвига грунта выступами почвозацепов ведущего колеса

В общем виде элементарный момент сопротивления от реакций сдвига относительно геометрического центра O (рис. 48) можно представить

$$dM_c = dR_c r \cos \gamma d\alpha. \quad (114)$$

Используя зависимости, изложенные нами в [25], момент сопротивления от реакций сдвига будет равен

$$M_c = \tau (1 - K_H) b r^2 \int_0^{\alpha_E} \cos \gamma d\alpha = (C_0 + P_r \operatorname{tg} \varphi) \times \\ \times (1 - K_H) b r^2 \int_0^{\alpha_E} \cos [\pi - (\varphi' + \alpha)] d\alpha. \quad (115)$$

Обозначив интеграл в (115) буквой A , можно записать

$$A = \int_0^{\alpha_E} -\cos(\varphi' + \alpha) d\alpha = \left[\int_0^{\alpha_E} \sin \varphi' \cdot \sin \alpha - \int_0^{\alpha_E} \cos \varphi' \cdot \cos \alpha \right] d\alpha. \quad (116)$$

Из треугольника OO_1m следует

$$\frac{r}{\sin \varphi'} = \frac{a}{\sin \gamma}. \quad (117)$$

Из соотношения (117) можно записать

$$\operatorname{ctg} \varphi' = \frac{a - r \cos \alpha}{r \sin \alpha} \quad (118)$$

или

$$\sin \varphi' = \frac{r \sin \alpha}{\sqrt{r^2 + a^2 - 2ar \cos \alpha}}, \quad (119)$$

$$\cos \varphi' = \frac{a - r \cos \alpha}{\sqrt{r^2 + a^2 - 2ar \cos \alpha}}. \quad (120)$$

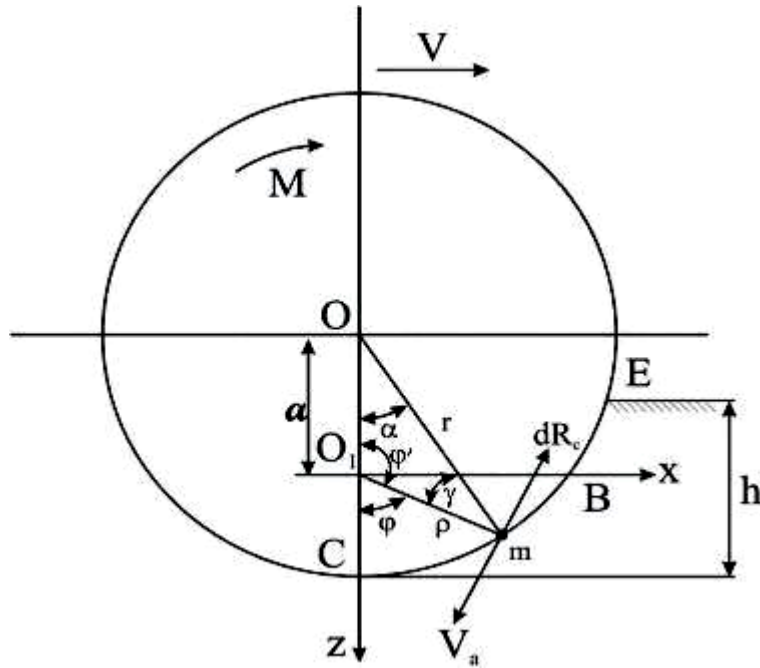


Рисунок 48 – Схема к определению момента сопротивления от реакций сдвига

Подставив (119) и (120) в (116), получим

$$A = \int_0^{\alpha_E} \frac{rd\alpha}{\sqrt{r^2 + a^2 - 2ar\cos\alpha}} - \int_0^{\alpha_E} \frac{a\cos\alpha d\alpha}{r^2 + a^2 - 2ar\cos\alpha}. \quad (121)$$

После решения интегралов момент сопротивления от реакций сдвига грунта, приведенный к оси колеса, будет равен

$$M_c = \frac{(C_0 + P_r \operatorname{tg}\varphi_0)(1 - K_n)br^2}{\lambda_K(\lambda_K + 1)} \times \left[(\lambda_K^2 - 1)F(\delta; n) + (\lambda_K - 1)^2 \Pi(\delta; n^2; n) \right], \quad (122)$$

где $F(\delta; n)$ и $\Pi(\delta; n^2; n)$ - эллиптические интегралы первого и третьего рода;

$$n = \frac{2\sqrt{\lambda_k}}{\lambda_k + 1}; \quad \alpha_E = \operatorname{arcCos} \frac{r-h}{r};$$

$$\delta = \arcsin \left[\frac{\lambda_k + 1}{\lambda_k} \sqrt{\frac{1 - \cos \alpha_E}{2 \left(1 + \frac{1}{\lambda_k^2} - \frac{2}{\lambda_k} \cos \alpha_E \right)}} \right].$$

Выражение (122) позволяет определить значение момента сопротивления ведущего колеса от реакций сдвига грунта почвозацепами протектора и получить теоретические зависимости момента сопротивления от глубины колеи и режима работы колеса. Так, задавшись исходными значениями параметров ($r=0,5$ м; $b=0,26$ м; $C_0=0,05$ МПа; $P_r=0,5$ МПа; $\varphi_0=12^\circ$; $K_H=0,5$) и режимом работы колеса ($\lambda_k=2$), получим график зависимости момента сопротивления от глубины колеи (рис. 49).

Если принять глубину колеи постоянной величиной ($h=0,25$ м) при тех же значениях остальных параметров, то получим график зависимости момента сопротивления от кинематического коэффициента λ_k , то есть от режима работы ведущего колеса (рис. 50).

При постоянных значениях глубины колеи, кинематического коэффициента и тех же значениях остальных параметров получим график зависимости момента сопротивления от радиуса колеса (рис. 51).

Из графика, изображенного на рис. 49, следует, что момент сопротивления от реакций сдвига грунта почвозацепами протектора колеса, работающего в режиме буксования ($\lambda_k=2$), возрастает по кривой параболического типа.

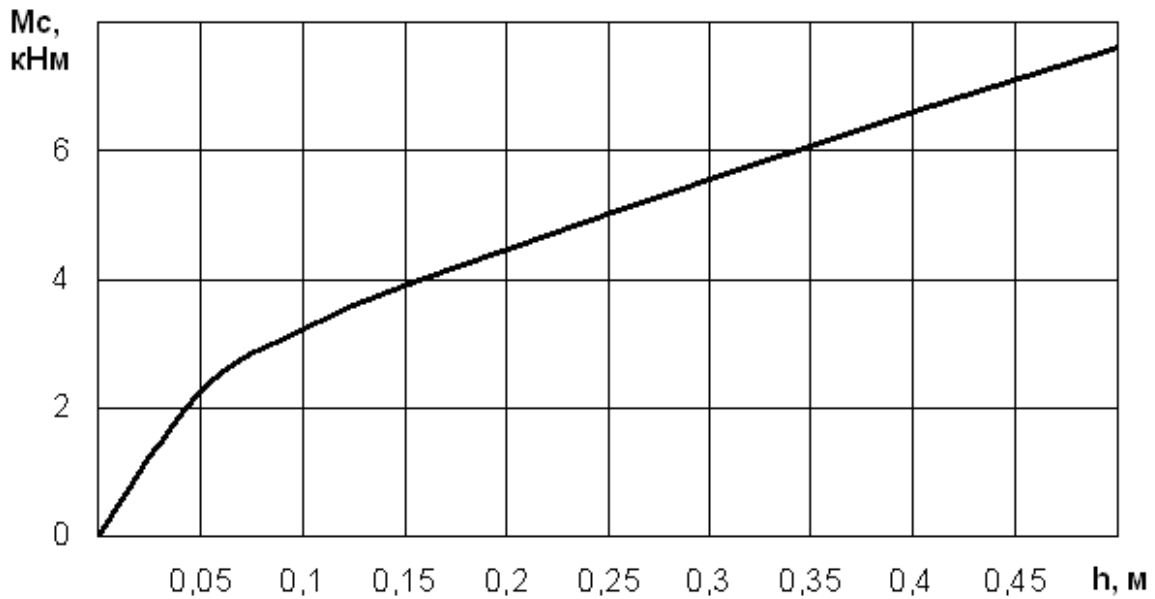


Рисунок 49 – Зависимость момента сопротивления ведущего колеса от глубины колеи (при $\lambda_k=2$ и $r=0,5$ м)

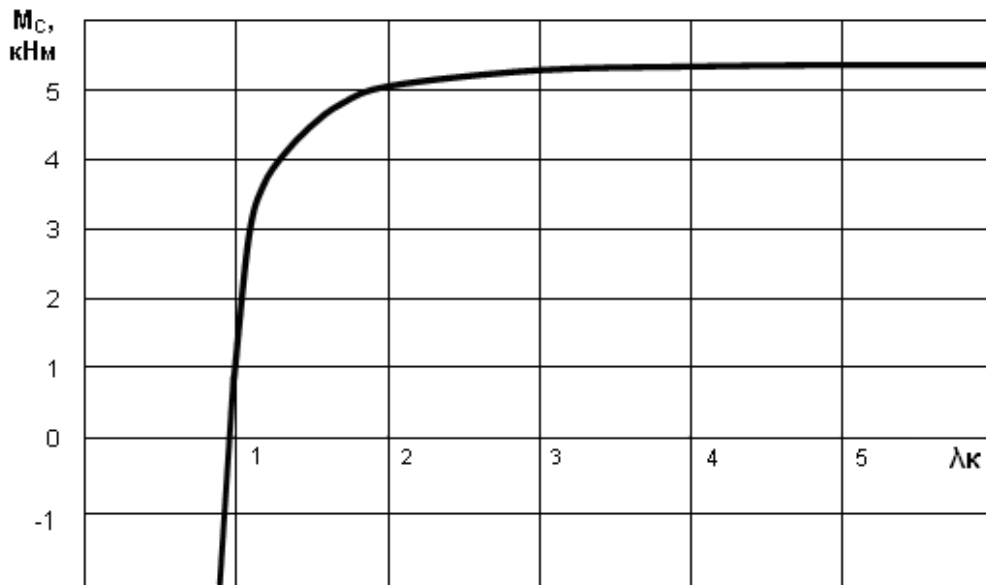


Рисунок 50 – Зависимость момента сопротивления ведущего колеса от кинематического коэффициента (при $h=0,25$ м и $r=0,5$ м)

С увеличением кинематического коэффициента λ_k (то есть буксования) момент сопротивления также возрастает, но по кривой гиперболического типа с асимптотами, параллельными осям координат (рис. 50). При этом интенсивное нара-

тание момента сопротивления наблюдается при значениях λ_k от 1 до 3.

С ростом диаметра колеса момент сопротивления непрерывно возрастает по кривой с положительным ускорением (рис. 51).

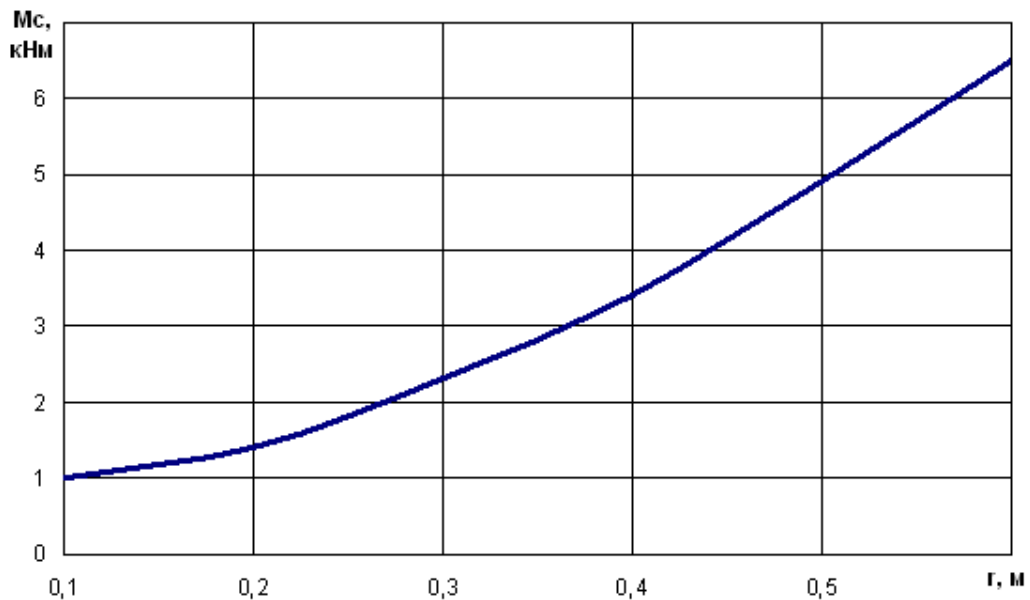


Рисунок 51 – График зависимости момента сопротивления сдвига грунта от радиуса ведущего колеса

4. ОБЗОР КОНСТРУКЦИЙ МОБИЛЬНЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН ПОВЫШЕННОЙ И ВЫСОКОЙ ПРОХОДИМОСТИ

Проблему проходимости и повышения тягово-сцепных свойств мобильных машин решают преимущественно путем специализации транспортных средств и их колесных движителей в соответствии с целевой функцией выполняемых работ [29, 30, 31, 32].

Так, например, для исследования поверхности других планет на основании теоретических предпосылок, макетных испытаний, прогнозного поведения движителей в специфических условиях пришли к выводу, что для изучения поверхности Луны наиболее предпочтительными по показателям: управляемости, маневренности, тягово-сцепной и профильной проходимости, а также надежности являются колесные движители [11].

В зависимости от целевого назначения критерии оценки транспортных средств могут быть разными. Так, если основной целью является транспортировка грузов или пассажиров, то главными должны быть социальные критерии и основной из них производительность, а его определяющий фактор – скорость.

В случае доставки грузов, пассажиров, специального оборудования в труднодоступные пункты назначения в условиях плохих дорог и бездорожья основным критерием является проходимость как по показателям тягово-сцепных свойств

двигателей, так и профильной проходимости по преодолению неровности пути, единичных препятствий.

При изучении проходимости других планет нужны транспортные средства, соответствующие критерию проходимости. В экстремальных условиях наиболее эффективными и надежными являются двигатели шагающего типа. Интерес к шагающим механизмам привода мобильных машин проявляется давно потому, что принцип шагания является лучшим способом преодоления профильных жестких неровностей пути, кроме того, они могут перемещаться с меньшими потерями на буксование при движении на поверхностях с малой несущей способностью.

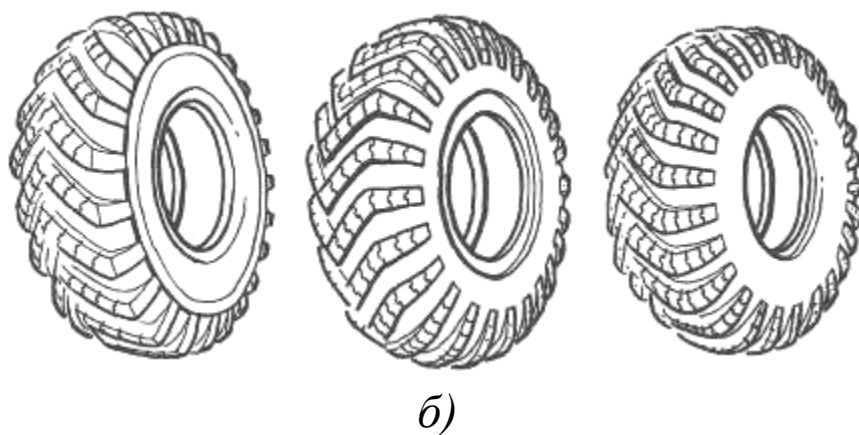
Проходимость дорожных автомобилей в условиях бездорожья и по поверхностям с малой несущей способностью ограничивается низкими сцепными свойствами шины, малым тяговым усилием и, как следствие, неполным использованием сцепной массы, приходящейся на колесные двигатели. Наличие двухскатного расположения шин на ведущих колесах, межколесного дифференциала и малый дорожный просвет, также ухудшают проходимость мобильных колесных машин. Поэтому при создании мобильных колесных машин повышенной и высокой проходимости нужно решать задачи по снятию названных ограничений.

4.1. Колеса с шинами низкого давления

Необходимость в колесах с шинами низкого давления появилась с целью повышения универсальности их работы как по дорогам с твердым покрытием, так и в условиях пло-

хих дорог и бездорожья. При этом универсальность существенным образом обеспечивается созданием устройств изменения внутреннего давления в шинах на ходу при движении автомобиля по маршруту с разным состоянием поверхности пути. На рис. 52 представлены серийные шины разных моделей.

Внутреннее давление в таких шинах находится в пределах от 0,2 до 0,3 МПа. Они имеют разные рисунки протекторов, высота грунтозацепов до 20 мм, и они различаются только геометрическими размерами в зависимости от использования на автомобилях разной грузоподъемности.



а)

б)

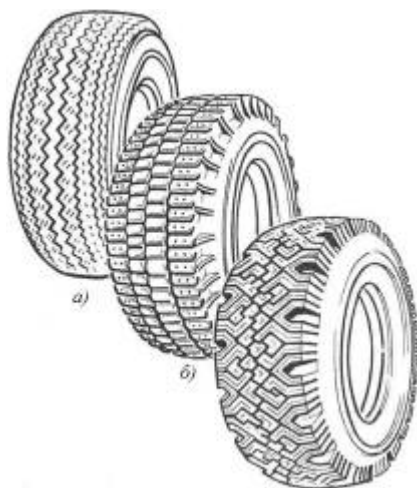
в)

Рисунок 52 – Шины с регулируемым давлением

а – шина 12.00-18, модель И-111; шина 13.00-18, модель И-112;
шина 14.00-18, модель И-113; *б* – шина 12.00-18, модель И-150А;
в – шина 16.00-20, модель И-156; шина 18.00-24, модель И-170

В зависимости от условий движения внутреннее давление может снижаться до 0,05 МПа. При этом конструкция посадочного пояса обода позволяет сопрягаться покрышке с натягом с закромкой его и обеспечивает высокую надежность от прокручивания покрышки относительно обода.

В современных условиях даже для дорожных автомобилей в зависимости от сезона года рекомендуется менять колеса с разным рисунком протекторов на них. На рис. 53 показаны рисунки протекторов дорожных шин для летнего и зимнего сезонов.



в)

Рисунок 53 – Виды рисунков протекторов шин дорожных автомобилей для разных сезонов года:
а – для летнего сезона; б и в – для зимнего сезона

Для автомобилей повышенной и высокой проходимости применяют широкий спектр рисунков протекторов, формы и высоты грунтозацепов. На рис. 54 показаны рисунки протекторов и форма грунтозацепов автомобилей повышенной и высокой проходимости для разных условий работы.

В отличие от шин дорожных автомобилей для автомобилей повышенной и высокой проходимости шины изготавливаются с менее плотным рисунком протектора и высокими грунтозацепами, которые располагаются на поверхности покрышки в форме отрезков эвольвенты с целью снижения динамических нагрузок на колеса и меньшей экскавации поч-

вогрунта. В таблице 6 приведены параметры рисунков протектора разного назначения [10].

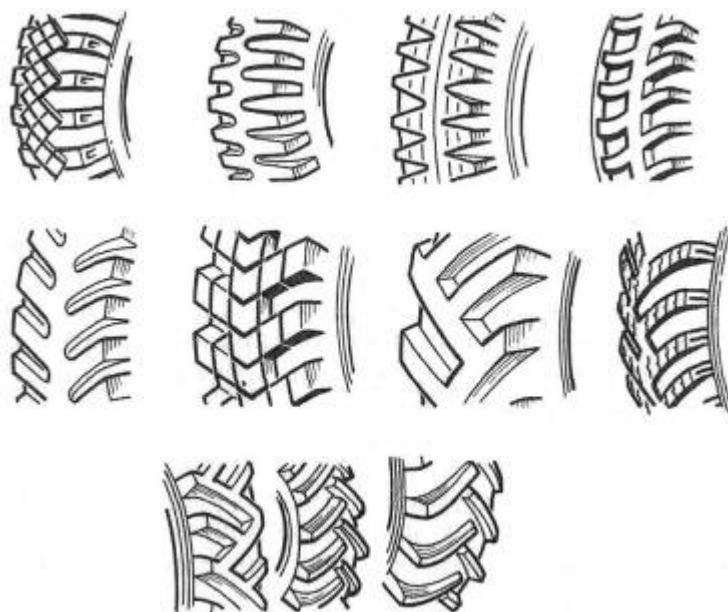


Рисунок 54 – Рисунки протекторов и формы грунтозацепов автомобилей повышенной и высокой проходимости для разных условий работы

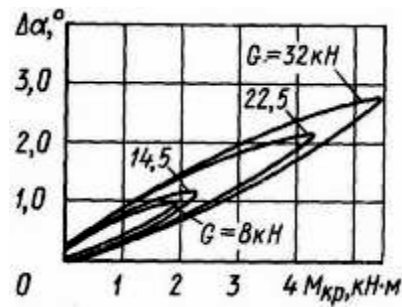
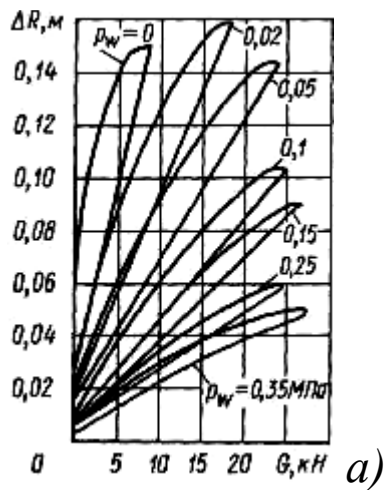
Таблица 6 – Параметры рисунка протектора

Параметры	Протектор			
	дорожный	универсальный	вездеходный	тракторный
Коэффициент насыщенности	0,06...0,08	0,5...0,7	0,4...0,6	0,15...0,3
Высота грунтозацепов, мм	8...15	10...12	15...25	30...60
Отношение ширины грунтозацепа к высоте	1,2...3	1,5...3	1,5...3	-
Отношение ширины впадин к высоте грунтозацепов	0,5...0,8	0,3...3	0,5...4	-
Отношение ширины грунтозацепов к расстоянию между ними (ширине впадин), мм	2...5	2...5	0,5...4	-
Угол наклона стенок грунтозацепов в градусах	0,5...6	0,5...20	5...30	15...30

Работа пневматических шин как на жестком основании так и на поверхностях с малой несущей способностью сопровождается гистерезисными потерями энергии внутри самой шины, которые складываются из потерь на сжатие воздуха внутри ее и на трение частиц материала шины между собой. При периодическом вхождении разных участков беговой дорожки в контакт с опорной поверхностью и выхода из нее шина нагревается и полученное тепло рассеивается в окружающую среду. Гистерезисные деформации при увеличении от радиальной нагрузки и внутреннего давления в шине возрастают по кривым с отрицательным ускорением, а при разгрузке – уменьшаются по кривым близким к прямолинейной зависимости. В такой же форме проявляются упругие свойства шин и при тангенциальной нагрузке. На рисунке 55 показано изменение свободного радиуса колеса (ΔR) от радиальной нагрузки и угловой деформации шины ($\Delta\alpha^\circ$) от тангенциальной нагрузки, создаваемой крутящим моментом $M_{кр}$, подводимым к ведущему колесу автомобиля ЗИЛ–157 при разных давлениях воздуха в шине (данные С.Г. Вольского). [10]

С увеличением радиальной нагрузки G уменьшается статический радиус колеса $R_{ст}$ и соответственно увеличиваются параметры пятна контакта колеса с опорной поверхностью по линейной зависимости по его длине и ширине. А с ростом крутящего момента, подводимого к колесу увеличивается угловая деформация шины.

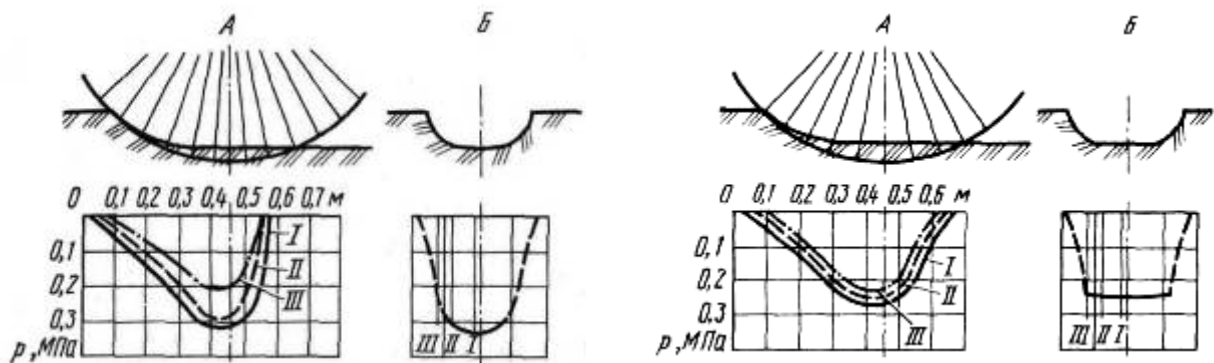
Распределение давления по площади контакта шины с почвогрунтом (по данным Я.С. Агейкина [10]) представлено на рисунке 56.



б)

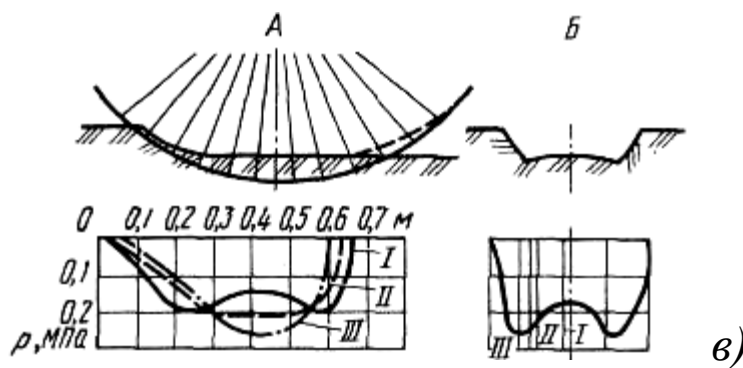
Рисунок 55 – Характеристика гистерезисных деформаций:

а – зависимость $\Delta R = f(G; P_w)$; б – зависимость $\Delta \alpha^\circ = f(M_{kp}; G)$



а)

б)



в)

Рисунок 56 – Распределение давления по площади контакта шины с грунтом (по данным Я.С. Агейкина):

а – $p_w = 2$ МПа; б – $p_w = 0,1$ МПа; в – $p_w = 0,05$ МПа;

А – продольное сечение; Б – поперечное сечение

При работе ведущего колеса по мягкому почвогрунту с образованием колеи деформируется и опорная поверхность, и

сама шина. В связи с этим увеличивается площадь контакта шины, подверженной деформации и в тоже время уменьшается давление и деформация в средней части пятна контакта по сравнению с работой шины на твердом основании. По длине контакта шины во всех трех случаях деформация приведена для разного внутреннего давления в шине. Максимум давления на опорную поверхность сдвигается вперед от середины пятна контакта. При очень низком внутреннем давлении в шине ($p_w=0,05$ МПа) средняя часть беговой дорожки испытывает меньшее давление и в тоже время больший прогиб (позиция в). Это приводит к снижению сдвигов грунта, меньшему погружению шины в грунт и повышает ее проходимость.

4.2. Арочные и широкопрофильные шины

В 1954 году был получен патент на арочную шину, а в 1957 году английской фирмой «Штрауслер» был изготовлен грузовой автомобиль с колесной формулой 4x4 грузоподъемностью 5 т на колесах с арочными шинами «Липсоид». Сечение шины представляет собой дугу большего радиуса, верхняя часть которого под действием нормальной нагрузки прогибается внутрь, образуя выпуклую поверхность поперечного сечения дна колеи. Это позволяет при движении по мягкой поверхности уплотнять почвогрунт под шиной, не выбрасывая его из зоны контакта.

Низкое давление воздуха (7,0...10,5 кПа) обеспечивает большую деформацию шины, благодаря которой она без толчков обтекает и преодолевает различные профильные неровности высотой до 250 мм.

На рис. 57 представлены арочные шины, которые использовались на автомобилях ЗИЛ-130.

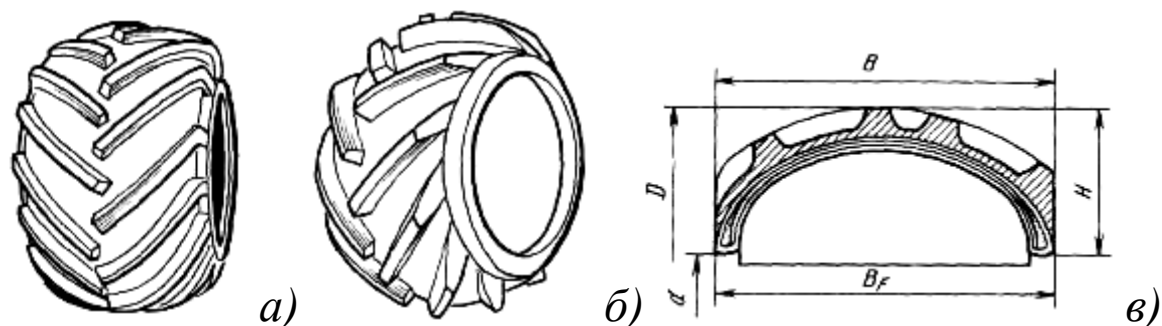


Рисунок 57 – Арочные шины
а – 1000–650, И–182; б – 1140–700, Я–146; в – профиль шины

Отношение высоты профиля к ширине $H/V=0,3\dots0,4$. Стенки шины в зонах у ее бортов жесткие, а беговая дорожка более эластичная и деформируется с внутренним прогибом в поперечном сечении при работе на поверхностях с малой несущей способностью. Это способствует уменьшению глубины колеи и позволяет увеличивать тягово-сцепные свойства ее на 30...40%.

К недостаткам таких шин относятся ограниченность применения (поверхности с малой несущей способностью), относительно малый срок службы, повышенная их масса, выход за пределы габаритной ширины мобильных машин.

На основании опыта использования арочных шин в начале 60-х годов прошлого века были разработаны конструкции широкопрофильных шин, в которых сохранены тягово-сцепные свойства, но уменьшена жесткость беговой дорожки, прилегающей к их боковинам. Это создало более благоприятные условия для работы их на твердых опорных поверхностях. С этой целью стали изготавливать невысокие боковины. Отношение высоты профиля к его ширине $H/V=0,55\dots0,85$. Ра-

диус дуги протектора у широкопрофильных шин больше, чем у арочных, отсутствуют мембранные деформации протектора в поперечном сечении. Коэффициент сопротивления качению у них в 2 раза меньше, чем у арочных шин и на 20...30% меньше чем у обычных дорожных шин.

Широкопрофильные шины с регулируемым давлением на ходу (рис. 58) используются преимущественно в шинах с диагональным расположением нитей в корде.

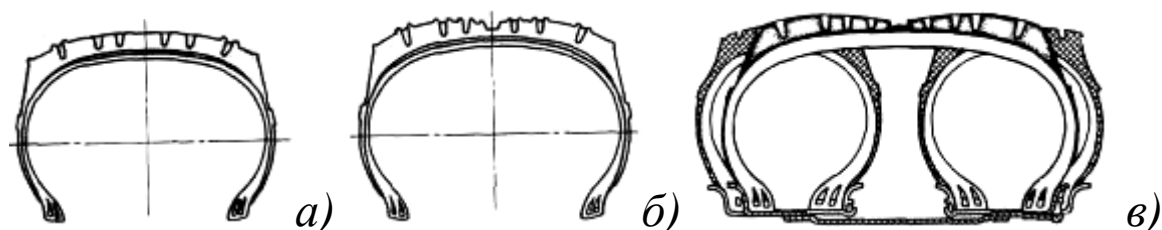


Рисунок 58 – Широкопрофильные шины:

а – обычная; б – с двойной беговой дорожкой;
в – сравнение широкопрофильной шины 1100x500-508
с обычной шиной 260-20

Шины с радиальным расположением нитей в корде обладают хорошей эластичностью, лучше приспособляются к неровностям поверхности, но при регулировании давления на ходу при малых значениях внутреннего давления обладают повышенной боковой деформацией при движениях на поворотах, что ухудшает управляемость автомобиля. Поэтому в шинах с регулируемым давлением применяется диагональное расположение нитей в корде.

4.3. Пневмокотки

Пневмокотки представляют собой эластичную бочкообразную оболочку с малым посадочным диаметром. В отличие от арочных и широкопрофильных шин пневмокоток имеет большее отношение ширины профиля B к нагруженному диаметру D ($B/D=0,8...1,5$ вместо $0,2...0,3$ у обычных и $0,55...0,65$ у арочных шин) и большее соотношение наружного диаметра D к внутреннему посадочному диаметру d ($D/d=4$, у обычных арочных шин $D/d=2$).

Высокая эластичность ввиду малослойности покрышки и низкое давление в шине ($10...50$ кПа) обеспечивает большой прогиб протектора (до 35% высоты профиля), что обеспечивает хорошее взаимодействие катка с мягкой поверхностью. Поэтому пневмокотки являются идеальными движителями при работе на поверхностях с малой несущей способностью (песок, снег, болото).

Каркас пневмокотка имеет два – четыре слоя тонкого корда (нейлон, перлон, капрон). Тонкий протекторный слой с невысокими грунтозацепам (до 15 мм) при низком внутреннем давлении позволяет обтекать неровности профиля пути, обеспечивая повышенную плавность хода.

На рисунке 59 представлены основные параметры пневмокотка. Основное назначение пневмокотков обеспечить проходимость на поверхностях с малой несущей способностью и экологическую безопасность в условиях сельскохозяйственного производства, а так же на бездорожных участках тундры и других территориях, где трудно восстанавливается расти-

тельный покров при его разрушении ходовыми устройствами мобильных машин.

Впервые вездеходный автомобиль на пневмокатках был изготовлен в США фирмой *Albee Rolligon* с применением специальных шин (пневмокатков) и низким давлением воздуха (14...35 *кПа*) с регулируемым давлением на ходу в зависимости от меняющихся дорожных условий. Наружный диаметр баллонов 1 м, ширина 1,26 м. Широкий диапазон изменения передаточных чисел трансмиссии обеспечивает возможность движения автомобиля со скоростями в пределах от 1,6 до 64 км/ч. Собственная масса автомобиля с заправкой составляет 3,5 т, грузоподъемность 6-7 т.

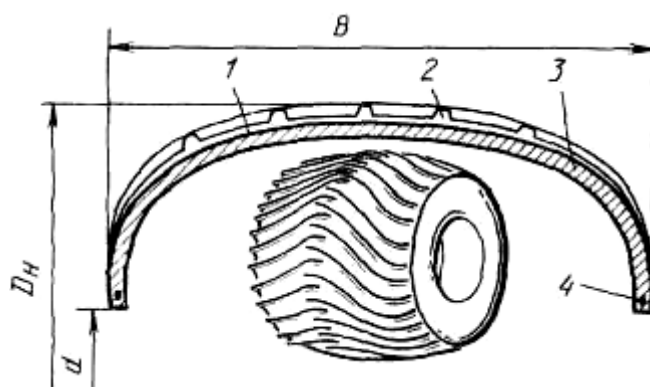


Рисунок 59 – Пневмокаток:

1 – каркас; 2 – протектор; 3 – герметизирующий слой резины; 4 – борт

Фирмой ООО НПФ «Трэкол» [33] разработана гамма автомобилей для работы на почвенных поверхностях тундры с использованием шин, близким по характеристике к пневмокаткам. Уникальность покрышек заключается в малой толщине стенок и высокой эластичности оболочки, укрепленной двухслойным капроновым кордом. Рабочее давление внутри шины при движении по шоссе 50 *кПа*, а на слабонесущих

грунтах и по снегу 12 *кПа*. Хорошее сцепление на бездорожье обеспечивает деформация шины, которая адаптируется к грунту, обтекая микрорельеф. Складки резины, образующиеся в пятне контакта, дополняют слаборазвитые рисунки протектора.

Характеристики вездеходов ООО НПФ «Трэкол» представлены на рисунке 60.



«Трэкол-3929»



«Трэкол-39041»



«Трэкол-39294»



«Трэкол-39293»

Рисунок 60 – Вездеходы с шинами низкого давления фирмы ООО НПФ «Трэкол»

4.4. Некруглые колеса

В 1959 году изобретатель *Albert Sfredda* предложил конструкцию транспортного средства на квадратных колесах. Конструкция испытывалась на мягких почвогрунтах, глубоком снегу и показала положительный результат.

На заводе им. Лихачева (ЗИЛ) испытывали автомобили с аналогичными колесами на болоте и снегу и также получили значительное повышение тягово-сцепных свойств. Испытания проводились в сопоставлении обычных шин с арочными шинами и арочными шинами, превращенными в квадратные (рис. 61) после существенного снижения давления воздуха в них. В таблице 7 приведены данные испытаний автомобиля ЗИЛ-167 с 3-мя вариантами названных шин [8].

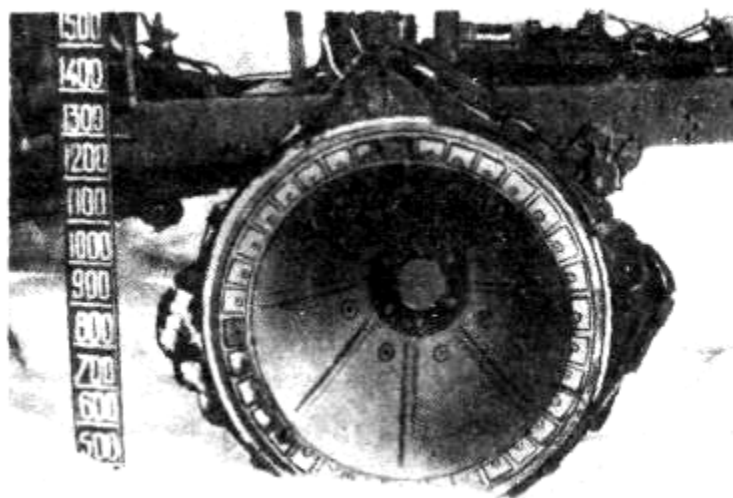


Рисунок 61 – Вакуумированная арочная шина, превращенная в форму квадрата

Внутри шины низкого давления по периметру обода устанавливается несколько (четыре-пять) синусоидальных профилей. Как только возможности движения на шинах с некоторым избыточным давлением оказываются исчерпанными, из шин принудительно откачивается воздух, они сжимаются, облегчая

установку на обод профилей. Таким образом формируется многогранное жесткое колесо. Если на ведущей полуоси установить несколько таких колес со сдвигом по фазе, то поочередное воздействие «граней» каждого колеса будет осуществляться по винтовой линии, вызывая эффект волнового движения массы почвогрунта в направлении, обратном движению мобильной машины.

Таблица 7 – Данные испытаний автомобиля ЗИЛ – 167

Показатели	21,00-	штатные			1500x840x10	эксперимен-	«Аэрол
	28				00		
Вакуумирован- ные	-	-	-	-	задние ши- ны	все колеса вакуумирован- ные	-
Давление в шинах, кПа	100	50	25	100	100	-	60
Тяговое уси- лие, кН	19,6	18,2	14,3	26, 2	45	51	36,4
Буксование, %	8,05	13	6,35	10, 8	11,8	27	11,8
Сопротивление движению, кН	23...2 8	18,4...20 ,3	22,6... 26	29	46	36,4	22,75

Если грань вакуумированного колеса будет оформлена в виде эвольвенты, то скольжение колеса по поверхности почвогрунта и вертикальные колебания можно максимально уменьшить. И все-таки существенным недостатком таких колес является высокая концентрация нагрузки на нижнюю часть граней, что способствует образованию глубокой колеи в зоне их контакта и повышению вертикальных вибраций остова машины.

Использование многогранных жестких колес целесообразно в условиях, когда ставится задача обеспечить проходимость мобильных машин по поверхностям с малой несущей способностью «любой ценой», в том числе в ущерб экологическим требованиям. На кафедре «Автомобили и тракторы» Чувашской го-

сударственной сельскохозяйственной академии разработана конструкция неполнокруглых колесных движителей [2], которые устанавливаются попарно на каждую полуось мобильной машины со сдвигом по фазе одного колеса относительно другого в паре таким образом, чтобы в пределах полного оборота пары колес, круглые части их перекрывались с достаточным запасом, обеспечивая непрерывность качения круглых частей пары.

На рисунке 62 показаны принципиальные схемы конструкции неполнокруглых колес, смонтированных в одной паре и развертка контактной поверхности пары неполнокруглых колес в пределах одного оборота пары. На базе колесных шин 9,5R-42 были изготовлены модельные образцы неполнокруглых спаренных колес с тремя криволинейными перемычками на каждом из них.

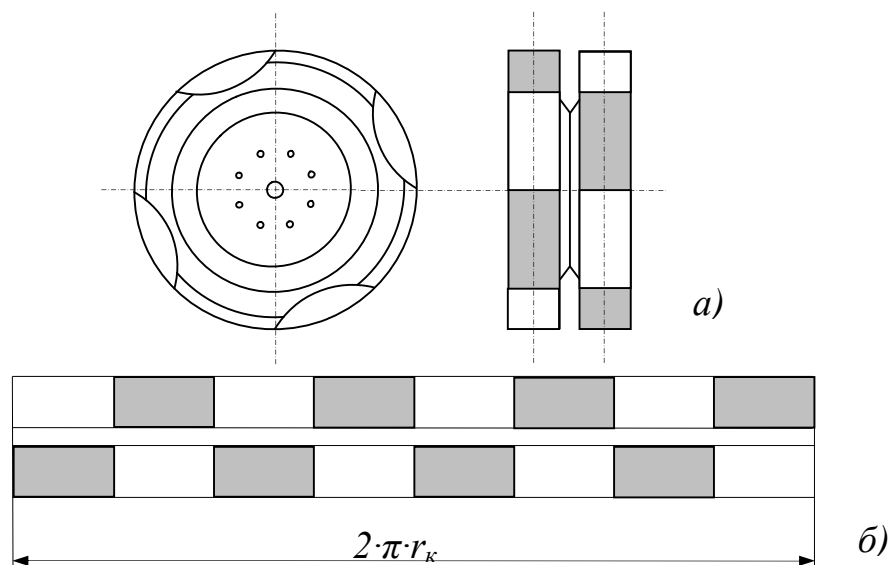


Рисунок 62 – Неполнокруглые колеса, смонтированные в одну пару со сдвигом по фазе:

- а – принципиальная схема конструкции спаренных неполнокруглых колес;
- б – развертка контактной поверхности спаренных неполнокруглых колес в пределах одного оборота пары

4.4.1. Кинематика некруглых спаренных колес

Спаренные некруглые колеса устанавливаются в противофазе на ведущие полуоси, и в процессе их перекатывания в пределах одного оборота происходит периодическое контактирование беговых дорожек сразу двух колес пары и попеременное контактирование каждого отдельного колеса пары.

На рисунке 63 показана совмещенная кинематическая и динамическая циклограммы работы спаренных неполнокруглых колес, выполненных на базе стандартных колес 9,5R-42, которые устанавливаются на тракторы класса 1,4 (МТЗ-80). Каждая смена нормальной нагрузки приводит к скачкообразным изменениям глубины колеи и ударному воздействию неполнокруглой части колеса при входе ее в контакт с опорной поверхностью. При выходе из контакта одного из спаренных неполнокруглых колес нормальная нагрузка на опорную поверхность оставшейся в контакте круглой части другого колеса возрастает в два раза. Но возрастание глубины колеи от минимального значения до максимального осуществляется с некоторой растяжкой по времени в зависимости от плотности и твердости почвы, а также внутреннего давления в шинах колес.

Динамические нагрузки на опорную поверхность особенно резко проявляется при входе неполнокруглой части колеса в контакт с опорной поверхностью. При этом за короткий промежуток времени возрастают затраты механической работы на деформацию почвы, шины колеса и на подъем масс, приходящихся на блок спаренных неполнокруглых колес, на высоту до уровня минимальной глубины колеи. Про-

цесс входа в контакт неполнокруглой части колеса носит ударный характер.

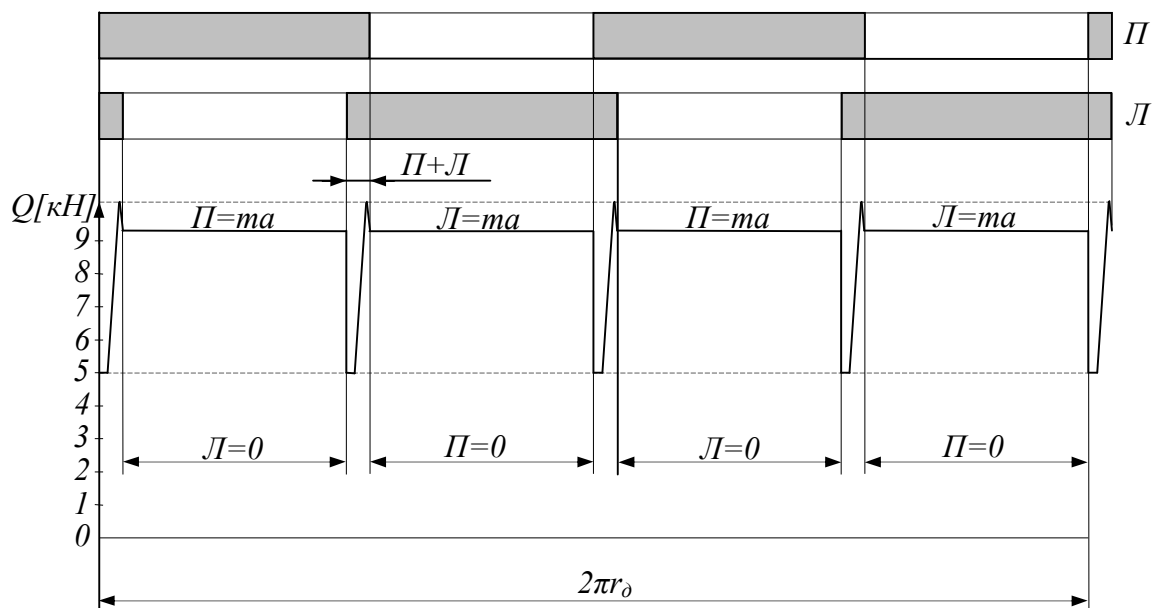


Рисунок 63 – Совмещенная кинематическая и динамическая циклограммы спаренных правого – П и левого – Л неполнокруглых колес в пределах одного оборота

На рисунке 64 показана качественная картина изменения глубины колеи спаренных неполнокруглых колес в пределах одного цикла работы.

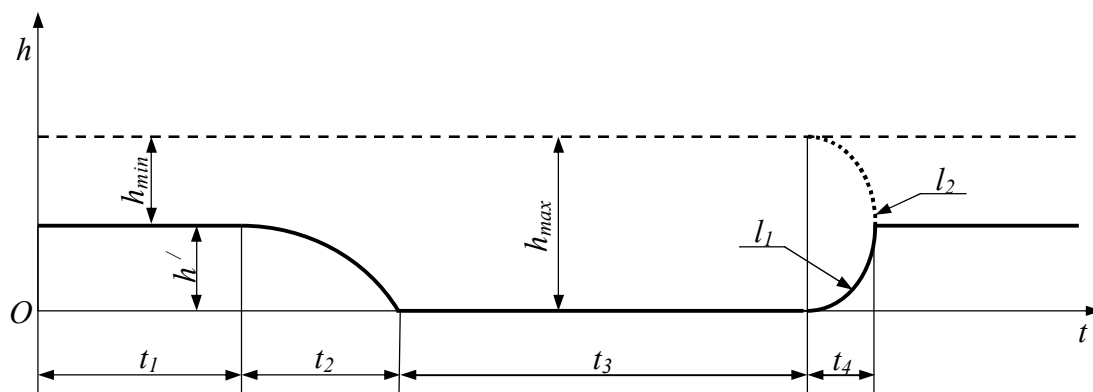


Рисунок 64 – Циклограмма изменения глубины колеи спаренных неполнокруглых колес в пределах одного цикла

Общее время цикла:

$$t_y = t_1 + t_2 + t_3 + t_4, \quad (123)$$

где t_1 - время совместной работы круглых частей спаренных колес; t_2 - время изменения глубины колеи от h_{min} до h_{max} при выходе из контакта с опорной поверхностью одного из колес пары; t_3 - время работы круглой части одного колеса пары; t_4 - время входа в контакт второго колеса.

На рисунке условно показаны траектория l_2 деформации почвы, входящего в контакт колеса пары и траектория l_1 подъема находящегося в контакте колеса на уровне h^I .

Приведенная циклограмма показывает, что чем больше впадин на неполнокруглом колесе, тем чаще будут возникать динамические нагрузки при входе неполнокруглой части колеса в контакт с опорной поверхностью. Отсюда появляется необходимость нахождения оптимального количества впадин на колесах в паре и выбора геометрической поверхности впадин, снижающих пиковую нагрузку при входе их в контакт с опорной поверхностью.

В результате периодического изменения нормальной и удельной нагрузок на блок спаренных неполнокруглых колес в пределах одного оборота соответствующим образом меняется глубина колеи, а также имеет место несовпадение динамического и кинематического радиусов перекатывания колес в паре. Кинематическое несоответствие между колесами в паре особенно остро проявляется на переходных режимах работы в период выхода и входа некруглых частей колес при взаимодействии их с опорной поверхностью.

4.4.2. Динамика взаимодействия неполнокруглых спаренных колес с опорной поверхностью с малой несущей способностью

Учитывая ударный характер вхождения круглой части колеса в контакт с опорной поверхностью, рассмотрим этот процесс как переходный и представим его в виде дифференциального уравнения

$$m \frac{dv_m}{dt} = P_k - P_c, \quad (124)$$

где m – масса, приходящаяся на спаренные неполнокруглые колеса одной пары; $\frac{dv_m}{dt}$ – ускорение машины; P_k – касательная сила в зоне контакта колес; P_c – сила сопротивления деформации почвы.

Величину касательного усилия выразим через момент двигателя M_∂ , передаточное число трансмиссии i_{mp} , динамический радиус колесного блока r_∂ и коэффициент потерь на трение в трансмиссии η_{mp}

$$P_k = \frac{M_\partial i_{mp} \eta_{mp}}{r_\partial}.$$

Угловую скорость вращения колеса представим через кинематические параметры трансмиссии:

$$\omega_k = \frac{2v_m}{d_k} i_{mp},$$

где d_k – диаметр колеса.

Воспользовавшись аналогиями из работы [34] рассмотрим, как влияет на P_k изменения пути перемещения колеса и передаточного числа на отрезке, соответствующем времени t_4

(см. рис. 64). С этой целью разложим P_k в ряд по степеням приращения ω и i_{mp}

$$P_k = P_{k0} + \frac{2i_{mp}}{d_k} \left(\frac{\Delta M_\partial}{d\omega} \right)_0 \Delta\omega + \frac{2M_{\partial 0}}{d_k} \Delta i_{mp} + \dots$$

Аналогичным образом разложив в ряд ω_k получим

$$d\omega = \frac{i_{mp}}{d_k} \Delta v_m + \frac{v_{m0}}{d_k} \Delta i_{mp} + \dots$$

После преобразований и подстановки в (124) уравнение переходного процесса перемещения машины на участке t_4 примет вид

$$m \frac{dv}{dt} dS = P \frac{\omega_0}{c M_\partial} \left(\frac{dM_\partial}{d\omega} \right) S + P \left[\frac{\omega_0}{M_{\partial 0}} \left(\frac{dM_\partial}{d\omega} \right)_0 + 1 \right] \mu, \quad (125)$$

где $S = \frac{\Delta v_m}{v_{m0}}$; $\mu = \frac{\Delta i_{mp}}{i_{mp0}}$ - соответственно коэффициенты, учиты-

вающие изменение минутной деформации почвы от буксования и изменения передаточного отношения; ω_0 и $M_{\partial 0}$, соответственно угловая скорость и момент подводимый к колесу при установившемся движении в период времени t_3 .

Уравнение (125) можно привести к виду

$$T_m \frac{dS}{dt} + S = -k_m \mu, \quad (126)$$

где T_m - постоянная времени переходного процесса; k_m - коэффициент усиления; μ - относительное приращение передаточного отношения в момент входа в контакт круглой части второго колеса пары (t_4).

В развернутом виде

$$T_m = \frac{m v_{m0}}{P_c \frac{\omega_0}{M_{\partial 0}} \left(-\frac{dM_{\partial}}{d\omega} \right)_0}; \quad k_m = \frac{1 + \frac{\omega_0}{M_{\partial 0}} \left(\frac{dM_{\partial}}{d\omega} \right)_0}{\frac{\omega_0}{M_{\partial 0}} \left(-\frac{dM_{\partial}}{d\omega} \right)_0}.$$

Коэффициенты S и μ в уравнениях (125) и (126) определяют особенности переходного процесса и поэтому их принято называть динамическими характеристиками.

Постоянная времени T_m характеризует интенсивность протекания переходного процесса, а коэффициент усиления k_m степень воздействия внешних факторов на изменяемый параметр.

В переходном периоде в результате мгновенного подключения круглой части колеса к работе скорость машины возрастает, так как динамический радиус вступающего в контакт круглой части колеса, больше динамического радиуса находящегося в контакте второго колеса, а значит, мгновенно уменьшается передаточное число в трансмиссии и скачкообразно увеличивается нагрузка на трансмиссию и двигатель по его моменту. Окружная скорость колеса в момент начала вхождения неполнокруглой части колес может в этом случае определяться по уравнению

$$v_m = -k_m \mu_n,$$

где μ_n – относительное изменение передаточного отношения, соответствующее относительному приращению скорости.

Кривая переходного процесса изменения окружной скорости колесного блока при изменении передаточного отношения

будет иметь форму экспоненты (рис. 65). Постоянная времени T_m равна отрезку AB на асимптоте между точками пересечения с асимптотой вертикали AC и касательной BC к кривой переходного процесса. Отрезок AB для выбранной (произвольно) точки C характеризует интенсивность протекания процесса.

Сила удара неполнокруглой части колеса при входе в контакт с опорной поверхностью почвы

$$P_z = \frac{2J_k}{D_k} \frac{d\omega_k}{dt}, \quad (127)$$

где J_k - момент инерции колеса; D_k - диаметр колеса; $\frac{d\omega_k}{dt}$ - угловое ускорение колеса. Представим неполнокруглое колесо как круглый диск и тогда момент инерции $J_k = \frac{mr_k^2}{2}$.

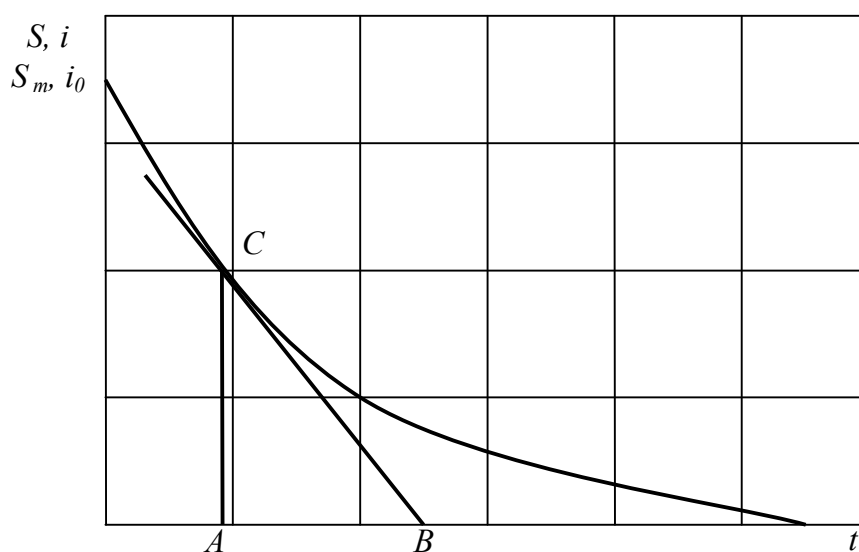


Рисунок 65 – Кривая переходного процесса

Применительно к трактору МТЗ-80 при массе колеса $m=80$ кг и $r_k=0,68$ м, окружной скорости $V_k=1$ м/с, $d\omega_k/dt=1,43$.

Подставляя в (127) выражения J_k и $d\omega_k/dt$ получим $P_z \cong 400$ Н. По мере увеличения поступательной скорости машины ускорение будет уменьшаться за счет меньшего колебания (отклонение от среднего значения) частоты вращения колеса. Соответственно будет уменьшаться и величина P_z .

4.4.3. Результаты и оценка сравнительных тяговых испытаний неполнокруглых и круглых колес на тракторе класса 1,4 МТЗ-80

Одним из основных недостатков современных энергонасыщенных колесных тракторов является чрезмерное уплотнение почвы и ограниченные сцепные свойства на рыхлых почвах и на поверхностях с повышенной влажностью. Кроме того на полях с неровным макрорельефом наличие непрерывной колеи от круглых колес создают условия для образования эрозионных промоин.

С целью уменьшения влияния перечисленных негативных факторов полнокруглых колес на эффективные показатели работы колесных машин были разработаны и изготовлены модельные образцы неполнокруглых колес колесных двигателей для тракторов и автомобилей. Рекогносцировочные испытания показали, что наиболее перспективно их использо-

вание на колесных тракторах с классической компоновкой и колесной формулой 4x2.

По договору с Кировской государственной машиноиспытательной станцией и совместно с сотрудниками Чебоксарского политехнического института МГОУ в июле 2004 года были проведены сравнительные испытания (со снятием тяговой характеристики) трактора МТЗ-80 с неполнокруглыми и круглыми задними ведущими колесами с использованием стандартного контрольно-измерительного комплекса.

На шинах модели 9,5R42 были искусственно сделаны 3 впадины размером между ее краями по периметру беговой дорожки 705,5 мм и максимальной глубиной по радиусу 180 мм. На каждую полуось устанавливалось два неполнокруглых колеса в противофазе таким образом, чтобы обеспечить непрерывное касание беговой дорожки с опорной поверхностью. При этом, в пределах одного оборота блока из двух неполнокруглых колес, круглые части их попеременно должны контактировать с опорной поверхностью, а в зонах перекрытия непродолжительно работать совместно. Нормальная удельная весовая нагрузка на единицу опорной площади пятна контакта при переходе с парного контакта на одинарный, увеличивается в два раза, а значит несколько увеличивается и глубина колеи при работе на рыхлых почвах.

В таблице 8 приведены условия, в которых проводились испытания.

Таблица 8 – Условия испытаний

Показатель	Значения показателя при испытаниях
	по ТЗ
Тип почвы	Супесь
Твердость почвы, МПа, в слоях, см:	
0-10	0,93
10-20	3,64
20-30	4,85
Влажность почвы, %, в слоях, см:	
0-10	7,61
10-20	9,58
20-30	9,73
Длина контрольного участка, м	30

После обработки экспериментальных данных построили совмещенные тяговые характеристики (рис. 66) трактора МТЗ-80 с неполнокруглыми колесами и с обычными этой же модели на 1, 2, 3 и 4 передачах нормального ряда.

Из характеристики видно, что на всех используемых передачах на предельных нагрузках по сцеплению движителей с опорной поверхностью крюковое усилие увеличивается в среднем на 22,2%, крюковая мощность на 19,8%, скорость движения на 12,7% с неполнокруглыми колесами по сравнению с круглыми колесами этой же модели. Буксование на этих же режимах загрузки оказалось на 51,3% меньше при работе с неполнокруглыми колесами по сравнению с круглыми.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что показатели тягово-сцепных свойств колесного трактора класса 1,4 с неполнокруглыми движителями существенно превосходят аналогичные показатели трактора с круглыми движителями.

Кроме того, неполнокруглые движители оставляют на рыхлой поверхности прерывистую колею по следу каждого неполнокруглого колеса, что способствует уменьшению эрозионной опасности при работе на полях с неровным макрорельефом.

При наличии проставки между некруглыми колесами в паре появилась хорошая возможность обрабатывать между-рядья пропашных культур с пропуском рядка культурных растений между ними.

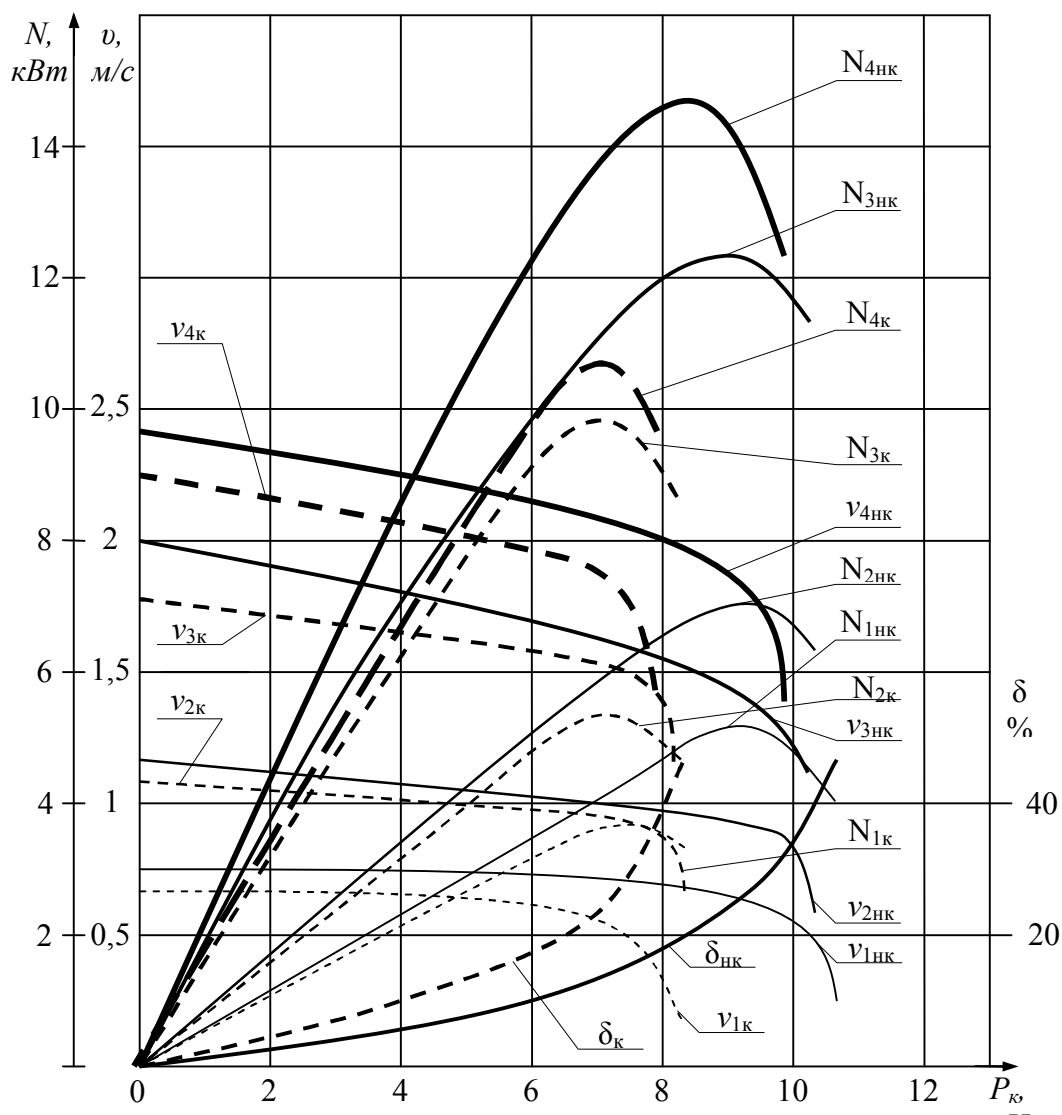


Рисунок 66 – Тяговая характеристика трактора МТЗ-80 с круглыми и неполнокруглыми спаренными колесами:

- - использование круглых движителей;
- - использование неполнокруглых движителей.

Вместе с тем в процессе испытаний выяснилось, что при движении трактора с такими двигателями на дорогах с твердым покрытием возникают динамические вертикальные вибрации (толчки), выходящие за пределы допустимых норм по эргономическим показателям. При входе в контакт с дорожным полотном кромки перемычек создают ударные нагрузки на дорожное полотно.

С учетом названных недостатков и на основании анализа патентов прототипов некруглых колес сотрудниками кафедр «Автомобили и тракторы» ЧГСХА и «Автомобили и автомобильное хозяйство» Чебоксарского политехнического института МГОУ была разработана конструкция колеса повышенной проходимости с регулируемым внутренним давлением на ходу, которое одинаково успешно может работать как на жестких недеформирующихся поверхностях, так и на поверхностях с малой несущей способностью. На конструкцию названного колеса получен патент на изобретение №2288106 «Колесо повышенной проходимости» [35].

4.4.4. Эксплуатационная оценка транспортирующей способности неполнокруглых колес по снежному насту и песчаной целине

Экспериментальные испытания автомобиля ГАЗ-53А с неполнокруглыми спаренными колесами на снежном насте так же показали существенное преимущество их по сравнению с обычными круглыми штатными колесными двигателями.

При толщине слоя снежного наста 18 см при движении на первой передаче с дополнительной нормальной нагрузкой на заднюю ось 10 кН автомобиль с неполнокруглыми двигателями устойчиво двигался с буксованием, не превышающим 15%. При установке стандартных движителей при тех же условиях буксование составило 100% даже при некотором разгоне автомобиля при въезде на контрольный участок.

На рисунке 67 показано, как меняется буксование и действительная скорость движения автомобиля с неполнокруглыми двигателями на первой передаче в зависимости от толщины снежного покрова. Из графика видно, что по мере возрастания толщины снежного покрова буксование увеличивается по кривой с положительным ускорением, а действительная скорость уменьшается по кривой с отрицательным ускорением.

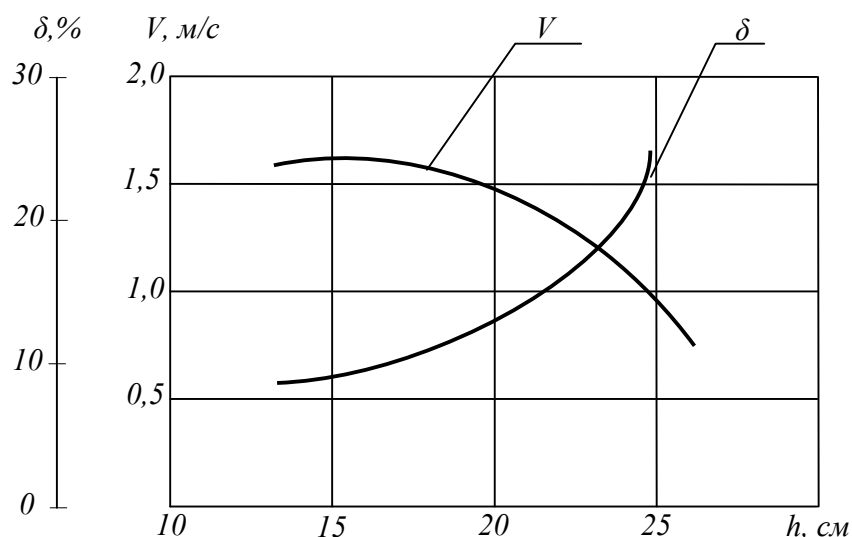


Рисунок 67 – Изменение скорости и буксования неполнокруглых движителей в зависимости от глубины снежного покрова

4.5. Универсальный колесный движитель

Изобретение по патенту №2288106 [35] отличается от прототипа тем, что вместо колесного движителя, выполненного в виде двух спаренных на одной ведущей полуоси неполнокруглых колес, предложен колесный движитель в форме моноколеса с тремя беговыми дорожками, у которых средняя беговая дорожка выполнена непрерывной, а две крайних прерывистыми.

Средняя беговая дорожка имеет больший радиус перекачивания по сравнению с крайними. При движении мобильной машины по ровной жесткой недеформирующейся поверхности, давление в шине повышают и тогда в непрерывном контакте с опорной поверхностью будет находиться только средняя беговая дорожка, в результате чего полностью исключаются динамические нагрузки со стороны дороги на колесо и машину со стороны неполнокруглых частей.

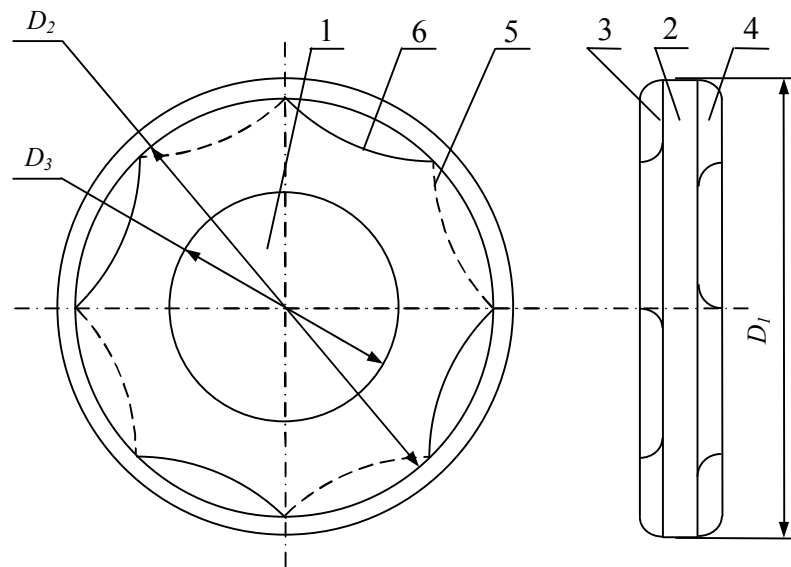
При работе на поверхностях с малой несущей способностью давление внутри шины понижают и, в этом случае в контакте с опорной поверхностью будут находиться все три беговые дорожки. Учитывая, что средняя беговая дорожка выполняется более эластичной по отношению к крайним, колесо в этом случае будет работать по образу подобия арочных и широкопрофильных шин.

Вторым отличительным признаком является наличие криволинейных кромок перемычек, сориентированных в продольном направлении таким образом, чтобы увеличить время их последовательного входа в контакт с опорной поверхностью и, тем самым, снизить скорость и ускорение ударного воздействия на нее.

Таким образом, предложенный универсальный колесный движитель обладает новизной, существенными отличительными признаками и положительным эффектом, заключающемся в повышении тягово-сцепных свойств и проходимости, а также возможностью работы мобильных машин с такими движителями как на дорогах с твердым покрытием, так и на поверхностях с малой несущей способностью.

На рисунке 68 изображен общий вид устройства универсального колесного движителя повышенной проходимости, который состоит из диска 1, средней непрерывной беговой дорожки 2, левой беговой дорожки 3 с перемычками 5, правой беговой дорожки 4 с перемычками 6. Диаметр средней беговой дорожки D_1 , диаметры правых и левых беговых дорожек D_2 , диаметр диска колеса D_3 .

Универсальный колесный движитель работает следующим образом. При движении по твердым недеформируемым поверхностям внутреннее давление в шине повышают до величины, при которой под действием нормальной вертикальной нагрузки, приходящейся на колесо, просадка его $h_{ин}$ (рис. 69) не превышает разницу радиусов средней и боковых беговых дорожек $0,5(D_1 - D_2) \leq h_{ин}$ (см. рис. 68). В этом случае кромки перемычек боковых беговых дорожек не будут контактировать с опорной поверхностью, а значит, исключаются ударные и динамические нагрузки на мобильную машину. При работе на поверхностях с малой несущей способностью давление воздуха в шине понижают.



a)



б)

Рисунок 68 – Универсальный колесный движитель повышенной проходимости:

а – общий вид;

б – развертка поверхностей беговых дорожек в пределах одного оборота

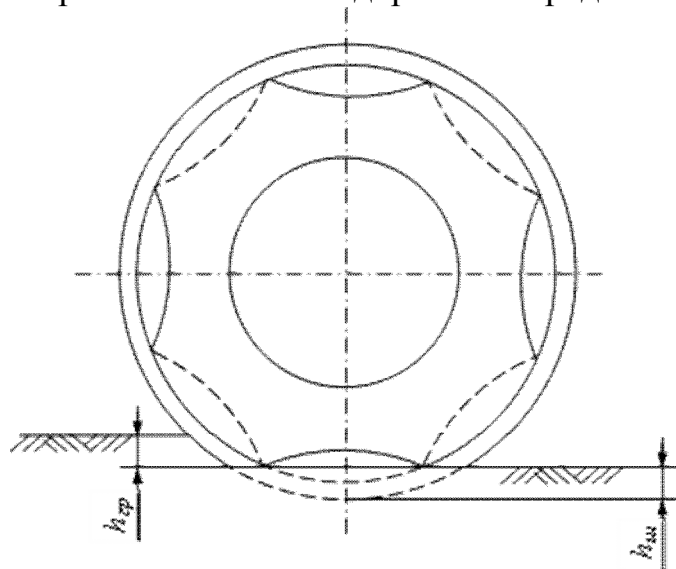


Рисунок 69 – Схема взаимодействия универсального колесного движителя с опорной поверхностью с малой несущей способностью

Под действием вертикальной нагрузки и ведущего момента средняя беговая дорожка имеет большую просадку h_{uu} (рис. 69). Вследствие малой несущей способности опорной поверхности будет осуществляться и просадка почвогрунта h_{zp} .

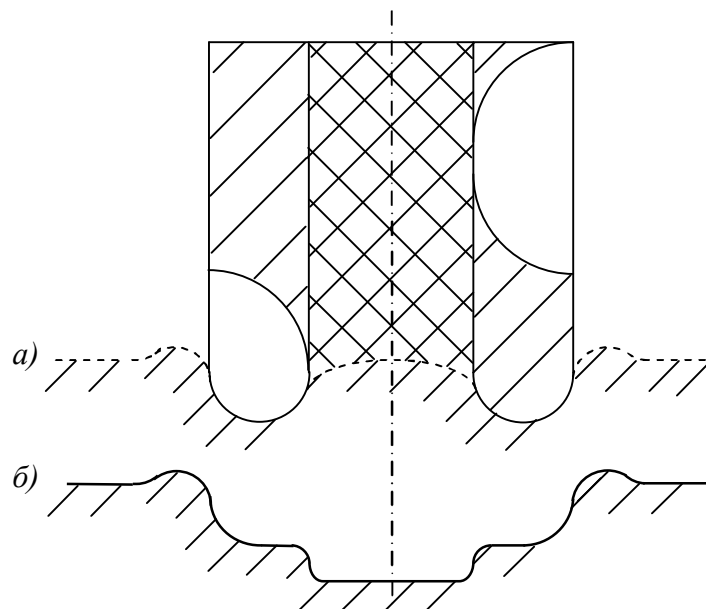


Рисунок 70 – Поперечный профиль колеи универсального колеса: *a* – по супесчаному почвогрунту; *б* – по глинистому почвогрунту.

Снижение давления воздуха в шине способствует увеличению площади контакта шины с почвогрунтом, уменьшает его уплотнение и глубину колеи, а сферическая форма перемычек крайних беговых дорожек повышает тягово-сцепные свойства колеса.

Если поверхность с малой несущей способностью имеет глинистый состав, то давление, после перехода с дорожного покрытия с твердым основанием, снижают незначительно и в этом случае работают все три беговые дорожки и частично криволинейные перемычки крайних дорожек. Таким образом, в зависимости от структуры и состояния несущей поверхности нужно менять внутреннее давление в шинах. На супесчаных почвогрунтах средняя беговая дорожка будет деформи-

роваться больше по сравнению с крайними более жесткими и по этому динамический радиус ее существенно уменьшится и соответственно к ней будет подводиться меньший момент сдвига. Криволинейные перемычки действуют как дополнительные почвозацепы, а на сыпучих средах выполняют еще и гребные функции. Следует ожидать высокую эффективность гребных свойств сменных движителей на автомобилях плавающего типа, не оборудованных специальными гребными винтами.

Поперечные профили сечения колеи при движении универсального колесного движителя по глинистым и супесчаным основаниям существенно отличаются друг от друга (рис. 70). На супесчаном почвогрунте универсальное колесо при очень низком внутреннем давлении работает в режиме арочной шины, а на глинистых, при более высоком давлении, в режиме широкопрофильных шин.

В условиях движения по поверхности с неровным микрорельефом (движение поперек борозд на пашне, каменистая поверхность, преодоление единичных пороговых препятствий) давление внутри универсальной шины также снижают, и преодоление неровностей пути преимущественно возлагается на более жесткие крайние беговые дорожки. Поэтому универсальное колесо обладает и хорошей профильной проходимостью. Способность к преодолению профильных препятствий обеспечивается формой и конструктивными параметрами перемычек крайних беговых дорожек.

4.5.1. К обоснованию формы, размеров и количества перемычек

Для увеличения тягово-сцепных свойств универсального колесного движителя необходимо создавать условия для формирования наибольшей величины горизонтальной составляющей реакций в зоне контакта перемычки с опорной поверхностью. Одновременно он должен обладать и хорошей профильной проходимостью в процессе преодоления жестких пороговых препятствий за счет выбора оптимальных форм и размеров перемычек, обеспечивающих наименьшее плечо сопротивления перекатыванию.

Форма (конфигурация) перемычек может быть самой разнообразной: прямая линия, образованная сечением части окружности колеса; сфера как часть шарообразной поверхности; сфера как часть цилиндрической поверхности с высотой цилиндра равной ширине беговой дорожки; в форме ломанной линии (углового швеллера с его длиной, равной ширине беговой дорожки) и многие другие. Из большого многообразия форм перемычек рассмотрим наиболее характерные: прямолинейная, в форме ломанной линии, цилиндрическая.

Определение размера и количества перемычек покажем на примере прямолинейной и цилиндрической перемычек.

Размеры перемычек зависят от радиуса кривизны ρ , расстояния между краями перемычки на поверхности беговой дорожки l , ширины беговой дорожки b , максимальной глубины перемычки h_{max} (рис. 71).

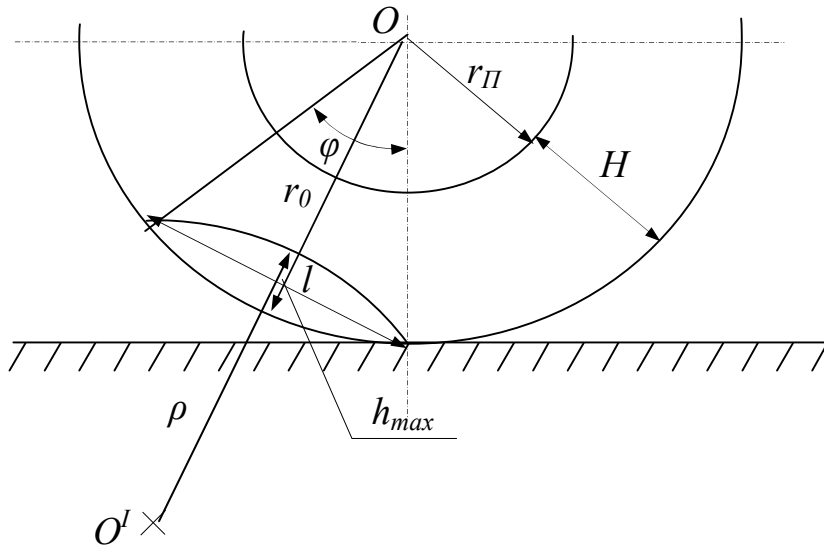


Рисунок 71 – Схема к определению размеров и числа перемычек на крайних беговых дорожках универсального колесного движителя

Число и размеры перемычек должно быть таким, чтобы обеспечивалось достаточное (оптимальное) перекрытие круглых частей двух боковых беговых дорожек универсального колеса в их противофазе. С позиции технологического исполнения желательно, чтобы $r_0 = \rho$. Вторым регламентирующим фактором служит ограничение $h_{\max} \leq 0,5 \cdot H$. Тогда при $h_{\max} \leq 0,5 \cdot H$ и $\rho = r_0$ хорда дуги

$$l = 2 \cdot \sqrt{r_0^2 - (r^I)^2}, \quad (128)$$

где $r^I = \rho - \frac{h_{\max}}{2}$ или $r^I = r_0 - \frac{h_{\max}}{2}$.

Так для колес трактора класса 1,4 $r_0 = 0,7$ м, $H = 0,4$ м. При $h_{\max} = 0,5H$, $h_{\max} = 0,2$ м и тогда $r^I = 0,6$ м. Подставляя в (128) получим $l = 0,72$ м.

В тяжелых внедорожных условиях движения для большегрузных автомобилей и тракторов коэффициент прерывистости γ_{π} беговых дорожек рекомендуется применять от 0,6 до 0,7

$$\gamma_{\pi} = \frac{ml}{2\pi r_0}, \quad (129)$$

где m – число перемычек.

Из уравнения (129) находим количество перемычек, задавшись величиной γ_{π} .

$$m \cong \frac{2\pi r_0 \gamma_{\pi}}{l}. \quad (130)$$

Так, для рассматриваемого примера при $\gamma_{\pi} = 0,65$ количество перемычек $m=4$. Расчет количества перемычек по формуле (130) дает приближенную величину. Более точный расчет можно получить, если в уравнении (130) ввести длину хорды l и длину дуги S

$$S = \frac{\pi \varphi r_0}{180}. \quad (131)$$

Тогда

$$m = \frac{360 \gamma_{\pi}}{\varphi}. \quad (132)$$

При $\varphi=60^\circ$ и $\gamma_{\pi} = 0,65$ количество перемычек, рассчитанное по формуле (132) составит 3,9. Поскольку количество перемычек определяется целым числом, то в данном случае их следует принять равным 4.

4.5.2. Работа универсального колеса с разным профилем перемычек

Рассмотрим работу универсального колеса по преодолению жесткого порогового препятствия с наиболее характерными профилями перемычек: линейный, в форме ломаной двухгранного отрезка, в форме части окружности.

На рисунке 72 представлена схема, действующих сил и реакций в процессе преодоления жесткого единичного препятствия универсального колеса с линейным профилем перемычки (центральная беговая дорожка не показана).

Под действием силы тяжести Q и подводимого момента M в зоне контакта перемычки с ребром порога возникает нормальная реакция R_N , направленная к центру вращения колеса O . Сила P_K является производной от момента M и вызывает возникновение реакции трения R_T . Эти силы образуют результирующую $R_{рез}$ от R_N и R_T . Разложим $R_{рез}$ на горизонтальную R_x и вертикальную R_z составляющие.

Составим уравнение моментов от горизонтальных и вертикальных реакций относительно геометрического центра вращения колеса:

$$R_z a = R_x (r_0 - H). \quad (133)$$

Для установившегося движения горизонтальную реакцию R_x без большой погрешности можно принять равной движущей силе $P_{дв}$, а $R_z = Q$. Тогда (133) приведем к виду

$$R_z a = P_{дв} (r_0 - H) \quad (134)$$

и найдем

$$a = \frac{R_x(r_0 - H)}{Q}. \quad (135)$$

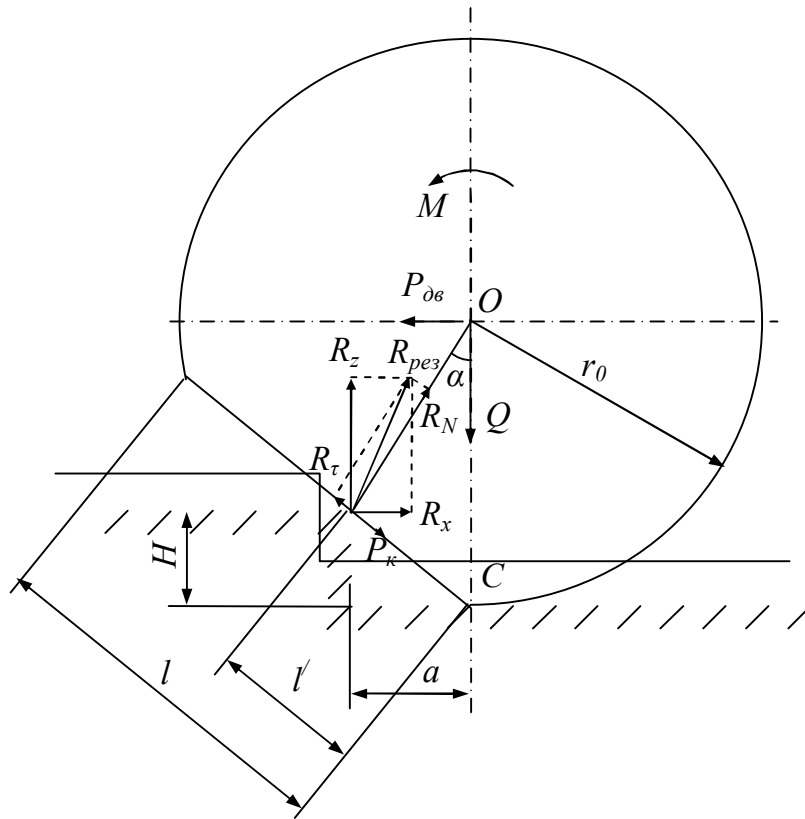


Рисунок 72 – Схема действующих сил и реакций в процессе преодоления единичного препятствия универсальным колесом с линейным профилем перемычки в ведущем режиме

Из (135) видно, что в общем случае при постоянных H и Q « a » зависит главным образом от реакции колеса P_z и радиуса r_0 . Но при перемещении точки C по порогу l^l (уменьшение плеча « a ») будет уменьшаться как за счет скольжения линейной перемычки по ребру порога, так и частично за счет того, что точка C перемещается не по горизонтальной линии, а по циклоиде. Поэтому изменение плеча сопротивления перекачивания будет осуществляться по нелинейной зависимости, $a=f(l^l)$.

В случае перемещения точки C вправо (см. рис. 72) изменение плеча « a » будет осуществляться также по нелинейной зависимости поскольку « a » одновременно является функцией l^I и расстояния между центром вращения колеса и опорной поверхностью.

Поскольку аналитическое решение $a=f(l^I)$ вызывает определенные трудности, его можно найти с использованием методов подобий и размерностей.

Учитывая, что колесо совершает плоское движение, выполним решение названной функции с использованием методов физического моделирования и геометрического подобия. Для этого примем численные значения конструктивных геометрических размеров реального колеса, а также форму и размеры перемычек на нем. Зададимся геометрическим размером высоты жесткого порогового препятствия. Примем коэффициент линейного геометрического подобия равным 10. Разделим реальные линейные размеры колеса на 10 и получим уменьшенную в 10 раз модель колеса.

Из литературных источников известно, что две геометрические фигуры подобны, если отношение всех соответствующих длин одинаковы. Если известен коэффициент подобия (масштаб), то простым делением или умножением на величину масштаба размеров одной геометрической фигуры, получают размеры другой ей подобной фигуры [36].

Так для экспериментальных задних ведущих колес трактора класса 1,4: радиус колеса $r_0 = 70$ см; длина перемычки $l = 70$ см. Если названные линейные размеры разделить на 10

то получим уменьшенную в 10 раз модель колеса. По линейным размерам модели колеса из плотного картона вырезаем ее заготовку. На миллиметровой бумаге в масштабе 1:10 изображаем порог высотой H . Допускаем, что жесткое недеформирующееся колесо с жесткими перемычками взаимодействует с жестким ребром порога. Для этого (рис. 73) плоскую модель колеса устанавливаем крайней точкой (по ходу) перемычки на ребро модели порога и фиксируем на миллиметровой бумаге геометрическое место оси вращения колеса.

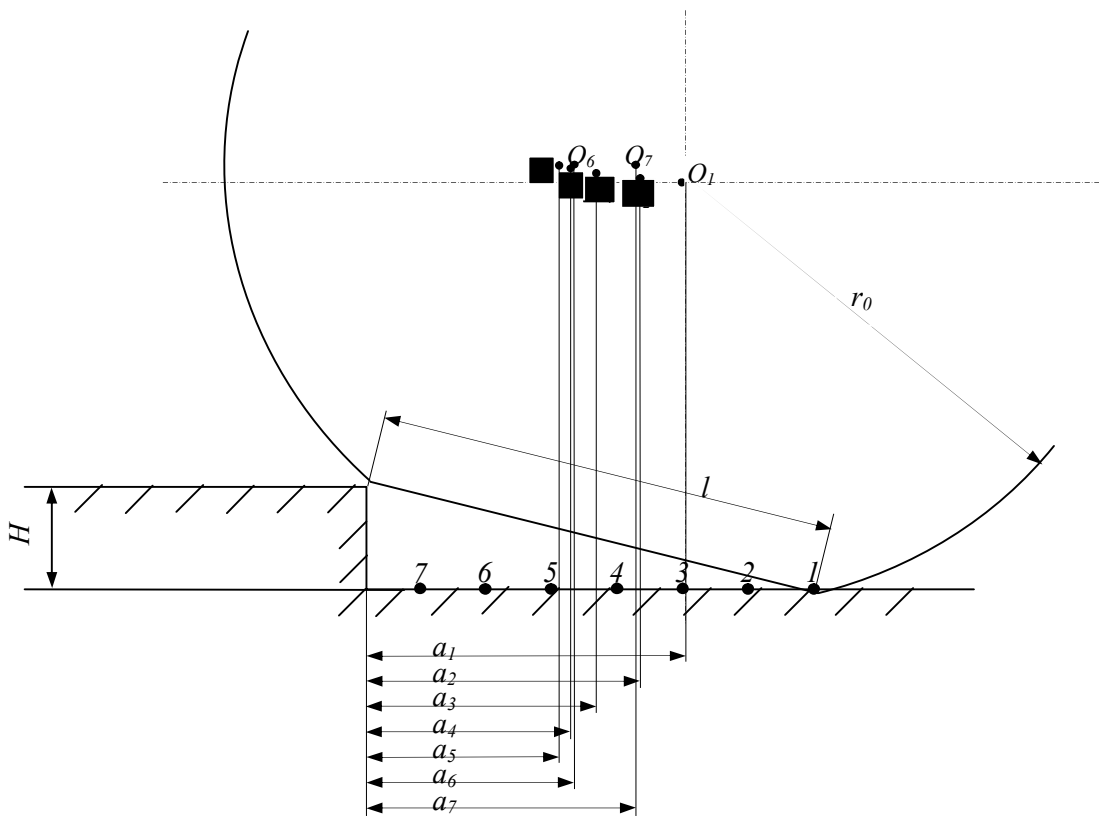


Рисунок 73 – Графическое решение $a=f(l^I)$ при $H = 20$ см,
 $r_0 = 70$ см с прямолинейным профилем перемычки
 в ходе модельного эксперимента

Расстояние от вертикальной стенки порога до вертикальной линии, проходящей через ось вращения колеса определит плечо сопротивления перекатыванию. Далее, передвигая модель по горизонтальной линии, совпадающей с основанием порога через равные отрезки, фиксируем место контакта перемычки с ребром порога и последовательно замеряем плечо сопротивления перекатыванию. Такой модельный эксперимент позволяет получить оптимальную зону контактирования перемычки с ребром порога по критерию a_{min} .

На рисунке 73 показаны результаты модельного эксперимента для колеса трактора класса 1,4 с плоской перемычкой.

Из рисунка видно, как меняется плечо сопротивления перекатыванию по мере перемещения плоской перемычки по ребру порога. При этом ось вращения колеса совершает сложное движение, перемещаясь вначале по направлению поступательного движения по траектории, расположенной ниже горизонтального диаметра колеса, а затем в обратном направлении по линии горизонтального диаметра.

На рисунке 74 показан график $a=f(l^I)$ и результаты замеров l^I и a в форме таблицы в процессе реализации модельного эксперимента. Из рисунка видно, что точки на графике расположены с ожидаемой закономерностью и график не требует экстраполяции и математической обработки с целью определения погрешности модельного эксперимента. Из графика видно, что оптимальное значение плеча сопротивления на-

ходится при l' в пределах от 20 до 45 см, а минимальное значение плеча сопротивления при l' равным 32 см.

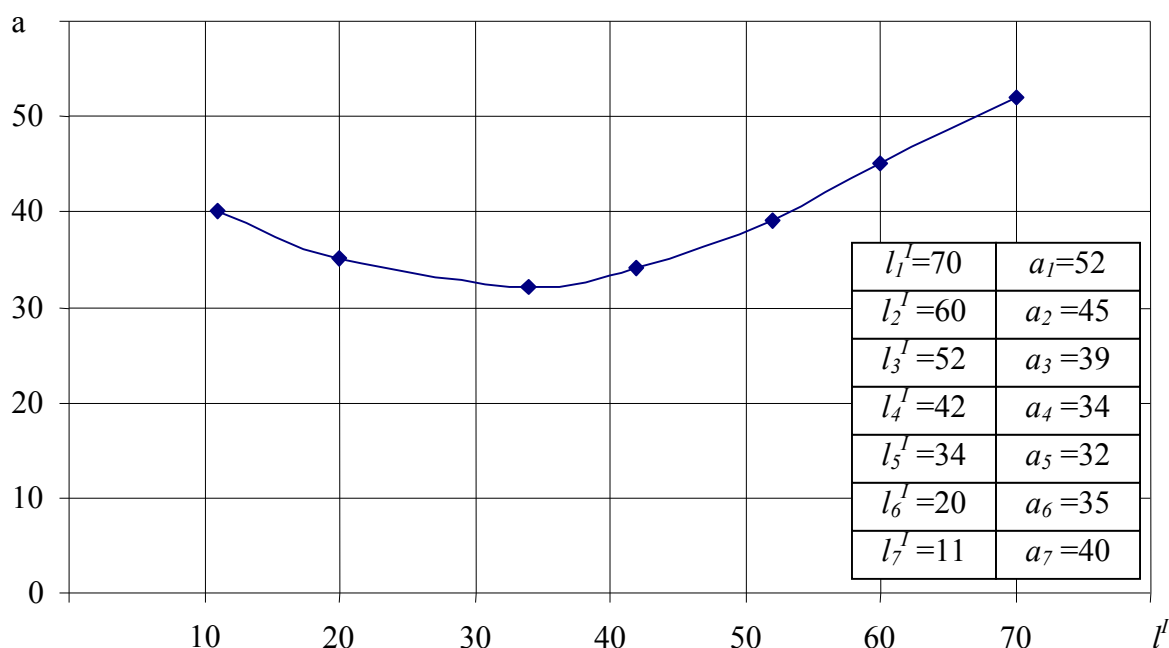


Рисунок 74 – График $l^I = f(a)$ для колеса с плоской перемышкой при $r_0 = 70$ см, $H = 20$ см, $l = 70$ см

При таких же геометрических размерах экспериментального пневмоколеса и начальных условий рассмотрим, как будет выглядеть $a = f(l^I)$ для колеса, имеющего профиль перемышки в форме ломаной линии (рис. 75).

Результаты модельного эксперимента показали, что характер изменения $a = f(l^I)$ аналогичен прямой перемышке (рис. 76), но минимальное значение плеча сопротивления $a_{\min} = 19$ см и зона наименьших размеров плеча сопротивления перекачиванию находится в более узких пределах по сравнению с прямолинейной перемышкой.

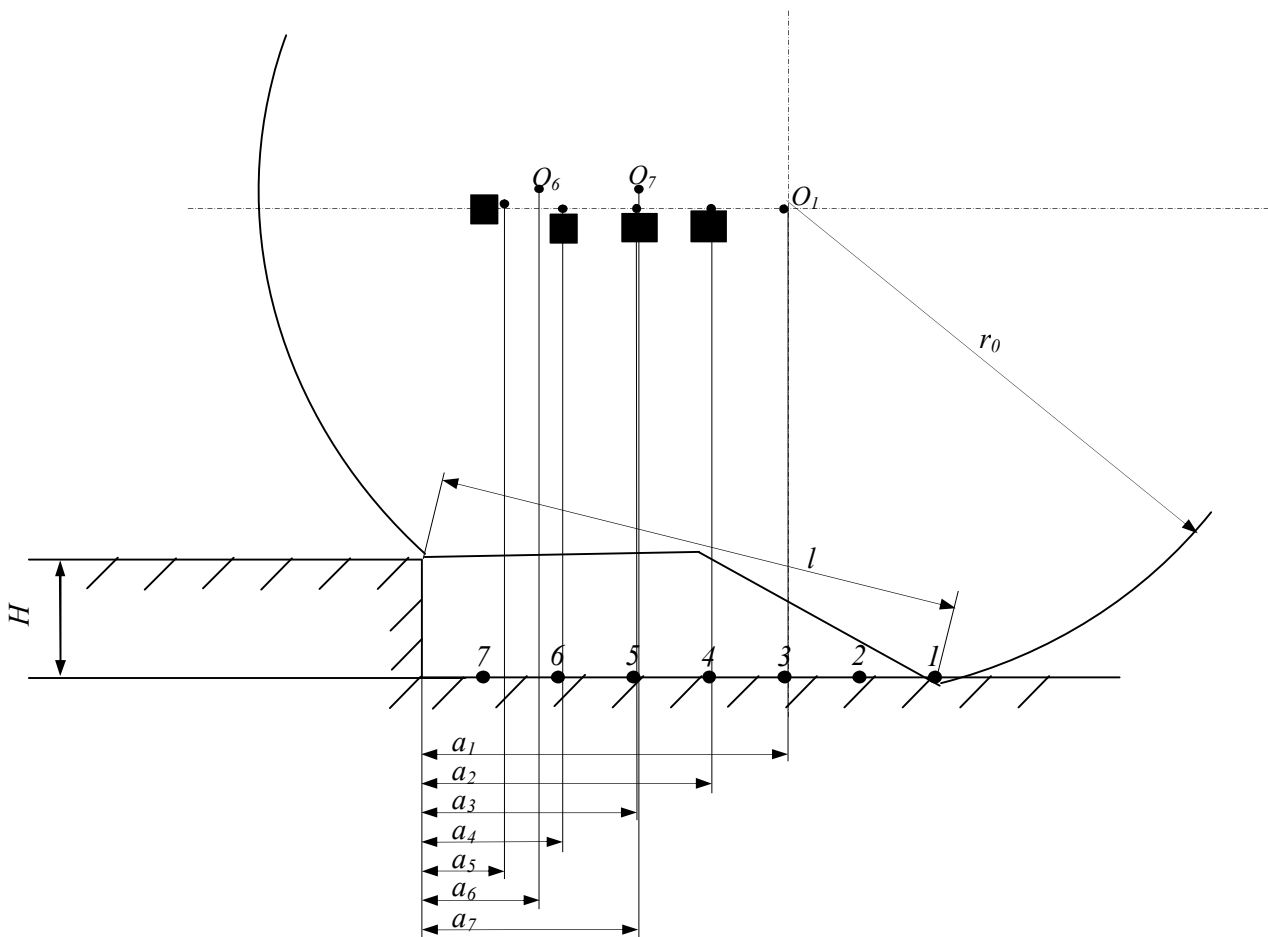


Рисунок 75 – Графическое решение $a=f(l^I)$ при $H=20$ см и $r_0=70$ см для колеса с ломанным профилем перемычки

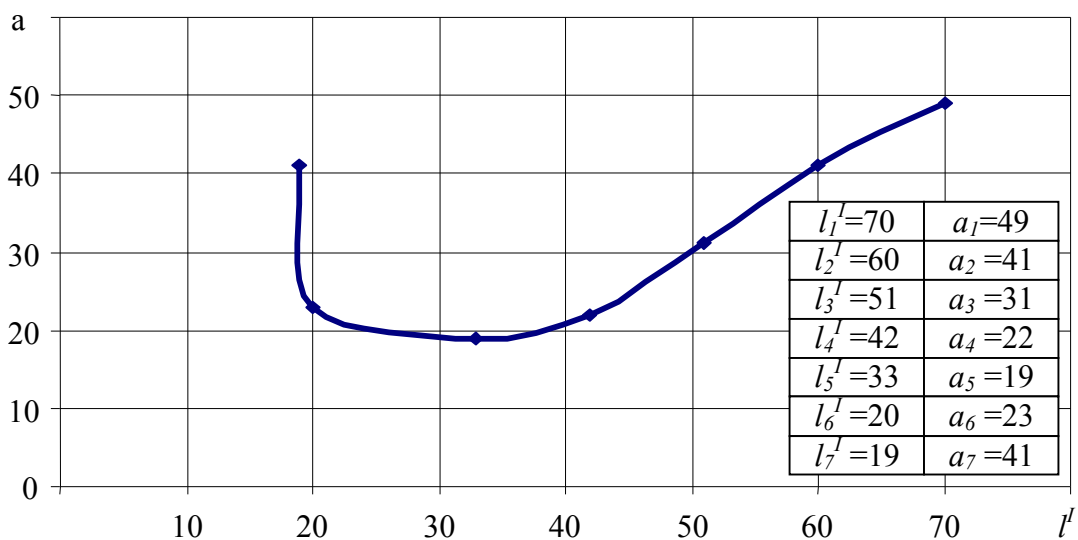


Рисунок 76 – График $l^I=f(a)$ для колеса с ломанной перемычкой при $r_0=70$ см, $l=70$ см, $H=20$ см

Аналогичным образом произвели модельный эксперимент и для колеса с перемычкой, имеющей профиль части окружности радиусом 70 см. Результаты его показаны на рисунках 77 и 78, из которых видно, что оптимальные значения плеча сопротивления перекачиванию находятся в пределах от 20 до 45 см, и минимальное значение составляет 15 см, что вдвое меньше для варианта с плоской перемычкой и на 26 % меньше по сравнению с перемычкой в форме ломаной линии.

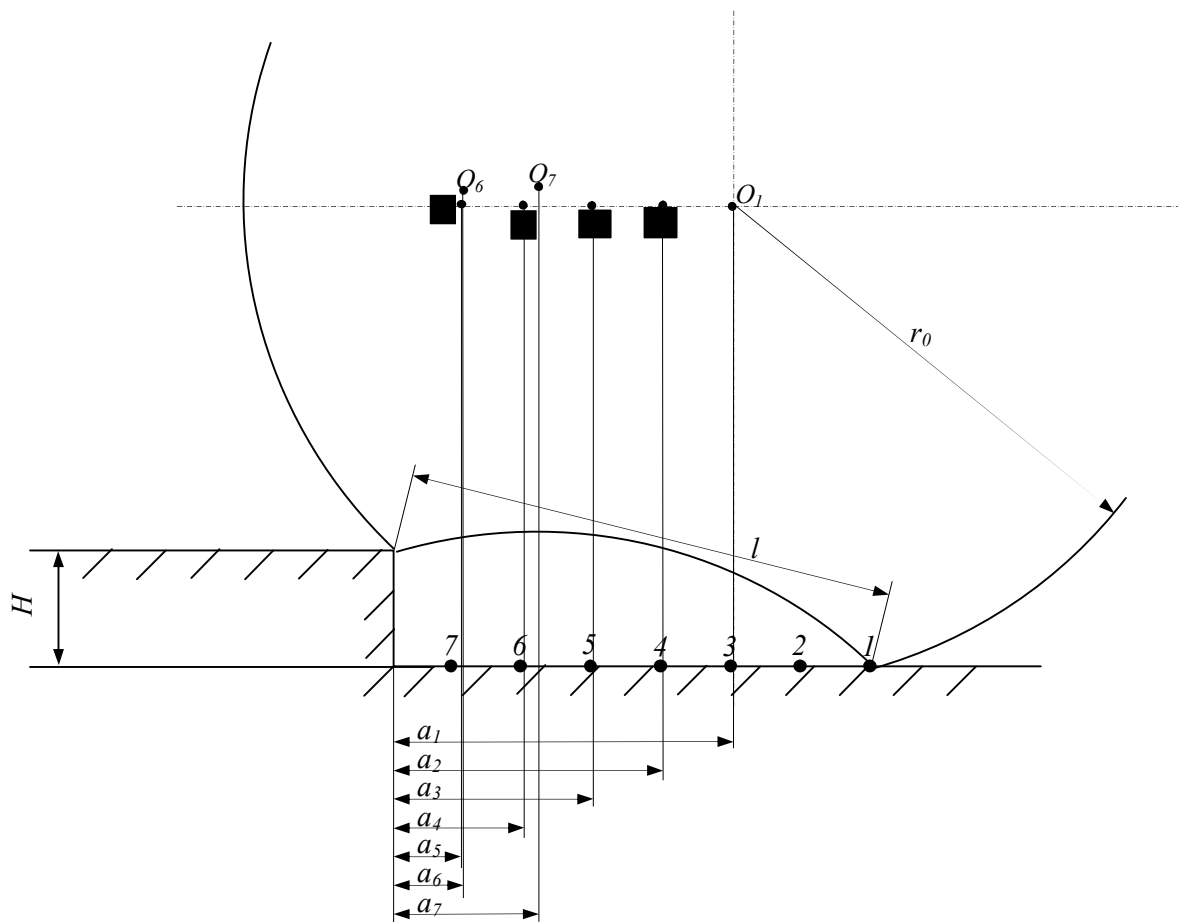


Рисунок 77 – Графическое решение $a=f(l^I)$

при $H=20$ см и $r_0=70$ см, $l=70$ см

Форма и конфигурация перемычек может быть самой разнообразной, но по критериям минимальности плеча сопротивления перекачиванию и максимуму зоны оптимальности, а

также простоты технологического исполнения перемычек, наиболее перспективной является перемычка с профилем части окружности.

По мере увеличения высоты порогового препятствия, возможности преодоления его ухудшаются. На рисунке 79 показано, как меняется $a=f(l^I)$ с прямолинейной перемычкой и перемычкой, выполненной в форме части окружности, для колеса $r_0=70$ см с линейным расстоянием между краями перемычек $l=70$ см в процессе преодоления порогового препятствия $H=40$ см.

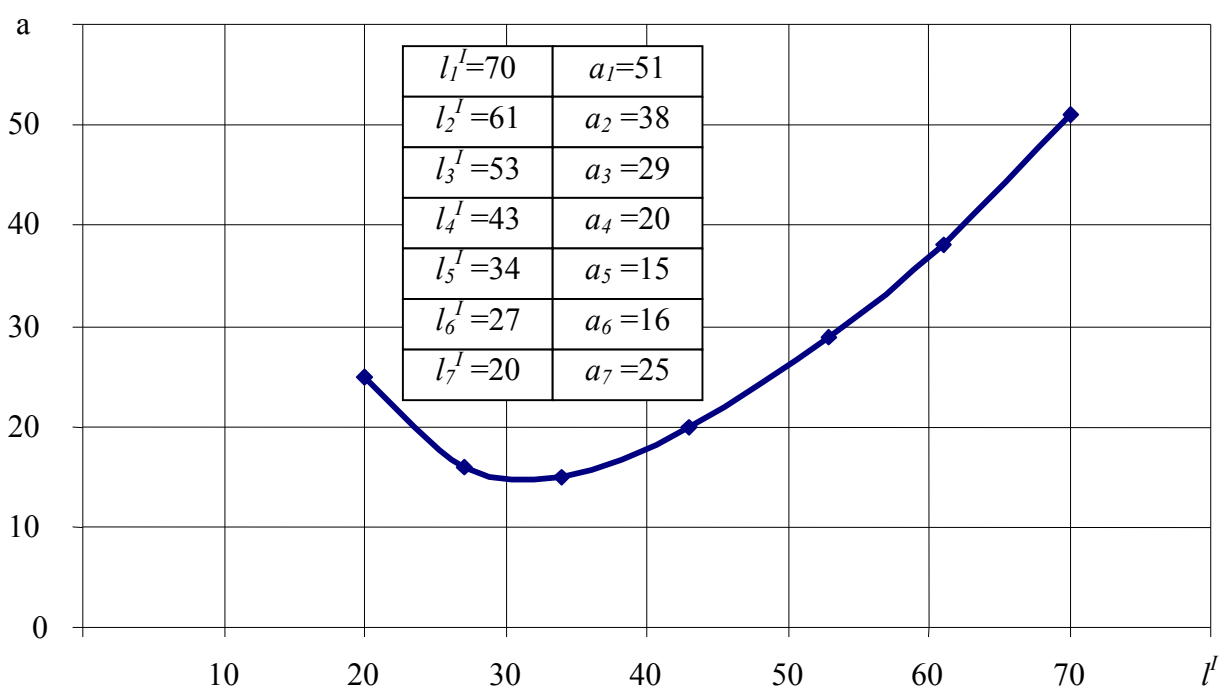


Рисунок 78 – График $a=f(l^I)$ с криволинейной перемычкой при $r_0=70$ см, $l=70$ см, $H=20$ см

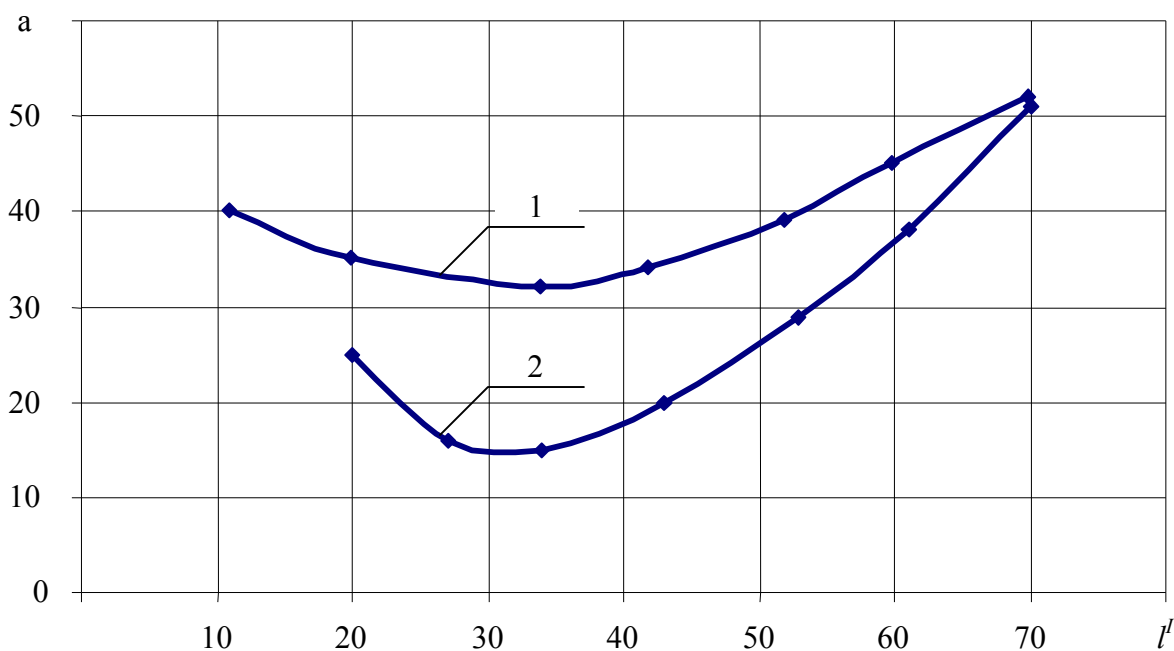


Рисунок 79 – Графики $a=f(l^I)$ с прямолинейной перемычкой 1 и перемычкой в форме части окружности 2:
 $r_0=70$ см, $l=70$ см, $H=40$ см

Из графиков видно, что кривая $a=f(l^I)$ для прямолинейной перемычки получилась более пологой, чем кривая для перемычки в форме части окружности, а минимальное плечо сопротивления перекачиванию с плоской перемычкой в 2 раза больше.

В реальных условиях универсальные колеса, установленные на задние колеса трактора при наличии крюковой нагрузки будут испытывать буксование. При движении трактора по вспаханному лемешным плугом полю в поперечном направлении давление в шинах универсальных колес следует снижать и тогда в процессе преодоления поперечных гребней с одновременным скольжением колес относительно опорной поверхности тягово-сцепные свойства движителей будут реа-

лизываться преимущественно за счет крайних беговых дорожек. При наличии четырех перемычек на каждой беговой дорожке, размещенных в противофазе, за один оборот универсального колеса реализуется 8 выходов на минимальное плечо сопротивления перекачиванию. Это способствует лучшей проходимости, уменьшению буксования и повышению производительности машинного агрегата.

Если спаренные неполнокруглые или универсальные колесные движители преодолевают деформируемые пороговые препятствия (почвогрунтовые гребни), то следует ожидать, что круглые части колес будут испытывать повышенное бульдозерное сопротивление и буксование, а некруглые части осуществлять деформации сжатия и сдвига частей гребня, формируя при этом значительную движущую силу и бóльшую проходимость по сравнению с обычными круглыми колесными движителями.

4.5.3. Оценка нормальных деформаций пневмошины при статических нагрузках универсального колеса

Необходимость экспериментальной проверки нормальных деформаций универсального колесного движителя при статической нагрузке нужна для уточнения соотношения диаметров центральной непрерывной беговой дорожки и боковых прерывистых дорожек, которое должно гарантировать устойчивую работу на поверхностях с твердым покрытием только центральной беговой дорожки, без контакта с ними боковых беговых дорожек.

С этой целью осуществлялась загрузка автомобиля ГАЗ – 3302 («Газель») от 0 по 1200 кг порциями до 300 кг с замером прогиба модельных образцов универсальных колесных движителей при четырех уровнях внутреннего давления в них. Из графика следует, что на дорогах с твердым покрытием универсальный колесный движитель будет нормально работать при внутреннем давлении в шине 250 кПа, если нормальная нагрузка на движитель не будет превышать 4500 Н.

Предельная допустимая вертикальная нагрузка при таком давлении 5500 Н. При внутренних давлениях 220 и 190 кПа, нормальные условия работы будут обеспечиваться при нагрузке на движитель не более 3000 Н.

При снижении давления до 160 кПа предельная вертикальная нагрузка не должна превышать 1500 Н.

В модельных образцах колесных универсальных движителей разница в диаметрах ненагруженных центральной и боковых беговых дорожек составила 60 мм. Этого оказалось достаточно для работы на дорогах с твердым покрытием с внутренним давлением 250 кПа с вертикальной нагрузкой, близкой к предельно допустимой.

На графиках (рис. 80) вертикальные штриховые линии показывают допустимую вертикальную нагрузку на центральную беговую дорожку. Превышение этой нагрузки приведет к вступлению в контакт с жесткой опорной поверхностью крайних беговых дорожек, что нежелательно по условиям возникновения ударных нагрузок на дорожное полотно и динамических на автомобиль. Экспериментальная проверка прогиба универсального колесного движителя производилась

В сопоставлении со стандартными сдвоенными пневмошина-ми модели 185/75R16С.

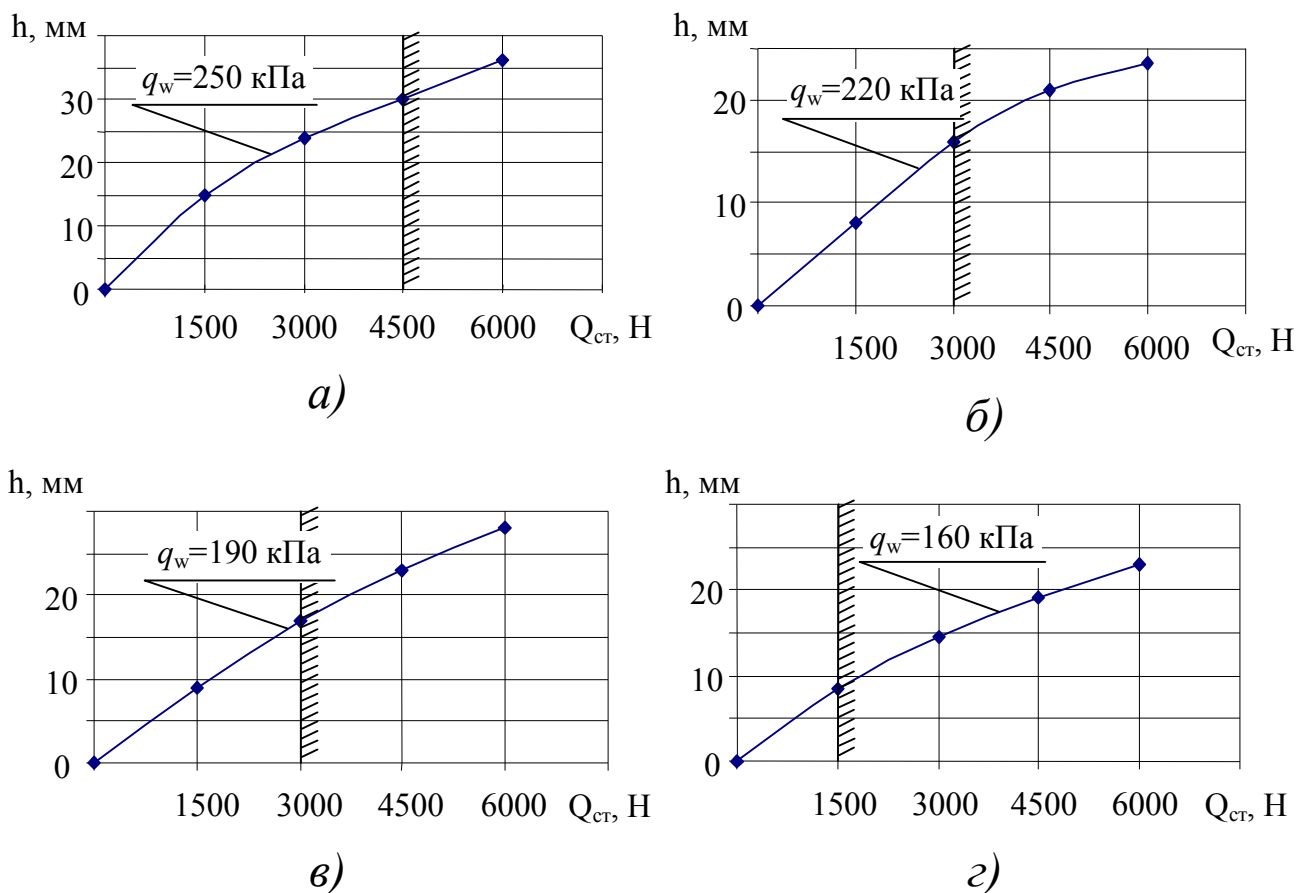


Рисунок 80 – Прогиб шин универсального колесного движителя в зависимости от вертикальной статической нагрузки на ровном твердом основании

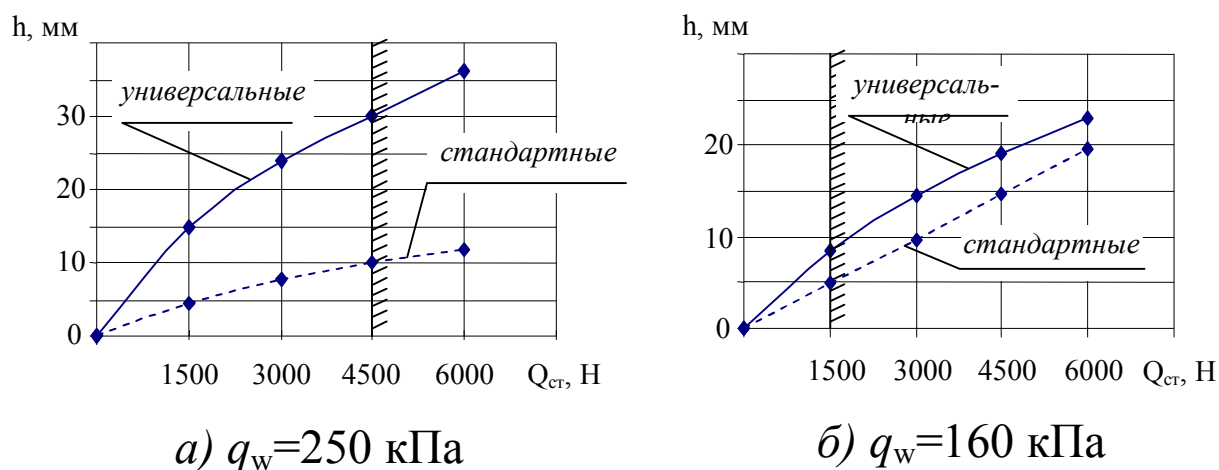


Рисунок 81 – Изменения прогиба шин в зависимости от статической нагрузки универсальных и стандартных движителей при разном внутреннем давлении

На рисунке 81 показано, как меняется прогиб универсального колесного движителя по сравнению со стандартными сдвоенными шинами по мере увеличения вертикальной статической нагрузки.

Из графиков видно, что разница в изменении темпов прогиба между универсальными и стандартными колесными движителями небольшая при низком внутреннем давлении в них. При высоком внутреннем давлении темп нарастания прогиба универсальных колесных движителей существенно больше по сравнению со стандартными.

Анализ полученных экспериментальных данных об изменении прогиба сопоставляемых пневмошин, в зависимости от статической нагрузки, свидетельствует о том, что принятая разница в диаметрах центральных и боковых дорожек универсального колесного движителя вполне приемлема на дорогах с твердым покрытием при внутреннем давлении 200...250 кПа. Следует ожидать, что если разницу диаметров средней и боковых беговых дорожек увеличить, то может возрасти боковой увод универсального колесного движителя при движении на поворотах, и автомобиль будет испытывать избыточную поворачиваемость.

Принятая в модельном образце разница диаметров центральной и боковых беговых дорожек не существенно увеличит боковой увод центральной беговой дорожки, поскольку поперечная деформация будет ограничиваться более жесткими боковыми дорожками.

4.5.4. Экспериментальная оценка транспортной проходимости автомобиля ГАЗ-3302 с универсальными колесными движителями на песчаной целине

Проверка проходимости автомобиля ГАЗ-3302 с универсальными колесными движителями осуществлялась в сопоставлении с проходимостью этого же автомобиля со стандартными спаренными колесными движителями на песчаной целине повышенной влажности и на сухой песчаной целине.

Перед полевыми испытаниями модельных образцов универсальных колесных движителей была получена нагрузочная характеристика шин в статическом состоянии с целью определения изменения опорной контактной площади колесных движителей на жестком основании.

На рисунке 82 показано как изменяется прогиб шин от нормальной нагрузки при разном внутреннем давлении в шинах универсальных колесных движителей в сопоставлении со стандартными дорожными шинами.

Из графиков видно, что деформация в функции нормальной нагрузки близка к линейной зависимости вида:

$$h = a + \kappa Q,$$

где a - деформация при порожнем кузове; Q - нормальная загрузка кузова; κ - коэффициент пропорциональности.

По мере увеличения нормальной загрузки кузова увеличивается площадь контакта колесных движителей с жесткой опорной поверхностью.

Из представленных зависимостей на рисунке 83 видно, что универсальный колесный движитель, по сравнению с ана-

логом спаренных полнокруглых колес, с увеличением нормальной нагрузки формирует большую площадь пятна контакта, как при низком, так и высоком давлении в шинах.

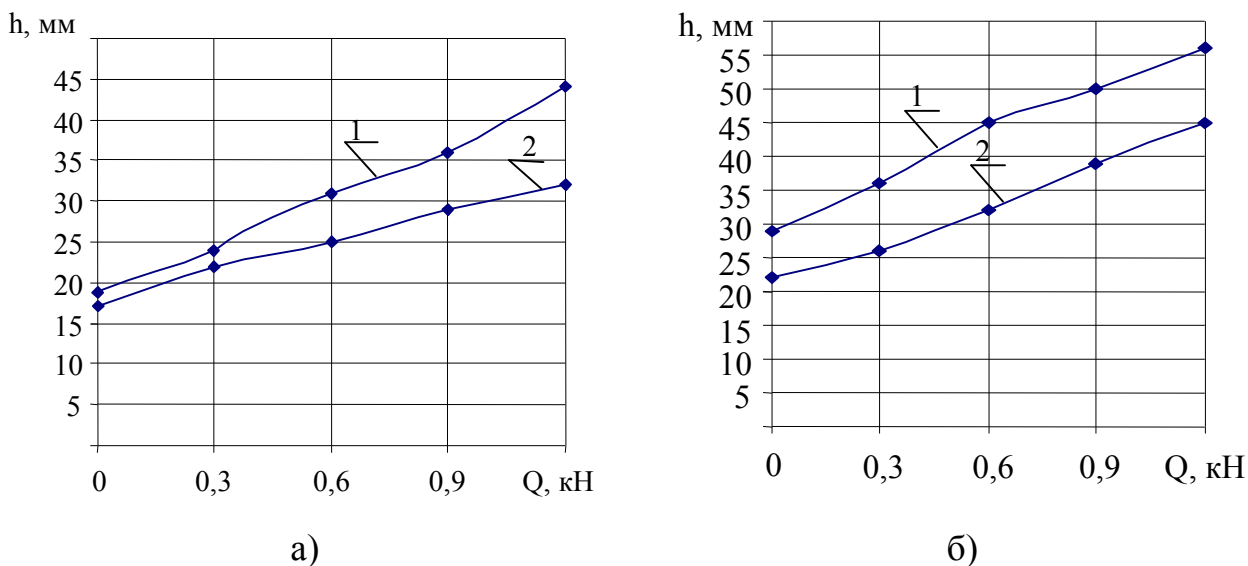


Рисунок 82 – Зависимость прогиба шин от нормальной нагрузки: а – при $P=250$ кПа б – при $P=160$ кПа

1 – универсальные колесные движители; 2 – стандартные круглые движители

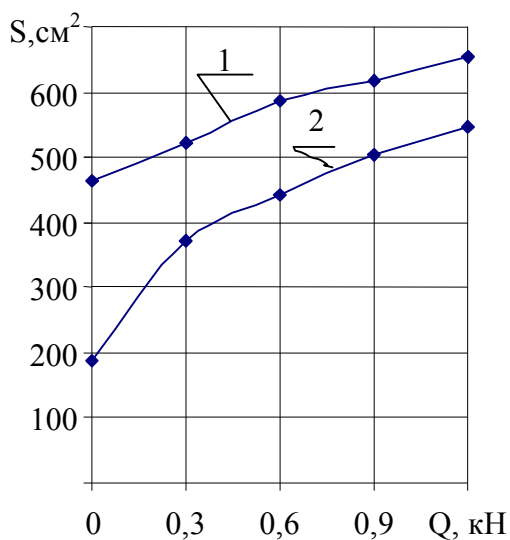


Рисунок 83 – Зависимость площади пятна контакта от нормальной нагрузки:

1 – универсальное колесо при $P=160$ кПа;
2 – стандартное круглое колесо при $P=250$ кПа

При испытании на песчаной целине влажностью 6,5% кузов автомобиля ГАЗ-3302 загружался мешками с песком предварительно взвешенных и таким образом определялась транспортирующая способность автомобиля и его проходимость. Замеры производились на 1 и 2 передачах при максимальной подаче топлива.

В результате испытаний установлено, что по мере увеличения загрузки кузова автомобиля средняя скорость движения автомобиля на контрольном участке увеличивалась в обоих случаях, но темп нарастания ее оказался выше при движении автомобиля с универсальными колесными движителями. Математическая обработка экспериментальных данных показала достаточно высокую тесноту связи измеряемых параметров. Коэффициенты корреляции в сопоставляемых объектах между скоростью движения и загрузкой кузова автомобиля оказались близкими к единице.

Средневзвешенная скорость для сопоставляемых вариантов определялась по формуле:

$$v = \frac{v_1 m_1 + v_2 m_2 + v_3 m_3 + v_4 m_4 + v_5 m_5}{m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + m_5}, \quad (136)$$

где v_1, v_2, \dots, v_5 - фактические скорости движения автомобиля при соответствующих уровнях загрузки его кузова.

В таблице 9 представлены обобщенные результаты испытаний.

Таблица 9 – Фактические скорости движения автомобиля при различной загрузке кузова

Универсальные колеса		Стандартные круглые колеса	
Масса балласта, кг	Скорость, м/с	Масса балласта, кг	Скорость, м/с
0	1,96	0	1,93
300	3,21	150	2,36
450	3,47	300	2,73
600	3,51	450	2,81
750	3,67	600	3,55
		750	3,58
	$v_{cp} = 3,52$		$v_{cp} = 3,22$

Из таблицы видно, что средневзвешенная скорость движения на первой передаче с универсальными колесными двигателями оказалось на 9% выше по сравнению с работой со стандартными круглыми колесными двигателями. Поскольку в сопоставляемых вариантах частота вращения вала двигателя поддерживалась одинаковой, то средневзвешенное буксование стандартных колесных двигателей было больше на 9%.

При испытании на сухой песчаной целине (влажность 2%), автомобиль со стандартными колесными двигателями не смог преодолевать контрольные участки ни при трогании с места, ни при использовании предварительного разгона на плотной поверхности вследствие 100% буксования двигателей. С универсальными колесными двигателями контрольный участок преодолевался на 1 и 2 передачах на всех режимах загрузки кузова без остановок. При внутреннем давлении

в шинах универсальных колесных движителях 220 *кПа* и движении на первой передаче средняя скорость движения автомобиля на контрольном участке составила 10,26 *км/ч* с дополнительной нагрузкой на ведущую ось 300 *кг*. При уменьшении давления до 160 *кПа* средняя скорость движения в тех же условиях увеличилась до 14,4 *км/ч*.

Результаты испытаний подтверждают тезис о том, что сыпучая опорная среда меньше подвергается деформации сдвига по мере увеличения нормальной нагрузки на движитель.

На рисунке 84 показана колея после прохождения универсального колесного движителя по песчаной целине. Из рисунка видно, что наличие сферических выемок на боковых дорожках универсального колесного движителя создают условия, при которых не происходит существенного сдвига массы песка, попавшего в выемки.

На рисунке 85 представлен автомобиль ГАЗ – 3302 с универсальными колесными движителями.

Следует ожидать, что наиболее эффективно преимущества универсальных колесных движителей могут реализовываться в условиях сельскохозяйственного производства как при выполнении технологических операций при установке их на тракторы, так и при транспортировке сельскохозяйственной продукции на автомобилях в условиях бездорожья. Кроме того автомобили с универсальными колесными движителями могут беспрепятственно доставлять сельскохозяйственную продукцию с полей до потребителя по дорогам с твердым покрытием.

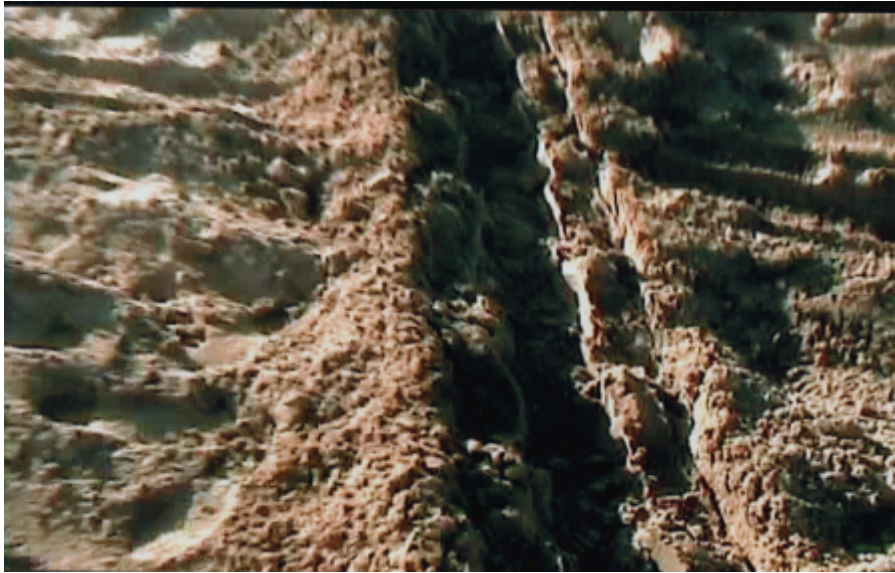


Рисунок 84 – Колея от прохождения универсального колеса по песчаной целине



Рисунок 85 – Автомобиль ГАЗ-3302 с универсальными колесными движителями при транспортировке груза по песчаной целине

Литература

1. Абергауз В. Р. Режущие органы машин фрезерного типа для разработки горных пород и грунтов / В. Р. Абергауз. - М., 1965. - 279 с.
2. Агейкин, Я. С. Вездеходные колесные и комбинированные движители / Я. С. Агейкин. – М. : Машиностроение, 1972. - 415 с.
3. Агейкин, Я. С. Влияние тангенциальных и боковых сил на погружение колеса в почву / Я. С. Агейкин // Тракторы и сельхозмашины. – 1974. - № 8. – С. 24-29.
4. Агейкин, Я. С. Проходимость автомобилей / Я. С. Агейкин. – М. : Машиностроение, 1981.
5. Акимов, А. П. Анализ характеристик сил трения почвы о боковую поверхность ротационного лопастного рабочего органа /А. П. Акимов, Ю. В. Константинов, И. Н. Аквильянова // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006. - № 2. – С. 20-23.
6. Акимов, А. П. Интегральное исчисление в решении задач прикладной механики / А. П. Акимов, И. Н. Аквильянова, В. В. Чегулов // Гидродинамика. Механика. Энергетические установки : сб. тр. Междунар. науч. конф. – Чебоксары, 2008. – С. 635-638.
7. Акимов, А. П. Исследование силовых характеристик ведущего колеса при движении по деформируемой поверхности / А. П. Акимов, И. Н. Аквильянова, А. В. Щипцова // Роль науки в формировании специалиста : сб. тр. науч.-практ. конф. – М., 2006. – Вып. 4. - С. 69-72.
8. Акимов, А. П. Определение движущей силы колеса от реакций трения при движении по деформируемой поверхности / А. П. Акимов, И. Н. Аквильянова, А. В. Щипцова // Инновации в образовательном процессе : сб. тр. Межрегион. науч.-практ. конф. – Чебоксары, 2008. – Вып. 6. - С. 24-27.

9. Акимов, А. П. Ротационные рабочие органы-двигатели / А. П. Акимов, В. И. Медведев. - М. : Изд-во МГОУ, 2004. - 350 с.
10. Акимов, А. П. Скольжение-буксование дискового ножа в почве и его силовые характеристики / Акимов А. П., Константинов Ю. В. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2005. - № 4. – С. 30-34.
11. Акимов, А. П. Сопротивление трению почвы о боковую поверхность рабочего органа-двигателя / А. П. Акимов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2005. - № 9. – С. 37-38.
12. Бать, М. И. Теоретическая механика в примерах и задачах. В 2 ч. Ч.2. Динамика / М. И. Бать, Г. Ю. Джанелидзе, А. С. Кельзон. - Изд. 9-е, стер. - СПб. : Лань, 2010. – 640 с.
13. Беккер, М. Г. Введение в теорию системы «местности-машин» / М. Г. Беккер. – М. : Машиностроение, 1973. – 246 с.
14. Бойко, А. Вездеход-экопог / А. Бойко // Автомир. - 2005. - №12.
15. Водяник, И. И. К вопросу создания двигателей для вездеходов / И. И. Водяник // Известия вузов. – 1971. - №11. - С. 25-31.
16. Вонг, Дж. Теория наземных транспортных средств / Дж. Вонг. - М. : Машиностроение, 1982. - 106 с.
17. Кацыгин, В. В. Основы выбора оптимальных параметров мобильных сельскохозяйственных машин и орудий / В. В. Кацыгин // Вопросы земледельческой механики. Т.13. - Минск, 1963.
18. Кнороз, В. И. Шины и колеса / В. И. Кнороз, Е. В. Кленников. - М. : Машиностроение, 1975.
19. Колесо повышенной проходимости : патент 2288106 Российской Федерации / В. И. Медведев, А. П. Акимов, В. В. Чегулов, В. Н. Батманов, Ф. Б. Корзов. - опубл. 27.11.2006, Бюл. № 33.

20. Ксенович, И. П. Внедорожные тягово-транспортные системы: проблемы защиты окружающей среды / И. П. Ксенович // Тракторы и сельхозмашины. – 1996. - № 7.
21. Куляшов, А. П. Экологичность двигателей транспортно-технологических машин / А. П. Куляшов, В. Е. Колотилин. – М. : Машиностроение, 1993.
22. Купен, А. Современная земледельческая механика / А. Купен, Х. Куперс. – Л. : Агропромиздат, 1986. – 396 с.
23. Литвинов, А. С. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств : учебник / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. - М. : Машиностроение, 1989. – 240 с. : ил.
24. Лихтенхельд, В. Синтез механизмов / В. Лихтенхельд ; пер. с нем. Я. Л. Геронимуса. – М. : Наука, 1964. - 245 с.
25. Медведев, В. И. Пройодимость жесткого колеса при образовании глубокой колеи / Медведев В. И. Акимов А. П. // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1976. - № 8.
26. Медведев, В. И. Энергетика машинных агрегатов с рабочими органами-двигателями / В. И. Медведев. - Чебоксары, 1972. – 136 с.
27. Медведев, В. И., Акимов А. П., Батманов В. Н. Эффективность использования тракторных пневматических машин на поверхностях с малой несущей способностью и беспокойным микрорельефом / В. И. Медведев, А. П. Акимов, В. Н. Батманов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2005. - № 5. - С. 32-34.
28. Петрушов, В. А. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов / В. А. Петрушов, С. А. Шуклин, В. В. Московкин. – М. : Машиностроение, 1975. - 283 с.
29. Планетоходы / Кемурджиан А. Л. и др. – М. : Машиностроение, 1982.
30. Покровский, Г. И. Исследования по физике грунтов / Г. И. Покровский. - М. ; Л., 1937.

31. Полетаев, А. Ф. Основы сопротивления качения и тяги жесткого колеса по деформируемому основанию / А. Ф. Полетаев. - М. : Машиностроение, 1971. – 69 с.
32. Седов, Л. И. Методы подобия и размерности в механике / Л. И. Седов. - Изд. 8-е. - М. : Наука. - М., 1977. – 439 с.
33. Смирнов, Г. А. Теория движения колесных машин : учебник / Г. А. Смирнов. – М. : Машиностроение, 1990. – 304 с.
34. Чудаков, Е. А. Качение автомобильного колеса / Е. А. Чудаков. – М. ; Л. : АН СССР, 1948.
35. Чудаков, Е. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля : учебник / Е. А. Чудаков. - М. : Колос, 1972. – 321 с.
36. Чудаков, Е.А. Избранные труды. Т.1. Теория автомобиля. – М. : АН СССР, 1961. – 463 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ХАРАКТЕРИСТИКА КОЛЕСНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ ПОВЫШЕННОЙ И ВЫСОКОЙ ПРОХОДИМОСТИ И ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ УСЛОВИЯ ИХ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ	7
1.1. О физической сущности коэффициента перекатывания колес	7
1.2. Оценка физико-механических свойств опорной поверхности	22
1.3. Оценка работоспособности колесных движителей повышенной и высокой проходимости	27
2. РЕЖИМЫ РАБОТЫ КОЛЕС	38
2.1. Ведущий режим работы колеса	48
2.2. Свободный режим работы колеса	50
2.3. Нейтральный режим работы колеса	51
2.4. Ведомый режим работы колеса	53
2.5. Тормозной режим работы колеса	54
3. РАБОТА КОЛЕС НА ПОВЕРХНОСТЯХ С МАЛОЙ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТЬЮ	56
3.1. Силы и реакции, действующие на колесный движитель	56
3.2. Работа элементарных реакций в разных зонах контакта колесного движителя на поверхностях с малой несущей способностью	60
3.3. Определение силовых характеристик при движении ведущего колеса по деформируемой поверхности с образованием колеи	66
4. ОБЗОР КОНСТРУКЦИЙ МОБИЛЬНЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН ПОВЫШЕННОЙ И ВЫСОКОЙ ПРОХОДИМОСТИ	105
4.1. Колеса с шинами низкого давления	106
4.2. Арочные и широкопрофильные шины	112
4.3. Пневмокотки	115
4.4. Некруглые колеса	118
4.5. Универсальный колесный движитель	134
Литература	162

Научное издание

**Акимов Александр Петрович
Медведев Владимир Иванович
Чегулов Василий Владимирович**

Работа колес

Монография

Печатается в авторской редакции

Подготовка к печати В.В. Чегулов
Компьютерная верстка И.О. Сорокина
Оформление: К.В. Шуюпов

Изготовлено в Редакционно-издательском отделе ЧПИ МГОУ
428022, г. Чебоксары, ул. П. Лумумбы, 8
Тел.: (8352) 63-60-85

Подписано в печать 28.05.11. Формат 60x84/16
Гарнитура Times New Roman. Бумага офсетная. Печать оперативная
Усл. печ. л. 7,42. Тираж 500 экз. Заказ № **353**

Отпечатано в типографии ИП Сорокина А.В. Издательство «Новое время»
428034, г. Чебоксары, ул. Мичмана Павлова, 50/1
Тел.: (8352) 41-27-98, 46-43-46