



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Белорусский национальный
технический университет**

Кафедра «Горные машины»

Г. В. Казаченко

Г. А. Басалай

Э. А. Кремчеев

**КОЛЕСНЫЕ ДВИЖИТЕЛИ
ГОРНЫХ МАШИН**

Методическое пособие



Минск

БНТУ

2012

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Горные машины»

Г. В. Казаченко
Г. А. Басалай
Э. А. Кремчев

КОЛЕСНЫЕ ДВИЖИТЕЛИ
ГОРНЫХ МАШИН

Методическое пособие

Минск
БНТУ
2012

УДК 629.331
ББК 33.16я7
К 14

Рецензенты:
А. В. Нагорский, А. А. Кологривко

Казаченко, Г. В.
К14 Колесные движители горных машин : методическое пособие /
Г. В. Казаченко, Г. А. Басалай, Э. А. Кремчеев. – Минск : БНТУ,
2012. – 37 с.
ISBN 979-985-525-962-7.

В пособии приведена методика определения основных параметров колесного движителя горных машин, которая снабжена примерами. Важное внимание уделено статической устойчивости машины с колесными движителями: двух-, трех- и четырехосным. Для таких движителей определены минимальные размеры ядра сечения.

Пособие предназначено для студентов специальностей «Горные машины и оборудование» и «Разработка месторождений полезных ископаемых».

УДК 629.331
ББК 33.16я7

ISBN 979-985-525-962-7

© Казаченко Г. В., Басалай Г. А.,
Кремчеев Э. А., 2012
© Белорусский национальный
технический университет, 2012

ВВЕДЕНИЕ

В горном деле, как и во многих сферах хозяйственной деятельности, технические средства выполнения операций различных технологических процессов в большинстве случаев совершают перемещения в пространстве. Эти движения осуществляются разнообразными механизмами, среди которых чаще всего используются гусеничные и колесные движители. Такие движители применяются как в машинах для выполнения открытых горных работ, так и при подземной добыче полезных ископаемых. Рациональный выбор параметров и режимов работы механизмов, обеспечивающих перемещения горных машин в пространстве, а во многих случаях и подачу исполнительных органов на забой, во многом определяет эффективность их работы.

Гусеничные и колесные ходовые устройства, а также другие механизмы перемещения имеют одно общее свойство – их передвижение осуществляется за счет сил трения между опорными площадками и несущим основанием. Вместе с тем создание этой силы производится разными механизмами. Эти механизмы обладают рядом специфических свойств, которые чаще всего и определяют область их применения. Колесные движители в горном производстве применяют как на транспортных машинах (карьерные самосвалы, самоходные вагоны, погрузочно-доставочные машины и др.), так и на ряду технологических машин (буровые установки, шленарезные машины, скреперы). Эффективность использования колесных движителей во многом зависит от их конструктивных и режимных параметров.

Для обоснования рациональных размеров и режимов работы колесного движителя определим основные характеристики колеса. С точки зрения конструктивных особенностей и характера взаимодействия с опорным основанием колеса различаются по разным признакам и разделяются на жесткие, деформируемые, ведущие, ведомые, пневматические и т. д. В связи с массовым применением колес существует огромное количество их конструкций для использования в самых различных условиях эксплуатации. По характеру взаимодействия колес с опорным основанием выделяются следующие основные ситуации:

жесткое опорное основание – жесткое колесо;

жесткое опорное основание – деформируемое колесо;
деформируемое опорное основание – жесткое колесо;
деформируемое опорное основание – деформируемое колесо.

Под жестким опорным основанием и жестким колесом понимаются не абсолютно твердые тела, а тела, деформации которых пренебрежимо малы по сравнению с размерами колес.

1. Режимы движения колеса

В зависимости от сил, действующих в контакте колеса с дорогой и между колесом и машиной, различают несколько режимов движения колеса: ведущий, тормозной, ведомый, свободное качение, качение с уводом и т. д. При выборе колес горных машин ввиду особенностей условий их эксплуатации наиболее важными являются ведущий, ведомый и тормозной режимы. Рассмотрим особенности работы пневматического колеса на жестком опорном основании (рис. 1) в отмеченных режимах.

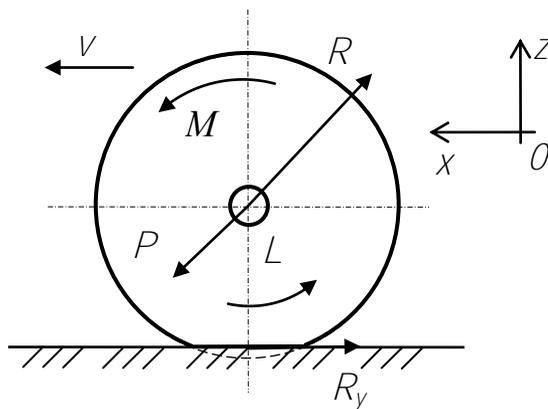


Рис. 1. К определению режимов движения колеса

Все силы, действующие на колесо со стороны машины и опорной поверхности, приведем к его центру. Обозначим главный момент сил, действующий со стороны машины, через M , главный вектор через P , а главный вектор и момент сил реакций опорной поверхности обозначим соответственно через L и R . Рассмотрим прямолинейное равномерное движение колеса, когда его ось вращения

лежит в горизонтальной плоскости. В этом случае момент M представляет собой сумму моментов, передаваемых от двигателя, механизма торможения и сопротивления вращению в подшипниках колеса. Момент L сил реакций дороги относительно оси вращения и их равнодействующая R в стационарном режиме движения уравновешивают момент M и главный вектор внешних сил P .

Ведущий режим движения колеса характеризуется условиями $M > 0$, $P < 0$. возникающая при этом сила трения R_y между колесом и опорным основанием направлена в сторону движения колеса. Поэтому равнодействующая R реакций опорного основания отклонена от оси колеса в сторону его движения.

Ведомый режим движения колеса, наоборот, осуществляется при условии $P_y > 0$, а момент $M < 0$ и равен моменту сопротивления вращению колеса в подшипниковых опорах. Сила трения R_y между колесом и дорогой направлена в сторону, противоположную движению, а равнодействующая R реакций дороги на колесо отклонена от оси вращения в сторону, противоположную движению.

Тормозной режим отличается тем, что момент $M < 0$ и складывается из тормозного момента и момента сил сопротивления вращению колеса в подшипниковых опорах. Этот режим характеризуется тем, что сила P_y , действующая на колесо со стороны машины, положительна, а продольная составляющая R_y дороги на колесо отрицательна. Вертикальная реакция R_z во всех режимах движения не проходит через геометрический центр колеса, а смещается относительно его на некоторое расстояние δ , которое называют плечом трения качения (рис. 2).

При свободном качении колеса, нагруженного только силой P_z и отсутствии трения в подшипниковой опоре плечо трения качения

$$\delta = M/P_z. \quad (1)$$

В практических расчетах для определения сопротивления качению колес чаще всего используют величину коэффициента сопротивления качению $f_k = P_y/P_z$, значения которого табулированы и приведены в справочной литературе. Этот коэффициент связан с плечом трения качения соотношением

$$f_k = \delta / r_{cm}, \quad (2)$$

где r_{cm} – статический радиус колеса.

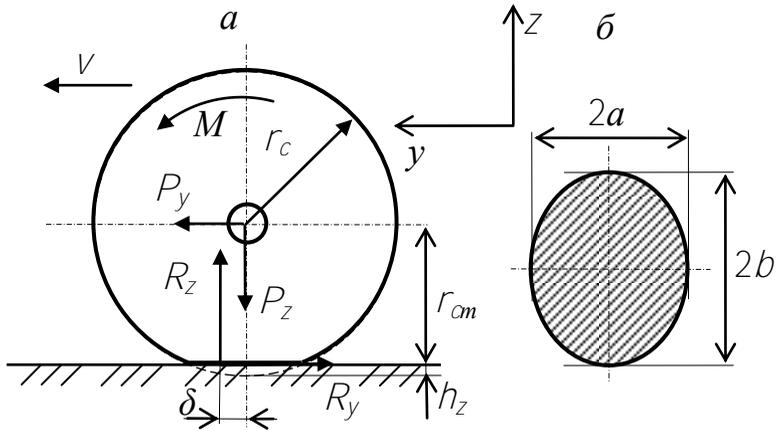


Рис. 2. Деформации колеса при прямолинейном движении:
a – вертикальная плоскость; *б* – пятно контакта

2. Давление на опорную поверхность

При расчете колесных движителей на пневматических колесах важное значение имеет давление в пятне контакта колеса с дорогой. Среднее давление определяют по формуле

$$p = P_z / S_k, \quad (3)$$

где P_z – вертикальная нагрузка на колесо;

S_k – площадь контакта колеса с опорным основанием.

Нормальная к опорной поверхности нагрузка P_z на каждое колесо (см. рис. 2) определяется из условий равновесия машины в вертикальной плоскости

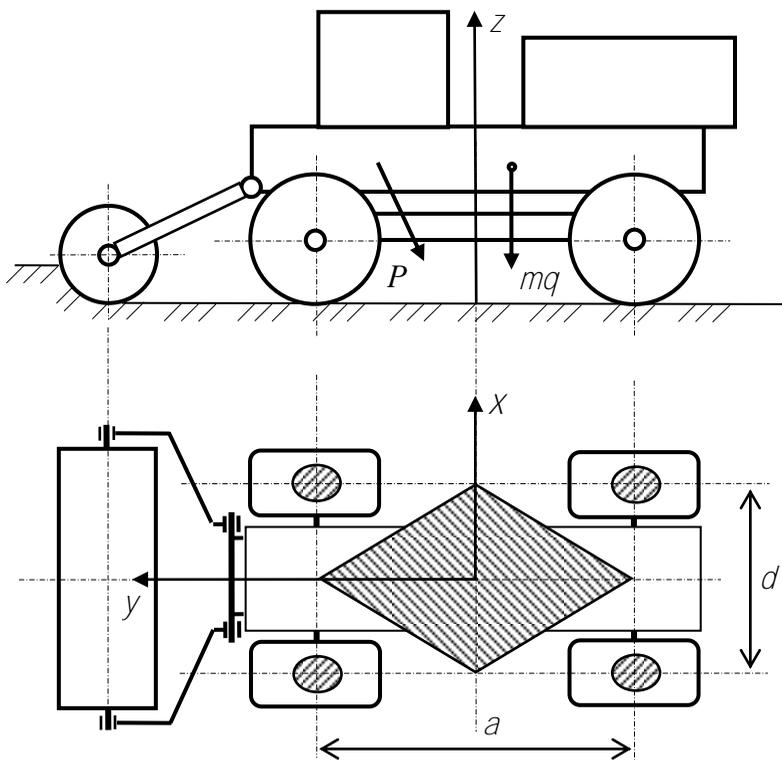


Рис. 3. Расчетная схема двухосной машины

Эти условия записываются в виде

$$\sum_{i=1}^n P_{zi} = R_z,$$

$$\sum_{i=1}^n M_{0y} \left(\overrightarrow{e}_{zi} \right) = R_z \cdot x_0,$$

$$\sum_{i=1}^n M_{0x} \left(\overrightarrow{e}_{zi} \right) = R_z \cdot y_0,$$
(4)

где n – число колес ходового устройства машины;

P_{zi} – нормальная к опорной поверхности нагрузка на i -е колесо;

R_z – общая реакция опорной поверхности на машину (равнодействующая всех нормальных реакций колес);

x_0, y_0 – координаты центра давления;

$M_{Ox}(P_{zi}), M_{Oy}(P_{zi})$ – моменты внешних сил относительно осей Ox и Oy . Конкретный вид этих уравнений зависит от конструкции ходового устройства, подвески колес, вида рабочего оборудования и ряда других факторов, характер действия которых обычно учитывается в дополнительных уравнениях к системе (3).

Работа колесного движителя существенно зависит от распределения нагрузок по колесам, т. е. от положения центра давления.

Рассмотрим двухосный колесный движитель горной машины на жестких колесах (рис. 3).

На машину действует сила тяжести, нагрузки со стороны разрабатываемой породы P и реакции опорной поверхности на колеса. Под действием этих сил она находится в равновесии. Для нормальной работы ходового устройства необходимо, чтобы все колеса передавали нагрузку на опорную поверхность. Выполнение этого условия обеспечивается тогда, когда центр давления находится в пределах ядра сечения опорной поверхности. Размеры и форма ядра сечения, как и в случае гусеничных машин [1], в основном зависят от типа колес (жесткие, упругие) и подвески. Для определения его формы и размеров определим экстремальные значения давления по формуле

$$p_{\max}^{\min} = \frac{P_{z0}}{S_0} \pm \left| \frac{M_x}{W_x} \right| \pm \left| \frac{M_y}{W_y} \right|, \quad (5)$$

где P_{z0} – общая нормальная к опорной поверхности нагрузка машины на опорное основание;

S_0 – суммарная площадь контакта колес с опорной поверхностью;

M_x, M_y – моменты внешних сил относительно соответствующих осей;

W_x, W_y – моменты сопротивления опорной площади относительно тех же осей.

Приравняем теперь к нулю минимальное значение давления, вычислив предварительно величины M_x , M_y , W_x и W_y .

Для равных по площади контактных площадок двухосной машины

$$S_0 = 4 \cdot S_k, \quad (6)$$

где S_k – площадь контакта одного колеса.

Моменты сопротивления опорной площади движителя

$$W_x = \frac{I_x}{y_{\max}}, \quad W_y = \frac{I_y}{x_{\max}}, \quad (7)$$

где I_x , I_y – моменты инерции опорной площади относительно соответствующих осей;

x_{\max} , y_{\max} – максимальные значения координат контактных площадок.

Моменты инерции, учитывая малость контактных площадок колес по сравнению с общими размерами опорной площади ходового устройства, вычисляем по упрощенным формулам

$$I_x = 4 \cdot S_k \cdot \frac{a^2}{4}; \quad I_y = 4 \cdot S_k \cdot \frac{d^2}{4}. \quad (8)$$

Примем $|y_{\max}| = a/2$, $x_{\max} = |d/2|$. Тогда

$$W_x = 2 \cdot a \cdot S_k; \quad W_y = 2 \cdot d \cdot S_k. \quad (9)$$

Учитывая, что $|M_x| = |P_{z0} \cdot y_{\partial}|$, $|M_y| = |P_{z0} \cdot x_{\partial}|$ и подставив эти значения, а также значения W_x и W_y в (5) и принимая во внимание то, что на границе ядра сечения $\rho_{\min} = 0$, имеем

$$0 = \frac{P_{z0}}{4 \cdot S_k} - \left| \frac{P_{z0} \cdot y_{\partial m}}{2 \cdot a \cdot S_k} \right| - \left| \frac{P_{z0} \cdot x_{\partial m}}{2 \cdot d \cdot S_k} \right| \quad (10)$$

или

$$0 = \frac{1}{2} - \left| \frac{y_{\partial m}}{a} \right| - \left| \frac{x_{\partial m}}{d} \right|, \quad (11)$$

где $x_{\partial m}$, $y_{\partial m}$ – координаты границ ядра сечения.

Как и в случае двухгусеничной машины [1] с жесткой подвеской соотношение (11) указывает на то, что контур ядра сечения колесной двухосной машины на жестких колесах ограничен прямыми линиями. Ядро сечения представляет собой ромб с диагоналями, равными d и a (см. рис. 3). Максимальные значения границ ядра сечения

$$x_{\partial, \max} = \pm d/2, \quad y_{\partial, \max} = \pm a/2. \quad (12)$$

Таким же образом определяем размеры ядра сечения трехосного и четырехосного хода (рис. 4, a , b). Колесные машины на пневматических шинах и с упругой подвеской колес имеют ядро сечения другой формы и больших размеров. Поэтому допустимое положение центра давления для жестких колесных машин тем более допустимо для машин на пневматических шинах с упругой подвеской колес.

Применяя формулу (5) для трехосной и четырехосной машин с жесткими колесами и повторяя последовательность определения размеров ядра сечения двухосной машины, имеем:

– для трехосной машины

$$I_x = \frac{a^2}{4} \cdot 4 \cdot S_k; \quad I_y = \frac{d^2}{4} \cdot 6 \cdot S_k;$$

$$W_x = 2 \cdot a \cdot S_k; \quad W_y = 3 \cdot d \cdot S_k$$

условие равенства нулю минимального значения p

$$0 = \frac{P_{z0}}{6 \cdot S_K} \pm \frac{P_{z0} \cdot y_{\partial M}}{2 \cdot a \cdot S_K} \pm \frac{P_{z0} \cdot x_{\partial M}}{3 \cdot d \cdot S_K}$$

или

$$\frac{1}{3} = \frac{y_{\partial M}}{a} + \frac{2 \cdot x_{\partial M}}{3 \cdot d},$$

откуда

$$x_{\partial \max} = \pm d/2; \quad y_{\partial \max} = \pm a/3. \quad (13)$$

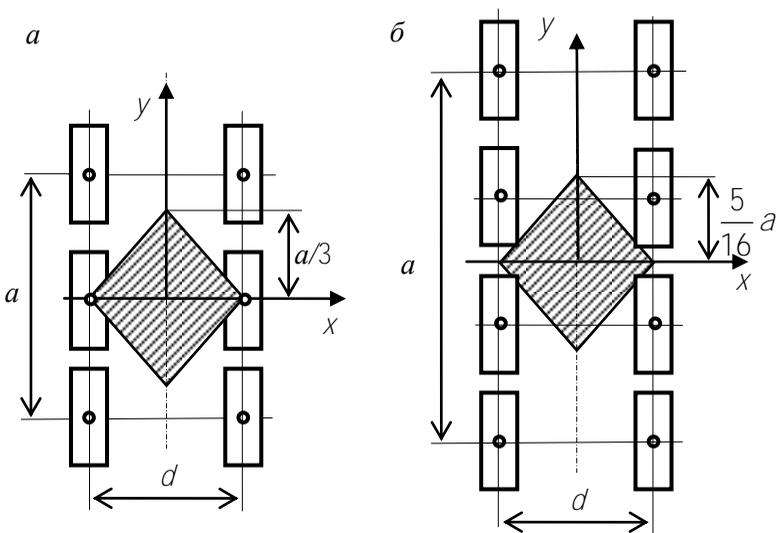


Рис. 4 . Ядра сечения трехосной (а) и четырехосной (б) машин

– для четырехосной машины

$$I_x = 4 \cdot \frac{a^4}{4} \cdot S_k + 4 \cdot \frac{a^2}{16} \cdot S_k = a^2 \cdot S_k \cdot \left(1 + \frac{1}{4}\right) = \frac{5}{4} \cdot a^2 \cdot S_k;$$

$$W_x = \frac{5}{2} \cdot a \cdot S_k;$$

$$I_y = 8 \cdot \frac{d^2}{4} \cdot S_k = 2 \cdot d^2 \cdot S_k;$$

$$W_y = 4 \cdot d \cdot S_k.$$

$$0 = \frac{P_{z0}}{8 \cdot S_k} \pm \frac{2 \cdot P_{z0} \cdot y_{\partial m}}{5 \cdot a \cdot S_k} \pm \frac{P_{z0} \cdot x_{\partial m}}{4 \cdot d \cdot S_k},$$

$$x_{\partial \max} = \pm d/2; \quad y_{\partial \max} = \pm \frac{5}{16} a. \quad (14)$$

Представляет практический интерес определение размеров ядра сечения колесного хода с шарнирным соединением переднего моста с рамой, задний мост к которой крепится жестко (рис. 5). Так как для колесного хода условие $p_{\min} = 0$ равносильно условию равенства нулю нагрузки на одно из колес, то для определения размеров ядра сечения определим зависимость реакций опорной поверхности на все колеса от координат центра давления.

Суммарные реакции на колеса переднего и заднего мостов

$$R_n = P_{z0} \cdot \frac{y_{\partial}}{a}; \quad R_3 = P_{z0} \cdot \frac{a - y_{\partial}}{a}, \quad (15)$$

где $R_n = R_{nl} + R_{nn}$ – общая реакция грунта на передний мост;

$R_3 = R_{3l} + R_{3n}$ – то же на задний мост;

$R_{нл}, R_{зл}, R_{нп}, R_{зп}$ – реакции опорного основания на колеса левого и правого бортов соответственно переднего и заднего мостов.

$$R_{нл} = R_{нп} = P_{z0} \cdot \frac{y_{\partial}}{2 \cdot a}; \quad (16)$$

$$R_{зл} = P_{z0} \cdot \frac{a - y_{\partial}}{a} \cdot \left(\frac{d_2}{2} - x_{\partial} \right); \quad (17)$$

$$R_{зп} = P_{z0} \cdot \frac{a - y_{\partial}}{a} \cdot \left(\frac{d_2}{2} + x_{\partial} \right).$$

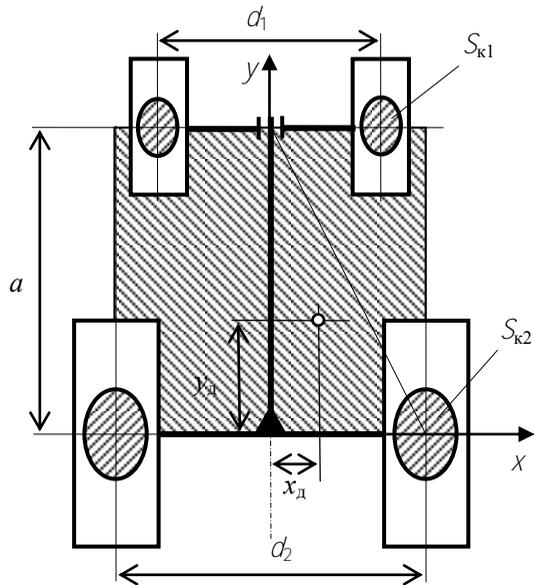


Рис. 5. К определению размеров ядра сечения двухосного колесного движителя с шарнирным соединением переднего моста и рамы

Приравняв к нулю эти реакции, убеждаемся, что ядро сечения такого хода – прямоугольник со сторонами d_2 и a , т. е. максимально возможные координаты центра давления для такого колесного хода

$$x_{\partial \max} = \pm d/2; \quad y_{\partial \min} = 0; \quad y_{\partial \max} = a. \quad (18)$$

Определим размеры пятна контакта колеса, считая, что величины P_{zi} определены.

Площадь пятна контакта колеса с опорным основанием зависит от его конструкции и величины нормальной нагрузки P_{zi} . Форма пятна контакта также весьма различна и может меняться от круга до прямоугольника. Чаще всего пятно контакта имеет форму овала и его площадь может быть определена по формуле

$$S_k = \pi \cdot a \cdot b, \quad (19)$$

где a и b - полуоси эллипса (реально это половины длины и ширины пятна контакта). Для практических расчетов размер b принимается равным половине ширины беговой дорожки шины, а размер a вычисляется по формуле

$$a = \sqrt{r_c^2 - (c_c - h_k)^2}, \quad (20)$$

где r_c – свободный радиус колеса;

h_k – деформация шины.

Деформацию h_k шины можно вычислить, используя выражение

$$h_k = P_z / c_z, \quad (21)$$

где c_z - радиальная жесткость шины.

Значения радиальной жесткости шин зависит от типа и размеров шины, а также внутреннего давления воздуха. При номинальном давлении радиальная жесткость может быть найдена из справочных данных каталогов заводов-изготовителей шин, где обычно указываются номинальная грузоподъемность, давление воздуха в шине, свободный и статический радиусы. В этом случае радиальная жесткость

$$C_z = \frac{P_{zn}}{r_c - r_{cm}}, \quad (22)$$

где r_c – свободный радиус шины;

r_{cm} – статический радиус при нормальной нагрузке;

P_{zn} – номинальная грузоподъемность.

Определив давление колес на опорную поверхность $p = P_z / S_k$ можно проверить возможность эксплуатации движителя в конкретных условиях. Чаще всего это делается сопоставлением расчетных давлений с допустимыми. На дорогах с твердым покрытием это требование обычно выражается допускаемой нагрузкой на ось.

3. Кинематические особенности движения пневматического колеса по прямой

Способность пневматической шины значительно деформироваться под действием нагрузок со стороны дороги и машины существенно влияет на геометрические и кинематические характеристики его движения. В случае прямолинейного движения геометрические параметры колеса характеризуются не только его размерами в свободном состоянии и уже упоминавшимися статическим радиусом, шириной беговой дорожки и длиной контактной площадки, но и динамическим радиусом, радиусом качения, а также рядом специальных характеристик, используемых в автотракторостроении при анализе движения колесных машин. Среди этих параметров наиболее часто используются следующие:

динамический радиус r_d колеса – расстояние от оси до опорной поверхности движущегося колеса;

радиус r_k качения, который определяется выражением

$$r_k = V / \omega, \quad (23)$$

где V – скорость движения центра колеса;

ω – угловая скорость вращения;

радиус r_k^c свободного качения – радиус качения, при котором реакция R_y равна нулю.

Коэффициент ε буксования, определяемый как отношение потерь скорости из-за буксования к теоретической скорости

$$\varepsilon = V_n / V_m, \quad (24)$$

где V_n – величина потерь скорости;

V_m – теоретическая скорость двигателя.

Для определения теоретической скорости движения используется несколько зависимостей. Эту скорость можно вычислять по формулам

$$V_m = \omega \cdot r_c; \quad V_m = \omega \cdot r_k^c; \quad V_m = \omega \cdot r_{cm}. \quad (25)$$

Значения V_m , полученные при их использовании отличаются незначительно. Поэтому в дальнейшем будем пользоваться последней из них, так как статический радиус колеса легче найти в каталожных характеристиках шин.

Величина потерь скорости зависит в основном от скорости скольжения контактной площадки колеса по опорной поверхности. Скорость скольжения в свою очередь зависит от силы трения между контактной площадкой и опорным основанием. Эта зависимость [3] может быть выражена формулой

$$\varepsilon = \frac{V_n}{V_m} = \frac{k^2 \cdot P_z^2 \cdot R_y^2}{\omega \cdot r_{cm} \cdot (f^2 \cdot R_z^2 \cdot R_y^2)}, \quad (26)$$

где k – коэффициент пропорциональности между деформациями шины и опорной поверхности в плоскости контакта и нормальной нагрузкой колеса.

f – коэффициент трения между шиной и опорной поверхностью.

Кинематика криволинейного движения пневматического колеса рассматривается в разделе, посвященном повороту колесных машин.

4. Движение колеса по деформируемому основанию

Колесные машины, используемые при проведении горных работ, очень часто перемещаются вне дорожной сети, т. е. работают на деформируемых опорных основаниях. Сопротивление движению в таких случаях очень зависит от деформаций опорного основания. Более того, движение может быть даже невозможным (посадка машины на раму или днище). При работе колеса в таких условиях коэффициент сопротивления движению может быть рассчитан по формуле

$$f_k = \varphi \cdot \sqrt{\frac{h}{D}}, \quad (27)$$

где h – деформация грунта под колесом;

$D=2 \cdot r_c$ – диаметр колеса в свободном состоянии;

$\varphi = 0,6 \div 0,9$ – поправочный коэффициент, меньшие значения которого соответствуют деформируемым колесам и наоборот.

Деформация грунта под колесами зависит от его физико-механических свойств и упругих свойств шины. Для ее определения воспользуемся формулой для определения деформации основания под круглым штампом радиуса R [1]

$$h = \frac{1 - \nu^2}{2} \cdot \frac{P_z}{E \cdot R}, \quad (28)$$

где ν – коэффициент Пуассона материала опорного основания;

E – модуль упругости опорного основания.

Преобразуем эту формулу следующим образом:

$$\begin{aligned} h &= \frac{1 - \nu^2}{2 \cdot E} \cdot \frac{\rho \cdot \pi \cdot R^2}{R} = \frac{1 - \nu^2}{2 \cdot E} \cdot \rho \cdot \frac{S_k \cdot \sqrt{\pi}}{\sqrt{S_k}} = \\ &= \frac{1 - \nu^2}{E} \cdot \rho \cdot \frac{\sqrt{\pi}}{2} \sqrt{S_k} \end{aligned}, \quad (29)$$

где $S_k = \pi \cdot R^2$ – площадь контакта;

$\rho = P_z / S_k$ – среднее давление в контакте.

Множитель $\sqrt{\pi}/2 = 1,26$ в этой формуле относится к контактной площадке в форме круга.

Для более ассиметричных площадок значения множителя меньше. Однако учитывая реальные значения коэффициента Пуассона ($\nu \approx 0,3$) для практических проектных расчетов рекомендуется формула

$$h = \frac{\rho}{E} \cdot \sqrt{S_k}. \quad (30)$$

Формулы (28-30) являются модернизацией формулы проф. Опейко Ф.А. [1], предложенной для определения деформации опорного основания под ходовыми устройствами при действии закона Гука.

При определении деформации h опорного основания по формуле (30) необходимо учитывать, что площадь S_k пятна контакта зависит от деформации колеса и формы пятна контакта. Например, для наиболее распространенных форм пятна контакта – овала (эллипса) $S_k = \pi ab$. В свою очередь половину длины контакта (6) с учетом того, что в реальных условиях $h_k \ll r_c$, можно вычислить по приближенной формуле

$$a \approx \sqrt{2r_c \cdot h_k}. \quad (31)$$

В этом случае деформация опорного основания под деформируемым колесом

$$h = \frac{P_z}{E \cdot \sqrt{\pi \cdot b \cdot \sqrt{2r_c \cdot h_k}}}. \quad (32)$$

Возведя (21) в четвертую степень и учитывая, что $h_k = P_z/c_z$, имеем

$$h^4 = \frac{P_z^3 \cdot c_z}{E^4 \cdot \pi^2 \cdot b^2 \cdot 2r_c},$$

откуда

$$h = \frac{1}{E \cdot \sqrt{\pi \cdot b}} \cdot \sqrt[4]{\frac{P_z^3 \cdot c_z}{2r_c}} \quad (33)$$

При использовании формул (28-33) следует учитывать, что они являются приближенными. Более подробно движение колеса описывается в специальной литературе по колесным машинам. Однако в большинстве случаев приведенные зависимости дают результаты достаточно точные для практических расчетов.

5. Мощность для передвижения колесного хода по прямой и условия возможности передвижения

Эта мощность вычисляется по формуле

$$N_n = \frac{P_m \cdot v_m}{1000 \cdot \eta}, \text{ кВт}, \quad (34)$$

где P_m – суммарное тяговое усилие ведущих колес;

η – коэффициент полезного действия передач от двигателя к ведущим колесам.

Формула (33) определяет мощность на валу двигателя, от которого приводится механизм передвижения. При приводе колес от нескольких двигателей расчет необходимо вести для каждого двигателя в отдельности.

Суммарное тяговое усилие на ведущих колесах уравнивает все силы сопротивления движению, т. е.

$$P_m = P_1 + P_2 + P_3 + P_4, \quad (35)$$

где $P_1 = f_k \cdot P_z$ – сила сопротивления движению колесного движителя;

f_k – коэффициент сопротивления движению;

P_z – нормальная к опорной поверхности нагрузка, передаваемая на нее движителем;

$P_2 = G \cdot \sin \varphi$ – составляющая силы тяжести, параллельная опорной поверхности;

$G = m \cdot g$ – сила тяжести;

m – масса машины;

φ – угол наклона опорной поверхности;

P_3 – сила сопротивления движению от взаимодействия исполнительного органа с разрабатываемой породой (в простейшем случае – крутящее усилие или усилие сопротивления подаче исполнительного органа на забой);

$P_4 = c \cdot m \cdot \frac{dv}{dt}$ – сила инерции, возникающая при разгоне машины;

ны;

c – коэффициент, учитывающий разгон вращающихся масс;

v – действительная скорость движения.

Силу P_4 можно вычислить по упрощенной формуле

$$P_4 = c \cdot m \cdot \frac{v_p}{t_p}, \quad (36)$$

где t_p – время разгона;

v_p – рабочая скорость машины.

При определении силы P_1 можно пользоваться справочными данными о коэффициенте сопротивления движению колес по малодеформируемым основаниям (дороги с твердым покрытием, укатанные грунтовые дороги и т. п.), которые в сокращенном виде приведены в табл. 1.

Таблица 1

Значения коэффициента сопротивления качению.

Тип опорного основания	Асфальто-бетонное	гравийное	каменное	Грунтовые дороги
Коэффициент сопротивления качению	0,014-0,020	0,020-0,025	0,023-0,030	0,025-0,150

Если опорное основание деформируется и его деформация сопоставима с деформациями шин, то необходимо пользоваться формулой (26).

Возможность передвижения колесной горной машины проверяется по двум основным условиям: достаточность мощности и достаточность сцепления ведущих колес с опорным основанием.

Условие достаточности мощности заключается в выполнении соотношения

$$N_{\partial} \geq N_{\eta}, \quad (37)$$

где N_{∂} – мощность двигателя, который приводит ведущие колеса или часть мощностей, которая передается на эти колеса, а достаточности сцепления –

$$\varphi_c \cdot P_{z\partial} \geq P_m, \quad (38)$$

где φ_c – коэффициент сцепления ведущих колес с опорным основанием;

$P_{z\partial}$ – сцепной вес (нормальная к опорной поверхности нагрузка, передаваемая на нее ведущими колесами).

6. Выбор размеров колеса

При создании машин на колесных движителях большое значение имеет правильный выбор колес и их основных размеров. Эта задача не всегда решается однозначно, а методика ее решения зависит от условий работы колес. Для машин, работающих в условиях слабой несущей способности опорных оснований при больших деформациях последних можно рекомендовать методику, предложенную проф. Опейко Ф. А. согласно этой методики размеры колес можно определить задавшись допустимыми значениями коэффициента $[f_k]$ сопротивления движению и среднего давления $[p]$ колеса на опорную поверхность. В этом случае произведение диаметра колеса на его ширину определяется из равенства

$$D \cdot b \geq \frac{P_z}{[f_k] \cdot [p]}, \quad (38)$$

где D – наружный диаметр колеса.

Приведенная формула получена для жестких колес. Однако ее можно использовать и для деформируемых (пневматических) колес, работающих на слабых грунтах. Величина допустимых значений

давления $[\rho]$ выбирается в источниках информации в зависимости от условий работы колес и состояния опорной поверхности. Для условий средней климатической полосы в первом приближении можно пользоваться значениями $[\rho]$, приведенными в табл. 2.

После определения произведения диаметра на ширину колеса сами эти размеры определяются из конструктивных и геометрических соотношений.

Таблица 2

Значения $[\rho]$ для наиболее распространенных типов грунтов

Тип грунта	болото	осушенное болото	луг	суходол	Твердые основания
Допустимое значение давления	20-30	40-60	100-130	200-300	По грузоподъемности колес

Пневматические колеса выбираются, прежде всего, по номинальной или максимальной грузоподъемности, которые приведены в каталогах заводов-изготовителей шин или в другой справочной литературе. При этом необходимо учитывать и другие характеристики шин, которые даны в каталогах. Выбирая шину необходимой грузоподъемности, следует учитывать условия ее работы и возможности ее установки на конкретной машине. При работе машин в условиях малой несущей способности опорного основания рассматривается не только грузоподъемность шин, но учитывается и давление, которое оказывает шина на грунт. Это давление рассчитывается по формуле (8) и сравнивается с табличными (табл. 3). При этом расчет ведется для колеса, передающего максимальную по величине нормальную к опорной поверхности нагрузку. Технические данные наиболее часто применяемых в горных машинах шин приведены в табл. 3 и 4.

Таблица 3

Технические характеристики шин.

Обозначение шины	Масса, кг	Наружный диаметр, мм	Ширина профиля, мм	Статический радиус, мм	Максимальная нагрузка, кН	Давление в шине, кПа
240-381	44	842±8	232	396±4	19,0	700

(8,25-15)						
240-508 (8,25-20)	58	992±8	250	464±4	20,3	700
320-508 (12-20)	89	1131±10	320	537±5	28,0	430
370-508 (14-20)	122	1220±10	390	555±5	30,5	500
430-610 (16-24)	230	1490±15	452	672±8	44,2	530
500-610 (18-24)	280	1590±15	510	725±8	61,5	500
500-635 (18-25)	365	1605±15	510	745±8	80,0	500
570-711 (21-28)	350	1770±20	570	800±10	88,5	350
570-838 (21-33)	540	1940±20	570	905±10	118,0	560
1770x670-635 (26,5-25)	460	1750±20	670	790±10	95,0	350
760-838 (27-37)	795	2230±20	760	1015±10	155,0	350
2550x950-990 (37,5-39)	1510	2550±20	950	1140±10	242,0	400

Таблица 4

Технические характеристики шин производства РУП «ПО «Белшина».

Обозначение шины	Наружный диаметр, мм	Ширина профиля, мм	Статический радиус, мм	Максимальная нагрузка, кг	Давление в шине, кПа
Для автомобилей большой и особо большой грузоподъемности					
(40,0-57); ФТ-117	3575	1140	3395±15	50500	500
(33,0-51); ФТ-116	3045	955	2893±12	35500	575
(27,0-49); ФТ-115	2690	790	2556±12	25000	575
(21,0R33) ФБел-166	1940	571	1843±10	12000	600
(18,0R25); ФБел-99	1620	498	1540±10	9250	700
Для строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин; для грузовых автомобилей					
(18,0-25); Бел-12	1615	498	1534±10	15050	775
(17,0-25); Ф-170	1355	445	1287±10	8400	600
(17,0-25); Ф-120	1348	445	1281±12	5000	400
(14,0-20); Бел-64	1220	375	1160±10	5500	750
(70R21); Бел-66	1285	525	1221±10	5000	600
(12,0R20); БИ-368	1122	313	1066±8	3750	850
Для тракторов и сельскохозяйственных машин					
(18,4R38); Ф-111	1750	467	1628±7	3000	160
(16,9R38) ФБел-188	1685	420	1567±7	2575	160
(15,5R38); Ф-2А	1570	439	1460±7	2060	180
(18,4R34); Ф-11	1640	467	1525±7	2800	160
(18,4R34); Ф-44	1705	467	1586±7	2565	140
(30,5R32); Ф-81	1830	775	1702±7	4715	170
(28,1R26); ФД-12	1735	750	1614±7	4200	170
(28,1R26); ФД-44	1735	750	1562±10	1200	80
(24,0-22,5); Бел-91	1155	612	1086±5	4500	200
(22,0-20); Ф-118	1300	560	1222±7	4350	220
(16,0-20); Ф-76	1095	405	1030±5	1750	170
(16,0-20); Ф-64	1075	405	1021±5	3670	350
(13,6-20); Ф-141	1060	345	1007±5	1430	170
(16,5-18); КФ-97	1065	425	1012±5	3670	410
(13,0-16) ФБел-340	900	336	873±5	1900	240
(16,5-18); Бел-79	1085	410	977±10	180	50

7. Пример расчета колесного движителя

Постановка задачи и исходные данные.

При создании горных машин на колесных движителях весьма существенное значение имеет рациональная общая компоновка машины и правильный выбор колес. Поэтому проектный расчет начинают с определения общей массы машины и координат центра масс. Эти расчеты удобно производить в последовательности и по формулам, приведенным в [2], т. е. определить проектную массу машины

$$m = \sum_1^n m_i, \quad (39)$$

а координаты центра масс по формулам

$$x_c = \frac{\sum m_i \cdot x_i}{m}, \quad y_c = \frac{\sum m_i \cdot y_i}{m}, \quad z_c = \frac{\sum m_i \cdot z_i}{m}, \quad (40)$$

где m_i – масса составной части изделия;

x_i, y_i, z_i – координаты центра масс этой составной части.

Начало системы осей, в которой определяются, располагается обычно в центре опорной поверхности движителя. Массы составных частей (сборочных единиц) выбираются на основе масс подобных сборочных единиц аналогичных машин или задаются в исходных данных, расчетных заданиях или проектах.

Дальнейшие расчеты приводим в виде примера со следующими исходными данными:

Тип машины – погрузочно-доставочная.

Движитель – пневмоколесный 4х4.

Грузоподъемность, кг (т) – 2000 (2,0)

Вместимость ковша, м³ – 1,5.

Масса, кг – 8000.

Система поворота – шарнирно-сочлененная рама.

Двигатель – дизель с номинальной мощностью 90 кВт.

Наклон подошвы выработки φ , град – до 15⁰.

Расстояние между осями l , м – 2,8.

Колея d , м – 1,2.

Угол складывания γ , град – 45⁰.

8. Координаты центров масс и давления, нагрузка на колеса

При определении массы машину представляем состоящей из следующих агрегатов:

- 1 – полурама передняя;
- 2 – полурама задняя;
- 3 – мост передний;
- 4 – мост задний;
- 5 – двигатель;
- 6 – трансмиссия;
- 7 – ковш с системой навески.

Массы и координаты центров масс сводим в таблицу 5, которая составляется на основе расчетной схемы (рис. 6).

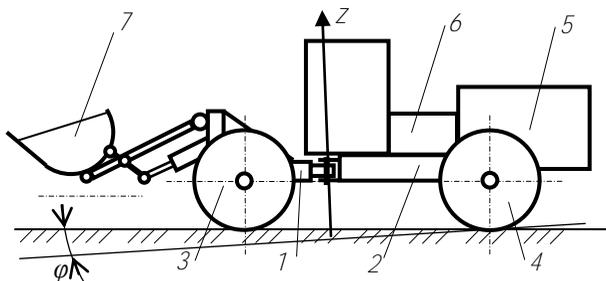


Рис. 6. Схема для определения координат центра масс

Таблица 5

Исходные данные для вычисления координат центра масс

п/п	Наименование составной части	Масса, кг	Координаты центра масс, м		
			x	y	z
1	Полурама передняя	1100	0	1	0,85
2	Полурама задняя	1150	0	-1,1	0,75
3	Мост передний	1350	0	1,3	0,6
4	Мост задний	1300	0	-1,35	0,6
5	Двигатель	950	0	-1,5	0,8
6	Трансмиссия	950	0	2	1,1
7	Ковш с системой навески	1200	0,1	-0,3	0,75
8	Масса породы в ковше	2000	0	2,1	1,2

Масса машины в груженом состоянии

$$m = \sum_1^7 m_j = 1100 + 1150 + 1350 + 1300 + 950 + \\ + 1200 + 950 + 2000 = 10000 \text{ кг.}$$

Координаты центра масс машины

$$x_c = \frac{\sum m_j \cdot x_j}{m} = \frac{1100 \cdot 0 + 1150 \cdot 0 + 1350 \cdot 0 + 1300 \cdot 0 + 950}{10000} + \\ + \frac{1200 \cdot 0 + 950 \cdot 0,1 + 2000 \cdot 0}{10000} = 0,01 \text{ м.}$$

$$y_c = \frac{\sum m_j \cdot y_j}{m} = \frac{1100 \cdot 1 + 1150 \cdot (-1,1) + 1350 \cdot 1,3 + 1300 \cdot 1,35}{10000} + \\ + \frac{950 \cdot 1,5 + 1200 \cdot 1,1 + 950 \cdot 0,75 + 2000 \cdot 1,2}{10000} = 0,075 \text{ м.}$$

$$z_c = \frac{\sum m_j \cdot z_j}{m} = \frac{1100 \cdot 0,75 + 1150 \cdot 0,75 + 1350 \cdot 0,6 + 1300 \cdot 0,6}{10000} + \\ + \frac{950 \cdot 0,8 + 1200 \cdot 1,1 + 950 \cdot 0,75 + 2000 \cdot 1,2}{10000} = 0,847 \text{ м.}$$

Нормальные к опорной поверхности нагрузки на колеса.

Так как машина двухосная с симметричным расположением колес, то эти нагрузки определяем из уравнений статики в поперечной и продольной плоскостях (рис. 7).

Нормальная нагрузка на мосты определяется из уравнений

$$P_{zn} \cdot l + m \cdot g \left(y_c + \frac{l}{2} \right) = 0 ;$$

$$P_{zn} = m \cdot g - P_{zn} ,$$

где P_{zn} – нормальная к опорной поверхности нагрузка переднего моста;

P_{z3} – то же заднего моста.

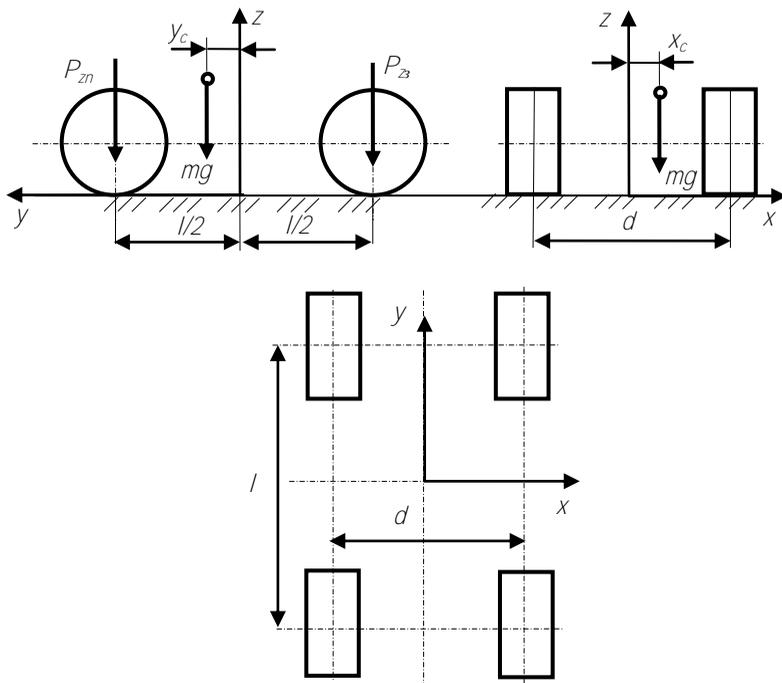


Рис. 7. Схема для определения нагрузок на колеса

В нашем примере имеем

$$P_{zn} = \frac{m \cdot g \cdot \left(y_c + \frac{l}{2} \right)}{l} = \frac{10000 \cdot 9,81 \cdot (0,475 + 1,3)}{2,6} = 67000 \text{ Н};$$

$$P_{z3} = m \cdot g - P_{zn} = 10000 \cdot 9,81 - 67000 = 31100 \text{ Н}.$$

Далее определяются нагрузки на колеса левого и правого бортов из уравнений равновесия мостов в поперечной плоскости

$$P_{znn} \cdot d = P_{zn} \left(\frac{d}{2} + x_c \right),$$

$$P_{znl} = P_{zn} - P_{znn},$$

где P_{znn} – нагрузка на правое колесо переднего моста;

P_{znl} – то же на левое колесо переднего моста.

Такие же уравнения справедливы и для заднего моста. Из этих уравнений находим нагрузки на все колеса

$$P_{znn} = \frac{P_{zn} \left(\frac{d}{2} + x_c \right)}{d} = \frac{67000 \cdot (0,6 + 0,01)}{1,2} = 34000 \text{ Н};$$

$$P_{znl} = P_{zn} - P_{znn} = 67000 - 34000 = 33000 \text{ Н};$$

$$P_{z3n} = \frac{P_{z3} \left(\frac{d}{2} + x_c \right)}{d} = \frac{31100 \cdot (0,6 + 0,01)}{1,2} = 15800 \text{ Н};$$

$$P_{z3l} = P_{z3} - P_{z3n} = 31100 - 15800 = 15300 \text{ Н}.$$

где P_{z3n} – нагрузка на правое колесо заднего моста;

P_{z3l} – то же на левое колесо заднего моста.

Координаты центра давления

Центр давления, как и центр масс для машины, нагрузки которых на опорное основание в процессе выполнения технологических операций меняют свою величину, также меняют свое положение. Поэтому их координаты определяются для нескольких состояний машины, например, для рабочего положения и транспортного. Это особенно актуально для положения центра давления, которое зави-

сит как от сил тяжести, так и других внешних нагрузок на машину (крюковое усилие, сила противодействия разрабатываемой породы на массив и т. п.). В нашем случае центр p давления меняет свое положение при заполнении ковша и его перемещении относительно машины. Для большинства машин подобного типа положение центра давления находят в двух положениях: при действии внешних дополнительных нагрузок и в свободном от них состоянии. Так как координаты центра масс определены при заполненном породой ковше на максимальном его вылете и другие внешние нагрузки на машину не действуют, то в этом положении нет необходимости специально определять координаты центра давления, т.к. в этой ситуации

$$x_0 = x_c, \quad y_0 = y_c. \quad (41)$$

Для определения координат центра давления в транспортном положении повторим вычисления по уже примененным формулам, начиная с заполнения таблицы 4, в которой исключаем массу породы в ковше. Полученные результаты снабдим меткой « \langle ».

$$m_1^{\langle} = 8000 \text{ кг};$$

$$x_c = 0,012 \text{ м}; \quad y_c = 0,07 \text{ м}; \quad z_c = 0,76 \text{ м};$$

$$P_{zn}^{\langle} = \frac{8000 \cdot 9,81 \cdot (0,07 + 1,3)}{2,6} = 41350 \text{ Н};$$

$$P_{zs}^{\langle} = 8000 \cdot 9,81 - 41350 = 37130 \text{ Н};$$

$$P_{znn}^{\langle} = 21100 \text{ Н}; \quad P_{znl}^{\langle} = 20250 \text{ Н};$$

$$P_{z33}^{\langle} = 18940 \text{ Н}; \quad P_{z3l}^{\langle} = 18190 \text{ Н}.$$

Как и в положении машины с заполненным породой ковшом координаты центра давления совпадают с координатами центра масс

$$x_{\delta} = x_c = 0,012 \text{ м}; \quad y_{\delta} = y_c = -0,07 \text{ м}.$$

Строим ядро сечения опорной поверхности и наносим точки, соответствующие центрам давления в обоих случаях (рис. 8).

Если центр давления расположен в пределах ядра сечения, то общую компоновку машины можно считать удовлетворительной. После определения положения центра давления выбираем тип и размеры шин. В качестве исходного параметра для выбора шин используем максимальную нагрузку на колеса. Для обеспечения требуемой грузоподъемности по максимальной нагрузке на колесо $P_{zn} = 34000 \text{ Н}$ выбираем шины 37.0-508 (12-20). Основные параметры шин следующие: ширина профиля $B = 0,45 \text{ м}$; свободный радиус $r_c = 0,61 \text{ м}$; статический радиус $r_{cm} = 0,56 \text{ м}$; внутреннее давление воздуха $p_e = 0,42 \text{ МПа}$; максимальная нагрузка $P_{zn} = 37800 \text{ Н}$ (3850 кг).

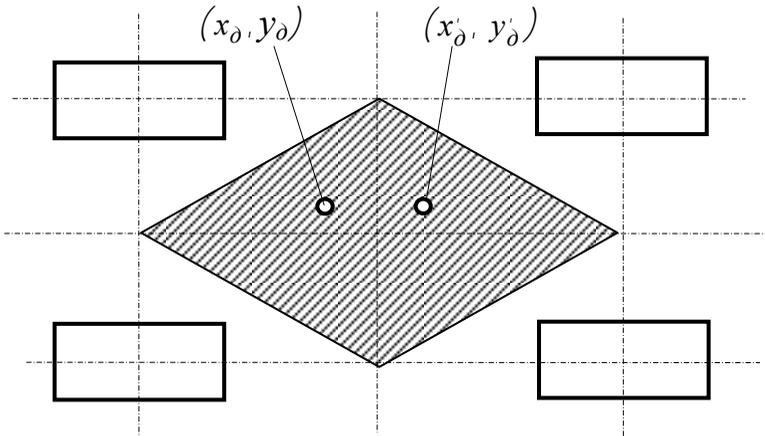


Рис. 8. Положение центра давления в обоих случаях

Исходя из этих данных и нагрузки на колесо определяем площадь S_k контакта шины с опорной поверхностью предварительно вычислив половину длины пятна контакта. Для вычисления этой величины определяем радиальную деформацию h_k .

$$c_z = \frac{P_{zn}}{c - r_{cm}} = \frac{37800}{0,61 \cdot 0,56} = 756000 \frac{H}{м} = 760 \text{ кН/м},$$

где P_{zn} – грузоподъемность шины.

$$h_k = \frac{P_z}{c_z} = \frac{34000}{750000} = 0,045 \text{ м}.$$

Тогда

$$a = \sqrt{r_c^2 - (r_{cm} - h_k)^2} = \sqrt{0,61^2 - (0,61 - 0,045)^2} = 0,23 \text{ м};$$

$$S_k = \pi \cdot a \cdot b = 3,14 \cdot 0,23 \cdot 0,207 = 0,15 \text{ м}^2.$$

Максимальное давление шины на опорное основание

$$p_{\max} = \frac{P_{z\max}}{S_k} = \frac{34000}{0,15} = 227000 \text{ Па} = 227 \text{ кПа}.$$

Деформация опорной поверхности (подошвы выработки) под наиболее нагруженным колесом

$$h_{\max} = \frac{P_{z\max}}{E \cdot \sqrt{S_k}} = \frac{34000}{2 \cdot 10^{10} \cdot \sqrt{0,15}} = 0,0000044 \text{ м} = 0,0044 \text{ мм}.$$

Эта деформация пренебрежительно мала. Модуль Юнга опорной поверхности принят равным 2×10^4 МПа [2].

Мощность и условия возможности движения

Для определения мощности, необходимой для передвижения машины определим необходимое тяговое усилие на ведущих колесах (35)

$$P_T = P_1 + P_2 + P_3 + P_4.$$

Вычисляя значение силы сопротивления качению, воспользуемся экспериментальным значением коэффициента сопротивления качению $f_k = 0,035$ и примем максимальное значение наклона выработки $\varphi = 15^\circ$.

Тогда

$$P_1 = f_k \cdot P_z = f_k \cdot m \cdot g \cdot \cos \varphi = 0,035 \cdot 10000 \cdot 9,81 \cdot \cos 15^\circ = 3340 \text{ Н.}$$

Составляющая силы тяжести, параллельная направлению движения машины

$$P_2 = m \cdot g \cdot \sin \varphi = 10000 \cdot 9,81 \cdot \sin 15^\circ = 22900 \text{ Н.}$$

Так как машина движется в транспортном режиме, то составляющая P_3 общего сопротивления движению равна нулю.

Для определения инерционной составляющей сопротивления движению в соответствии с правилами безопасности и техническими данными машин подобного типа примем $c = 1,05$; $v_p = 2,0$ м/с и $t_p = 5$ с. При таких значениях исходных данных

$$P_4 = c \cdot m \cdot \frac{v_p}{t_p} = 1,05 \cdot 10000 \cdot \frac{2,0}{5} = 4200 \text{ Н.}$$

Таким образом, необходимое тяговое усилие на ведущих колесах составляет

$$P_T = 3340 + 22900 + 4200 = 30440 \text{ Н.}$$

Мощность привода движителя при принятой рабочей скорости $v_p = 2,0$ м/с, коэффициенте полезного действия привода $\eta = 0,8$ и коэффициенте буксования $\varepsilon = 0,1$ составляет

$$N_n = \frac{P_m \cdot v_p}{1000 \cdot \eta \cdot \underbrace{(-\varepsilon)}} = \frac{30440 \cdot 2,0}{1000 \cdot 0,8 \cdot \underbrace{(-0,1)}} = 84,6 \text{ кВт.}$$

Проверяем возможность передвижения машины при заданных исходных данных. Первое условие возможности движения – достаточность мощности выполняется, так как

$$N_d = 90 \text{ кВт} > N_n = 84 \text{ кВт.}$$

Второе условие также выполняется, так как при всех ведущих колесах и коэффициенте сцепления колес с подошвой выработки $\varphi_c = 0,6$ имеем

$$\varphi_c \cdot P_{z\phi} = \varphi_c \cdot m \cdot g \cdot \cos \varphi = 0,6 \cdot 10000 \cdot 9,81 \cdot \cos 15^\circ =$$

$$= 57230 \text{ Н}$$

или

$$\varphi_c \cdot P_z = 57\,230 \text{ Н} > P_t = 33440 \text{ Н.}$$

Литература

1. Опейко, Ф. А. Торфяные машины / Ф. А. Опейко. – Минск : Вышэйшая школа, 1968. – 408 с.
2. Морев, А. Б. Горные машины для калийных рудников / А. Б. Морев, А. Д. Смычник, Г. В. Казаченко. – Минск : Интеграл-полиграф, 2009/ – 544 с.
3. Казаченко, Г. В. О силе трения при плоском контакте трущихся тел / Г. В. Казаченко // Горная механика. – 2006. – № 4. – С. 69–72.

Содержание

Введение	3
1. Режимы движения колеса	4
2. Давление на опорную поверхность	6
3. Кинематические особенности движения пневматического колеса по прямой	15
4. Движение колеса по деформируемому основанию	17
5. Мощность для передвижения колесного хода по прямой и условия возможности передвижения	19
6. Выбор размеров колеса	21
7. Пример расчета колесного движителя	25
Литература	35

Учебное издание

КАЗАЧЕНКО Георгий Васильевич
БАСАЛАЙ Григорий Антонович
КРЕМЧЕЕВ Эльдар Абдоллович

**КОЛЕСНЫЕ ДВИЖИТЕЛИ
ГОРНЫХ МАШИН**

Методическое пособие

Подписано в печать 29.06.2012. Формат 60×84 $\frac{1}{16}$. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 2,15. Уч.-изд. л. 1,68. Тираж 100. Заказ 702.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет. ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.