

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Горные машины»

Г.В. Казаченко
Н.В. Кислов

СТАТИЧЕСКИЙ И ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ
ГОРНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

Учебное пособие
по дисциплинам
«Машины и комплексы открытых горных работ»
и «Горные машины»

*Рекомендовано Редакционно-издательским советом
Белорусского национального
технического университета
для студентов специальности 1-36 10 01
«Горные машины и оборудование»*

М и н с к 2 0 0 5

УДК 622.232 (075.8)
ББК 33.3я73
К 14

Рецензенты:

А.И. Орда (д-р техн. наук, БАТУ);
Г.Т. Короленко (канд. техн. наук)

Казаченко, Г.В.

К 14 Статический и тяговый расчет горной гусеничной машины: учеб. пособие по дисц. «Машины и комплексы открытых горных работ» и «Горные машины» / Г.В. Казаченко, Н.В. Кислов. – Мн.: БНТУ, 2005. – 55 с.

ISBN 985-479-218-8.

Учебное пособие к практическим занятиям по горным машинам предназначено для студентов специальности 1-36 10 01 «Горные машины и оборудование».

В пособии изложены теоретические основы и методики статического и тягового расчетов мобильной горной машины на гусеничном ходу. Изложенный материал иллюстрируется примерами.

УДК 622.232 (075.8)
ББК 33.3 я 73

ISBN 985-479-218-8

© Казаченко Г.В., Кислов Н.В., 2005
© БНТУ, 2005

В в е д е н и е

Наиболее важными качественными характеристиками мобильных горных машин являются тягово-сцепные свойства и маневренность, которые определяются нагрузками, передаваемыми опорно-ходовыми устройствами на грунт, его физико-механическими свойствами, а также размерами коридора движения. Тягово-сцепные качества зависят от давления на грунт, его распределения по опорной поверхности и деформации последней. Кинематические и геометрические характеристики движения машин в первую очередь определяются скоростью, размерами горных машин и радиусами совершаемых ими поворотов. Давление на опорную поверхность и обусловленные им деформации грунта влияют на мощность, затрачиваемую на передвижение машины. В случае совершения поворотов мощность на передвижение зависит также и от радиуса поворота агрегата.

С практической стороны эти вопросы осваиваются студентами специальности 1-36 10 01 «Горные машины и оборудование» на практических занятиях, посвященных соответственно статическому и тяговому расчетам гусеничных горных машин.

В настоящем пособии изложены теоретические основы и методики выполнения указанных расчетов. Для лучшего усвоения материала в пособии приведены примеры статического и тягового расчетов. Часть расчетов реализуется в виде программ для ПЭВМ.

Тема 1. СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГОРНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

1.1. Обоснование расчетных зависимостей

Задачей статического расчета является нахождение координат центра масс и центра давления, среднего и экстремальных значений давления машины на несущее основание и деформаций последнего, а также определение размеров «ядра сечения» опорной площади гусеничного хода. При проведении расчетов машина рассматривается как механическая система, состоящая из твердых тел. В качестве исходных данных при выполнении задания принимаются размеры гусеничного хода, массы и координаты центров масс составных частей машины и внешние нагрузки, действующие на нее.

Положение центра масс и центра давления определяет степень неравномерности распределения давления под гусеничным ходом и совместно со значениями среднего давления и деформации несущего основания позволяет на начальном этапе проектирования машин оценить рациональность ее компоновки.

Начало системы осей, в которой определяются координаты центра масс и центра давления, удобнее всего связать с машиной и расположить в центре ее опорной поверхности. В этом случае качество компоновки машины, т.е. рациональность пространственного расположения ее составных частей, оценивается мерой близости центра давления к началу системы координат.

Из механики известно, что координаты центра масс механической системы вычисляются по формулам:

$$x_c = \frac{\sum_{i=1}^n m_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^n m_i}; \quad y_c = \frac{\sum_{i=1}^n m_i \cdot y_i}{\sum_{i=1}^n m_i}; \quad z_c = \frac{\sum_{i=1}^n m_i \cdot z_i}{\sum_{i=1}^n m_i}, \quad (1.1)$$

где m_i - масса составной части машины;
 x_i, y_i, z_i - координаты ее центра масс.

При выполнении задания координаты x_i, y_i, z_i задаются, а при проектировании машины они определяются по ее эскизному чертежу. Для удобства вычислений по формулам (1.1) рекомендуется составить таблицу (табл. 1.1).

Т а б л и ц а 1.1

Данные для вычисления координат центра масс

№ п/п	Наименование составной части машины	Обозначение	Масса, кг	Координаты центра масс, м		
				x	y	z
1	Гусеничный ход	m_i	2500	0	0,2	0,5
...
n						

Центром давления машины на грунт называется точка, радиус-вектор которой определяется выражением

$$\bar{r}_\partial = \frac{\iint_S \bar{r} \cdot p \cdot ds}{\iint_S p \cdot ds}, \quad (1.2)$$

где p - давление машины на грунт в точке с радиус-вектором \bar{r} ;
 S - площадь опорной поверхности машины;
 ds - элемент этой площади.

Иначе, центр давления представляет собой точку приложения равнодействующей сил давления машины на несущее основание. Из последнего определения следует, что эта точка лежит в опорной плоскости гусеничного хода.

Записав (1.2) в проекциях на оси системы координат, получим

$$x_\partial = \frac{\iint_S x \cdot p \cdot ds}{\iint_S p \cdot ds}; \quad y_\partial = \frac{\iint_S y \cdot p \cdot ds}{\iint_S p \cdot ds}. \quad (1.3)$$

Интегралы в числителе выражений (1.3) представляют собой (рис. 1.1) суммарные моменты сил давления машины на грунт относительно осей Ox и Oy , т.е.

$$\iint_S p \cdot x \cdot ds = M_y; \quad \iint_S p \cdot y \cdot ds = M_x$$

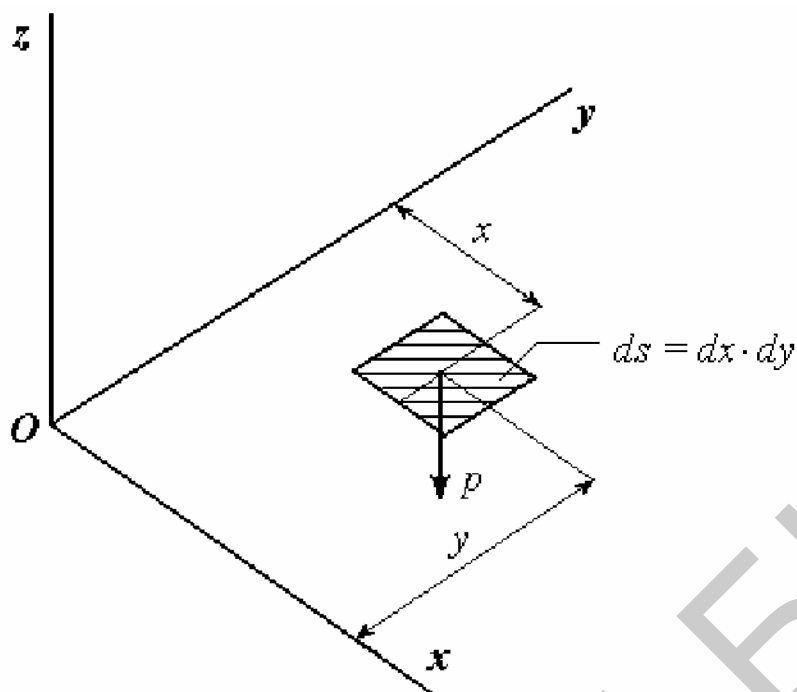


Рис. 1.1. К определению моментов M_x и M_y

На основании теоремы Вариньона о равенстве момента равнодействующей сумме моментов составляющих можно записать

$$M_x = \iint_S p \cdot y \cdot ds = M_x(F); \quad M_y = \iint_S p \cdot x \cdot ds = M_y(F),$$

где F - равнодействующая внешних сил, действующих на машину (исключая силы реакций грунта на ходовое устройство).

Для горных машин равнодействующая F внешних сил представляет собой геометрическую сумму силы тяжести, приложенной в центре масс, сил реакций разрабатываемой породы на рабочие органы, крюкового усилия и т.п.

Тогда на основании той же теоремы Вариньона (в нашем случае рис. 1.2)

$$M_x(F) = M_x(mg) + M_x(P); \quad (1.4)$$

$$M_y(F) = M_y(mg) + M_y(P).$$

где mg - сила тяжести;

P - равнодействующая внешних сил.

Интеграл, стоящий в знаменателе выражений (1.3), есть общая сила давления машины на несущее основание:

$$\iint_S p ds = F_z,$$

где F_z - проекция равнодействующей F на ось Oz , которая направлена нормально к опорной поверхности:

$$F_z = mg_z + P_z, \quad (1.5)$$

где mg_z и P_z - соответственно проекции силы тяжести и равнодействующей внешних сил на ту же ось.

С учетом этого окончательно

$$x_{\partial} = \frac{M_y}{F_z}; \quad y_{\partial} = \frac{M_x}{F_z}, \quad (1.6)$$

где M_x и M_y определяются выражениями (1.4), а F_z - выражением (1.5).

Направление действия силы P зависит от способа соединения рабочего органа с машиной. Если рабочий орган закреплен на машине жестко, то направление силы P меняется вместе с изменением положения машины, вызываемым неровностью рельефа поверхности или различной деформацией грунта под гусеницами. В этом случае направление силы P зафиксировано в системе осей $Oxyz$, связанной с машиной. В ряде машин, предназначенных для рытья осушителей или профилирования поверхности, с целью создания постоянного наклона дна осушителей и требуемого профиля поверхности рабочие органы независимо от положения самой машины сохраняют заданное положение относительно неподвижной (инерциальной) системы осей $OXYZ$.

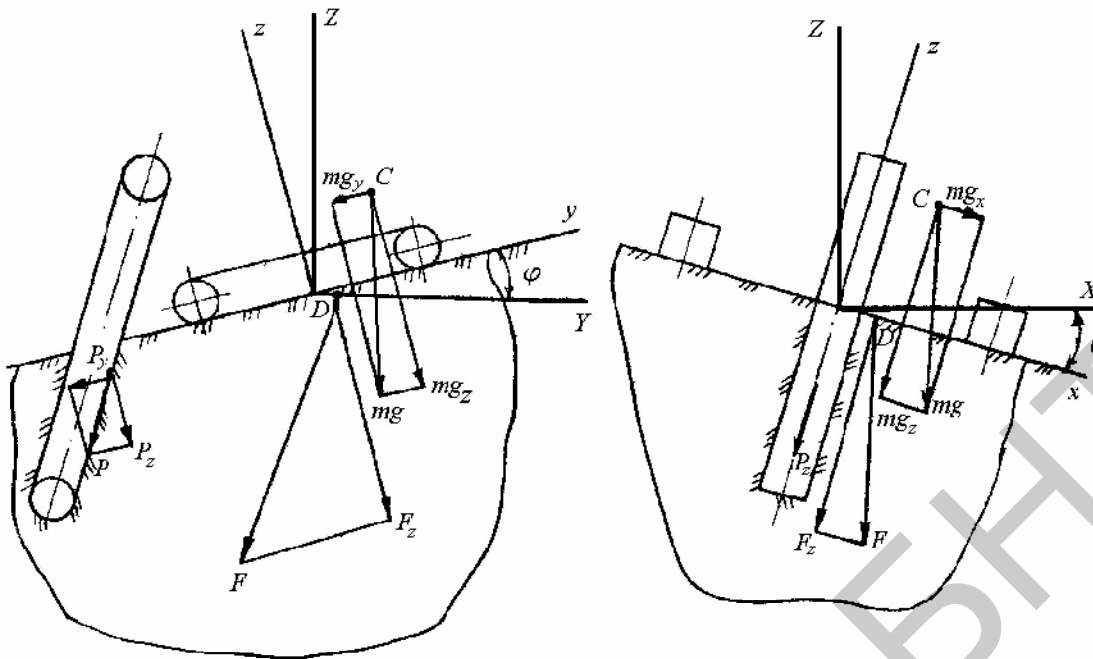


Рис 1.2. К определению центра давления

Таким образом, направление силы P у этих машин всегда ориентировано относительно осей $OXYZ$. Напомним, что направление силы mg совпадает с осью OZ .

Для вычисления M_x , M_y и F_z по формулам (1.4), (1.5) достаточно разложить силы mg и P на проекции по осям Ox , Oy и Oz . Чтобы это сделать, необходимо знать углы между направлением действия сил и названными осями. В нашем случае часть сил (сила mg) легко проецируется на оси системы $OXYZ$, а другая часть (сила P) может быть ориентирована как в системе $OXYZ$, так и в системе $Oxyz$.

Чтобы найти проекции сил в одной системе координат по известным проекциям в другой, необходимо знать углы или таблицу направляющих косинусов между осями систем.

Направляющие косинусы определяют посредством углов Эйлера ψ , θ , ϕ (рис. 1.3), которые задают ориентацию подвижного триэдра $Oxyz$ относительно неподвижного $OXYZ$. Перевод триэдра $OXYZ$ в положение $Oxyz$ осуществляется тремя последовательными пово-

ротами: на угол ψ вокруг оси OZ , на угол θ вокруг оси On , с которой совпадает ось Oy после первого поворота, и на угол φ вокруг оси Ox , с которой совпадает ось OX после двух предыдущих поворотов. Заметим, что после первого поворота ось OX займет положение Ok , ось OZ после второго поворота совпадает с Om и после третьего с Oz , ось OY переходит в промежуточное положение On после первого поворота и в положение Oy после третьего. Углы ψ , θ , φ называются соответственно углами рысканья, поперечного и продольного крена.

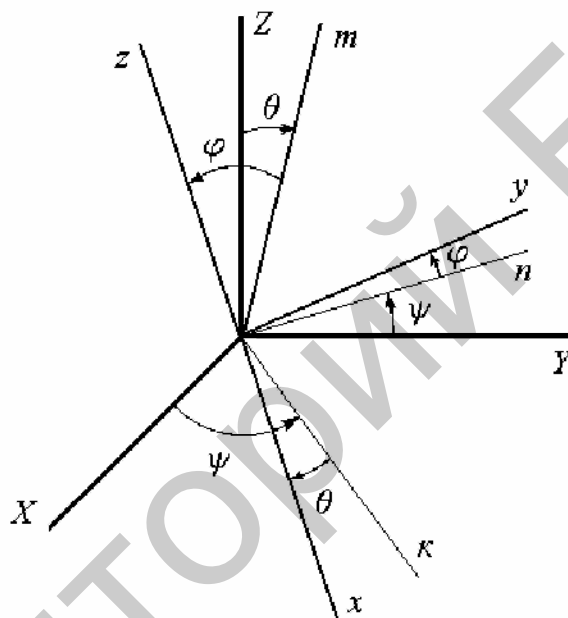


Рис. 1. 3. Ориентация подвижных осей

Таблицу косинусов между подвижными и неподвижными осями вычислим как произведение трех матриц направляющих косинусов, образующихся после каждого из перечисленных поворотов. Обозначив эти матрицы соответственно через a_ψ , a_θ и a_φ , имеем

$$a_\psi = \begin{vmatrix} X & Y & Z \\ \cos \psi & \sin \psi & 0 \\ -\sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \begin{matrix} k \\ n \\ Z \end{matrix}.$$

Элементы этой матрицы (см. рис. 1.3) равны косинусам углов между соответствующими осями.

Например, $\cos(X, \kappa) = \cos \psi$, $\cos(Z, \kappa) = 0$.

Аналогично

$$a_{\theta} = \begin{matrix} & \kappa & n & Z \\ \begin{matrix} x \\ n \\ m \end{matrix} & \begin{vmatrix} \cos \theta & 0 & -\sin \theta \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \theta & 0 & \cos \theta \end{vmatrix} \end{matrix};$$

$$a_{\varphi} = \begin{matrix} & x & n & m \\ \begin{matrix} x \\ y \\ z \end{matrix} & \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi & \sin \varphi \\ 0 & -\sin \varphi & \cos \varphi \end{vmatrix} \end{matrix}.$$

Тогда матрица направляющих косинусов определится как произведение трех приведенных матриц [1]:

$$A = a_{\varphi} \cdot a_{\theta} \cdot a_{\psi}.$$

Произведя умножение, найдем

$$A = \begin{matrix} & X & Y & Z \\ \begin{matrix} x \\ y \\ z \end{matrix} & \begin{vmatrix} \cos \theta \cdot \cos \psi & \cos \theta \cdot \sin \psi & -\sin \theta \\ \cos \varphi \sin \theta \cos \psi - \cos \varphi \sin \psi & \sin \psi \sin \theta \cos \psi + \cos \varphi \sin \psi & \sin \theta \cos \psi \\ \cos \varphi \sin \theta \sin \psi + \sin \varphi \sin \psi & \cos \varphi \sin \theta \sin \psi - \sin \varphi \sin \psi & \cos \theta \cos \psi \end{vmatrix} \end{matrix}$$

При статическом расчете машина рассматривается в состоянии покоя, поэтому $\psi = \text{const}$, $\varphi = \text{const}$, $\theta = \text{const}$. Приняв для упрощения $\psi = 0$, приходим к следующему виду таблицы направляющих косинусов:

$$A = \begin{matrix} & \begin{matrix} X & Y & Z \end{matrix} \\ \begin{matrix} \cos \theta & 0 & -\sin \theta \\ \sin \varphi \sin \theta & \cos \varphi & \sin \varphi \cos \theta \\ \cos \varphi \sin \theta & -\sin \varphi & \cos \varphi \cos \theta \end{matrix} & \begin{matrix} x \\ y \\ z \end{matrix} \end{matrix} \quad (1.7)$$

Наконец, машина может находиться в положении, когда имеет место только продольный крен, т.е. угол θ поперечного крена равен нулю. В этом случае матрица направляющих косинусов имеет еще более простой вид:

$$A = \begin{matrix} & \begin{matrix} X & Y & Z \end{matrix} \\ \begin{matrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi & \sin \varphi \\ 0 & -\sin \varphi & \cos \varphi \end{matrix} & \begin{matrix} x \\ y \\ z \end{matrix} \end{matrix} \quad (1.8)$$

Зная направление действия сил в одной из систем, можно при помощи выражений (1.7) и (1.8) найти проекции сил на оси другой системы.

Среднее давление машин на грунт

$$p = \frac{|F_z|}{2 \cdot a \cdot b}, \quad (1.9)$$

где a и b – соответственно длина и ширина опорной площади гусеницы.

Если центр давления не совпадает с центром опорной поверхности, то давление машины на грунт распределено неравномерно. Это может привести к тому, что даже при допустимом значении среднего давления машина потеряет проходимость из-за больших деформаций грунта в местах с большими местными давлениями. Поэтому кроме среднего давления вычисляются его наибольшее и наименьшее значения. При этом считают, что деформации несущего основания пропорциональны давлениям, т.е. напряженное состояние грунта подчиняется закону Гука. В этом случае при вычислении

максимального и минимального давлений можно воспользоваться формулами сопротивления материалов, определяющими P_{max} и P_{min} при внецентренном сжатии-растяжении:

$$P_{max} = \frac{|F_z|}{2 \cdot a \cdot b} + \left| \frac{M_x}{W_x} \right| + \left| \frac{M_y}{W_y} \right|;$$

$$P_{min} = \frac{|F_z|}{2 \cdot a \cdot b} - \left| \frac{M_x}{W_x} \right| - \left| \frac{M_y}{W_y} \right|,$$
(1.10)

где M_x и M_y – моменты силы F относительно соответствующих осей;

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

Моменты сопротивления W_x и W_y опорной площади зависят от ее размеров, способа соединения гусениц с рамой машины и количества рядов опорных катков. Для двухопорных гусениц, жестко соединенных с рамой машин:

$$W_x = \frac{I_x}{|y_{max}|} = \frac{a^3(d+b) - a^3(d-b)}{12 \cdot a/2} = \frac{a^2b}{3};$$

$$W_y = \frac{I_y}{|x_{max}|} = \frac{a[(d+b)^3 - (d-b)^3]}{12 \cdot (d+b)/2} = \frac{a \cdot b \cdot (b^2 + 3d^2)}{3 \cdot (d+b)},$$
(1.11)

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

$|y_{max}| = a/2$, $|x_{max}| = (d+b)/2$ – наибольшие значения координат опорной площади;

d – поперечная база (колея) машины.

Соотношения (1.11) следуют из того, что для двухопорного гусеничного хода при жестком соединении гусениц с рамой машины, его опорная площадь представляет единое сечение сложной формы. Для других конструкций гусеничного хода W_x и W_y должны вычисляться с учетом конструкций гусениц и способа их соединения между собой [2].

Формулы (1.10) показывают, что при достаточно больших значениях x_0 и y_0 минимальное давление может быть отрицательным. Физически это значит, что часть опорной поверхности гусеничных лент не передает давления на залежь (рис. 1.4).

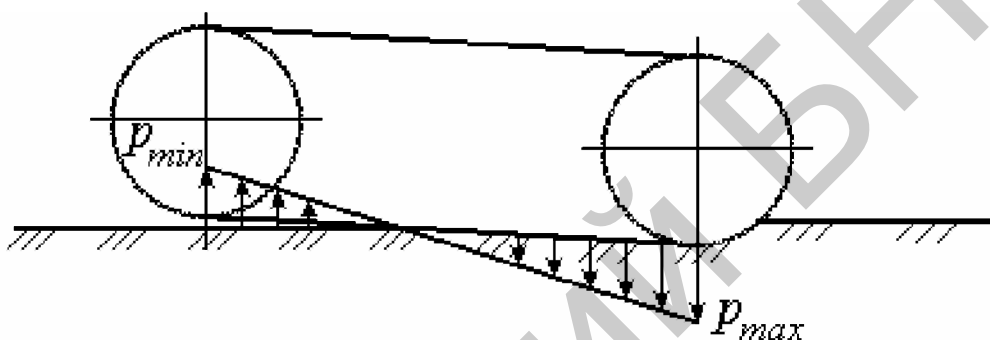


Рис. 1.4. Взаимодействие гусеницы с грунтом при $p_{min} < 0$

Так как опорная площадь гусениц используется не полностью, то среднее давление оказывается большим, чем вычисленное по формуле (1.10). Конструкцию машины, у которой для передачи давления используется не вся опорная поверхность гусеничного хода, что равносильно условию $p_{min} < 0$, нельзя считать приемлемой. Для того чтобы выполнялось условие $p_{min} \geq 0$, необходимо, чтобы x_0 и y_0 были не слишком большими, или, иначе, находились в пределах ядра сечения опорной площади гусениц. Ядром сечения опорной площади называется часть опорной плоскости, при расположении в пределах которой центра давления, давление во всех точках опорной площади имеет один знак. Применительно к гусеничным машинам это равносильно выполнению условия $p_{min} \geq 0$.

Воспользуемся этим условием для определения формы и размера ядра сечения.

Для двухопорных гусениц, рамы которых жестко связаны между собой, имеем

$$0 = \frac{|F_z|}{2ab} - \frac{3|F_z \cdot y_{\partial}|}{a^2b} - \frac{3|F_z \cdot x_{\partial}| \cdot (d+b)}{ab \cdot (b^2 + 3d^2)}$$

или

$$0 = \frac{1}{2} - \frac{3 \cdot |y_{\partial}|}{a} - \frac{3 \cdot |x_{\partial}| \cdot (d+b)}{b^2 + 3d^2}. \quad (1.12)$$

Полученное соотношение является уравнением линии, ограничивающей контур ядра сечения, т.е. линии, на которой может располагаться центр давления при условии, что минимальное давление равно нулю. Уравнение (1.12) линейно относительно x_{∂} и y_{∂} . Поэтому контур ядра сечения ограничен прямыми линиями. В уравнение входят модули x_{∂} и y_{∂} , что указывает на симметричность ядра сечения относительно начала координат. Определим наиболее удаленные от начала системы координат точки ядра сечения. Расположим сначала центр давления на оси Ox в положительном направлении.

Тогда $y_{\partial} = 0$ и выражение (1.12) принимает вид

$$0 = \frac{1}{2} - \frac{3 \cdot |x_{\partial}| \cdot (d+b)}{b^2 + 3d^2}.$$

Отсюда максимальное значение x_{∂} в положительном направлении оси Ox

$$x_{\partial_{max}} = \frac{b^2 + 3d^2}{6(d+b)}. \quad (1.13)$$

Аналогично

$$x_{\partial_{min}} = -\frac{b^2 + 3d^2}{6(d+b)}. \quad (1.14)$$

Располагая теперь центр давления на оси Oy , т.е. положив $x_d = 0$, получим

$$0 = \frac{1}{2} - \frac{3 y_d}{a}.$$

Отсюда максимальные удаления центра давления в пределах ядра сечения по оси Oy

$$\begin{aligned} y_{d_{max}} &= \frac{a}{6}; \\ y_{d_{min}} &= -\frac{a}{6}. \end{aligned} \quad (1.15)$$

Так как ядро сечения ограничено прямыми, то, соединив четыре найденные точки отрезками, убеждаемся, что ядром сечения двух-опорного гусеничного хода является ромб (рис. 1.5).

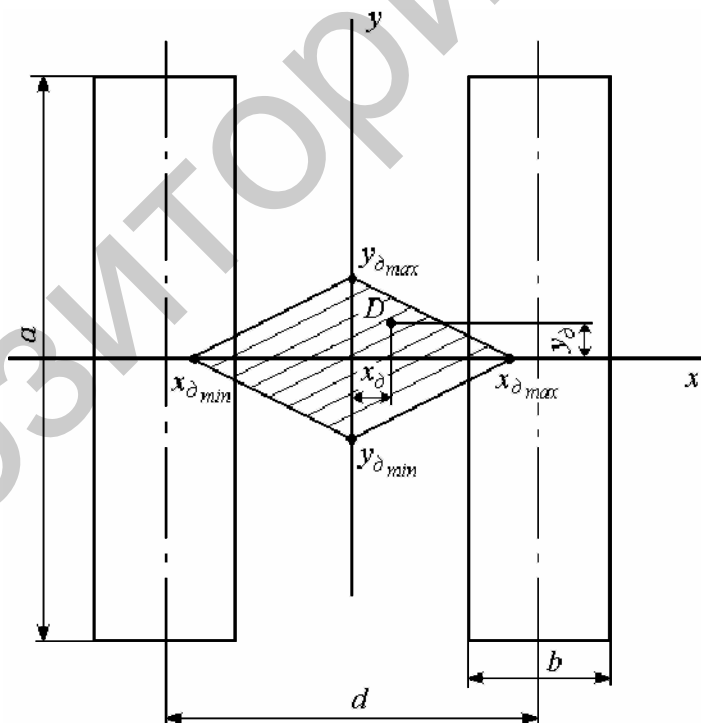


Рис. 1.5. Ядро сечения

Положение центра давления относительно ядра сечения позволяет судить о рациональности компоновки машины. Если центр давления расположен вне пределов ядра сечения, то взаимное расположение составных частей машины необходимо изменить. При этом нужно стремиться к тому, чтобы центр давления располагался как можно ближе к центру опорной площади.

Среднее и экстремальные значения деформации несущего основания [2]:

$$\begin{aligned} h_{cp} &= \sqrt[3]{ab^2} \cdot \frac{P}{E}; \\ h_{max} &= \sqrt[3]{ab^2} \cdot \frac{P_{max}}{E}; \\ h_{min} &= \sqrt[3]{ab^2} \cdot \frac{P_{min}}{E}, \end{aligned} \quad (1.16)$$

где E - модуль Юнга несущего основания.

Для обеспечения проходимости необходимо, чтобы h_{max} не превышало допустимые значения деформации несущего основания.

1.2. Порядок выполнения расчета

Расчет выполняется на основании исходных данных, которые выдаются на специальном бланке (табл. П 1.1, рис. П 1.1). Последовательность расчетов в целом соответствует порядку изложения теоретического материала в предыдущем разделе. Координаты центра масс определяются по формулам (1.1). Далее вычисляются проекции внешних сил, действующих на машину, на оси подвижной системы координат. При разложении силы тяжести mg учитывается, что в неподвижной системе она имеет одну проекцию, равную $-mg$. Пользуясь таблицей направляющих косинусов (1.7) находят проекции силы тяжести на оси Ox , Oy , Oz :

$$mg_x = mg \cos(Z, x) = mg \sin \theta;$$

$$mg_y = -mg \cos(Z, y) = -mg \sin \varphi \cos \theta; \quad (1.17)$$

$$mg_z = -mg \cos(Z, z) = -mg \cos \varphi \cos \theta.$$

Для силы P , которая ориентирована относительно подвижной системы, имеем

$$P_z = -P \cos \gamma,$$

$$P_y = -P \sin \gamma,$$

$$P_x = 0.$$

Таким образом, проекции равнодействующей F внешних сил на оси подвижной системы определяются следующими выражениями:

$$F_x = mg \sin \theta;$$

$$F_y = -mg \sin \varphi \cos \theta - P \sin \gamma; \quad (1.18)$$

$$F_z = -mg \cos \varphi \cos \theta - P \cos \gamma.$$

Выражения (1.18) дают отрицательные значения F_y и F_z , так как (см. рис. 1.2) эти силы направлены противоположно положительным направлениям осей Oy и Oz .

Моменты M_x и M_y равнодействующей F относительно осей Ox и Oy проще вычислять с учетом действительного направления сил mg и P . Так как $M_x = F_z \cdot y_D$, $M_y = F_z \cdot x_D$, то за положительное направление моментов согласно рис. 1.2 целесообразно взять направление по часовой стрелке. С учетом этого находим

$$M_x = mg_z \cdot y_c - mg_y \cdot z_c + P_z \cdot y_p - P_y \cdot z_p; \quad (1.19)$$

$$M_y = mg_z \cdot x_c + mg_x \cdot z_c,$$

где y_p и z_p – координаты точки приложения усилия P .

В эти формулы координаты подставляются с учетом их знака, а mg_z , mg_y , mg_x , P_z , P_y – со знаком плюс.

После нахождения F_x , M_x и M_y последовательно по формулам (1.6), (1.19), (1.10) вычисляются координаты центра давления, среднее и экстремальные значения давления машины на грунт. При этом предварительно определяются моменты сопротивления опорной площади W_x , W_y .

Далее вычисляются размеры ядра сечения (формулы (1.13)(1.15)) и строится схема, на которой показывается ядро сечения и положения центра давления. Выполнение задания заканчивается определением средней, наибольшей и наименьшей деформаций грунта по формулам (1.16).

Расчет может быть выполнен на ПЭВМ по программе, имеющейся в ПО кафедры «Горные машины».

Тема 2. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ГОРНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

2.1. Основные расчетные зависимости

Тяговый расчет гусеничной машины посвящен определению затрат мощности, необходимой для передвижения машины при заданной скорости, и проверке условий возможности передвижения. Расчет выполняется при движении машины по прямой и при совершении статического поворота.

Мощность для движения машины по прямой

$$N = \frac{T_{\text{тяг}} \cdot \vartheta_o}{1000\eta}, \quad (2.1)$$

где $T_{тяг}$ – суммарное тяговое усилие обеих гусеничных лент (окружное усилие на ведущих звездочках);

ϑ_o – кинематическая скорость движения;

η – коэффициент полезного действия передач от двигателя к ведущим звездочкам гусеничного хода.

Тяговое усилие гусеничных цепей уравнивает силы сопротивления движению:

$$T_{тяг} = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5,$$

где P_1 – сила сопротивления деформированию несущего основания;

P_2 – сила сопротивления движению опорных катков гусеничного хода по гусеничным цепям;

P_3 – сила сопротивления движению прицепной машины;

P_4 – сила сопротивления от составляющей силы тяжести при движении машины в гору;

P_5 – сила сопротивления движению, обусловленная силами инерции при разгоне (трогании с места) агрегата.

Составляющие суммарного тягового усилия вычисляются по формулам:

$$P_1 = \mu \cdot p_1 \cdot a \cdot b + \mu \cdot p_2 \cdot a \cdot b = 2\mu \cdot p \cdot a \cdot b, \quad (2.2)$$

где μ – коэффициент сопротивления мятию грунта;

a, b – размеры опорной площади гусениц;

p_1, p_2 – давление под левой и правой гусеницами;

p – среднее давление машины на опорное основание.

$$P_2 = \kappa \cdot p_1 \cdot a \cdot b + \kappa \cdot p_2 \cdot a \cdot b = 2\kappa \cdot p \cdot a \cdot b, \quad (2.3)$$

где κ – коэффициент сопротивления движению опорных катков по гусеничным цепям.

$$P_3 = P_{\kappa}, \quad (2.4)$$

где P_{κ} – крюковое усилие (усилие в сцепке);

$$P_4 = mg \sin \varphi, \quad (2.5)$$

где m – масса тягача;

g – ускорение силы тяжести;

φ – угол наклона опорной поверхности (угол продольного крена).

$$P_5 = c_1 \cdot m_1 \frac{\mathfrak{G}}{t}, \quad (2.6)$$

где c_1 – коэффициент, учитывающий затраты мощности на разгон вращающихся масс трансмиссии;

$\mathfrak{G} = (1 - \varepsilon) \mathfrak{G}_o$ – действительная скорость передвижения;

t – время разгона машины;

ε – коэффициент буксования.

Коэффициент c_1 можно принимать равным 1,1, а время разгона t составляет 6-12 с.

Условия возможности передвижения по прямой заключаются в выполнении соотношений:

$$N_{\partial в} \geq \frac{T_{тяг} \cdot \mathfrak{G}_o}{1000\eta}, \quad (2.7)$$

$$2f \cdot p \cdot a \cdot b > 2\mu' \cdot p \cdot a \cdot b + P_{\kappa} + m \cdot g \cdot \sin \varphi + c_1 \cdot m \frac{\mathfrak{G}}{t},$$

где f – коэффициент трения между гусеничными цепями и грунтом;

μ' – часть коэффициента сопротивления мятю, соответствующая силам сопротивления мятю, дающим внешнюю составляющую.

Первое из соотношений (2.7) выражает условие достаточности мощности двигателя, а второе – достаточности сцепления гусениц с грунтом. Физический смысл первого условия очевиден. Для выяснения физического смысла второго условия рассмотрим силы, действующие на гусеничную цепь при движении по прямой.

На рис. 2.1 показаны силы, действующие на обе гусеничные ленты. Из схемы видно, что часть сил сопротивления проявляется как внешние силы, т.е. действует на гусеничную машину в целом, а другая часть обусловлена сопротивлением движению в самом гусеничном движителе (сила $P_2 = 2 \cdot \kappa \cdot p \cdot a \cdot b$).

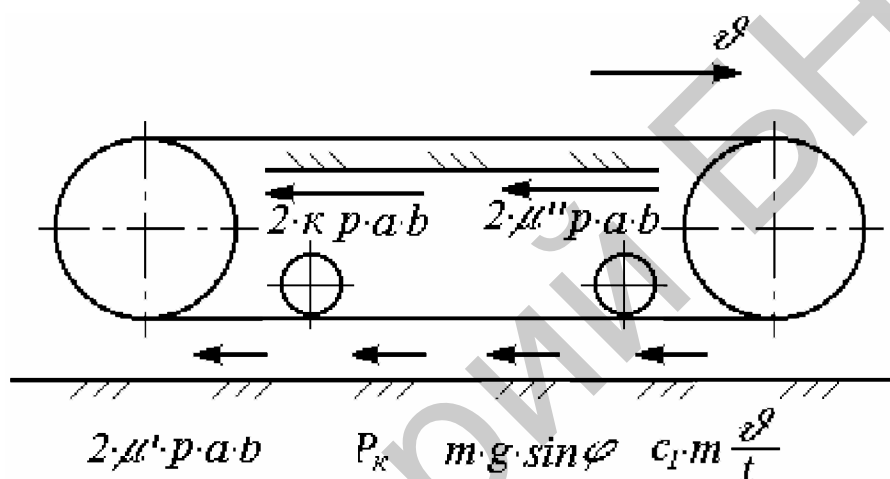


Рис. 2.1. Схема сил, действующих на гусеничные цепи

К внутренним силам относится также часть силы сопротивления деформированию грунта, соответствующая горизонтальным составляющим сил сопротивления мятию. Поясним это, рассмотрев деформацию грунта между двумя соседними опорными катками (рис. 2.2).

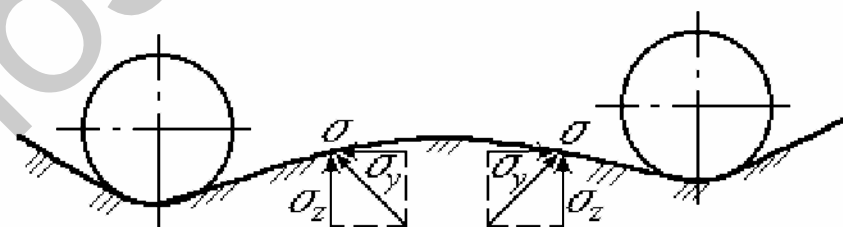


Рис. 2.2. К выяснению физического смысла коэффициентов μ' и μ''

Напряжение σ сопротивления деформированию несущего основания для пассивного гусеничного хода направлено нормально к поверхности гусеничной цепи. Разложим это напряжение на составляющие по осям Oz и Oy и просуммируем их по всей опорной поверхности. Заменяя суммы интегралами и учитывая равновесие самохода в вертикальной плоскости, получим

$$\iint_s \sigma_z dx \cdot dy = 2p \cdot a \cdot b.$$

Кроме того, учитывая направление составляющих σ_y можно записать (см. рис. 2.2)

$$\iint_s \sigma_y dx \cdot dy \approx 0.$$

Поэтому часть силы сопротивления мятию грунта, обусловленная составляющими σ_y напряжений сопротивления деформированию, является внутренней силой и учитывается коэффициентом μ'' .

В связи с этим возможность передвижения машины по сцеплению с грунтом ограничена силами сопротивления, стоящими в правой части второго соотношения (2.7).

При проведении тягового расчета гусеничной машины на повороте определяются радиус и угловая скорость поворота, тяговые усилия гусеничных лент и мощность, необходимая для совершения поворота, а также проверяются условия возможности его выполнения. Решение этих задач требует нахождения положения центров вращения опорных ветвей гусеничных цепей [2], которое в системе координат, связанной с машиной, определяется их смещениями e_{1x} , e_{2x} , e_y относительно геометрических центров опорных площадей гусениц (рис. 2.3).

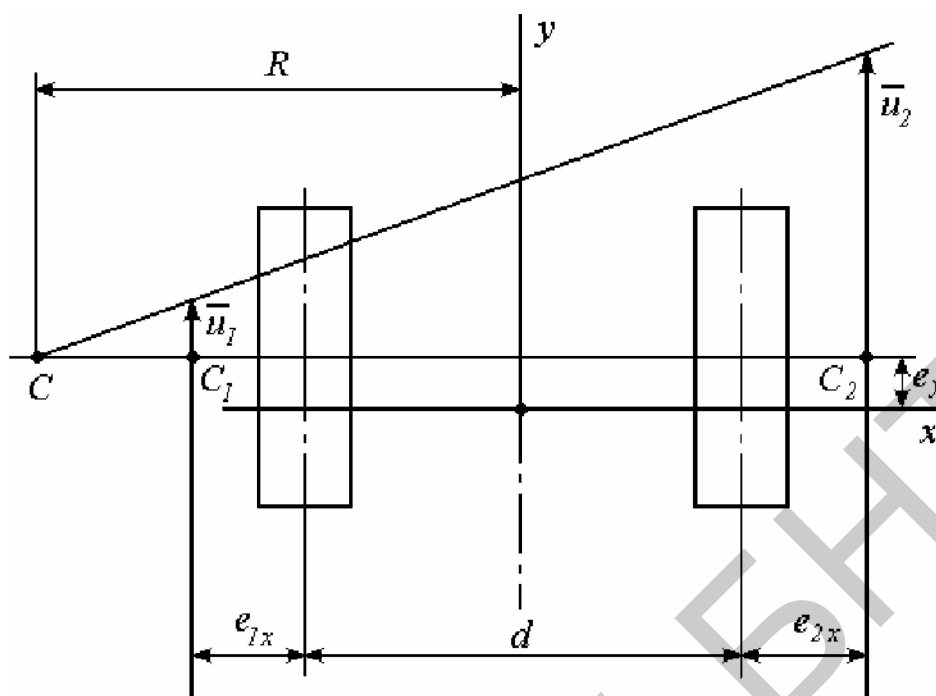


Рис. 2.3. Положение центров вращения опорных ветвей гусениц и кинематика поворота

Для определения радиуса и угловой скорости поворота машины рассмотрим ее движение как сложное, состоящее из переносного и относительного. За переносное движение примем движение опорных ветвей относительно поверхности грунта, а за относительное – движение корпуса относительно опорных ветвей. На основании теоремы о сложении скоростей в сложном движении запишем

$$\bar{\vartheta} = \bar{\vartheta}_e + \bar{\vartheta}_r, \quad (2.8)$$

где $\bar{\vartheta}$ – абсолютная скорость;

$\bar{\vartheta}_e$ – переносная (скорость скольжения цепей по залежи);

$\bar{\vartheta}_r$ – относительная.

В точках C_1 и C_2 – центрах вращения опорных ветвей гусеничных лент – переносная скорость равна нулю. Поэтому для точек корпуса машины, совпадающих с точками C_1 и C_2 , выражение (2.8) примет вид

$$\bar{\vartheta}_1 = \bar{\vartheta}_{r1}, \quad \bar{\vartheta}_2 = \bar{\vartheta}_{r2}.$$

Относительные скорости \mathfrak{V}_{r1} и \mathfrak{V}_{r2} корпуса равны скоростям перематывания гусеничных лент u_1 и u_2 , а их направление совпадает с осью Oy . Таким образом, зная скорости u_1 и u_2 перематывания гусеничных цепей и смещения e_{1x} , e_{2x} , e_y центров вращения их опорных ветвей мы знаем скорости двух точек корпуса машины. Так как движение корпуса можно считать плоскопараллельным, то это позволяет определить радиус и угловую скорость поворота:

$$R = \frac{d(u_2 + u_1)}{2(u_2 - u_1)} + \frac{u_2 \cdot e_{1x} + u_1 \cdot e_{2x}}{u_2 - u_1}; \quad (2.9)$$

$$\omega = \frac{u_2 - u_1}{e_{1x} + e_{2x} + d}.$$

Смещения центров вращения определяются из уравнений равновесия гусеничного хода на повороте, которые (рис. 2.4) имеют вид:

$$P_x + \frac{1}{2}fab \left(p_1 \frac{a/4 + e_y}{\sqrt{(a/4 + e_y)^2 + e_{1x}^2}} + p_2 \frac{a/4 + e_y}{\sqrt{(a/4 + e_y)^2 + e_{2x}^2}} - \right. \\ \left. - p_1 \frac{a/4 - e_y}{\sqrt{(a/4 - e_y)^2 + e_{1x}^2}} - p_2 \frac{a/4 - e_y}{\sqrt{(a/4 - e_y)^2 + e_{2x}^2}} \right) = 0$$

$$P_y + \frac{1}{2}fab \left(p_2 \frac{e_{2x}}{\sqrt{(a/4 + e_y)^2 + e_{2x}^2}} + p_2 \frac{e_{2x}}{\sqrt{(a/4 - e_y)^2 + e_{2x}^2}} - \right. \\ \left. - p_1 \frac{e_{1x}}{\sqrt{(a/4 + e_y)^2 + e_{1x}^2}} - p_1 \frac{e_{1x}}{\sqrt{(a/4 - e_y)^2 + e_{1x}^2}} \right) = 0 \quad (2.10);$$

$$\begin{aligned}
 & M + \frac{1}{2} fab \cdot \frac{d}{2} \left(p_2 \frac{e_{2x}}{\sqrt{\left(\frac{a}{4} + e_y\right)^2 + e_{2x}^2}} + p_2 \frac{e_{2x}}{\sqrt{\left(\frac{a}{4} - e_y\right)^2 + e_{2x}^2}} + \right. \\
 & \quad \left. + p_1 \frac{e_{1x}}{\sqrt{\left(\frac{a}{4} + e_y\right)^2 + e_{1x}^2}} + p_1 \frac{e_{1x}}{\sqrt{\left(\frac{a}{4} - e_y\right)^2 + e_{1x}^2}} \right) - \\
 & - \frac{1}{2} fab \cdot \frac{a}{4} \left(p_1 \frac{\frac{a}{4} + e_y}{\sqrt{\left(\frac{a}{4} + e_y\right)^2 + e_{1x}^2}} + p_1 \frac{\frac{a}{4} - e_y}{\sqrt{\left(\frac{a}{4} - e_y\right)^2 + e_{1x}^2}} + \right. \\
 & \quad \left. + p_2 \frac{\frac{a}{4} + e_y}{\sqrt{\left(\frac{a}{4} + e_y\right)^2 + e_{2x}^2}} + p_2 \frac{\frac{a}{4} - e_y}{\sqrt{\left(\frac{a}{4} - e_y\right)^2 + e_{2x}^2}} \right) = 0
 \end{aligned}$$

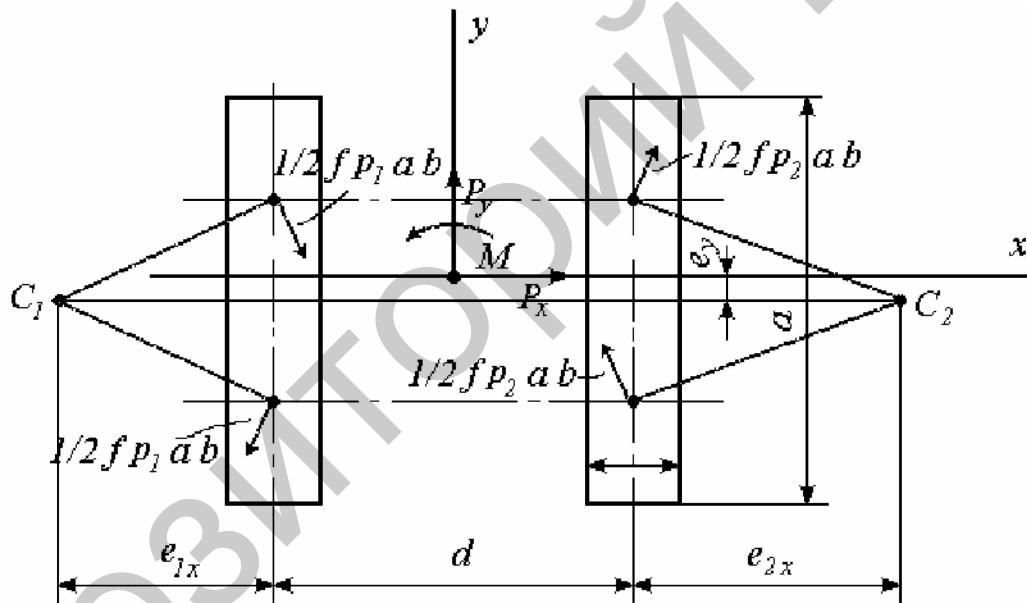


Рис. 2.4. К составлению уравнений равновесия гусеничного хода при повороте

При составлении уравнений (2.10) внешние силы приведены к началу координат и выражены составляющими P_x и P_y главного вектора и главным моментом M . Распределенные силы трения опорных ветвей гусениц о поверхность грунта приведены к центрам

середин опорных площадей гусеничных лент, т.е. заменены сосредоточенными.

Вследствие нелинейности уравнений (2.10) точные значения смещений e_{1x} , e_{2x} , e_y найти можно только в некоторых частных случаях [2]. Поэтому для их нахождения обычно пользуются приближенными способами. При сравнительно небольших значениях силы P и момента M смещения e_{1x} , e_{2x} , e_y можно определить по формулам:

$$e_{1x} = \frac{a^2}{8d} + \frac{\sqrt{(4d^2 + a^2)^3}}{32fpd^3b} \cdot \left[\frac{P_y}{2} - \frac{fa^2b(p_1 - p_2)}{2\sqrt{4d^2 + a^2}} - \frac{4dM}{4d^2 + a^2} \right];$$

$$e_{2x} = \frac{a^2}{8d} + \frac{\sqrt{(4d^2 + a^2)^3}}{32fpd^3b} \cdot \left[-\frac{P_y}{2} + \frac{fa^2b(p_1 - p_2)}{2\sqrt{4d^2 + a^2}} - \frac{4dM}{4d^2 + a^2} \right];$$

$$e_y = \frac{P_x \sqrt{16d^2 + a^2}}{16pbd}. \quad (2.11)$$

Более удобно и правильно вычислять e_{1x} , e_{2x} и e_y по специальной программе, имеющейся в составе ПО кафедры «Горные машины» и реализующей метод скорейшего спуска решения систем нелинейных уравнений.

Исходные данные для работы программы, включающие конструктивные параметры a , b , d , внешние сдвигающие нагрузки P_x , P_y , M , давления под гусеницами p_1 , p_2 , коэффициент трения между гусеницами и грунтом f , вводятся по запросу программы с клавиатуры. После определения e_{1x} , e_{2x} и e_y целесообразно произвести проверку решения, для чего полученные значения необходимо подставить в уравнения (2.10).

Внешние нагрузки P_x , P_y , M и давления p_1 , p_2 под гусеницами при движении гусеничного хода по горизонтальной плоскости вычисляются (рис. 2.5) с учетом крюковой нагрузки по формулам:

$$P_x = -P_k \sin \gamma;$$

$$P_y = -\mu' ab(p_1 + p_2) - P_k \cos \gamma - mg \sin \varphi;$$

$$M = -P_k \sin \gamma \cdot l_k - \mu' ab(p_2 - p_1) \frac{d}{2} - mg \sin \varphi \cdot x_c; \quad (2.12)$$

$$p_1 = \frac{mg \cos \varphi (d/2 - x_c) + P_k \sin \gamma \cdot z_k}{abd};$$

$$p_2 = \frac{mg \cos \varphi (d/2 + x_c) - P_k \sin \gamma \cdot z_k}{abd},$$

где l_k – расстояние от центра опорной площади до сцепки;

γ – угол между осью Oy и направлением действия крюкового усилия;

z_k – высота сцепки.

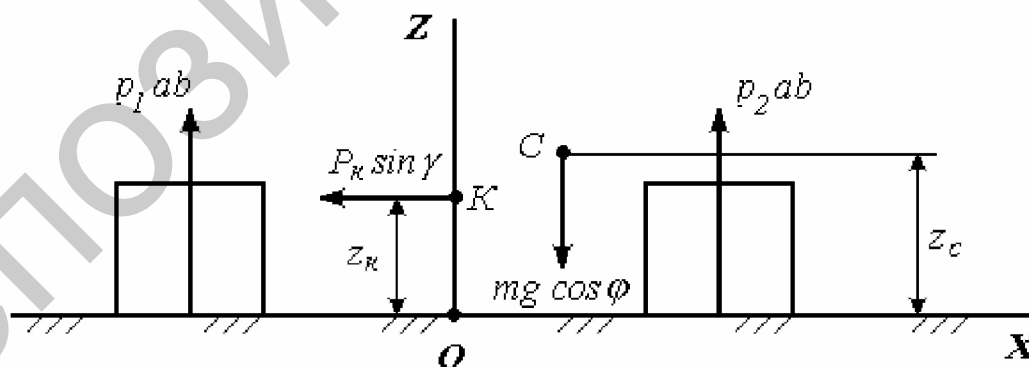


Рис. 2.5. Схема для определения внешних нагрузок и давлений под гусеницами

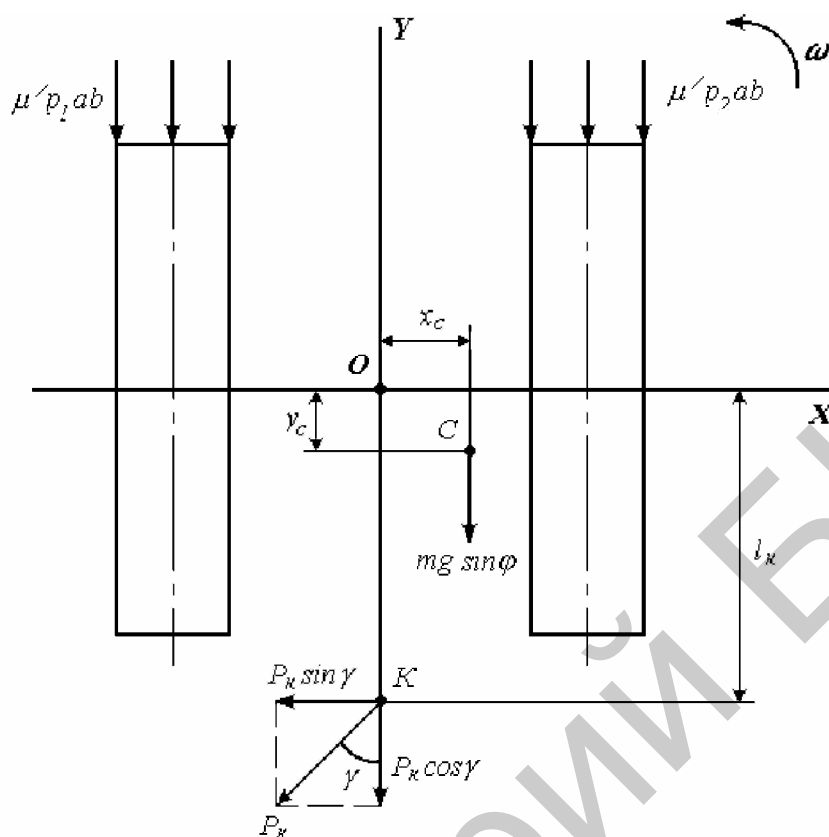


Рис. 2.5. (окончание)

Тяговые усилия гусеничных лент при повороте (рис. 2.6):

$$T_{1T} = T_{1y} + \mu'' p_1 ab + \kappa p_1 ab + \kappa' T_{1a}; \quad (2.13)$$

$$T_{2T} = T_{2y} + \mu'' p_2 ab + \kappa p_2 ab + \kappa' T_{2a},$$

где T_{1y} , T_{2y} – продольные составляющие сил трения между гусеницами и грунтом;

T_{1a} , T_{2a} – арифметические суммы боковых сил, действующих на гусеничные цепи;

κ' – коэффициент сопротивления движению опорных катков по гусеничным цепям за счет действия боковых сил (учитывают поте-

ри на трение между боковыми поверхностями катков и направляющими гусеничными цепей).

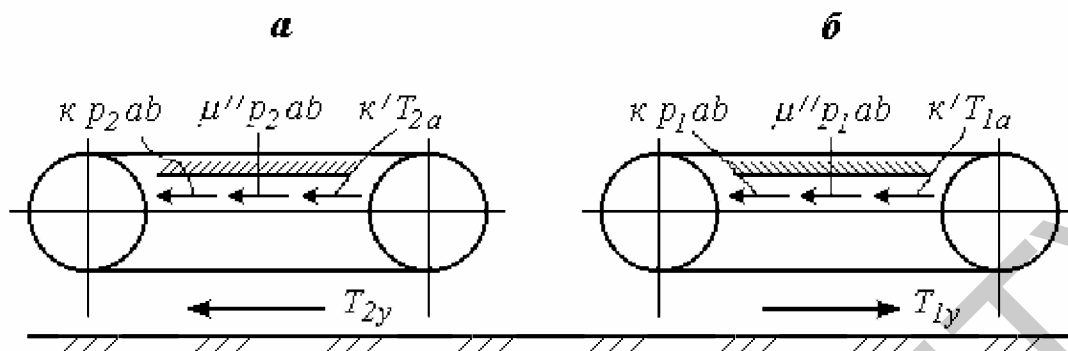


Рис. 2.6. К определению тяговых усилий гусеничных цепей при повороте:
а – забегающая гусеница; б – отстающая гусеница

Продольные составляющие сил трения гусениц о грунт и арифметические суммы боковых сил вычисляются по приближенным формулам:

$$\begin{aligned} T_{1y} &= -\frac{fp_1abe_{1x}}{\sqrt{a^2/16 + e_{1x}^2 + e_y^2}}; & T_{2y} &= \frac{fp_2abe_{2x}}{\sqrt{a^2/16 + e_{2x}^2 + e_y^2}}; \\ T_{1a} &= \frac{fp_1a^2b}{4\sqrt{a^2/16 + e_{1x}^2}}; & T_{2a} &= \frac{fp_2a^2b}{4\sqrt{a^2/16 + e_{2x}^2}}. \end{aligned} \quad (2.14)$$

При положительном значении смещения e_{1x} сила T_{1y} отрицательна. Вследствие этого тяговое усилие отстающей гусеницы также может быть отрицательным. Физически это означает, что отстающая гусеница будет перематываться за счет сил трения, действующих на нее со стороны грунта. В этом случае для выполнения крутых поворотов отстающую гусеницу нужно тормозить.

Мощность, необходимая для выполнения поворота, вычисляется в зависимости от знака T_{1T} . Если $T_{1T} > 0$, то мощность определяется по формуле

$$N = \frac{T_{1T}u_1 + T_{2T}u_2}{1000\eta}. \quad (2.15)$$

Если $T_{1T} < 0$, то

$$N = \frac{T_{2T}u_2}{1000\eta}, \quad (2.17)$$

так как в этом случае отстающая гусеница тормозится и $u_1 = 0$.

Для обеспечения возможности совершения поворота необходимо как и при прямолинейном движении выполнение двух условий. Первое из них выражает достаточность мощности двигателя и заключается в соблюдении соотношений

$$\text{при положительном значении } T_{1T} \quad N_{дв} > \frac{T_{1T}u_1 + T_{2T}u_2}{1000\eta}$$

$$\text{и при отрицательном значении } T_{1T} \quad N_{дв} > \frac{T_{2T}u_2}{1000\eta}$$

Второе условие заключается в достаточности сцепления гусениц с грунтом. Это значит, что продольные составляющие сил трения между гусеницей и грунтом должны быть меньше предельных сил трения. С количественной точки зрения второе условие характеризуется коэффициентом запаса сцепления, под которым понимается отношение предельной силы трения к ее продольной составляющей. Этот коэффициент вычисляется для обеих гусениц:

$$s_1 = \frac{T_{1np}}{|T_{1y}|} = \frac{\sqrt{e_{1x}^2 + e_y^2 + a^2/16}}{e_{1x}}; \quad (2.17)$$

$$s_2 = \frac{T_{2np}}{|T_{2y}|} = \frac{\sqrt{e_{2x}^2 + e_y^2 + a^2/16}}{e_{2x}},$$

где $T_{1np} = fp_1ab$, $T_{2np} = fp_2ab$ – предельные значения сил трения.

Для обеспечения поворота необходимо, чтобы $s_1 > 1$, $s_2 > 1$.

В противном случае наступает полное буксование гусениц и движение прекращается. В том случае когда $T_{1T} < 0$, необходимо знать тормозное усилие, которое нужно приложить к отстающей гусеничной цепи для ее остановки. Это усилие не должно быть меньшим, чем модуль тягового усилия, т.е.

$$T_{1Торм} \geq |T_{1T}| = |T_{1y}\mu''p_1ab + \kappa p_1ab + \kappa'T_{1a}|.$$

2.2. Порядок выполнения расчета

Расчет выполняется в два этапа. Сначала проводится тяговый расчет при движении по прямой. При этом расчете определяется среднее давление машины на грунт:

$$p = \frac{mg}{2ab}$$

и по формулам (2.2)-(2.6) на основании исходных данных (прил. 2) вычисляются силы сопротивления передвижению и суммарное тяговое усилие гусеничных цепей. После этого определяется мощность на передвижение (формула (2.1)). Применяя формулу (2.1), следует помнить, что единицей измерения суммарного тягового усилия и его составляющих служит «Н», а результат вычисления благодаря переводному коэффициенту «1000» получается в «кВт». Так как в исходных данных

к заданию мощность двигателя не установлена, то проверка возможности передвижения производится только по соотношению (2.1).

Тяговый расчет машины при движении на повороте осуществляется в следующей последовательности:

- по формулам (2.12) вычисляются внешние сдвигающие нагрузки P_x , P_y , M и давления p_1 и p_2 под левой и правой гусеницами;
- определяются смещения e_{1x} , e_{2x} , e_y центров вращения опорных ветвей гусеничных цепей (формулы 2.11) (более надежные результаты получаются при использовании программы, имеющейся в каталоге ПО кафедры);

- по выражениям (2.14) находятся значения продольных составляющих T_{1y} , T_{2y} сил трения и арифметические суммы боковых сил T_{1a} и T_{2a} , действующих на гусеницы;

- по формулам (2.13) определяются тяговые усилия T_{1T} , T_{2T} гусеничных цепей.

Дальнейший порядок расчета определяется знаком тягового усилия на отстающей гусенице. Если $T_{1T} > 0$, то радиус и угловая скорость поворота вычисляются по формулам (2.9), а мощность – по формуле (2.15). После этого для проверки возможности совершения поворота определяют коэффициенты запаса сцепления гусениц (формулы (2.17) и на этом расчет заканчивается.

Если $T_{1T} < 0$, то радиус и угловую скорость поворота находят по формулам

$$R = e_{1x} + \frac{d}{2}; \quad \omega = \frac{u_2}{e_{1x} + e_{2x} + d/2},$$

мощность – по формуле (2.16) и заканчивают расчет определением коэффициентов запаса сцепления и тормозного усилия гусеничной цепи отстающей гусеницы.

Как при выполнении тягового расчета при движении по прямой, проверка на достаточность мощности двигателя для совершения поворота не проводится. При использовании ПЭВМ для выполнения расчета смещения центров вращения опорных ветвей гусеничных лент определяются при помощи программы, реализующей метод скорейшего

спуска для решения систем нелинейных уравнений. При этом исходные данные для работы программы готовятся вручную. Также вручную расчет заканчивается, т.е. после нахождения на ПЭВМ смещений центров вращения последующие величины определяются вручную.

Л и т е р а т у р а

1. Подэрни, Р.Ю. Горные машины и комплексы для открытых горных работ. – М.: Недра, 1985. – 544 с.
2. Опейко, Ф.А. Торфяные машины. – Мн.: Вышэйшая школа, 1960. – 408 с.
3. Гуськов, В.В., Опейко, А.Ф. Теория поворота гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1984. – 168 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К СТАТИЧЕСКОМУ РАСЧЕТУ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

Перечень подлежащих определению величин:

- координаты центра масс машины;
- координаты центра давления;
- среднее, максимальное и минимальное давление;
- размеры ядра сечения;
- деформации несущего основания.

Таблица П1.1

Значения исходных данных

№ пп	Наименование	Обозначение	Единица измерения	Значение
1	2	3	4	5
1	Масса гусеничного хода	m_1	кг	
2	Координаты центра масс гусеничного хода	x_1, y_1, z_1	м	
3	Масса двигателя	m_2	кг	
4	Координаты центра масс	x_2, y_2, z_2	м	

	двигателя			
5	Масса металлической конструкции	m_3	кг	
6	Координаты центра масс металлической конструкции	x_3, y_3, z_3	м	
7	Масса ковшовой рамы	m_4	кг	
8	Координаты центра масс ковшовой рамы	x_4, y_4, z_4	м	

Окончание табл. П1.1

1	2	3	4	5
9	Угол продольного крена	φ	град.	
10	Угол поперечного крена	θ	град.	
11	Угол наклона ковшовой рамы	γ	град.	
12	Усилие со стороны массива на ковшовую раму	P	Н	
13	Координаты точки приложения усилия P	y_p, z_p	м	
14	Длина опорной поверхности гусениц	a	м	
15	Ширина гусениц	b	м	
16	Колея гусеничного хода	d	м	
17	Модуль Юнга грунта	E	кПа	

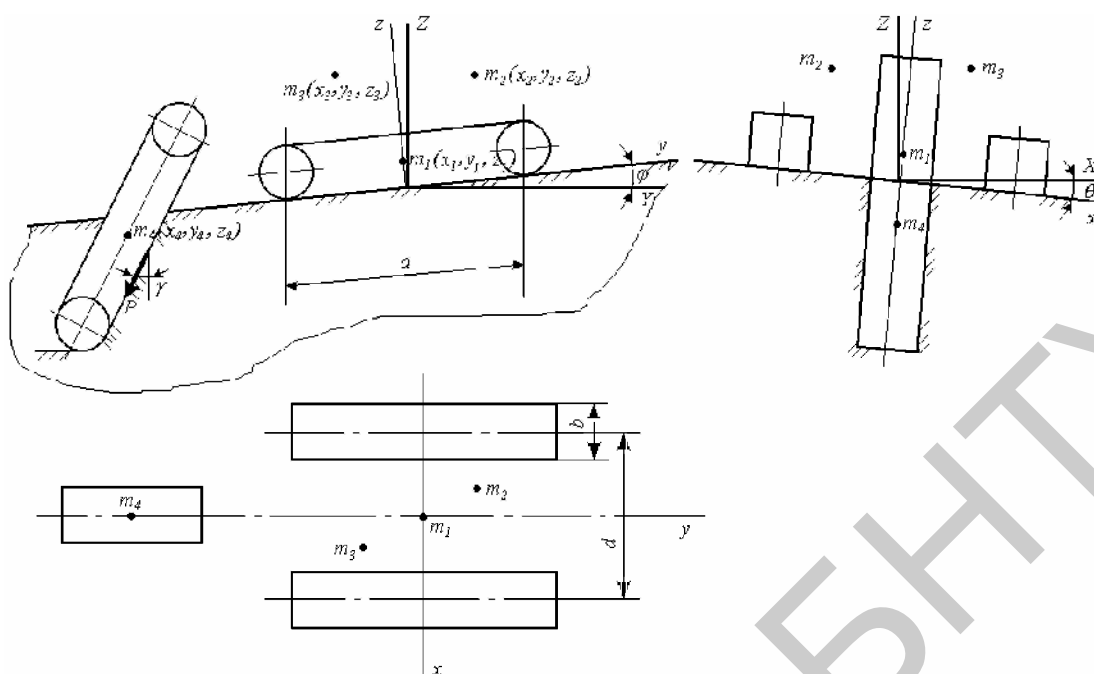


Рис. П1.1 Расчетная схема

Таблица П1.2

Варианты задания № 1

№ пп	Обо- значе- ние	Ед. изме- рения	В а р и а н т						
			1	2	3	4	5	6	7
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	m_1	кг	7000	6500	6750	7500	5500	5000	7200
2	x_1 , y_1 , z_1	м	0,1; 0,3; 0,6	-0,1; 0,4; 0,5	0,2; 0,2; 0,4	-0,2; 0,3; 0,6	0,3; 0,4; 0,5	0,1; 0,4; 0,7	0,3; 0,2; 0,9
3	m_2	кг	3500	3700	3200	3700	3000	2500	3600
4	x_1 , y_1 , z_1	м	-0,3; 1,6; 1,2	-0,2; 1,7; 1,3	0; 1,5; 1,1	-0,2; 1,8; 1,4	0,3; 1,5; 1,2	-0,3; 1,4; 1,4	-0,5; 1,7; 1,3

5	m_3	кг	3200	3500	3300	3600	3000	2800	3500
6	$x_1,$ $y_1,$ z_1	м	-0,2; -0,6; 0,7	0,2; -0,5; 0,7	-0,3; -0,4; 0,6	0,4; -0,4; 0,8	-0,3; 0,4; 1,0	0,4; 0,6; 0,8	-0,3; 0,5; 0,9
7	m_4	кг	3000	2800	2500	3000	2800	2600	3200
8	$x_1,$ $y_1,$ z_1	м	0; -2,6; 0,7	0; -2,4; 0,5	0; -2,5; 0,8	0; -2,7; 0,7	0,3; -2,5; 0,5	0; -2,7; 0,3	0; -2,7; -0,1
9	φ	град.	3	3	2	3	2	3	2
10	θ	град.	2	2	4	1	3	2	2
11	γ	град.	50	45	55	45	50	45	40
12	P	Н	5000	4000	3500	4500	4000	3200	4500
13	$y_p,$ z_p	м	-3,0; -1,0	-2,8; -1,1	-2,7; -1,2	-3,0; -1,5	-2,8; -1,2	-2,9; -1,0	-3,0; -1,2
14	a	м	5,1	5,0	4,8	5,2	4,5	4,8	5,1
15	b	м	0,9	0,8	0,8	0,9	0,8	0,7	0,9
16	d	м	4,1	4,0	3,8	4,2	3,6	3,7	4,0
17	E	кПа	320	300	290	330	360	280	290

Продолжение табл. П1.2

Варианты задания № 1

№ пп	Обо- значе- ние	Ед. изме- рения	В а р и а н т						
			8	9	10	11	12	13	14
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	m_1	кг	7300	5750	5400	7100	7250	4500	4750
2	$x_1,$ $y_1,$ z_1	м	0,4; 0,3; 1,0	-0,3; -0,4; 0,8	0,2; 0,4; 0,8	0,2; 0,4; 0,5	0,3; 0,3; 0,7	0,1; 0,5; 1,1	0,2; 0,5; 0,7
3	m_2	кг	3400	2750	2200	3400	4000	2750	2200
4	$x_1,$ $y_1,$ z_1	м	0,5; 1,4; 1,6	-0,2; 1,5; 1,2	0,3; 1,4; 1,0	-0,3; 1,7; 1,5	-0,5; 1,7; 1,3	0,5; 1,5; 1,4	-0,3; 1,7; 1,4

5	m_3	кг	3300	2500	2300	3000	3500	2500	2300
6	$x_1,$ $y_1,$ z_1	м	0,5; -0,4; 1,2	0,3; 0,5; 0,7	-0,3; -0,4; 0,8	-0,3; -0,6; 0,9	0,5; 0,6; 0,8	-0,4; 0,6; 0,9	-0,3; 0,5; 0,9
7	m_4	кг	3100	2250	2100	3200	3500	2000	2200
8	$x_1,$ $y_1,$ z_1	м	0; -2,8; 0,3	0; -2,5; 0	0; -2,6; 0,6	0; -2,9; 0,3	0; -2,5; 0,2	0; -2,6; 0,8	0; -2,9; -0,4
9	φ	град.	3	2	3	3	3	2	3
10	θ	град.	1	5	2	1	2	4	3
11	γ	град.	50	45	50	55	50	45	50
12	P	Н	5000	3800	3500	4500	5200	3000	2500
13	$y_p,$ z_p	м	-3,2; -1,0	-2,9; -1,4	-2,8; -1,2	-3,2; -1,2	-2,9; -1,2	-2,9; -1,0	-3,1; -1,2
14	a	м	4,9	4,7	4,85	5,2	5,0	4,0	4,2
15	b	м	0,9	0,8	0,8	0,9	0,8	0,7	0,8
16	d	м	3,8	3,9	3,6	4,0	3,8	3,5	3,6
17	E	кПа	310	300	340	310	360	2870	310

Продолжение табл. П1.2

Варианты задания № 1

№ пп	Обо- зна- чение	Ед. изме- нения	В а р и а н т						
			15	16	17	18	19	20	21
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	m_1	кг	7000	6500	6000	5500	5000	7250	4800
2	$x_1,$ y_1, z_1	м	-0,1; 0,4; 0,5	0,2; 0,2; 0,4	-0,2; 0,3; 0,7	0,1; 0,4; 0,67	0,3; 0,2; 0,9	0,2; 0,4; 0,8	0,3; 0,3; 0,7
3	m_2	кг	3200	3600	3000	2800	2500	2750	2500
4	$x_1,$ y_1, z_1	м	-0,2; 1,8; 1,4	0,3; 1,5; 1,2	-0,3; 1,4; 1,4	0,5; 1,4; 1,6	0,5; 1,3; 1,5	0,4; 1,5; 1,5	0,3; 1,47; 1,0
5	m_3	кг	3000	2800	3200	2200	2800	3500	2000

6	x_1, y_1, z_1	м	0,4; 0,6; 0,8	-0,3; 0,5; 0,9	0,5; 0,4; 1,2	0,3; 0,5; 0,7	0,3; 0,5; 0,7	0,4; 0,6; 0,8	-0,3; 0,5; 0,9
7	m_4	кг	3000	3100	2500	2100	2400	2800	2200
8	x_1, y_1, z_1	м	0; -2,8; 0,3	0; -2,5; 0	0; -2,6; 0,6	0; -2,5; 0	0; -2,9; 0,3	0,3; -2,5; 0,5	0; -2,5; -0,3
9	φ	град.	2	3	3	2	3	2	3
10	θ	град.	2	1	2	1	2	1	2
11	γ	град.	50	55	45	40	55	45	50
12	P	Н	4500	5000	4000	3200	4200	5000	2900
13	y_p, z_p	м	-2,9; -1,2	-3,0; -1,2	-3,2; -1,2	-3,0; -1,3	-3,0; -1,1	-2,7; -1,2	-3,0; -1,3
14	a	м	4,0	5,1	4,7	5,1	4,8	5,0	4,0
15	b	м	0,6	0,5	0,7	0,8	0,7	0,9	0,7
16	d	м	3,2	3,5	3,8	4,0	3,5	4,0	3,5
17	E	кПа	300	450	400	350	480	500	3500

ПРИМЕР РАСЧЕТА

1. В соответствии с исходными данными составляем расчетную таблицу (табл. П1.3) и схему точек приложения центров масс составных частей машины (см. рис. П1.1).

Таблица П1.3

Данные для вычисления координат центра $C(x_c, y_c, z_c)$ масс машины

№ п/п	Наименование	Обозначение	Масса m_i , кг	Координаты, м		
				x_i	y_i	z_i
1	Гусеничный ход	m_1	7200	0,4	0,3	1,0
2	Двигатель	m_2	3500	-0,2	1,5	1,3
3	Металлоконструкция	m_3	3400	0,3	-0,5	1,0
4	Ковшовая рама	m_4	3100	0	-2,8	0,4
5	Масса машины	m	17200	0,19	-0,17	0,95

	и координаты центра масс					
--	-----------------------------	--	--	--	--	--

2. Координаты центра $C(x_c, y_c, z_c)$ масс машины (формулы (1.1)):

$$x_c = \frac{\sum_{i=1}^n m_i \cdot x_i}{m} = \frac{7200 \cdot 0,4 + 3500 \cdot (-0,2) + 3400 \cdot 0,3}{17200} = 0,19 \text{ м};$$

$$y_c = \frac{\sum_{i=1}^n m_i \cdot y_i}{m} = \frac{7200 \cdot 0,3 + 3500 \cdot 1,5 + 3400 \cdot (-0,5) + 3100 \cdot (-2,8)}{17200} = -0,17 \text{ м};$$

$$z_c = \frac{\sum_{i=1}^n m_i \cdot z_i}{m} = \frac{7200 \cdot 1 + 3500 \cdot 1,3 + 3400 \cdot 1 + 3100 \cdot 0,4}{17200} = 0,95 \text{ м}.$$

Полученные значения координат точки С записываем в табл. П 3.1 и наносим ее на расчетную схему (рис. П 1.1).

3. Составляем схему к определению координат x_D и y_D центра давления D (рис. 1.2).

4. Проекция силы тяжести mg на оси Ox , Oy , Oz (формулы 1.17):

$$mg_x = mg \sin \theta = 17200 \cdot 9,81 \cdot \sin 1^\circ = 2945 \text{ Н};$$

$$mg_y = -mg \sin \varphi \cos \theta = -17200 \cdot 9,81 \cdot \sin 3^\circ \cdot \cos 1^\circ = -8829 \text{ Н};$$

$$mg_z = -mg \cos \varphi \cos \theta = -17200 \cdot 9,81 \cdot \cos 3^\circ \cdot \cos 1^\circ = -168475 \text{ Н}.$$

5. Проекция усилия P со стороны массива на ковшовую раму:

$$P_z = -P \cdot \cos \gamma = -4000 \cdot \cos 45^\circ = -2828 \text{ Н};$$

$$P_y = -P \cdot \sin \gamma = -4000 \cdot \sin 45^\circ = -2828 \text{ Н};$$

$$P_x = 0.$$

6. Проекция равнодействующей F внешних сил (формулы (1.18)):

$$F_x = mg \sin \theta = 17200 \cdot 9,81 \cdot \sin 1^\circ = 2945 \text{ Н};$$

$$F_y = -mg \sin \varphi \cos \theta - P \sin \gamma = -8829 - 2828 = -11657 \text{ Н};$$

$$F_z = -mg \cos \varphi \cos \theta - P \cos \gamma = -168475 - 2828 = -171303 \text{ Н}.$$

7. Моменты равнодействующей F относительно осей Ox и Oy (формулы (1.19), в которые проекции сил mg и P подставляются со знаком «+», а их координаты – с учетом знака:

$$M_x = mg_z \cdot y_c - mg_y \cdot z_c + P_z \cdot y_p - P_y \cdot z_p = 168475 \cdot (-0,17) -$$

$$- 8829 \cdot 0,95 + 2828 \cdot (-3,0) - 2828 \cdot (-1,2) = -42119 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_y = mg_z \cdot x_c + mg_x \cdot z_c = 168475 \cdot 0,19 + 2945 \cdot 0,95 = 34808 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

8. Координаты центра давления (формулы (1.6)):

$$x_\partial = \frac{M_y}{|F_z|} = \frac{34808}{171303} = 0,20 \text{ м}; \quad y_\partial = \frac{M_x}{|F_z|} = \frac{-42119}{171303} = -0,25 \text{ м}.$$

9. Среднее давление машины на грунт (формула (1.19))

$$p = \frac{|F_z|}{2 a b} = \frac{171303}{2 \cdot 5,3 \cdot 0,9} = 17956 \text{ Па}.$$

10. Моменты сопротивления W_x и W_y опорной площади для двухопорных гусениц, жестко соединенных с рамой машин (формулы (1.11)):

$$W_x = \frac{I_x}{|y_{max}|} = \frac{a^2 b}{3} = \frac{5,3^2 \cdot 0,9}{3} = 8,43 \text{ м}^3;$$

$$W_y = \frac{I_y}{|x_{max}|} = \frac{a \cdot b \cdot (b^2 + 3d^2)}{3 \cdot (d + b)} = \frac{5,3 \cdot 0,9 (0,9^2 + 3 \cdot 4^2)}{3(4 + 0,9)} = 15,84 \text{ м}^3.$$

11. Максимальное и минимальное давления на грунт (формулы (1.10)):

$$p_{max} = \frac{|F_z|}{2 \cdot a \cdot b} + \left| \frac{M_x}{W_x} \right| + \left| \frac{M_y}{W_y} \right| = 17956 + \frac{42119}{8,43} + \frac{34808}{15,84} = 251499 \text{ Па};$$

$$p_{min} = \frac{|F_z|}{2 \cdot a \cdot b} - \left| \frac{M_x}{W_x} \right| - \left| \frac{M_y}{W_y} \right| = 17956 - 4996 - 2197 = 10763 \text{ Па}.$$

12. Размеры ядра сечения соответственно (формулы (1.13)-(1.15)):

$$x_{\partial_{max} \atop min} = \pm \frac{b^2 + 3d^2}{6(d + b)} = \pm \frac{0,9^2 + 3 \cdot 4^2}{6(4 + 0,9)} = \pm 1,66 \text{ м};$$

$$y_{\partial_{max} \atop min} = \pm \frac{a}{6} = \pm \frac{5,3}{6} = \pm 0,88 \text{ м}.$$

13. По вычисленным координатам предельных точек ядра сечения строим ромб, который является ядром сечения двухопорного гусеничного хода, и наносим на полученную схему (см. рис. 1.5) координаты центра давления $D(x_\partial, y_\partial)$.

Если в результате расчетов оказалось, что $p_{min} < 0$, то это означает, что опорная площадь гусениц машины используется для передачи давления на грунт не полностью (см. рис. 1.4) и центр давления расположен за пределами ядра сечения. В рассматриваемом случае $p_{min} > 0$.

14. Средняя, наибольшая и наименьшая деформации грунта (формулы 1.16)):

$$h_{cp} = \sqrt[3]{ab^2} \cdot \frac{p}{E} = \sqrt[3]{5,3 \cdot 0,9^2} \cdot \frac{17956}{420000} = 0,07 \text{ м};$$

$$h_{max} = \sqrt[3]{ab^2} \cdot \frac{p_{max}}{E} = 1,625 \frac{25149}{420000} = 0,097 \text{ м};$$

$$h_{min} = \sqrt[3]{ab^2} \cdot \frac{p_{min}}{E} = 1,625 \frac{10763}{420000} = 0,042 \text{ м}.$$

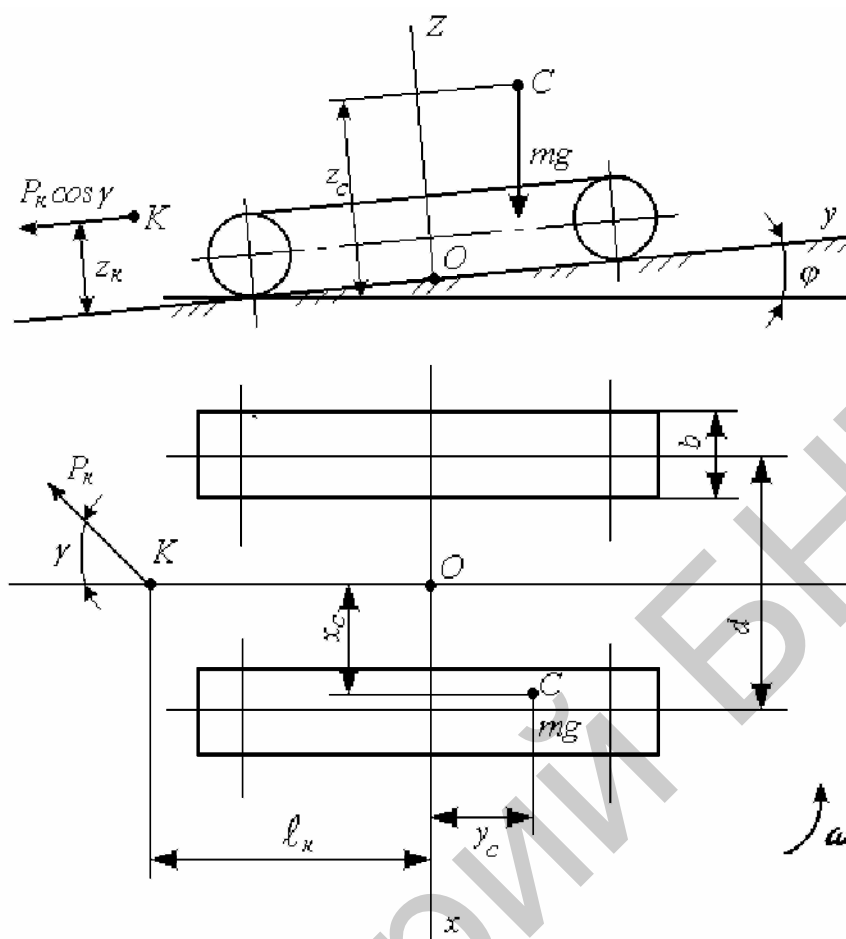
Таким образом, центр масс многоковшового экскаватора расположен в точке С с координатами $x_c = 0,19$ м; $y_c = -0,17$ м и $z_c = 0,95$ м; центр давления D имеет координаты $x_d = 0,20$ м и $y_d = -0,25$ м и не выходит за пределы ядра сечения, ограниченного ромбом с координатами вершин $X_{max} = \pm 1,66$ м и $Y_{max} = \pm 0,88$ м. Наибольшее и наименьшее

давления на грунт соответственно равны $p_{max} = 25,1$ кПа и $p_{min} = 10,7$ кПа, при этом деформации грунта не превышают допустимой и составляют $h_{max} = 0,097$ м, $h_{min} = 0,042$ м и $h_{cp} = 0,07$ м.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К ТЯГОВОМУ РАСЧЕТУ ГОРНОЙ МАШИНЫ

Расчетная схема



Перечень подлежащих определению величин:

- мощность для передвижения по прямой;
- сдвигающие силы и давления под гусеницами;
- координаты центров вращения опорных ветвей гусеничных цепей;
- тяговые усилия гусеничных цепей;
- радиус и угловая скорость поворота;
- мощность для совершения поворота и коэффициенты запаса сцепления гусениц.

Таблица П 2.1

Значения исходных данных

№	Наименование	Обозначение	Единица	Значения
---	--------------	-------------	---------	----------

пп		ние	измерения	
1	2	3	4	5
1	Масса машины	m	кг	
2	Длина опорной площади гусеницы	a	м	
3	Ширина гусеницы	b	м	
4	Коэффициент сопротивления мятию грунта	μ	-	
5	Коэффициент сопротивления движению опорных катков	K	-	
6	Крюковое усилие	P_k	Н	
7	Угол продольного крена	φ	град.	
8	Коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс при разгоне	c_1	-	
9	Кинематическая скорость движения по прямой	ϑ_0	м/с	
10	Коэффициент буксования	ε	-	
11	Время разгона	t	-	
12	Коэффициент полезного действия	η	-	
13	Коэффициент трения между гусеницами и грунтом	f	-	

Окончание табл. П 2.1

1	2	3	4	5
14	Часть коэффициента сопротивления мятию, соответствующая внешним силам	μ'	-	
15	Поперечная база (колея) гусеничного хода	d	м	
16	Абсцисса центра масс машины	x_c	м	
17	Угол между P_k и осью Oy	γ	град.	
18	Высота сцепки	z_k	м	
19	Расстояние от центра гусеничного хода до сцепки	l_k	м	
20	Коэффициент сопротивления движению опорных катков от действия боковых сил	k'	-	

21	Скорость забегающей гусеницы	$u_2 = \vartheta_0$	м/с
22	Скорость отстающей гусеницы	u_1	м/с

Репозиторий БНТУ

ПРИМЕР РАСЧЕТА

Значения исходных данных в приводимом примере определены непосредственно в самом расчете

МОЩНОСТЬ ДЛЯ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ ГУСЕНИЧНОГО ХОДА ПО ПРЯМОЙ

1. Среднее давление машины на грунт

$$p = \frac{m g}{2 a b} = \frac{7920 \cdot 9,81}{2 \cdot 2,9 \cdot 0,67} = 19994 \text{ Па} \cong 20 \text{ кПа}.$$

2. Сопротивление мятию грунта (формула 2.2)

$$P_1 = 2\mu \cdot p \cdot a \cdot b = 2 \cdot 0,1 \cdot 20000 \cdot 2,9 \cdot 0,67 = 7772 \text{ Н}.$$

3. Сопротивление движению опорных катков по гусеничным цепям

$$P_2 = 2k \cdot p \cdot a \cdot b = 2 \cdot 0,05 \cdot 20000 \cdot 2,9 \cdot 0,67 = 3886 \text{ Н}.$$

4. Крюковое усилие

$$P_3 = P_k = 1900 \text{ Н}.$$

5. Горизонтальная составляющая силы тяжести при движении машины в гору (формула (2.5))

$$P_4 = mg \sin \varphi = 7920 \cdot 9,81 \sin 3^\circ = 4066 \text{ Н}.$$

6. Сопротивление движению, обусловленное силами инерции при разгоне (трогании с места) машины (формула (2.6)):

$$P_5 = c_1 \cdot m_1 \frac{\vartheta_o(1 - \varepsilon)}{t} = 1,1 \cdot 7920 \frac{1,36(1 - 0,05)}{10} = 1126 \text{ Н}.$$

7. Суммарное сопротивление передвижению гусеничного хода по прямой

$$T_{тяг} = \sum_{i=1}^5 P_i = 7772 + 3886 + 1900 + 4066 + 1126 = 18750 \text{ Н}.$$

8. Мощность для движения машины по прямой (формула (2.1))

$$N = \frac{T_{тяг} \cdot \vartheta_o}{1000\eta} = \frac{18750 \cdot 1,36}{1000 \cdot 0,85} = 30 \text{ кВт}.$$

9. Проверка запаса сцепления гусениц с грунтом (формула (2.7)):

$$2f \cdot p \cdot a \cdot b > 2\mu' \cdot p \cdot a \cdot b + P_k + m \cdot g \cdot \sin \varphi + c_1 \cdot m \frac{\vartheta}{t},$$

$$2 \cdot 0,6 \cdot 20000 \cdot 2,9 \cdot 0,67 = 46632 \text{ Н},$$

$$2 \cdot 0,07 \cdot 20000 \cdot 0,9 \cdot 0,67 + 19000 + 4066 + 1126 = 29632 \text{ Н}.$$

Запас сцепления достаточный.

ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ МАШИНЫ ПРИ ДВИЖЕНИИ НА ПОВОРОТЕ

1. Среднее давление на грунт отстающей гусеницы (формула (2.12))

$$p_1 = \frac{mg \left(\frac{d}{2} - x_c \right) \cos \varphi + P_k \cdot z_k \cdot \sin \gamma}{a b d} =$$

$$= \frac{7920 \cdot 9,81 \left(\frac{1,78}{2} - 0,14 \right) + 1900 \cdot 0,4 \cdot \sin 30^\circ}{2,9 \cdot 0,67 \cdot 1,78} = 16958 \text{ Па}$$

$$(\cos \varphi = \cos 3^\circ \cong 1).$$

2. Среднее давление на грунт забегающей гусеницы

$$p_2 = \frac{mg \left(\frac{d}{2} + x_c \right) \cos \varphi - P_k \cdot z_k \sin \gamma}{a b d} =$$

$$= \frac{7920 \cdot 9,81 \left(\frac{1,78}{2} + 0,14 \right) - 380}{2,9 \cdot 0,67 \cdot 1,78} = 23030 \text{ Па.}$$

Проверка среднего давления машины на грунт:

$$p = \frac{p_1 + p_2}{2} = 19993 \text{ Па} \cong 20 \text{ кПа.}$$

3. Составляющие главного вектора внешних сил:

$$P_x = -P_k \sin \gamma = -1900 \cdot \sin 30^\circ = -950 \text{ Н};$$

$$P_y = -\mu' a b (p_1 + p_2) - P_k \cos \gamma - mg \sin \varphi =$$

$$= -0,07 \cdot 2,9 \cdot 0,67 (16958 + 23030) - 1900 \cdot \cos 30^\circ - 7920 \cdot 9,81 \cdot \sin 3^\circ =$$

$$= -11150 \text{ Н.}$$

4. Главный момент внешних сил

$$M = -P_k \cdot l_k \cdot \sin \gamma - \mu' a b (p_2 - p_1) \frac{d}{2} - mg \sin \varphi \cdot x_c =$$

$$= -1900 \cdot 2,1 \cdot \sin 30^\circ - 0,07 \cdot 2,9 \cdot 0,67 (23030 - 16958) \cdot \frac{1,78}{2} -$$

$$- 7920 \cdot 9,8 \cdot \sin 3^\circ \cdot 0,4 = -4360 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

5. Смещение центров вращения опорных ветвей гусеничных лент
Здесь смещения центров вращения определяются по приближенным формулам, так как сила P_y сравнительно невелика. Более точные значения могут быть получены при расчете на ПЭВМ.

$$\begin{aligned}
 e_{1x} &= \frac{a^2}{8d} + \frac{\sqrt{(4d^2 + a^2)^3}}{32 f p d^3 b} \cdot \left(\frac{P_y}{2} - \frac{f a^2 b (p_1 - p_2)}{2\sqrt{4d^2 + a^2}} - \frac{4 M d}{4d^2 + a^2} \right) = \\
 &= \frac{2,9^2}{8 \cdot 1,78} - \frac{\sqrt{(4 \cdot 1,78^2 + 2,9^2)^3}}{32 \cdot 0,6 \cdot 20000 \cdot 1,78^3 \cdot 0,67} \cdot \\
 &\cdot \left(\frac{-11150}{2} - \frac{0,6 \cdot 2,9^2 \cdot 0,67 (16958 - 23030)}{2\sqrt{4 \cdot 1,78^2 + 2,9^2}} + \frac{4 \cdot 4360 \cdot 1,78}{4 \cdot 1,78^2 + 2,9^2} \right) = \\
 &= 0,59 + 0,000067 (-5575 + 2236 + 1472) = 0,47 \text{ м.}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 e_{2x} &= \frac{a^2}{8d} + \frac{\sqrt{(4d^2 + a^2)^3}}{32 f p d^3 b} \cdot \left(-\frac{P_y}{2} + \frac{f a^2 b (p_1 - p_2)}{2\sqrt{4d^2 + a^2}} - \frac{4 M d}{4d^2 + a^2} \right) = \\
 &= \frac{2,9^2}{8 \cdot 1,78} + \frac{\sqrt{(4 \cdot 1,78^2 + 2,9^2)^3}}{32 \cdot 0,6 \cdot 20000 \cdot 1,78^3 \cdot 0,67} \cdot \\
 &\cdot \left(\frac{11150}{2} + \frac{0,6 \cdot 2,9^2 \cdot 0,67 (16958 - 23030)}{2\sqrt{4 \cdot 1,78^2 + 2,9^2}} + \frac{4 \cdot 4360 \cdot 1,78}{4 \cdot 1,78^2 + 2,9^2} \right) = \\
 &= 0,59 + 0,000067 \cdot (5575 - 2236 + 1472) = 0,91 \text{ м.}
 \end{aligned}$$

$$e_y = \frac{P_x \cdot \sqrt{4d^2 + a^2}}{16 P \cdot b \cdot d} = -\frac{950 \cdot \sqrt{4 \cdot 1,78^2 + 2,9^2}}{16 \cdot 20000 \cdot 0,67 \cdot 1,78} = -0,01 \text{ м.}$$

Величиной e_y вследствие ее малости далее пренебрегаем.

6. Продольные составляющие сил трения

$$T_{1y} = -\frac{f p_1 a b e_{1x}}{\sqrt{e_{1x}^2 + \frac{a^2}{16}}} = 0,6 \cdot 16958 \cdot 2,9 \cdot 0,67 \cdot \frac{0,47}{\sqrt{0,47^2 + \frac{2,9^2}{16}}} = -9164 \text{ Н.}$$

$$T_{2y} = f p_2 a b \cdot \frac{e_{2x}}{\sqrt{e_{2x}^2 + \frac{a^2}{16}}} = 0,6 \cdot 23030 \cdot 2,9 \cdot 0,67 \cdot \frac{0,91}{\sqrt{0,91^2 + \frac{2,9^2}{16}}} = 21060 \text{ Н.}$$

7. Арифметические суммы боковых сил

$$T_{1a} = \frac{1}{4} f p_1 a^2 b \frac{1}{\sqrt{e_{1x}^2 + \frac{a^2}{16}}} =$$

$$= \frac{1}{4} 0,6 \cdot 16958 \cdot 2,9^2 \cdot 0,67 \cdot \frac{1}{\sqrt{0,47^2 + \frac{2,9^2}{16}}} = 16590 \text{ Н.}$$

$$T_{2a} = \frac{1}{4} f p_2 a^2 b \frac{1}{\sqrt{e_{2x}^2 + \frac{a^2}{16}}} =$$

$$= \frac{1}{4} 0,6 \cdot 23030 \cdot 2,9^2 \cdot 0,67 \cdot \frac{1}{\sqrt{0,91^2 + \frac{2,9^2}{16}}} = 16730 \text{ Н.}$$

8. Тяговые усилия гусеничных лент

$$\begin{aligned}
 T_{1T} &= T_{1y} + \mu'' p_1 a b + \kappa p_1 a b + \kappa' T_{1a} = \\
 &= -9164 + 0,03 \cdot 16958 \cdot 2,9 \cdot 0,67 + 0,05 \cdot 16958 \cdot 2,9 \cdot 0,67 + 0,03 \cdot 16590 = \\
 &= -6030 \text{ Н}.
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 T_{2T} &= T_{2y} + \mu'' p_2 a b + \kappa p_2 a b + \kappa' T_{2a} = \\
 &= 21060 + 0,03 \cdot 23030 \cdot 2,9 \cdot 0,67 + 0,05 \cdot 23030 \cdot 2,9 \cdot 0,67 + 0,03 \cdot 16730 = \\
 &= 23800 \text{ Н}.
 \end{aligned}$$

9. Радиус и угловая скорость поворота

$$\begin{aligned}
 R &= e_{1x} + \frac{d}{2} = 0,47 + \frac{1,78}{2} = 1,36 \text{ м}; \\
 \omega &= \frac{u_2}{e_{1x} + e_{2x} + d} = \frac{1,36}{0,47 + 0,91 + 1,78} = 0,43 \text{ с}^{-1}.
 \end{aligned}$$

10. Мощность на поворот

$$N = \frac{T_{2T} \cdot u_2}{1000 \eta} = \frac{23860 \cdot 1,36}{1000 \cdot 0,85} = 38,1 \text{ кВт}.$$

11. Тормозное усилие гусеничной цепи

$$T_{\text{Торм}} \geq |T_{1\text{ТЯГ}}| = 6030 \text{ Н}.$$

12. Коэффициент запаса сцепления забегающей гусеницы

$$m_2 = \frac{T_{2cy\max}}{T_{2cy}} = \frac{\sqrt{e_{2x}^2 + a^2/16}}{e_{2x}} = \frac{\sqrt{1,91^2 + \frac{2,9^2}{16}}}{0,91} = 1,28 > 1.$$

СОДЕРЖАНИЕ

В в е д е н и е.	3
Тема 1. СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ГОРНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ	
МАШИНЫ.	3
1.1. Обоснование расчетных зависимостей.	3
1.2. Порядок выполнения расчета.	16
Тема 2. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ГОРНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ	
МАШИНЫ.	18
2.1. Основные расчетные зависимости.	18
2.2. Порядок выполнения расчета.	31
Литература.	32
ПРИЛОЖЕНИЯ.	33
Приложение 1. Исходные данные к статическому расчету	
гусеничной машины	33
Пример расчета.	38
Приложение 2. Исходные данные к тяговому расчету горной	
машины.	42
Пример расчета.	48

Учебное издание

КАЗАЧЕНКО Георгий Васильевич
КИСЛОВ Николай Владимирович

СТАТИЧЕСКИЙ И ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ
ГОРНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

Учебное пособие
по дисциплинам
«Машины и комплексы открытых горных работ»
и «Горные машины»

Редактор Т.Н. Микулик

Компьютерная верстка Е.А. Занкевич

Подписано в печать 21.03.2005.

Формат 60x84 1/16. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 3,2. Уч.-изд. л. 2,5. Тираж 300. Заказ 26.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0056957 от 01.04.2004.

220013, Минск, проспект Ф.Скорины, 65.