ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР ПО СТАНДАРТАМ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

НАДЕЖНОСТЬ В ТЕХНИКЕ. ОЦЕНКА ПАРАМЕТРОВ БЕЗОПАСНОСТИ КОЛЕСНЫХ И ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН ПО ОПРОКИДЫВАНИЮ. ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИНАМИЧЕСКОЙ И СТАТИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ

РД 50-233—81

Цена 30 коп.

Москва
ИЗДАТЕЛЬСТВО СТАНДАРТОВ
1981

gost.e-ecolog.ru

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР ПО СТАНДАРТАМ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

НАДЕЖНОСТЬ В ТЕХНИКЕ. ОЦЕНКА ПАРАМЕТРОВ БЕЗОПАСНОСТИ КОЛЕСНЫХ И ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН ПО ОПРОКИДЫВАНИЮ. ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИНАМИЧЕСКОЙ И СТАТИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ

РД 50-233—81

МОСКВА—1981

РАЗРАБОТАНЫ Институтом повышения квалификации руководящих работников и специалистов Минстройдормаша (ИПК)

Директор К. В. Степанян
Руководитель и исполнитель темы Л. А. Гоберман

Всесоюзным научно-исследовательским институтом строительного и дорожного машиностроения (ВНИИСТРОЙДОРМАШ)

Директор В. А. Бауман

ИСПОЛНИТЕЛИ:

А. А. Яркин, Г. В. Забегалов, Г. Л. Ратнер

Всесоюзным научно-исследовательским институтом по нормализации в машиностроении (ВНИИНМАШ)

Директор В. Ф. Курочкин
Исполнитель С. В. Крейтер

ВНЕСЕНЫ Всесоюзным научно-исследовательским институтом по нормализации в машиностроении (ВНИИНМАШ)

Директор В. Ф. Курочкин

УТВЕРЖДЕНЫ И ВВЕДЕНЫ В ДЕЙСТВИЕ Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 28 января 1981 г. № 269

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Надежность в технике. Оценка параметров безопасности колесных и гусеничных машин по опрокидыванию. Характеристики динамической и статической устойчивости

РД 50-233—81

Введены впервые

Утверждены Постановлением Госстандарта от 28 января 1981 г. № 269, срок введения установлен с 1 января 1982 г.

По данным Всемирной организации здравоохранения несчастные случаи из-за опрокидывания колесных и гусеничных машин занимают сейчас одно из первых мест по числу и тяжести аварий, происходящих с этими машинами. В связи с этим, в последние годы во многих странах мира приняты национальные законы по защите экипажей, механиков-водителей и операторов при опрокидывании колесных и гусеничных машин.

Решение проблемы повышения безопасности этих машин как существенной составной части их надежности идет по двум основным направлениям. Первое — решает задачи повышения устойчивости машин против опрокидывания или, иначе, повышения их активной безопасности, второе — решает задачи, связанные с разработкой систем защиты операторов при опрокидывании машин и относится к области их пассивной безопасности. И та и другая группа задач, решая одну и ту же проблему надежности в системе человек-машина-среда, тесно связаны между собой, хотя в методологическом отношении каждая из них имеет свои особенности.

В настоящих методических указаниях, прошедших проверку в лабораторных и производственных условиях ИПК, ВНИИСТРОЙДОРМАШ и др. организациях, изложены вопросы расчета устойчивости машин против опрокидывания и определения основных характеристик систем пассивной безопасности машин. По каждому разделу даны краткие теоретические сведения и методические указания по порядку проведения расчетов, наиболее сложные из них иллюстрируются числовыми примерами.

Основное внимание в методических указаниях уделяется вопросам, не нашедшим достаточного освещения в специальной и справочной литературе и встречающим наибольшие трудности у специалистов, работающих в области проектирования и эксплуатации машин.

© Издательство стандартов, 1981

В методических указаниях расчет параметров статической устойчивости ограничивается рассмотрением колесных шарнирно-сочлененных машин. В то же время при расчете машины с шарнирно-сочлененной рамой путем конструктивных и кинематических преобразований нетрудно перейти к любым другим схемам ходового оборудования машин, используя для этого аналогичные подходы к расчету устойчивости.

В методических указаниях нашли дальнейшее развитие принципы оценки динамической устойчивости колесных и гусеничных машин, что позволяет значительно повысить эффективность их использования в различных отраслях народного хозяйства.

Кроме того в методических указаниях даются расчеты основных характеристик систем защиты операторов при опрокидывании машин, что обеспечивает совместное решение защиты и устойчивости и дает возможность комплексно оценить безопасность колесных и гусеничных машин по опрокидыванию и найти оптимальные пути для решения проблемы в целом.

Проект методических указаний рассматривался и опробировался головными научно-исследовательскими и проектными организациями Минстройдормаша, Минавтопрома, а также предприятиями ряда отраслей и в целом получил положительную оценку.

Внедрение методических указаний в практику проведения расчетов машин-орудий и специальных машин на колесной и гусеничной базе на опрокидывание как существенной составной части надежности системы человек-машина-среда позволит значительно сократить сроки проектирования в их расчетной части и обеспечить повышение качества названных машин.

Широкое опробирование методических указаний в НИИ и КБ в процессе проведения расчетов при проектировании машин-орудий и специальных машин на колесной и гусеничной базе, а также материалы статистики по испытанию этих машин позволят в дальнейшем перейти к стандартизации основных принципов расчета машин на опрокидывание для различных ситуаций их эксплуатации.

1. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ СТАТИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ

1.1. Характеристики статической устойчивости

1.1.1. Предельные возможности машин по устойчивости против опрокидывания, определяющие их несущую способность, оцениваются:

моментом устойчивости $M_{уст}$ горизонтально установленной машины, равным произведению силы тяжести (веса) на плечо этой силы относительно оси опрокидывания;

углом устойчивости $\alpha_{уст}$, соответствующим предельному наклону опорной площадки, на которой может стоять машина не опрокидываясь;

максимальной статической нагрузкой $P_{опр}$ на рабочем оборудовании, расположенном вне опорного контура машины, превышение которой вызывает опрокидывание машины.

Между указанными характеристиками имеют место следующие соотношения:

$$\operatorname{tg}\alpha_{уст}=\frac{M_{уст}}{Gh_c}=\frac{l_c}{h_c}\ ; \tag{1}$$

$$P_{опр}=\frac{M_{уст}}{l_0}\ ; \tag{2}$$

$$M_{уст}=Gl_c, \tag{3}$$

где G — сила тяжести (вес);

l_c — плечо силы G относительно оси опрокидывания;

h_c — высота точки приложения силы G над опорной площадкой (или над плоскостью опорного контура);

l_0 — плечо силы $P_{опр}$ относительно оси опрокидывания.

1.1.2. Устойчивость машин, установленных на наклонной площадке, определяется:

моментом запаса устойчивости $M_{зап}$;

углом запаса устойчивости $\alpha_{зап}$.

Момент запаса устойчивости

$$M_{зап}=M_{уст}\cdot\cos\alpha-Gh_c\sin\alpha. \tag{4}$$

Угол запаса устойчивости

$$\operatorname{tg}\alpha_{зап}=\operatorname{tg}(\alpha_{уст}-\alpha)=\frac{M_{зап}}{Gh_c}\cdot\frac{\cos\alpha_{уст}}{\cos(\alpha_{уст}-\alpha)}\ , \tag{5}$$

где α — угол наклона опорной площадки, на которой установлена машина.

1.1.3. Разность между предельной устойчивостью машины и фактическим запасом ее устойчивости на наклонной площадке определяет величину «потерянной устойчивости», определяемой по формулам:

$$\alpha=\alpha_{уст}-\alpha_{зап}; \tag{6}$$

$$M_\alpha=M_{уст}-M_{зап}=M_{уст}\frac{\sin\alpha_{уст}-\sin(\alpha_{уст}-\alpha)}{\sin\alpha_{уст}}\ ; \tag{7}$$

$$\Delta P_{опр}=P_{опр}-Q, \tag{8}$$

где Q — фактическая нагрузка (соответствующая установленной грузоподъемности) на рабочем оборудовании машины, действующая на том же плече относительно оси опрокидывания, что и сила $P_{опр}$.

1.1.4. Угол крена, обусловленный деформацией основания (грунта) и упругих опор машины определяется по формуле

$$\alpha_п=\frac{G\cos\alpha}{C_1Z}-\frac{M_{зап}}{Z^2}\cdot\frac{C_1+C_2}{C_1\cdot C_2}\ , \tag{9}$$

где Z — величина, соответствующая базе ходовой части машины при определении продольного крена и колее ходовой части при определении поперечного крена;

C_1 — жесткость опор машины или приведенная жесткость основания (грунта) и опор, находящихся со стороны оси опрокидывания;

C_2 — жесткость опор машины или приведенная жесткость основания и опор, внешних по отношению к оси опрокидывания.

При $C_1 = C_2 = C$

$$\alpha_{\text{п}} = \frac{G\cos\alpha}{CZ} - \frac{2M_{\text{зац}}}{CZ^2}\,. \tag{10}$$

1.1.5. Для пневмоколесных машин приведенная жесткость системы «шины-грунт» определяется соотношением

$$C = \frac{C_{\text{ш}}}{1+\frac{C_{\text{ш}}}{C_{\text{гр}}}}\,, \tag{11}$$

где $C_{\text{ш}}$ — радиальная жесткость шин;

$C_{\text{гр}}$ — условная жесткость грунта, контактирующегося с пневматиком.

При отсутствии экспериментальных данных значения $C_{\text{ш}}$ и $C_{\text{гр}}$ вычисляются по формулам

$$C_{\text{ш}} = \xi_1 p\sqrt{\frac{D_к b}{1+p}}\,; \tag{12}$$

$$C_{\text{гр}} = \xi_2\sqrt{\frac{G_к D_к b^2}{(1+p)\cdot k^2}}\,, \tag{13}$$

где $D_к$ и b — соответственно диаметр и ширина профиля шины, см;

P — давление воздуха в шине, ати;

$G_к$ — вертикальная нагрузка, передаваемая через пневматик, кг;

ξ_1 — коэффициент, зависящий, в основном, от конструкции шин. Для шин типа 15,00—20 $\xi_1 = 6{,}5$;

ξ_2 — коэффициент, зависящий в основном от профиля рисунка протектора шины; в среднем $\xi_2 = 1{,}5$;

k — коэффициент, зависящий от физико-механических свойств основания (грунта), см³/кг.

При расчетах следует пользоваться следующими средними значениями коэффициента $к$:

сухая грунтовая дорога	0,025;
стерня, луг	0,22—0,25;
залежь	0,55—0,60;
свежевспаханное поле	
песок влажный	1,30—1,40;
песок сухой	3,30—3,50;
болотистый грунт	8,0—10,0;
слабоуплотненный снежный покров . . .	2,20—5,40

1.1.6. Условная жесткость грунта, контактирующегося с гусеничным движителем, определяется по формуле

$$C_{гр}=2\frac{b_{гус}l_к n_к}{k}\ ; \qquad (14)$$

где $n_к$ — число опорных катков движителя на сторону;

$b_{гус}$ — ширина гусеницы, см;

$l_к$ — длина активного участка гусеницы под каждым опорным катком, см.

В зависимости от шага $t_{зв}$ гусеничной цепи и коэффициента k длина активного участка гусеницы принимается равной

h, см³/кг	0,20—0,70	1,0—5,0	свыше 5,0
$l_к$, см	$t_{зв}$	$2t_{зв}$	$3t_{зв}$

1.2. Расчет предельных характеристик устойчивости машин с шарнирно-сочлененной рамой

1.2.1. При соединении мостов и осей с корпусом или ходовой рамой машины с помощью горизонтального шарнира (балансира), допускающего их качание в вертикальной поперечной плоскости, либо при балансирном соединении секций несущей рамы в шарнирно-сочлененных машинах каждая часть машины — балансирная, несущая ось горизонтального шарнира, и небалансирная, несущая корпус этого шарнира, имеют свой опорный контур. После блокировки (замыкания) балансира обе части машины имеют общий опорный контур.

1.2.2. Расчет боковой устойчивости машин, ходовая часть которых имеет балансирно соединенные элементы, ведется раздельно для балансирной и небалансирной частей по условию первичного опрокидывания, то есть до момента замыкания балансира. При этом устойчивость машины в целом лимитируется той ее частью, которая имеет меньшую устойчивость.

Для машин с балансирным мостом боковая устойчивость лимитируется устойчивостью небалансирной части, то есть устойчивостью машины без балансирного моста.

1.2.3. Конфигурация опорных контуров шарнирно-сочлененных машин зависит также от угла складывания β_0.

При балансирном соединении секций между собой или при балансирном соединении с рамой одного из мостов опорные контуры этих машин при $0<\beta_0<90°$ представляют собой:

для балансирной части — равнобедренный треугольник с вершиной в точке пересечения продолжения оси балансира с вертикальной плоскостью, проходящей через ось колес небалансирной

части, и с основанием, проходящим через центры площадок контакта колес балансирной части машины (ΔАДБ на рис. 1,*а* или ΔВДГ на рис. 1,*б*);

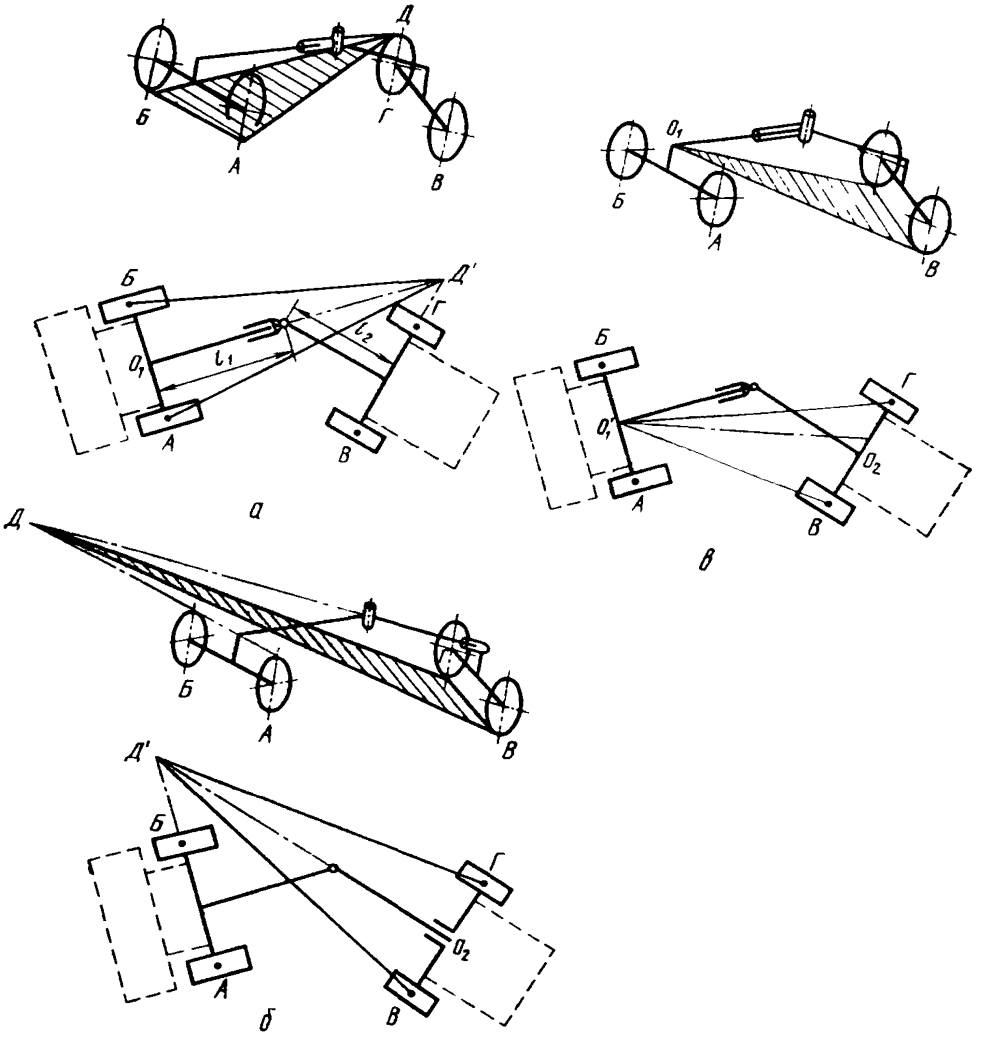


Рис. 1

для небалансирной части — неправильный треугольник с вершиной в точке пересечения оси балансира с вертикальной плоскостью, проходящей через ось колес балансирной части, и с основанием, проходящим через центры площадок контакта колес небалансирной части машины (Δ $BO_1Г$ на рис. 1,*в*).

Боковые стороны указанных опорных контуров соответствуют осям бокового опрокидывания балансирной и небалансирной частей шарнирно-сочлененной машины.

1.3. Последовательность расчета

Заданными являются: массы и координаты центров масс балансирной и небалансирной частей машины; высота балансира над опорной плоскостью; длины секций ходовой рамы; колея ходовой части; угол складывания ходовой рамы; угол наклона опорной плоскости; грунтовой фон; жесткость шин (рессор) либо давление воздуха в шинах; положение оси опрокидывания.

Расчет устойчивости для каждой части машины ведется в следующей последовательности:

1) в зависимости от положения и угла складывания рамы

2) по формулам (11)—(13) определяется приведенная жест- (рис. 2) по табл. 1—4 определяются основные геометрические параметры опорного контура;

кость системы «шины (рессоры)-грунт»;

3) по формулам (9) или (10) определяется угол крена $\alpha_п$ машины, обусловленный деформацией опор и грунта;

4) по значению угла α наклона опорной плоскости вычисляются углы φ_1 и φ_2 (либо угол φ) — табл. 1—4 — и затем по соответствующему алгоритму (табл. 6, 8, 11 или 12) определяется угол запаса устойчивости $\alpha_{зап}$;

5) окончательное значение угла запаса устойчивости определяется как разность между значениями углов $\alpha_{зап}$ и $\alpha_п$.

Примечание. В целях некоторого упрощения расчетов может быть принята такая последовательность определения угла $\alpha_{зап}$:

по соответствующим алгоритмам (табл. 5, 7, 9, 10, 13—17) вычисляется угол устойчивости машины $\alpha_{уст}$, установленной на горизонтальной площадке, а затем по разности ($\alpha_{уст}$—α—$\alpha_п$) определяется угол запаса устойчивости $\alpha_{зап}$.

1.4. Особенности алгоритмов расчета предельных характеристик устойчивости машин с шарнирно-сочлененной рамой

В основу построенных алгоритмов положен метод приведения действующих на машину сил к вертикальным плоскостям, проходящим соответственно через переднюю и заднюю оси машин. При этом принимается, что линия, соединяющая точки приложения составляющих сил, в горизонтальной плоскости проходит через центр масс соответствующей части (балансирной или небалансирной) машины и вершину треугольника ее опорного контура.

Применение этого метода позволило учесть взаимное влияние параметров балансирной и небалансирной частей машины на их устойчивость против опрокидывания.

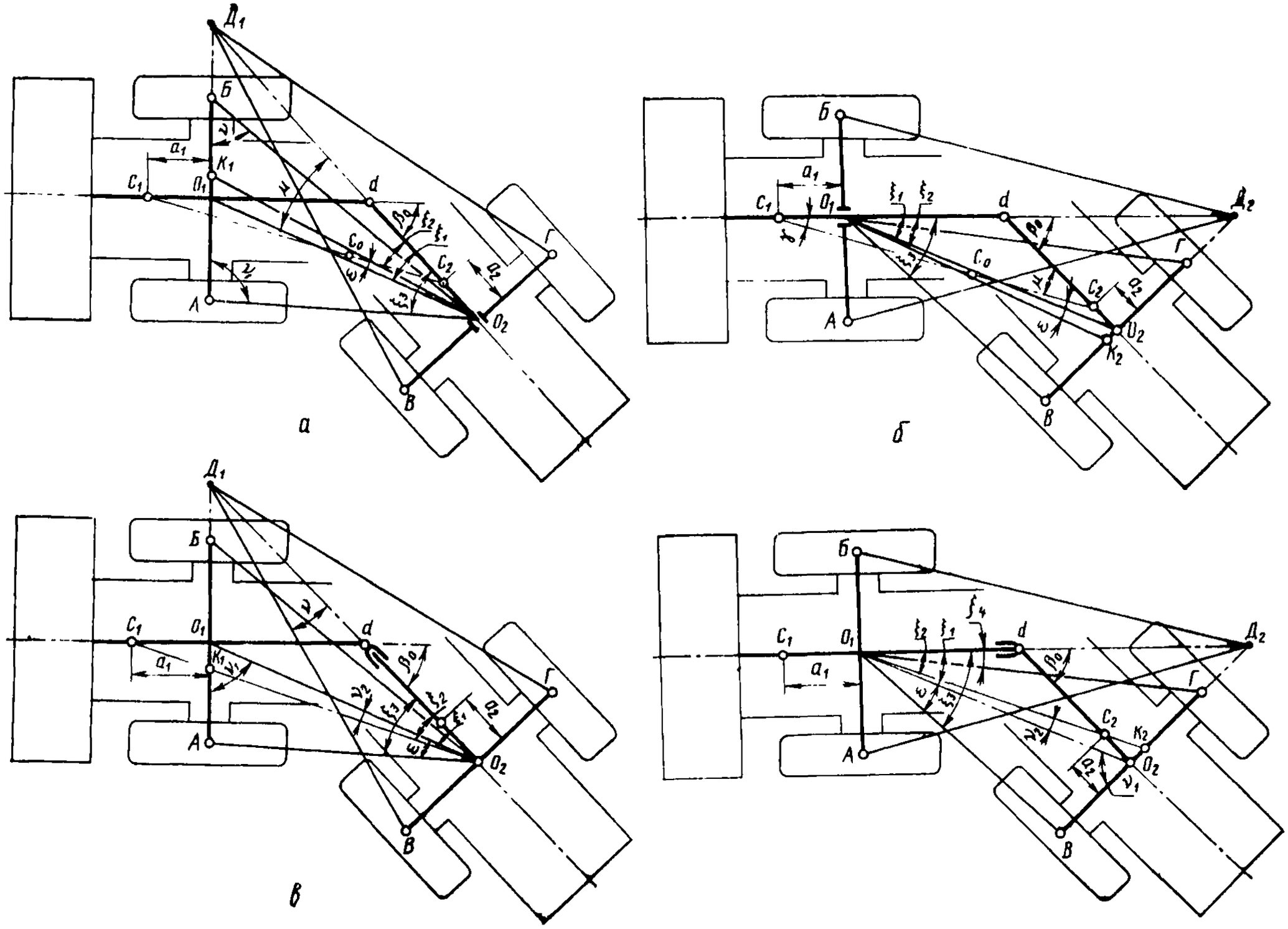


Рис. 2

Таблица 1

Основные геометрические соотношения для опорных контуров колесных машин с шарнирно-сочлененной рамой и грузовой балансирной частью (рис. 2, г)

Параметр	Формула
Приведенная база балансирной (грузовой) части машины $O_1Д_2=Z_1$	$l_1+\frac{l_2}{\cos\beta_0}$
Приведенная база небалансирной (моторной) части машины $O_1K_2=Z_2$	$\left[l_1+(l_2-a_2)\cos\beta_0+a_2\frac{\cos\xi_2}{\sin(\nu_1-\nu_2)}\right]\frac{1}{\cos\xi_2}$
Угол ξ_1 между осями $O_1Д_2$ и O_1O_2	$\operatorname{arctg}\frac{l_2\sin\beta_0}{l_1+l_2\cos\beta_0}$
Угол ξ_2 между осями $O_1Д_2$ и O_1K_2	$\operatorname{arctg}\frac{(l_2-a_2)\sin\beta_0}{l_1+(l_2-a_2)\cos\beta_0}$
Угол ξ_3 между осями $O_1Д_2$ и $O_1Г$	$\operatorname{arctg}\frac{l_2\sin\beta_0+b\cos\beta_0}{l_2\cos\beta_0+l_1-b\sin\beta_0}$
Угол ξ_4 между осями $O_1Д_2$ и $O_1Г$	$\operatorname{arctg}\frac{l_2\sin\beta_0-b\cos\beta_0}{l_2\cos\beta_0+l_1+b\sin\beta_0}$
Угол ε между осями O_1O_2 и O_1B	$\xi_3-\xi_1$
Угол ν_1 между осями O_1O_2 и $BГ$	$\operatorname{arc}\sin\frac{\sqrt{l_1^2+l_2^2+b^2+2l_1(l_2\cos\beta_0-b\sin\beta_0)}}{b}\cdot\sin\varepsilon$
Угол ν_2 между осями O_1K_2 и O_1O_2	$\xi_1-\xi_2$
Угол φ_2 наклона продольной оси небалансирной части машины к горизонту	$\operatorname{arctg}(\operatorname{tg}\alpha\cdot\sin(\xi_3-\xi_2))$
Угол φ_1 наклона продольной оси балансирной части машины к горизонту	$\operatorname{arctg}(\operatorname{tg}\alpha\cdot\sin\xi_3)$
Угол φ_3 наклона моста небалансирной части машины	$\operatorname{arctg}(\operatorname{tg}\alpha\cdot\cos(\xi_3-\beta_0))$

Таблица 2

Основные геометрические соотношения для опорных контуров колесных машин с шарнирно-сочлененной рамой и грузовой небалансирной частью (рис. 2, в)

Параметр	Формула
Приведенная база небалансирной (грузовой) части машины $K_1O_2=Z_1$	$\frac{(l_1+a_1)\sin\beta_0}{\sin\xi_2}-\frac{a_1}{\sin(\nu_1-\nu_2)}$
Приведенная база балансирной (моторной) части машины $Д_1O_2=Z_2$	$l_1+\frac{l_2}{\cos\beta_0}$
Угол ξ_1 между осями $Д_1O_2$ и O_1O_2	$\operatorname{arctg}\frac{l_1\sin\beta_0}{l_1\cos\beta_0+l_2}$
Угол ξ_2 между осями $Д_1O_2$ и K_1O_2	$\operatorname{arctg}\frac{(l_1+a_1)\sin\beta_0}{(l_1+a_1)\cos\beta_0+l_2}$
Угол ξ_3 между осями $Д_1O_2$ и O_2A	$\operatorname{arctg}\frac{l_1\sin\beta_0+b\cos\beta_0}{l_2+l_1\cos\beta_0-b\sin\beta_0}$
Угол ε между осями O_1O_2 и O_2A	$\xi_3-\xi_1$
Угол ν_1 между осями O_1O_2 и O_1A	$\operatorname{arc}\sin\frac{l_1\sin\beta_0+b\cos\beta_0}{b}\cdot\frac{\sin\varepsilon}{\sin\xi_3}$
Угол ν_2 между осями O_1O_2 и K_1O_2	$\xi_2-\xi_1$
Угол ν между осями $Д_1O_2$ и $Д_1B$	$\operatorname{arctg}\frac{b}{Z_2}$
Угол наклона продольной оси небалансирной части машины φ_1	$\operatorname{arctg}(\operatorname{tg}\alpha\cdot\sin(\nu+\xi_1))$
Угол наклона продольной оси балансирной части машины φ_2 к горизонту	$\operatorname{arctg}(\operatorname{tg}\alpha\cdot\sin\nu)$

Таблица 3

Основные геометрические соотношения для опорных контуров колесных машин с шарнирно-сочлененной рамой и балансирным мостом моторной части (рис. 2, а)

Параметр	Формула
Приведенная база небалансирной части машины $K_1O_2=Z_1$	$\frac{l_1}{\cos(\beta_0-\xi_2)}-\frac{2l_2\sin\xi_2}{\sin 2(\beta_0-\xi_2)}+\frac{l_2\sin\beta_0}{\sin(\beta_0-\xi_2)}$
Приведенная база балансирной части машины $Д_1O_2=Z_2$	$l_2+\frac{l_1}{\cos\beta_0}$
Расстояние между центрами масс грузовой и моторной частей (без балансирного моста) машины (C_1C_2)	$\sqrt{(l_1+a_1)^2\sin^2\beta_0+[(l_1+a_1)\cos\beta_0+(l_2-a_2)]^2}$
Угол μ между осями C_1C_2 и O_2d	$\arcsin\frac{l_1+a_1}{(C_1C_2)}\sin\beta_0$
Угол ε между осями C_1C_2 и K_1O_2	$\operatorname{arctg}\frac{a_2\sin\mu}{(C_0C_2)+a_2\cos\mu}$; $(C_0C_2)=(C_1C_2)\frac{G_1}{G_1+G_2'}$ G_1 — сила тяжести (вес) грузовой части машины G_2' — сила тяжести (вес) моторной части машины без балансирного моста
Угол ξ_1 между осями O_2d и O_2O_1	$\operatorname{arctg}\frac{l_1\sin\beta_0}{l_2+l_1\cos\beta_0}$
Угол ξ_2 между осями O_2d и O_2K_1	$\mu-\varepsilon$
Угол ξ_3 между осями O_2d и O_2A	$\operatorname{arctg}\frac{l_1\sin\beta_0+b\cos\beta_0}{l_2+l_1\cos\beta_0-b\sin\beta_0}$
Угол ν_1 между осями $АБ$ и AO_2	$\arcsin\left[\frac{Z_1}{(AK_1)}\sin(\xi_3-\xi_2)\right]$; $(AK_1)=$ $=\frac{l_2\sin\xi_2}{\cos(\beta_0-\xi_2)}+b-l_1\operatorname{tg}(\beta_0-\xi_2)$
Угол ν между осями $АБ$ и $БO_2$	$180°-(\xi_3-\xi_2+\nu_1)$

Параметр	Формула
Угол φ между осью K_1O_2 и горизонталью	$\operatorname{arctg}(\operatorname{tg}\alpha\cdot\sin(\xi_3-\xi_2))$
Угол φ_3 наклона оси $АБ$ к горизонту	$\operatorname{arctg}(\operatorname{tg}\alpha\cdot\sin(\xi_2-\xi_2+\nu))$

Таблица 4

Основные геометрические соотношения для опорных контуров колесных машин с шарнирно-сочлененной рамой и балансирным мостом грузовой части (рис. 2, б)

Параметр	Формула
Приведенная база балансирной части машины $Z_1=O_1Д_2$	$l_1+\frac{l_2}{\cos\beta_0}$
Приведенная база небалансирной части машины $Z_2=O_1K_2$	$a_1\cdot\frac{\sin\gamma}{\sin\varepsilon}+(C_0C_2)\left[\frac{\sin\mu}{\sin(\mu-\varepsilon)}-\frac{2\sin\varepsilon}{\sin2(\mu-\varepsilon)}\right]+\frac{d_2}{\cos(\mu-\varepsilon)}$
Расстояние между центрами масс грузовой (без балансирного моста) и моторной частей машины (C_1C_2)	$\sqrt{(l_2-a_2)^2\sin^2\beta_0+[(l_1+a_1)+(l_2-a_2)\cos\beta_0]^2}$
Угол μ между осями O_2d и C_1C_2	$\arcsin\frac{l_1+a_1}{(C_1C_2)}\sin\beta_0$
Угол γ между осями C_1d и C_1C_2	$\beta_0-\mu$
Угол ε между осями C_1C_2 и O_1K_2	$\operatorname{arctg}\frac{a_1\sin\gamma}{(C_1C_0)-a_1\cos\gamma}$; $(C_1C_0)=(C_1C_2)\frac{G_2}{G_1'+G_2}$ G_1' — сила тяжести (вес) грузовой части машины без балансирного моста G_2 — сила тяжести (вес) моторной части машины
Угол ξ_1 между осями O_1d и O_1O_2	$\operatorname{arctg}\frac{l_2\sin\beta_0}{l_1+l_2\cos\beta_0}$

Продолжение табл. 4

Параметр	Формула
Угол ξ_2 между осями O_1d и O_1K_2	$\beta_0-\mu+\varepsilon$
Угол ξ_3 между осями O_1d и O_1B	$\operatorname{arctg}\dfrac{l_2\sin\beta_0+b\cos\beta_0}{l_1+l_2\cos\beta_0-b\sin\beta_0}$
Угол ν_1 между осями $B\Gamma$ и BO_1	$\arcsin\left[\dfrac{Z_2}{(BK_2)}\sin(\xi_3-\xi_2)\right];$ $(BK_2)=b-(C_0C_2)\dfrac{\sin\varepsilon}{\cos(\mu-\varepsilon)}+a_2\operatorname{tg}(\mu-\varepsilon);$ $(C_0C_2)=(C_1C_2)\dfrac{G_1'}{G_1'+G_2}$
Угол ν_2 между осями $B\Gamma$ и K_2O_1	$180^\circ-(\xi_3-\xi_2+\nu_1)$
Угол φ наклона оси K_2O_1 к горизонту	$\operatorname{arctg}(\operatorname{tg}\alpha\cdot\sin(\xi_3-\xi_2))$.

Таблица 5

Расчет статической боковой устойчивости моторной небалансирной части колесных машин с шарнирно-сочлененной рамой, установленных на горизонтальной площадке (ось опрокидывания O_1B, рис. 2, г)

Определяемая величина	Обозначение	Расчетные зависимости
1. Сила тяжести (вес) грузовой части машины, приведенный к точке $Д_2$ ее опорного контура	G_{12}	$-G_1\dfrac{a_1}{Z_1}$
2. Сила тяжести (вес) моторной части машины, приведенный к точке K_2 ее опорного контура	G_{22}	$G_2\dfrac{Z_2-a_2}{Z_2}$
3. Высотная координата точки приложения силы G_{22}	h_{22}	$(h_2-h_6)\dfrac{Z_2}{Z_2-a_2}+h_6$
4. Результирующая приведенных сил G_{12} и G_{22}	R_2	$G_{22}+G_{12}$
5. Расстояние между точками приложения сил G_{12} и G_{22}	d	$l_2\operatorname{tg}\beta_0-a_2\operatorname{ctg}(\nu_1-\nu_2)$

Продолжение табл. 5

Определяемая величина	Обозначение	Расчетные зависимости
6. Расстояние между точками приложения сил G_{22} и R_2	s	$\frac{G_{12}}{R_2}d$
7. Высотная координата точки приложения силы	h_s'	$(h_{22}-h_6)\left(1+\frac{s}{d}\right)+h_6$
8. Расстояние проекции точки приложения силы на плоскость опорного контура небалансирной части машины от оси опрокидывания	e_s	$Z_2\left[1-\frac{s}{b+a_2\operatorname{ctg}(\nu_1-\nu_2)}\right]\sin(\xi_3-\xi_2)$
9. Угол статической боковой устойчивости небалансирной части машины	$\alpha_{уст}$	$\operatorname{arctg}\frac{e_s}{h_s}$

Примечание. В табл. 5—12: h_6 — высота балансира над опорной плоскостью; h_1 — высотная координата центра масс грузовой части машины; h_2 — высотная координата центра масс моторной части машины.

Схема приложения сил — на рис. 3.

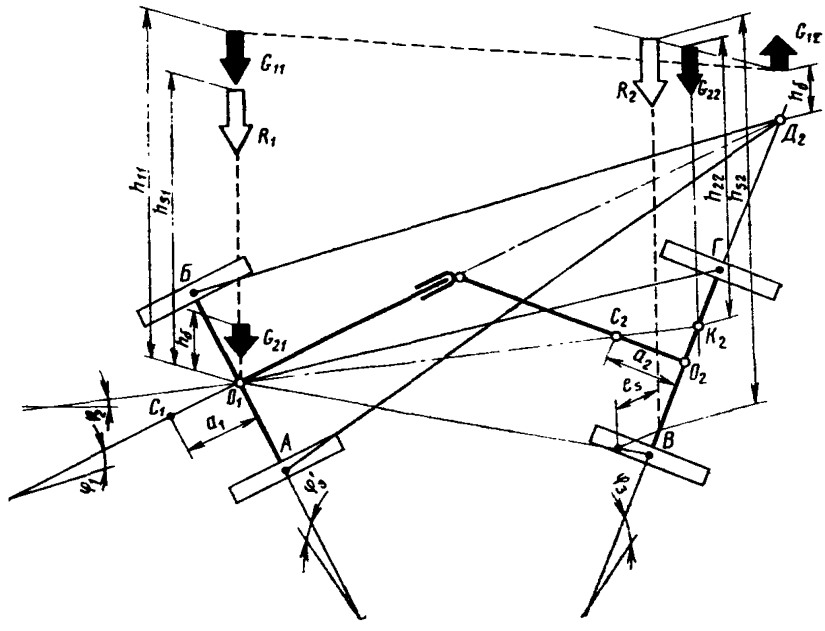


Рис. 3

Таблица 6

Расчет статической боковой устойчивости моторной небалансирной части колесных машин с шарнирно-сочлененной рамой, установленных на наклонной площадке (ось опрокидывания O_1B, рис. 2, г)

Определяемая величина	Обозначение	Расчетные зависимости
1. Сила тяжести (вес) грузовой части машины, приведенный к точке $Д_2$ ее опорного контура	G_{12}	$G_1 \frac{a_1+(h_{11}-h_1)\operatorname{tg}\varphi_1}{Z_1+(h_{11}-h_6)\operatorname{tg}\varphi_1}$
2. Сила тяжести (вес) моторной части машины, приведенный к точке K_2 ее опорного контура	G_{22}	$G_2 \frac{(Z_2-a_2)+(h_2-h_6)\operatorname{tg}\varphi_2}{Z_2+(h_{22}-h_6)\operatorname{tg}\varphi_2}$
3. Высотная координата точки приложения силы G_{11}	h_{11}	$(h_1-h_6)\frac{Z_1}{Z_1+a_1}+h_6$
Высотная координата точки приложения силы G_{22}	h_{22}	$(h_2-h_6)\frac{Z_2}{Z_2-a_2}+h_6$
4. Результирующая приведенных сил G_{12} и G_{22}	R_2	$(G_{12}+G_{22})\cos\varphi_3$
5. Расстояние между точками приложения сил G_{12} и G_{22}	d	$l_2\operatorname{tg}\beta_0-a_2\operatorname{ctg}(\nu_1-\nu_2)$
6. Расстояние между точками приложения сил G_{22} и R_2	s	$\frac{G_{12}\cos\varphi_3}{R_2}d$
7. Высотная координата точки приложения силы R_2	h_s	$(h_{22}-h_6)\frac{d+s}{d}+h_6$
8. Расстояние проекции точки приложения силы R_2 на плоскость опорного контура небалансирной части машины от оси опрокидывания	e_s	$Z_2\left[1-\frac{s+h_s\operatorname{tg}\varphi_3}{b+a_2\operatorname{ctg}(\nu_1-\nu_2)}\right]\cdot\sin(\xi_3-\xi_2)$
9. Угол статической боковой устойчивости небалансирной части машины	$d_{зап}$	$\operatorname{arctg}\frac{e_s}{h_s}$

Примечание. Геометрические параметры опорного контура определяются по формулам, приведенным в табл. 1.

Таблица 7

Расчет статической боковой устойчивости грузовой балансирной части машин с шарнирно-сочлененной рамой, установленных на горизонтальной площадке (ось опрокидывания $АД_2$, рис. 2, г)

Определяемая величина	Обозначение	Расчетные зависимости
1. Сила тяжести (вес) грузовой части машины, приведенный к точке O_1 ее опорного контура	G_{11}	$G_1 \frac{Z_1+a_1}{Z_1}$
2. Сила тяжести (вес) моторной части машины, приведенный к точке O_1 ее опорного контура	G_{21}	$G_2 \frac{a_2}{Z_2}$
3. Высотная координата точки приложения силы G_{11}	h_{11}	$(h_1-h_6) \frac{Z_1}{Z_1+a_1}+h_6$
4. Результирующая приведенных сил G_{11} и G_{21}	R_1	$G_{11}+G_{21}$
5. Высотная координата точки приложения силы R_1	h_s	$\frac{G_{11}h_{11}+G_{21}h_6}{R_1}$
6. Расстояние проекции точки приложения силы R_1 на плоскость опорного контура балансирной части до оси опрокидывания $АД_2$	e_s	$\frac{0,5BZ_1}{\sqrt{Z_1^2+0,25B^2}}$
7. Угол статической боковой устойчивости балансирной части машины	$\alpha_{уст}$	$\operatorname{arctg} \frac{e_s}{h_s}$

Таблица 8

Расчет статической боковой устойчивости грузовой балансирной части колесных машин с шарнирно-сочлененной рамой, установленных на наклонной площадке (ось опрокидывания $АД_2$, рис. 2, г)

Определяемая величина	Обозначение	Расчетная зависимость
1. Сила тяжести (вес) грузовой части машины, приведенный к точке O_1 ее опорного контура	G_{11}	$G_1 \frac{(Z_1+a_1)+(h_1-h_5)\operatorname{tg}\varphi_1}{Z_1+(h_{11}-h_5)\operatorname{tg}\varphi_1}$

Продолжение табл. 8

Определяемая величина	Обозначение	Расчетная зависимость
2. Сила тяжести (вес) моторной части машины, приведенный к точке O_1 ее опорного контура	G_{21}	$G_2 \frac{a_2+(h_{22}-h_2)\operatorname{tg}\varphi_2}{Z_2+(h_{22}-h_6)\operatorname{tg}\varphi_2}$
3. Высотная координата точки приложения силы G_{11}	h_{11}	$(h_1-h_6)\frac{Z_1}{Z_1+a_1}+h_6$
Высотная координата точки приложения силы G_{22}	h_{22}	$(h_2-h_6)\frac{Z_2}{Z_2-a_2}+h_6$
4. Результирующая приведенных сил G_{11} и G_{21}	R_1	$(G_{11}+G_{21})\cos\varphi_3'$
5. Высотная координата точки приложения силы R_1	h_s	$\frac{(G_{11}h_{11}+G_{21}h_6)\cos\varphi_3'}{R_1}$
6. Расстояние проекции точки приложения силы R_1 на плоскость опорного контура балансирной части машины до оси опрокидывания	e_s	$\frac{0{,}5BZ_1}{\sqrt{Z_1^2+0{,}25B^2}}$
7. Угол запаса статической боковой устойчивости балансирной части машины	$\alpha_{зап}$	$\operatorname{arctg}\frac{e_s}{h_s}$

Примечания:

1. Геометрические параметры опорного контура определяются по табл. 1.
2. При угле наклона опорной площадки $\alpha=0$ углы $\varphi_1=\varphi_2=\varphi_3'=0$.
3. G_{22} — сила тяжести (вес) моторной части, приведенная к точке K_2 ее опорного контура.

Таблица 9

Расчет статической боковой устойчивости моторной балансирной части колесных машин с шарнирно-сочлененной рамой, установленных на горизонтальной площадке (ось опрокидывания $ВД_1$ рис. 2, в)

Определяемая величина	Обозначение	Расчетные зависимости
1. Сила тяжести (вес) грузовой части машины, приведенный к точке O_2 опорного контура	G_{12}	$-G_1\frac{a_1}{Z_1}$

Продолжение табл. 7

Определяемая величина	Обозначение	Расчетные зависимости
2. Сила тяжести (вес) моторной части машины, приведенный к точке O_2 опорного контура	G_{22}	$G_2\left(1-\frac{a_2}{Z_2}\right)$
3. Высотная координата точки приложения силы G_{22}	h_{22}	$(h_2-h_6)\frac{Z_2}{Z_2-a_2}$
4. Результирующая приведенных сил G_{22} и G_{12}	R_2	$G_{22}-G_{12}$
5. Высотная координата точки приложения силы R_2	h_s	$\frac{G_{22}h_{22}-G_{12}h_6}{G_{22}-G_{12}}$
6. Расстояние проекции точки приложения силы R_2 на плоскость опорного контура балансирной части машины до оси опрокидывания $ВД_1$	e_s	$Z_2\sin\nu$
7. Угол статической боковой устойчивости балансирной части машины	$\alpha_{уст}$	$\operatorname{arctg}\frac{e_s}{h_s}$

Примечание. Геометрические параметры опорного контура определяются по табл. 2.

Таблица 10

Расчет статической боковой устойчивости грузовой небалансирной части колесных машин с шарнирно-сочлененной рамой, установленной на горизонтальной площадке (ось опрокидывания $АО_2$ рис. 2, в)

Определяемая величина	Обозначение	Расчетная зависимость
1. Сила тяжести (вес) грузовой части машины, приведенный к точке $К_1$ опорного контура	G_{11}	$G_1\frac{Z_1+a_1}{Z_1}$
2. Сила тяжести (вес) моторной части машины, приведенный к точке $Д_1$ опорного контура	G_{21}	$G_2\frac{a_2}{Z_2}$

Продолжение табл. 10

Определяемая величина	Обозначение	Расчетные зависимости
3. Расстояние между точками приложения сил G_{11} и G_{21}	d	$l_1 \operatorname{tg} \beta_0 + a_1 \operatorname{ctg}(\nu_1 - \nu_2)$
4. Результирующая сил G_{11} и G_{21}	R_1	$G_{11} + G_{21}$
5. Расстояние между точками приложения сил R_1 и G_{11}	s	$\frac{G_{21}}{G_{11} + G_{21}} \cdot d$
6. Высотная координата точки приложения силы R_1	h_s	$(h_{11} - h_6)\frac{d - s}{d} + h_6$
7. Расстояние проекции точки приложения силы R_1 на плоскость опорного контура небалансирной части до оси опрокидывания AO_2	e_s	$Z_1 \left[1 + \frac{s}{b - a_1 \operatorname{ctg}(\nu_1 - \nu_2)} \right] \cdot \sin(\xi_3 - \xi_3)$
8. Угол статической боковой устойчивости небалансирной части машины	$\alpha_{уст}$	$\operatorname{arctg} \frac{e_s}{h_s}$

Примечание. Геометрические параметры опорного контура определяются по формулам табл. 2.

Таблица 11

Расчет статической боковой устойчивости колесных машин с шарнирно-сочлененной рамой и балансирным мостом грузовой части, установленных на наклонной площадке (ось опрокидывания O_1B, рис. 2, б)

Определяемая величина	Обозначение	Расчетные зависимости
1. Высотная координата центра масс небалансирной части машины	$h_{нб}$	$\frac{G_1' h_1' + G_2 h_2}{G_1' + G_2}$

Продолжение табл. 11

Определяемая величина	Обозначение	Расчетные зависимости
		h_1' — высотная координата центра масс грузовой части машины без балансирного моста h_2 — высотная координата центра масс моторной части машины
2. Высотная координата точки приложения силы $G_{нб}=G_1'+G_2$, приведенной к точке K_2 опорного контура	h_s	$(h_{нб}-h_б)\cdot\frac{Z_2\sin\varepsilon}{a_1\sin\gamma}+h_б$; $h_б$ — высота балансира
3. Расстояние проекции точки приложения приведенного веса (массы) небалансирной части на плоскость опорного контура до оси опрокидывания O_1B	e_s	$Z_2\left(1-\frac{h_s}{K_2B}\operatorname{tg}\varphi_3\right)\cdot\sin(\xi_3-\xi_2)$
4. Угол запаса статической боковой устойчивости небалансирной части машины	$\alpha_{зап}$	$\operatorname{arctg}\frac{e_s}{h_s}$

Примечания:

1. При угле наклона опорной площадки $\alpha=0$ следует принять $\varphi_3=0$.
2. Геометрические параметры опорного контура определяются по формулам табл. 4.
3. $K_2B=b-(C_0C_2)\frac{\sin\varepsilon}{\cos(\mu-\varepsilon)}+a_2\operatorname{tg}(\mu-\varepsilon)$.

Таблица 12

Расчет статической боковой устойчивости колесных шарнирно-сочлененных машин с балансирным мостом моторной части, установленных на наклонной площадке (ось опрокидывания AO_2 рис. 2, а)

Определяемая величина	Обозначение	Расчетные зависимости
1. Высотная координата центра масс небалансирной части машины	$h_{нб}$	$\frac{G_1 h_1 + G_2' h_2'}{G_1 + G_2'}$; h_1 — высотная координата центра масс грузовой части машины; h_2' — высотная координата центра масс моторной части машины без балансирного моста
2. Высотная координата точки приложения силы $G_{но} = G_1 + G_2'$, приведенной к точке K_1 опорного контура	h_s	$(h_{нб} - h_б) \cdot \frac{Z_1 \sin \varepsilon}{a_2 \sin \mu} + h_б$
3. Расстояние проекции точки приложения приведенного веса (массы) небалансирной части на плоскость опорного контура до оси опрокидывания AO_2	e_s	$Z_1 \left(1 - \frac{h_s}{K_1 A} \operatorname{tg} \varphi_3'\right) \cdot \sin(\xi_3 - \xi_2)$
4. Угол запаса статической боковой устойчивости небалансирной части машины	$\alpha_{зап}$	$\operatorname{arctg} \frac{e_s}{h_s}$

Примечания:

1. При угле наклона опорной площадки $\alpha = 0$, следует принять $\varphi_3' = 0$.

2. Геометрические параметры опорного контура определяются по формулам табл. 3.

3. $K_1 A = b - l_1 \operatorname{tg}(\beta_0 - \xi_2) + \frac{l_2 \sin \xi_2}{\cos(\beta_0 - \xi_2)}$.

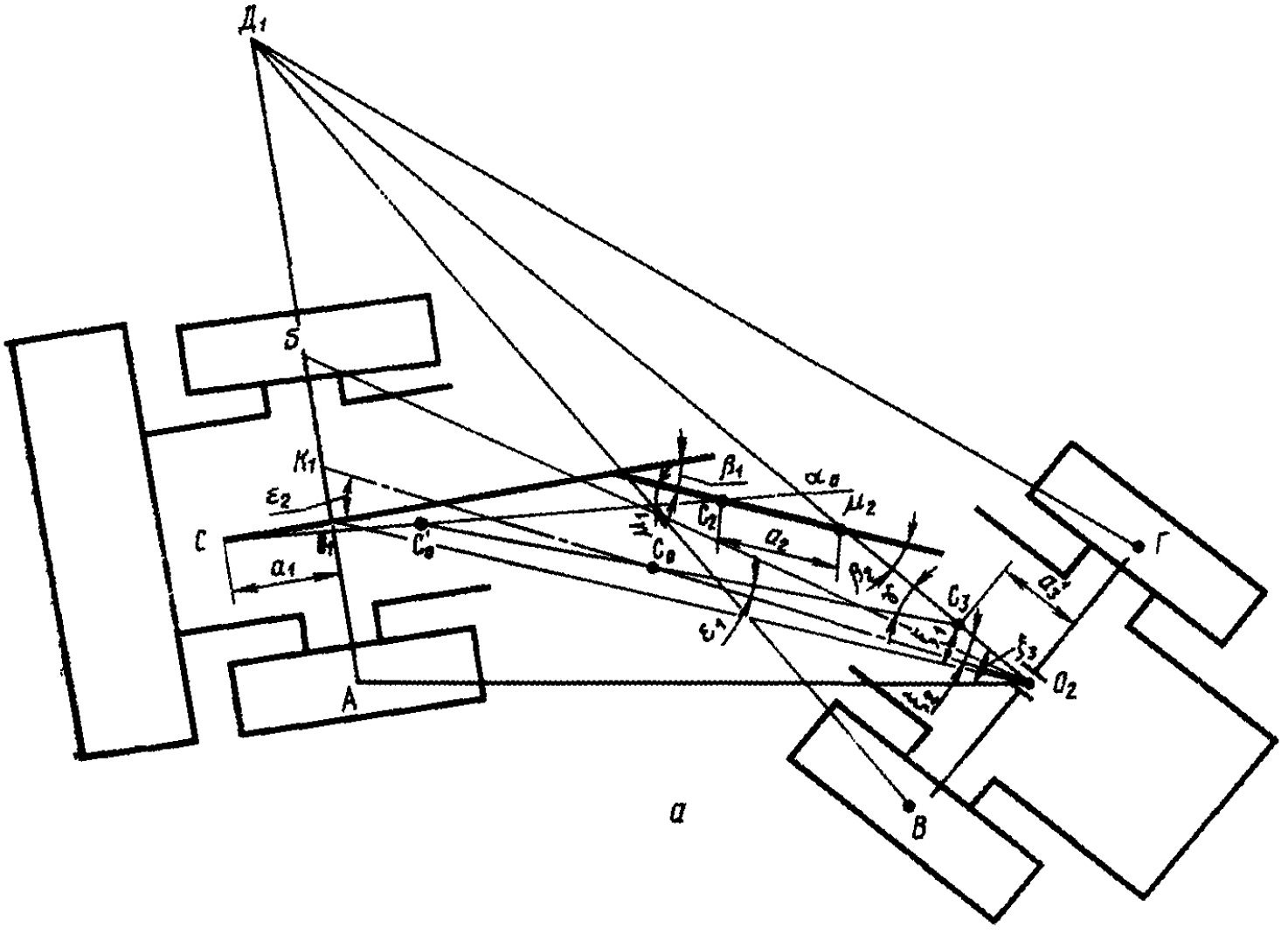

Д1
Б
К1
ε2
С
а1
С'0
С0
С2
β1
α0
μ2
а2
ε1
С3
ξ3
О2
Г
А
В
а
Д1
τ1
Б
а2
С2
С0
С3
ξ1
ξ3
а3
К2
О2
О1
а1
С1
К1
А
В
Г
б

Рис. 4

Таблица 13

Основные геометрические соотношения для опорных контуров колесных трехсекционных шарнирно-сочлененных машин с балансирным мостом моторной части (рис. 4, а)

№ п/п.	Обозначение величины	Расчетные зависимости
1.	C_1C_2	$\sqrt{[(l_1+a_1)\sin(\beta_1+\beta_2)+(l_2-a_2)\sin\beta_2]+[(l_1+a_1)\cos(\beta_1+\beta_2)+(l_2-a_2)\cos\beta_2]^2}$
2.	$C_0'C_2$	$(C_1C_2)\frac{G_1}{G_1+G_2}$;
3.	μ_1	$\text{arc}\sin\frac{l_1+a_1}{C_1C_2}\sin\beta_2$
4.	μ_2	$180°-(\beta_2+\mu_1)$
5.	$C_0'd_0$	$(C_0'C_2)+l_2\frac{\sin\beta_2}{\sin\mu_2}$
6.	C_3d_0	$(l_3-a_3)+l_2\frac{\sin\mu_1}{\sin\mu_2}$
7.	γ	$\text{arctg}\frac{(C_0'C_2)\sin(180°-\mu_2)+a_2\sin\beta_2}{(l_3-a_3')+(C_0'C_2)\cos(180°-\mu_2)+a_2\cos\beta_2}$
8.	$C_0'C_3$	$(C_1C_2)\frac{\sin\mu_2}{\sin\gamma}$
9.	C_0C_3	$(C_0'C_3)\frac{G_1+G_2}{G_1+G_2+G_3'}$;
10.	ε_1	$\text{arc tg}\frac{a_3\sin\gamma}{(C_0C_3)-a_3'\cos\gamma}$
11.	ξ_2	$\gamma-\varepsilon_1$
12.	ε_2	$\beta_1+\beta_2-\xi_2$

Продолжение табл. 13

№ п/п.	Обозначение величины	Расчетные зависимости
13.	$Z_1=K_1O_2$	$l_3\frac{\sin(\beta_1+\beta_2)}{\sin\varepsilon_2}+l_2\frac{\sin\beta_1}{\sin\varepsilon_2}$
14.	ξ_3	$\text{arc tg}\frac{l_1\sin(\beta_1+\beta_2)+l_2\sin\beta_2+b\cos(\beta_1+\beta_2)}{l_3+l_2\frac{\sin\beta_1}{\sin(\beta_1+\beta_2)}+l_1\cos(\beta_1+\beta_2)+l_2\frac{\sin\beta_2\cos(\beta_2+\beta_1)}{\sin(\beta_1+\beta_2)}}$
15.	ξ_1	$\text{arc tg}\frac{l_1\sin(\beta_1+\beta_2)+l_2\sin\beta_2+b\cos(\beta_1+\beta_2)}{l_3+l_2\frac{\sin\beta_1}{\sin(\beta_1+\beta_2)}+l_1\cos(\beta_1+\beta_2)+l_2\frac{\sin\beta_2\cos(\beta_2+\beta_1)}{\sin(\beta_1+\beta_2)}-+b\sin(\beta_1+\beta_2)}$

Примечание в табл. 13: G_1 — сила тяжести (вес) передней (грузовой) секции; G_2 — сила тяжести (вес) средней секции; G_3 — сила тяжести (вес) задней (моторной) секции без балансирного моста; l_1 — длина передней секции; l_2 — длина средней секции; l_3 — длина задней секции; a_1, a_2, a_3 — продольные координаты центров масс соответственно передней, средней и задней (без балансирного моста) секций; b — половина колеи ходовой части машины; β_1 и β_2 — углы складывания шарнирно-сочлененной рамы.

Таблица 14

Основные геометрические соотношения для опорных контуров трехсекционных колесных шарнирно-сочлененных машин с передней (грузовой) небалансирной секцией и средней и задней (моторной) балансирными секциями (рис. 4, б)

№ п/п.	Обозначение величины	Расчетные зависимости
1.	ξ_1	**Для небалансирной части (опорный контур $АБО_2$, рис. 4, б)** $\text{arctg}\frac{l_1\sin(\beta_1+\beta_2)+l_2\sin\beta_2}{l_3+l_2\cos\beta_2+l_1\cos(\beta_1+\beta_2)}$
2.	ξ_2	$\text{arctg}\frac{(l_1+a_1)\sin(\beta_1+\beta_2)+l_2\sin\beta_2}{l_3+l_2\cos\beta_2+(l_1+a_1)\cos(\beta_1+\beta_2)}$
3.	ξ_3	$\text{arctg}\frac{l_1\sin(\beta_1+\beta_2)+l_2\sin\beta_2+b\cos(\beta_1+\beta_2)}{l_3+l_2\cos\beta_2+l_1\cos(\beta_1+\beta_2)-b\sin(\beta_1+\beta_2)}$

Продолжение табл. 14

№ п/п.	Обозначение величины	Расчетные зависимости
4.	$Z_1=K_1O_2$	$\frac{(l_1+a_1)\sin(\beta_1+\beta_2)+l_2\sin\beta_2}{\sin\xi_2}$
5.	ε	$\xi_3-\xi_1$
6.	AO_2	$\frac{l_1\sin(\beta_1+\beta_2)+l_2\sin\beta_2+b\cos(\beta_1+\beta_2)}{\sin\xi_3}$
7.	ν_1	$\arcsin\left(\frac{AO_2}{b}\sin\varepsilon\right)$
8.	ν_2	$\xi_2-\xi_1$
9.	$d=Д_1K_1$	$a_1\operatorname{ctg}(\nu_1+\nu_2)+l_1\operatorname{tg}\beta_1$
10.	μ_2	**Для балансирной части (опорный контур ВДГ, рис. 4, а)** $\operatorname{arctg}\frac{a_2\sin\beta_2}{(l_3-a_3)+a_2\cos\beta_2}$
11.	μ_1	$\beta_2-\mu_2$
12.	C_2C_3	$a_2\frac{\sin\beta_2}{\sin\mu_2}$
13.	C_2C_0	$(C_2C_3)\frac{G_3}{G_2+G_3}$
14.	C_0C_3	$(C_2C_3)\frac{G_2}{G_2+G_3}$
15.	$Д_1C_2$	$\frac{l_1}{\cos\beta_1}+(l_3-a_2)$
16.	γ_1	$\operatorname{arctg}\frac{(C_2C_0)\sin\mu_1}{(Д_1C_2)+(C_2C_0)\cos\mu_1}$
17.	γ_2	$\mu_1-\gamma_1$

Продолжение табл. 14

№ п/п.	Обозначение величины	Расчетные зависимости
18.	$Z_2=Д_1K_2$	$\left[\frac{l_1}{\cos\beta_1}+(l_2-a_2)\right]\frac{\sin\mu_1}{\sin\gamma_2}+\left[(C_0C_3)\frac{\cos\mu_2}{\cos(\mu_2+\gamma_2)}+\right.$ $\left.+\frac{a_3}{\cos(\mu_2+\gamma_3)}\right]$
19.	$d'=O_2K_2$	$\left\{a_3+\left[(C_0C_3\frac{\cos\mu_2}{\cos(\mu_2+\gamma_2)}+\frac{a_3}{\cos(\mu_2+\gamma_2)}\right]\right\}\operatorname{tg}\mu_2$
20.	τ_1	$\operatorname{arctg}\frac{(b+d_1)\sin(\mu_2+\gamma_2)}{Z_2-(b+d')\cos(\mu_2+\gamma_2)}$
21.	τ_2	$\operatorname{arctg}\frac{(b-d_1)\cos(\mu_2+\gamma_2)}{Z_2}$

Примечание к табл. 14: G_3 — сила тяжести (вес) задней (моторной) секции; a_3 — продольная координата центра масс задней секции.

Обозначения остальных задаваемых параметров те же, что и в табл. 13.

Таблица 15

Расчет статической боковой устойчивости трехсекционных колесных шарнирно-сочлененных машин с балансирным мостом моторной части (ось опрокидывания AO_2, рис. 4, а)

Определяемая величина	Обозначение	Расчетные зависимости
1. Высотная координата центра масс небалансирной части машины	$h_{нб}$	$\frac{G_1h_1+G_2h_2+G_3'h_3'}{G_1+G_2+G_3'}$
2. Высотная координата точки приложения силы веса небалансирной части машины, приведенной к передней оси (к точке K_1)	h_s	$(h_{нб}-h_б)\frac{Z_1\sin\varepsilon_1}{a_3'\sin\gamma}+h_б$
3. Расстояние проекции точки приложения приведенной силы веса небалансирной части машины на плоскость опорного контура до оси опрокидывания AO_2	e_s	$Z_1\sin(\xi_3-\xi_2)$
4. Угол статической боковой устойчивости небалансирной части машины	$\alpha_{уст}$	$\operatorname{arctg}\frac{e_s}{h_s}$

Примечание к табл. 15: h_1, h_2, h_3' — высотные координаты соответственно передней, средней и задней (без балансирного моста) секций;

$h_б$ — высота балансира над опорной плоскостью. Геометрические параметры опорного контура определяются по табл. 13.

Таблица 16

Расчет статической боковой устойчивости грузовой небалансирной части трехсекционных колесных шарнирно-сочлененных машин с балансирными средней и задней (моторной) секциями (ось опрокидывания AO_2, рис. 4, б)

Определяемая величина	Обозначение	Расчетные зависимости
1. Сила тяжести (вес) грузовой части машины, приведенный к передней оси (к точке K_1)	G_{11}	$G_1\left[\frac{a_1}{Z_1\sin(\nu_1+\nu_2)}+1\right]$
2. Сила тяжести (вес) балансирной части машины, приведенный к передней оси (к точке $Д_1$)	G_{01}	$G_0\left[\frac{(C_0C_3)}{Z_3}\cdot\frac{\cos\mu_2}{\cos(\mu_2+\gamma_2)}+\right.$ $\left.+\frac{a_3}{Z_2}\cdot\frac{1}{\cos(\mu_2+\gamma_2)}\right]$
3. Высотная координата точки приложения силы G_{11}	h_{11}	$(h_1-h_0)\frac{Z_1\sin(\nu_1+\nu_2)}{Z_1\sin(\nu_1+\nu_2)+a_2}+h_б$
4. Результирующая приведенных сил G_{11} и G_{01}	R_1	$G_{11}+G_{01}$
5. Расстояние между линиями действия сил G_{11} и R_1	s	$d\frac{G_{01}}{R_1}$
6. Высотная координата точки приложения силы R_1	h_s	$(h_{11}-h_б)\left(1-\frac{s}{d}\right)+h_б$
7. Расстояние проекции точки приложения силы R_1 на плоскость опорного контура до оси опрокидывания AO_2	e_s	$Z_1\left[1+\frac{s}{b-a_1\operatorname{ctg}(\nu_1+\nu_2)}\right]\sin(\xi_3-\xi_2)$
8. Угол статической боковой устойчивости небалансирной части машины	$\alpha_{уст}$	$\operatorname{arctg}\frac{e_s}{h_s}$

Примечание к табл. 16: G_0 — суммарная сила тяжести (вес) балансирной части машины $G_0=G_2+G_3$;

G_1 — сила тяжести (вес) передней (грузовой) секции. Геометрические параметры опорного контура определяются по табл. 14.

Таблица 17

Расчет статической боковой устойчивости балансирной части трехсекционных колесных шарнирно-сочлененных машин с небалансирной передней (грузовой) секцией (оси опрокидывания $ВД_1$ или $ГД_1$, рис. 4, б)

Определяемая величина	Обозначение	Расчетные зависимости
1. Сила тяжести (вес) грузовой части машины, приведенный к задней оси (к точке O_2)	G_{13}	$G_1 \frac{a_1}{Z_1 \sin(\nu_1+\nu_2)}$
2. Сила тяжести (вес) небалансирной части машины, приведенный к задней оси (к точке K_2)	G_{03}	$G_0 - G_{01}$; G_{01} — по табл. 16
3. Высотная координата центра масс балансирной части машины	h_0	$\frac{G_2 h_2 + G_3 h_3}{G_2 + G_3}$
4. Результирующая приведенных сил G_{13} и G_{03}	R_2	$G_{03} - G_{13}$
5. Высотная координата точки приложения силы G_{03}	h_{03}	$(h_0 - h_6) \frac{Z_2 \sin \gamma_2}{(Д_1 C_2) \sin \mu_1}$
6. Расстояние между линиями действия сил G_{03} и R_2	s'	$d' \frac{G_{13}}{R_2}$
7. Высотная координата точки приложения силы R_2	h_s	$(h_{03} - h_6)(1 + \frac{s}{d'}) + h_6$
8. Расстояние проекции точки приложения силы R_2 на плоскость опорного контура соответственно до оси опрокидывания $ВД_1$	e_s	$Z_2 \frac{b + d' + s'}{b + d'} \sin \tau_1$
$ГД_1$	e_s'	$Z_2 \frac{b - d' - s'}{b - d} \sin \tau_2$
9. Угол статической боковой устойчивости балансирной части машины относительно оси опрокидывания $ВД_1$	$\alpha_{уст}$	$\operatorname{arctg} \frac{e_s}{h_s}$

Продолжение табл. 17

Определяемая величина	Обозначение	Расчетные зависимости
10. Угол статической боковой устойчивости балансирной части машины относительно оси опрокидывания $ГД_1$	$\alpha'_{уст}$	$\operatorname{arctg} \frac{e'_s}{h_s}$

Примечание к табл. 17: $h_з$ — высотная координата центра масс задней (моторной) секции. Обозначения остальных задаваемых величин те же, что и в табл. 16. Геометрические параметры опорного контура определяются по табл. 14.

1.5. Примеры расчета

Пример 1. Определить угол боковой устойчивости шарнирно-сочлененного погрузчика с моторной небалансирной частью при максимальном вылете стрелы* (рис. 2, г).

Исходные данные

Сила тяжести (вес) балансирной (грузовой) части машины $G_1 = 11150$ кг

Сила тяжести (вес) небалансирной части машины $G_2 = 9200$ кг

Продольная координата центра масс грузовой части машины $a_1 = 1{,}38$ м

Продольная координата центра масс моторной части машины $a_2 = 0{,}29$ м

Высотная координата центра масс моторной части машины $h_2 = 1{,}35$ м

Высотная координата центра масс грузовой части машины $h_1 = 2{,}03$ м

Высота балансира над опорной плоскостью $h_6 = 0{,}85$ м

Длина грузовой части машины $l_1 = 1{,}6$ м

Длина моторной части машины $l_2 = 1{,}6$ м

Угол складывания шарнирно-сочлененной рамы $\beta_0 = 36°$

Угол наклона опорной плоскости $\alpha = 0°$

Колея ходовой части $B = 2b = 2{,}15$ м

Ось опрокидывания — O_1B.

По соотношениям, приведенным в табл. 1 и 5, находим:

$$1)\ \operatorname{tg}\xi_1 = \frac{1{,}6 \cdot 0{,}59}{1{,}6 + 1{,}6 \cdot 0{,}81} = 0{,}326 \qquad \xi_1 = 18°$$

$$\operatorname{tg}\xi_2 = \frac{(1{,}6 - 0{,}29) \cdot 0{,}59}{1{,}6 + (1{,}6 - 0{,}29) \cdot 0{,}81} = 0{,}29 \qquad \xi_2 = 16°20'$$

$$\operatorname{tg}\xi_3 = \frac{1{,}6 \cdot 0{,}59 + 1{,}075 \cdot 0{,}81}{1{,}6 \cdot 0{,}81 + 1{,}6 - 1{,}075 \cdot 0{,}59} = 0{,}80 \qquad \xi_3 = 38°40'$$

* Расчет угла $\alpha_{уст}$ в примерах 1 и 2 ведется без учета кренов машины из-за деформации опор и грунта.

$$\nu_2 = 18° - 16°20' = 1°40'$$

$$\varepsilon = 38°40' - 18° = 20°40'$$

$$\sin \nu_1 = \frac{\sqrt{2{,}56 + 2{,}56 + 1{,}16 + 3{,}2(1{,}6 \cdot 0{,}81 - 1{,}075 \cdot 0{,}56)}}{1{,}075} 0{,}35 = 0{,}95;$$

$$\nu_1 = 71°36'$$

$$\nu_1 - \nu_2 = 71°36' - 1°40' = 69°56'$$

2) $Z_1 = 1{,}6 + \frac{1{,}6}{0{,}81} = 3{,}57$ м

$$Z_2 = \left[1{,}6 + (1{,}6 - 0{,}29) \cdot 0{,}81 + \frac{0{,}29 \cdot 0{,}96}{0{,}89} \right] \frac{1}{0{,}96} = 3{,}10 \text{ м}$$

3) $G_{12} = -11150 \frac{1{,}38}{3{,}57} = -4310$

$$G_{22} = 9200 \frac{3{,}10 - 0{,}29}{3{,}10} = 8339$$

$$R_2 = 8339 - 4310 = 4029$$

4) $d = 1{,}6 \cdot 0{,}73 - 0{,}29 \cdot 0{,}528 = 1{,}015;$

$$s = \frac{G_{12}}{R_2} \quad d = \frac{4310}{4029} 1{,}015 = 1{,}086$$

$$h_{22} = (1{,}35 - 0{,}85) \frac{3{,}10}{3{,}10 - 0{,}29} + 0{,}85 = 1{,}40$$

5) $h_s = (1{,}40 - 0{,}85)\left(1 + \frac{1{,}086}{1{,}015}\right) + 0{,}85 = 2{,}0$ м;

6) $e_s = 3{,}10\left(1 - \frac{1{,}086}{1{,}075 + 0{,}086}\right) 0{,}38 = 0{,}10$

7) $\operatorname{arctg} \alpha_{уст} = \frac{0{,}10}{2}$; $\alpha_{уст} = 3°$

По данным эксперимента $\alpha_{уст} = 3°12'$.

Пример 2. Определить угол $\alpha_{уст}$ для шарнирно-сочлененного погрузчика с балансирным мостом моторной части при максимальном вылете стрелы. Положение машины — рис. 2а ось опрокидывания — AO_2

Исходные данные

Сила тяжести (вес) грузовой части машины $G_1 = 11500$ кг

Сила тяжести (вес) моторной части машины (без балансирного моста) $G_2' = 6900$ кг

Координата центра масс грузовой части продольная $a_1 = 1{,}38$ м

высотная $h_1 = 2{,}03$ м

Координата центра масс моторной части $a_2 = 0{,}35$ м

$h'_2 = 1{,}57$ м

Высота балансира над опорной плоскостью $h_б = 0{,}85$ м

Длина грузовой части машины $l_1 = 1{,}6$ м

Длина моторной части машины $l_2 = 1{,}6$ м

Колея ходовой части машины $2b = 2{,}15$ м

Угол складывания рамы $\beta_0=36°$
Угол наклона опорной плоскости $\alpha=0$
По формулам, приведенным в табл. 3, находим:

$$1)\ C_1C_2=\sqrt{(1{,}6+1{,}38)^2 0{,}346+[(1{,}6+1{,}38)0{,}809+(1{,}6-0{,}35)]^2}=$$
$$=4{,}06$$

$$2)\ C_0C_2=4{,}06\frac{11500}{11500+6900}=2{,}54$$

$$3)\ \mu=\arcsin\frac{1{,}6+1{,}38}{4{,}06}0{,}588=26°;\ \sin\mu=0{,}432;\ \cos\mu=0{,}899$$

$$4)\ \varepsilon=\operatorname{arctg}\frac{0{,}35\times0{,}432}{2{,}54+0{,}35\times0{,}899}=3{,}03°;\ \sin\varepsilon=0{,}053$$

$$5)\ \xi_2=\mu-\varepsilon=26-3{,}03=23°;\ \sin\xi_2=0{,}39$$

$$\xi_3=\operatorname{arctg}\frac{1{,}6\times0{,}588+1{,}075\times0{,}809}{1{,}6+1{,}6\times0{,}809-1{,}075\times0{,}588}=38{,}65°$$

$$\cos(\beta_0-\xi_2)=\cos(36-23)=0{,}974;\ \sin(\beta_0-\xi_2)=0{,}225$$

$$\sin 2(\beta_0-\xi_2)=\sin 26°=0{,}448$$

$$6)\ Z_1=\frac{1{,}6}{0{,}974}-\frac{2\times1{,}6\times0{,}39}{0{,}448}+\frac{1{,}6\times0{,}588}{0{,}225}=3{,}04$$

$$7)\ h_{нб}=\frac{11500\times2{,}03+6900\times1{,}57}{11500+6900}=1{,}86$$

$$8)\ h_s=(1{,}86-0{,}85)\frac{3{,}04\times0{,}053}{0{,}35\times0{,}432}+0{,}85=2{,}03$$

$$9)\ e_s=3{,}04\sin(38{,}65-23)=0{,}82$$

$$10)\ \alpha_{уст}=\operatorname{arctg}\frac{0{,}82}{2{,}03}=26{,}23°$$

Пример 3. Определить угол продольного крена $\alpha_п$ пневмоколесной машины, обусловленный деформацией шин и основания (грунта)

Исходные данные

Основание — сухой песок $\kappa=1{,}30$ см³/кг
Угол наклона опорной плоскости $\alpha=15°$
Общая сила тяжести (вес) машины $G=9000$ кг
Высота центра масс машины $h_c=1{,}11$ м
Продольная координата центра масс (относительно оси опрокидывания) машины $l_c=0{,}5$ м
База ходовой части машины $Z=2{,}5$ м
Диаметр пневматиков $D_к=127$ см; ширина шин $b=38{,}2$ см
Давление воздуха в шинах $p=1{,}5$ ати.

1) Сила тяжести (вес), приходящаяся на внутренние (по отношению к оси опрокидывания) пневматики

$$R_к^1=G_к=\frac{G(Z-l_c)\cos\alpha+Gh_c\sin\alpha}{Z}=$$
$$=\frac{9000\times2\times0{,}966+9000\times1{,}11\times0{,}259}{2{,}5}=7990\ \text{кг}$$

2) Момент устойчивости

$$M_{уст}=Gl_{ц}=9000\times0{,}5=4500 \text{ кгм}$$

3) Момент запаса устойчивости по формуле (4)

$$M_{зап}=M_{уст}\cos\alpha-Gh_{c}\sin\alpha=4500\times0{,}966-9000\times1{,}11\times0{,}259=$$
$$=1760 \text{ кгм}$$

4) Приведенная жесткость системы «шины-основание»

По формуле (12) радиальная жесткость шины

$$C_{ш}^{1}=6{,}5p\sqrt{\frac{D_{к}b}{1+p}}=6{,}5\times1{,}5\sqrt{\frac{127\times38{,}2}{1+1{,}5}}=430 \text{ кгсм}=43\cdot10^{3} \text{ кгм}$$

Суммарная радиальная жесткость шин колес, находящихся со стороны оси опрокидывания

$$C_{ш}=2C_{ш}^{1}=86\cdot10^{3} \text{ кгм}$$

По формуле (13) условная жесткость основания (грунта)

$$C_{гр}=1{,}5\sqrt[3]{\frac{G_{к}D_{к}b^{2}}{(1+p)k^{2}}}=1{,}5\sqrt[3]{\frac{7990\times127\times1459}{(1+1{,}5)1{,}69}}=1060 \text{ кг/см}=$$
$$=106\cdot10^{3} \text{ кгм}$$

По формуле (11) приведенная жесткость системы «шина-основание»

$$C=\frac{C_{ш}}{1+\frac{C_{ш}}{C_{гр}}}=\frac{86\cdot10^{3}}{1+\frac{86\cdot10^{3}}{106\cdot10^{3}}}=47{,}5\cdot10^{3} \text{ кгм}$$

5. Угол крена по формуле (10)

$$\alpha=\frac{G\cos\alpha}{CZ}-\frac{2M_{зап}}{CZ^{2}}=\frac{9000\cdot0{,}966}{47{,}5\cdot10^{3}\cdot2{,}5}-\frac{2\cdot1760}{47{,}5\cdot10^{3}\cdot6{,}25}=$$
$$=0{,}0613 \text{ рад}=3{,}5 \text{ град.}$$

2. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ

2.1. Математические модели процесса опрокидывания

2.1.1. Изучение поведения системы на действие динамических возмущений связано с решением двух видов задач. Одна из них исследует реакции простой (имеющей, например, одну степень свободы) системы, движение которой описывается упрощенной математической моделью. Решение задачи сводится при этом к нахождению реакций системы на действие задаваемых входных возмущений (сигналов), имеющих определенное математическое описание. Подобные упрощенные модели позволяют обычно исследовать качественную сторону процесса опрокидывания и найти приемлемые оценки, определяющие условия динамической устойчивости и неустойчивости системы.

Другая, более общая задача ставится в тех случаях, когда характеристики входных возмущений точно неизвестны, но известны условия движения исследуемой машины и основные факторы, формирующие входные возмущения. В основе такой задачи лежат более сложные (обобщенные) математические модели, представляющие собой систему дифференциальных уравнений, число которых соответствует числу учитываемых степеней свободы. Решение таких математических моделей позволяет найти численные значения реакций системы и установить допустимые границы ее безопасной работы.

2.1.2. Дифференциальные уравнения обобщенных математических моделей, описывающих движение машины в ситуациях, связанных с возможностью опрокидывания, приводятся к виду:

$$\sum_{j=1}^{n} a_{ij}\ddot{y}_j = f_i(t, Y_1, Y_2 \ldots Y_n; \dot{Y}_1, \dot{Y}_2 \ldots \dot{Y}_n) \qquad (15)$$

$$i = 1,2 \ldots n;$$

$$\text{где } a_{ij} = a_{ij}(t, Y_1, Y_2 \ldots Y_n; \dot{Y}_1, \dot{Y}_2 \ldots \dot{Y}_n),$$

$$\dot{Y}_i = \frac{dY_j}{dt}, \quad j = 1,2,\ldots n$$

Здесь Y_1, Y_2, . . . Y_n — искомые функции координат масс описываемой динамической системы.

Система (15) имеет достаточное количество начальных условий, заданных в виде $2n$ линейных соотношений, связывающих начальные значения искомых функций и их производных в начальный момент интегрирования $t = t_{нач}$. Эти линейные соотношения позволяют найти

$$\text{и} \quad \begin{matrix} Y_1(t_{нач}), Y_2(t_{нач}), \ldots Y_n(t_{нач}) \\ \dot{Y}_1(t_{нач}), \dot{Y}_2(t_{нач}), \ldots \dot{Y}_n(t_{нач}). \end{matrix} \qquad (16)$$

Реализация уравнений (15) и (16) на ЭВМ типа БЭСМ и трансляторе с алгоритмическим языком АЛГОЛ опирается на: 1) программу интегрирования системы обыкновенных дифференциальных уравнений с начальными условиями методом Рунге-Кутта и 2) программу решения систем линейных алгебраических уравнений методом Гаусса. Укрупненная блок-схема указанного моделирующего алгоритма приведена на рис. 5.

2.1.3. Упрощенные математические модели процесса опрокидывания, полученные из обобщенной модели путем сокращения числа степеней свободы системы (рис. 6) и понижения порядка уравнений, имеют вид:

$$I_A \ddot{\varphi} = M_F(t) \cdot \{M_{уст}\cos(\alpha+\varphi) - [G_т \cdot h_т + G_0(\Delta h_0 + h_т)] \cdot \sin(\alpha+\varphi)\},$$

$$\text{либо } I_{C_1}\ddot{\varphi} = M_F(t) - [M_{уст}\cos(\alpha+\varphi) - G_0 \Delta h_0 \sin(\alpha+\varphi)]$$

или соответственно:

$$\ddot{\varphi} - P^2 \sin\varphi = \frac{M_F(t)}{I_A} - \frac{M_{зап}}{I_A}\cos\varphi; \qquad (17)$$

$$\ddot{\varphi} - P'^2 \sin\varphi = \frac{M_F(t)}{I_{C_1}} - \frac{M_{зап}}{I_{C_1}} \cos\varphi, \qquad (18)$$

где

$$P^2 = \frac{Gh_c}{I_A} \cdot \frac{\cos(\alpha_{уст} - \alpha)}{\cos\alpha_{уст}}$$

$$P'^2 = \frac{G_0 \cdot \Delta h_0}{I_{C_1}} \cdot \frac{\cos(\alpha_{уст} - \alpha)}{\cos\alpha_{уст}};$$

$h_c = \frac{G_т h_т + G_0(\Delta h_0 + h_т)}{G_т + G_0}$ — высота общего центра масс машины;

$G_т$ и G_0 — соответственно силы тяжести (веса) базовой машины и навесного оборудования;

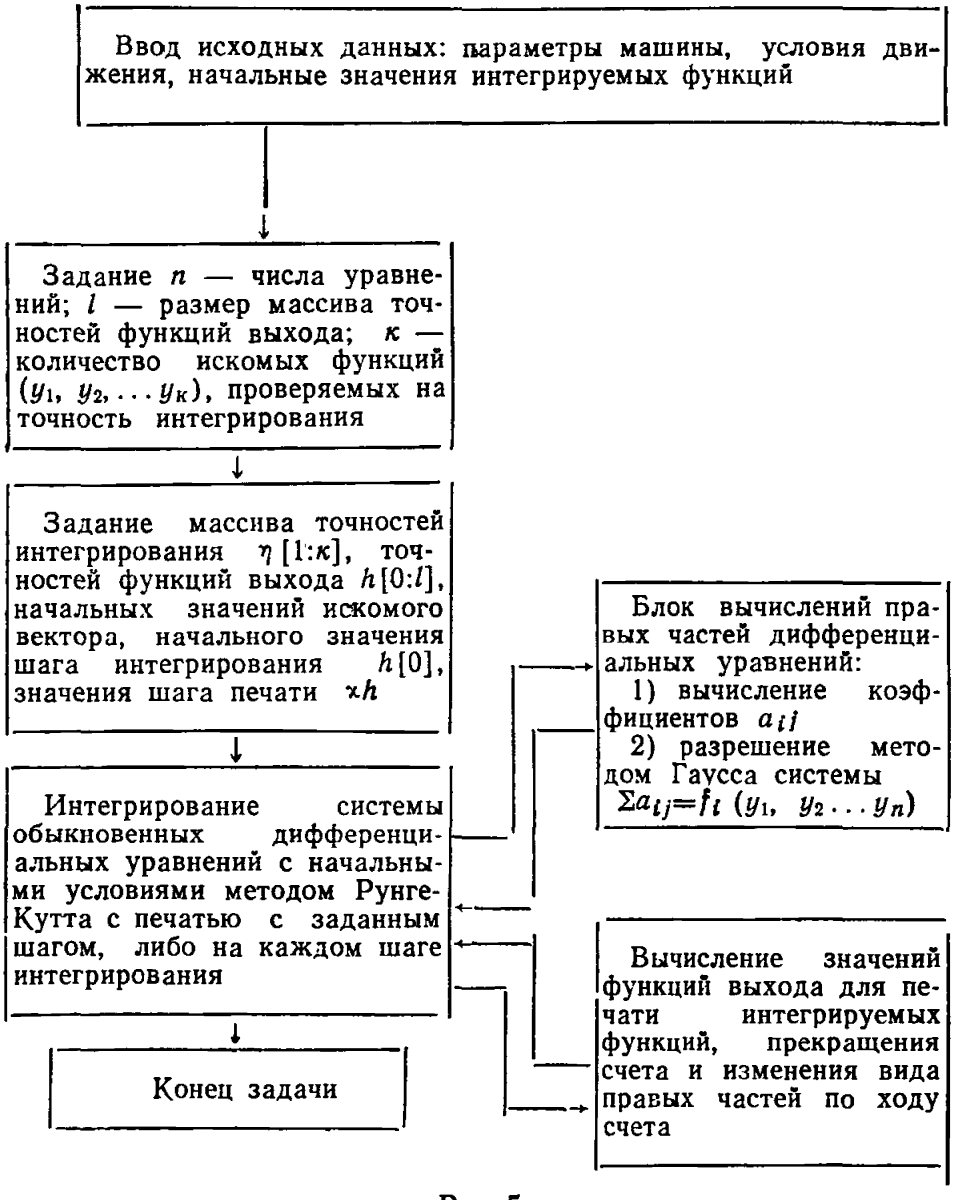


Рис. 5

I_A — момент инерции машины относительно оси опрокидывания;

I_{C_1} — момент инерции машины относительно оси, проходящей через центр масс базовой машины (точку C_1), параллельной оси опрокидывания;

$M_F(t)$ — возмущающая функция, моделирующая возмущения, вызывающие опрокидывание машины.

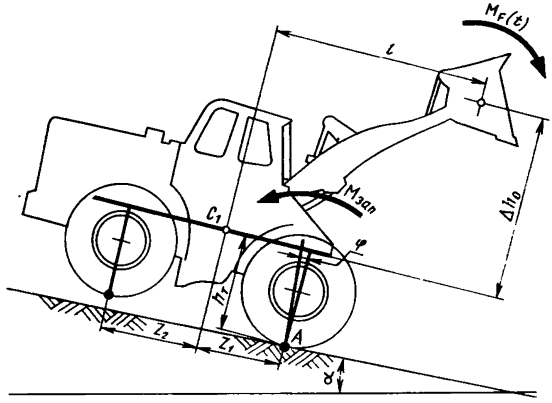


Рис. 6

2.1.4. При решении прикладных задач, связанных с использованием упрощенных моделей возникает необходимость в выборе таких возмущающих функций, которые удовлетворительно описывая реальные возмущения, вместе с тем имели бы достаточно простое аналитическое выражение, удобное для анализа получаемых результатов. Не имеет, например, практического смысла в качестве возмущающих функций выбирать функции, непрерывно возрастающие во времени.

Из периодических функций указанным условиям хорошо удовлетворяют синусоиды, которые могут служить «строительными блоками» для построения произвольных периодических функций. Применительно к задачам устойчивости синусоидальные функции удобны тем, что ими могут аппроксимироваться импульсные воздействия от возмущений (сигналов), имеющих форму квадратного импульса, периодической квадратной или пилообразной волны и т. п. Из непериодических сигналов могут быть выделены экспоненты, с помощью которых описываются некоторые взрывные воздействия. В расчетной практике, особенно в тех случаях, когда источником возмущений является привод машины, нередко принимают $M_F(t) = M_0 = \text{const}$, что оправдано достаточно большой жесткостью трансмиссий современных машин и кратковременностью про-

цесса, в течение которого угловая скорость вала двигателя не успевает существенно измениться [3, 7, 8, 9 и др.].

2.1.5. В первом приближении процесс опрокидывания может быть смоделирован линеаризованными уравнениями

$$\ddot{\varphi} - P^2\varphi = \frac{M_{\text{Р}}(t)}{I_{\text{А}}} - \frac{M_{\text{зап}}}{I_{\text{А}}} \tag{19}$$

либо

$$\ddot{\varphi} - P'^2\varphi = \frac{M_{\text{Р}}(t)}{I_{C_1}} - \frac{M_{\text{зап}}}{I_{C_1}}. \tag{20}$$

Анализ ошибок в оценке динамической устойчивости машин по линейным моделям показывает, что их применение допустимо для машин, для которых $\alpha_{\text{зап}} \leqslant 25 \div 30°$.

2.2. Критерии динамической устойчивости против опрокидывания

2.2.1. Упрощенные математические модели могут быть использованы для нахождения основных характеристик исследуемого процесса и оценок устойчивости динамических систем против опрокидывания. Решение этой задачи связано с построением оценок решений нелинейного дифференциального уравнения опрокидывающего движения сверху и снизу, описываемых соответственно уравнениями мажоранты и миноранты, либо с нахождением решений линеаризованного дифференциального уравнения.

2.2.2. Условие устойчивости нелинейных динамических систем проверяется по сходимости мажоранты, а условие неустойчивости — по расходимости миноранты.

Первое из этих условий выражается отношением

$$\lambda_{2t} = \frac{D^2}{\operatorname{tg} \alpha_{\text{зап}}} < 1, \tag{21}$$

второе условие — отношением

$$\lambda_{1t} = \frac{D_1}{\operatorname{tg} \alpha_{\text{зап}}} > 1. \tag{22}$$

Входящие в эти отношения величины D_1 и D_2, зависящие от инерционных и жесткостных параметров системы, а также воздействующих на нее возмущений, могут быть условно названы динамическими факторами по устойчивости; они имеют ту же размерность, что и величина, стоящая в знаменателе приведенных отношений.

Расхождение между оценками решений нелинейного уравнения опрокидывающего движения сверху и снизу определяется величиной

$$C = 1 - \frac{\alpha_{\text{зап}}^3}{6}.$$

С увеличением угла запаса устойчивости величина C больше отклоняется от единицы и соответственно возрастает расхождение

оценок по мажоранте и миноранте. Однако даже при значениях $\alpha_{зап}=40°$, близких к максимальным для колесных и гусеничных машин, это расхождение невелико:

$$1>C>0{,}93;$$
$$1>\sqrt{C}>0{,}96$$

Это означает, что действительное решение уравнений (17) или (18) лежит в довольно узкой области, границы которой описываются уравнениями мажоранты и миноранты. Поэтому приняв $C_1 \simeq 1$, можно считать, что $\lambda_{1t}=\lambda_{2t}=\lambda'_t$.

2.2.3. Реакция линейной системы, движение которой описывается уравнениями (19) или (20), на действие указанных выше характерных возмущений, определяется решениями этих уравнений для принятых начальных условий.

Для нулевых начальных условий ($\varphi(0)=\dot{\varphi}(0)=0$) эти решения при определенных допущениях, не оказывающих сколько-нибудь существенного влияния на общий характер изменения функции $\varphi(t)$, могут быть выражены уравнением:

$$\varphi=D\,shpt-\operatorname{tg}\alpha_{зап}(chpt-1)$$

или

$$\varphi=[\lambda_t\,shpt-chpt+1]\operatorname{tg}\alpha_{зап},$$

где $$\lambda_t=\frac{D}{\operatorname{tg}\alpha_{зап}}. \qquad (23)$$

По аналогии с величинами D_1 и D_2 величина D может быть названа динамическим фактором по устойчивости для линейной системы.

В табл. 18 приведены формулы для определения D_1, D_2, D для различных возмущений, действующих на входах системы, полученные для начальных условий $\varphi(0)=0$; $\dot{\varphi}(0)=\omega_0$.

Характер поведения функции $\varphi(t)$, описывающей изменение состояний системы (машины) с момента отрыва ее внешних опор от основания, целиком определяется параметром λ_t, который как и величина λ'_t для нелинейных систем, является в силу этого, критерием динамической устойчивости для линейных систем.

При $\lambda_t<1$ функция $\varphi(t)$ имеет экстремальный характер — возрастая от нуля до некоторого максимума, она снова убывает до нуля. Машина, для которой удовлетворяется это условие, является динамически устойчивой против опрокидывания, так как после отрыва ее внешних опор от основания и сравнительно кратковременного движения в сторону опрокидывания, она снова вернется в равновесное положение.

При $\lambda_t>1$ функция $\varphi(t)$ непрерывно возрастает во времени; это означает, что угол опрокидывания φ неизбежно становится больше угла запаса статической устойчивости машины, в результате чего произойдет ее опрокидывание. Следовательно, в этом случае машина является динамически неустойчивой.

Таблица 18

Расчетные формулы для определения динамических факторов по устойчивости при действии на систему типовых возмущений

Тип возмущения $M_F(t)$	D_1	D_2	D
$M_0 \sin \beta t$	$\frac{\omega_0}{\mu} + \frac{M_0\beta}{I(\mu^2+\beta^2)\mu}$	$\frac{\omega_0}{\mu\sqrt{C}} + \frac{M_0\beta}{I(\mu^2C+\beta^2)\mu\sqrt{C}}$	$\frac{\omega_0}{P} + \frac{M_0\beta}{I(P^2+\beta^2)P}$
$M_0 e^{-\delta t}$; $\delta > \mu$	$\frac{\omega_0}{\mu} + \frac{M_0}{I(\mu+\delta)\mu}$	$\frac{\omega_0}{\mu\sqrt{C}} + \frac{M_0}{I(\mu\sqrt{C}+\delta)\mu\sqrt{C}}$	$\frac{\omega_0}{P} + \frac{M_0}{I(P+\delta)P}$
M_0=const	$\frac{\omega_0}{\mu} + \frac{M_0}{I\mu^2}$	$\frac{\omega_0}{\mu\sqrt{C}} + \frac{M_0}{I\mu^2C}$	$\frac{\omega_0}{P} + \frac{M_0}{IP^2}$

Примечание. δ — коэффициент, зависящий, в основном, от упругодемпфирующих характеристик опорных элементов машин или навесного оборудования, либо от механической характеристики привода. В среднем $\delta = 0{,}8—2{,}0$. Более подробно см. [4, 7, 8 и др.];

β — частота возмущений, зависящая от инерционных и жесткостных параметров систем. Для механических систем колесных и гусеничных машин $\beta = 10—35$. Более подробно см. [3. 4, 7, 8];

M_0 — начальный импульс возмущающей нагрузки;

ω_0 — начальная угловая скорость системы;

I — момент инерции, соответствующий I_A или I_{C_1}

При $\lambda_t = 1$ кривая $\varphi(t)$, возрастая от нуля, асимптотически приближается к горизонтальной прямой, соответствующей критическому значению угла опрокидывания.

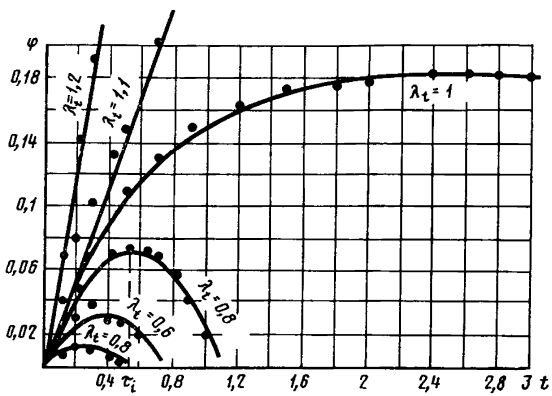


Рис. 7

На рис. 7 показан характер кривых $\varphi(t)$ для различных значений λ_t-критерия.

2.2.4. Анализ ошибок в оценке устойчивости машин по линейной и нелинейной моделям показывает, что: а) величина ошибки при линеаризации модели возрастает для машин, имеющих большой запас устойчивости и практически не зависит от величины динамических факторов по устойчивости; б) при значениях $\alpha_{зап}$, не превышающих 25—30°, ошибка составляет 11—12%, существенно возрастая при бóльших значениях угла $\alpha_{зап}$; в) ошибка, допускаемая при линеаризации, идет в запас устойчивости.

2.3. Приближенный метод построения оценок устойчивости

2.3.1. Для приближенного отыскания оценок устойчивости может быть применен метод последовательного приближения, содержащий следующие этапы решения задачи:

к первоначально неподвижной или равномерно движущейся линейной системе, имитирующей исследуемую машину, прикладывается система внешних сил ΣP, нагружающих машину, и путем решения дифференциальных уравнений, описывающих движение данной системы, находится реакция последней в виде выходного возмущения $F_t(t)$;

по максимальному значению силы F_i проверяется условие отрыва от основания внешних (по отношению к оси опрокидывания) опор машины; при этом используются приведенные ниже зависимости (24)—(27), либо соотношение $F_{ij} \leqslant G_{ij}$, где F_{il} и G_{ij} $(i=1,$

2, 3) — приведенные к j-й оси машины сила F_t и силы веса соответствующих частей машины;

при выполнении условия $F_{ij} \geqslant G_{ij}$ определяются значения скоростей элементов системы к концу рассматриваемого этапа движения с учетом затраты энергии на отрыв внешних опор машины; эти значения будут начальными условиями для следующего этапа движения — поворота машины вокруг оси опрокидывания.

Значения указанных скоростей определяются:

при воздействии внешних возмущений на стрелу навесного оборудования машины

$$V = \sqrt{V'^2 - \frac{1}{C_0 m_0}\left(\frac{G_T Z_1}{l_0}\right)^2};$$

при воздействии внешних возмущений на движители машины

$$V_z = \sqrt{V_z'^2 - \frac{Z}{CmZ_1}\left(\frac{M_{уст}}{Z}\right)^2},$$

где C_0 и C — соответственно приведенные жесткости навесного оборудования и опор (основания) машины;

m_0 — приведенная к рабочему органу масса навесного оборудования и груза;

m — масса машины;

Z_1 — продольная координата центра масс базовой машины относительно оси опрокидывания;

l_0 — вылет навесного оборудования;

V' — скорость опускания стрелы перед торможением;

V_z' — вертикальная составляющая скорости внешних опор машины, взаимодействующих с препятствием;

$G_т$ — сила тяжести (вес) базовой машины.

Строится новая расчетная (эквивалентная) схема, имитирующая поворот машины вокруг оси опрокидывания, и к этой системе прикладываются возмущения, действующие к моменту отрыва внешних опор машины от основания.

Движение такой системы исследуется с помощью уравнений (17)—(20) по критериям λ_t' или λ_t.

Применение описанного метода для подавляющего большинства рассматриваемых классов машин приводит к ошибкам, не выходящим за пределы 7—10 %, причем в любом случае полученные зависимости и соотношения правильно описывают общую закономерность развития процесса опрокидывания.

В тех случаях, когда не представляется возможность заранее задать возмущающую функцию $M_F(t)$, следует использовать линейные модели опрокидывания 4-го порядка, полученные путем линеаризации обобщенных моделей, и их решения проанализировать по λ_t-критерию.

2.3.2. В табл. 19 приводятся формулы для λ_t-критерия, полученные для ряда характерных ситуаций работы машин, связанных с опасностью опрокидывания.

Таблица 19

Расчетные формулы для определения λ_t-критерия

Расчетная ситуация	λ_t-критерий	Обозначения
1	2	3
1. Резкое торможение опускающегося стрелового оборудования (базовая машина с жесткой ходовой рамой)	$\dfrac{\dfrac{C_0V(l_0\cos\alpha_0+h_0\sin\alpha_0)}{I(P^2+\beta^2)P}}{\operatorname{tg}\alpha_{зап}}$	C_0 — жесткость навесного оборудования, приведенная к головке стрелы; l_0 — вылет стрелы относительно оси опрокидывания; h_0 — высотная координата приведенного к головке стрелы центра масс навесного оборудования; α_0 — угол поворота стрелы от горизонтали; I — момент инерции машины относительно оси опрокидывания; β — частота собственных колебаний навесного оборудования; P — параметрический коэффициент; $P^2=\dfrac{Gh_c}{I}\dfrac{\cos\alpha_{зап}}{\cos\alpha_{уст}}$ V — скорость опускания стрелы
2. Резкое торможение опускающегося стрелового оборудования при сложенном положении шарнирно-сочлененной рамы базовой машины (боковое опрокидывание)	$\dfrac{\dfrac{C_0V(l_0\cos\alpha_0+h_0\sin\alpha_0)\dfrac{l_s}{Z_1}}{I(P^2+\beta^2)P}}{\operatorname{tg}\alpha_{зап}}$	$l_s=(l_2\operatorname{tg}\beta_0+b)\cos(\xi_3-\beta_0)$ β_0 — угол складывания рамы; $Z_1=l_1+\dfrac{l_2}{\cos\beta_0}$; I — момент инерции секции рамы машины относительно оси бокового опрокидывания

Продолжение табл. 19

Расчетная ситуация	λ_f-критерий	Обозначения
1	2	3
3. Внедрение рабочего органа в материал (грунт) или упор о неподвижное препятствие	$\dfrac{\dfrac{CV_к h_с}{I(P^2+k^2)P}}{\operatorname{tg}\alpha_{зап} - \dfrac{P_{сц}-P_f}{G}}$	C — приведенная жесткость системы «навесное оборудование — материал (препятствие)» $V_к$ — скорость машины в момент внедрения рабочего органа в материал; $P_{сц}$ и P_f — силы сцепления и сопротивления качению движителей машины; G — общая сила тяжести (вес) машины; k — частота колебаний системы «навесное оборудование — материал»
4. Резкое включение фрикциона или переключение передач; стопорение задних колес	$\dfrac{\dfrac{I_р}{I}\cdot\dfrac{\omega_н}{P}}{\operatorname{tg}\alpha_{зап}}$	$I_р$ — момент инерции вращающихся частей привода, приведенный к движителям (задним колесам); I — момент инерции машины относительно оси опрокидывания; $\omega_н$ — номинальная скорость вала двигателя, приведенная к движителям машины

Продолжение табл. 19

Расчетная ситуация	λ_l-критерий	Обозначения
1	2	3
5. Стопорение тяговой лебедки трелевочной машины ($\gamma=0$)	$\dfrac{mV_б(h_б\sin\varkappa\sin\gamma-l_б\cos\varkappa)}{I(1+\dfrac{m}{m_{вр}})P}$ → $\operatorname{tg}\alpha_{зап}-\left(\dfrac{m}{m+m_{вр}}\cdot\dfrac{P_{изб}}{G}+f_c\right)$ → $\dfrac{h_б\sin\varkappa\sin\gamma-l_б\cos\alpha}{h_c}$	$V_б$ — окружная скорость барабана лебедки; $P_{изб}$ — избыточное усилие привода лебедки, приведенное к барабану; h_c — высотная координата центра масс машины; $h_б$ — высота расположения оси барабана лебедки над опорной плоскостью; $l_б$ — смещение оси барабана от оси задних колес машины; $\gamma, \varkappa$ — соответственно углы отклонения тягового каната от оси вращения барабана лебедки и вертикали
6. Стопорение лебедки трелевочной машины ($\gamma\neq0$) (боковое опрокидывание)	$\dfrac{mV_б(h_б\sin\varkappa\cos\gamma-b\cos\varkappa)}{I'(1+\dfrac{m}{m_{вр}})\cdot P}$ → $\operatorname{tg}\alpha_{зап}-(\dfrac{m}{m+m_{вр}}\cdot\dfrac{P_{изб}}{G}+f_c)$ → $\dfrac{I_б\sin\varkappa\cos\gamma-b\cos\gamma}{h_c}$	m — масса перемещаемого груза; $m_{вр}$ — приведенная масса вращающихся частей трелевочного механизма; f_c — коэффициент сопротивления перемещения груза; I — момент инерции машины относительно оси продольного опрокидывания; I' — момент инерции машины относительно бокового опрокидывания

Продолжение табл. 19

Расчетная ситуация	λ_t-критерий	Обозначения
1	2	3
7. Продольный съезд с препятствия: (1) — с разгоном; (2) — с торможением; (3) — с постоянной скоростью (4) — с выключенным двигателем	$\dfrac{D}{\operatorname{tg}\alpha_{зап}-(2\alpha_t-\psi_m\frac{P_{изб}}{G})}$, (1) $D=\dfrac{m_2 l_1\sqrt{2gh}}{(I-\psi_m m_2 h_c^2)k_0}$; $\dfrac{D}{\operatorname{tg}\alpha_{зап}-[2\alpha_t+\psi_m(\frac{P_т}{G}+f_к)]^2}$ (2) $\dfrac{D}{\operatorname{tg}\alpha_{зап}-2\alpha_t}$ (3) $\dfrac{D}{\operatorname{tg}\alpha_{зап}-(2\alpha_t+f_к)}$ (4)	$\psi_m=\dfrac{m_2}{m_1+m_2}$ m_1 — приведенная к движителям масса вращающихся частей привода машины; m_2 — масса машины; $P_{изб}$ — избыточное усилие привода; G — общая сила тяжести (вес) машины; l_1 — расстояние центра масс машины до оси передних колес; h и α_t — высота и угол съезда с препятствия; I — момент инерции машины относительно оси опрокидывания; $k_0=1{,}6+2{,}0$; $f_к$ — коэффициент сопротивления качению
8. Боковой наезд на препятствие: (1) — с разгоном; (2) — с торможением	$\dfrac{\frac{C'_ш V_к \nu B}{l(P^2+k^2)P}}{\operatorname{tg}\alpha_{зап}-\psi_m\frac{P_{изб}}{G}}$, (1)	$C'_ш$ — «продольная» жесткость шины наезжающего колеса; $C'_ш=C_ш\sin^2\alpha_к$; $\operatorname{tg}\alpha_к\simeq\dfrac{\sqrt{2h\cdot r_k-h^2}}{r_к}$ $V_к$ — скорость движения машины;

Продолжение табл. 19

Расчетная ситуация	λ_t-критерий	Обозначения
1	2	3
	$\dfrac{\dfrac{C'_{ш} V_к \nu B}{I(P^2+k^2)P}}{\operatorname{tg}\alpha_{зап}+\psi_m\left(\dfrac{P_{изб}}{G}+f_к\right)}$ (2)	$\nu=\dfrac{r_к-h}{\sqrt{2r_к h-h^2}}$ h — высота препятствия; $r_к$ — радиус качения колеса; I — момент инерции машины относительно оси бокового опрокидывания; k — частота собственных колебаний упругих опор
9. Движение с поворотом в плоскости качения с постоянной скоростью	$\dfrac{\dfrac{\omega}{P}}{\operatorname{tg}\alpha_{зап}-\dfrac{\omega V_к}{g}}$	ω — угловая скорость поворота машины; $V_к=\omega R_к$; $P^2=\dfrac{Gh_c}{I}\dfrac{\cos\alpha_{зап}}{\cos\alpha_{уст}}(1-$ $-0{,}1\omega V\operatorname{tg}\alpha_{зап})$ $R_к$ — радиус поворота машины
10. Наезд прицепа на тормозящийся тягач (Боковое опрокидывание тягача)	$\dfrac{\dfrac{h_{ск}}{h_1}P\sin\beta}{\left(1+\dfrac{m_1}{m_2}\right)g\operatorname{tg}\alpha_{зап}}\sqrt{\dfrac{P_{1т}}{m_1 t_к}\delta^2}$	$\alpha_{зап}$ — угол запаса устойчивости тягача; $h_{ск}$ — высота расположения сцепного крюка; h_1 — высота центра масс тягача; $t_к$ — время (темп) нарастания тормозящего усилия; принимается $t_к\simeq 1$ С; $P_{1т}$ — максимальное тормозящее усилие тягача;

Продолжение табл. 11

Расчетная ситуация	λ_i-критерий	Обозначения
1	2	3
		δ — зазор в сцепном устройстве; m_1 и m_2 — массы тягача и прицепа; $G_1=m_1g$; $G_2=m_2g$
11. Боковое опрокидывание заторможенного прицепа движущимся тягачом	$\dfrac{\frac{h_{ск}}{h_2}\left(1+\frac{m_1}{m_2}\right)\frac{V_к}{g}P\sin\beta}{\operatorname{tg}\alpha_{2зап}-\frac{P_{es}}{G_2}}$	$\alpha_{2зап}$ — угол запаса устойчивости прицепа; h_2 — высота центра масс прицепа; P_{2s} — боковые силы, нагружающие прицеп; $V_к$ — скорость движения тягача

2.4. Пример расчета динамической устойчивости машины по λ_t -критерию

Определить условия динамической боковой устойчивости фронтального одноковшового погрузчика с шарнирно-сочлененной рамой при резком торможении опускающейся стрелы.

Примечание. Устойчивость погрузчика с грузовой балансирной и моторной небалансирной частью лимитируется боковой устойчивостью моторной части.

Исходные данные

Сила тяжести (вес) моторной части погрузчика	$G_2=9200$ кг$=$ $=90000$ Н
Момент инерции моторной части погрузчика относительно оси опрокидывания	$I=2460$ кг·м/с$^2=$ $=24210$ кг·м^2
Приведенная к головке стрелы масса навесного оборудования и груза	$m_0=540$ кгс^2/м$=$ $=5300$ кг
Скорость опускающейся стрелы в момент торможения	$V=1{,}0$ м/с
Вылет стрелы	$l_0=2{,}8$ м
Угол отклонения стрелы от горизонтали в момент торможения	$\alpha_0=0$
Приведенная жесткость навесного оборудования	$C_0=200\cdot10^3$ кг/м$=$ $=1960\cdot10^3$ н/м
Длина грузовой части погрузчика	$l_1=1{,}6$ м
Длина моторной части погрузчика	$l_2=1{,}6$ м
Высота центра масс моторной части погрузчика	$h_2=1{,}35$ м
Колея ходовой части	$2b=2{,}15$ м
Угол складывания ходовой рамы	$\beta_0=15°$
Угол устойчивости погрузчика при $\beta_0=15°$	$\alpha_{уст}=8°$
Угол наклона опорной плоскости	$\alpha=0$:

1) $\operatorname{tg}\xi_3=\dfrac{l_2\sin\beta_0+b\cos\beta_0}{(l_1+l_2\cos\beta_0)-b\sin\beta_0}=\operatorname{tg}\dfrac{1{,}6\cdot0{,}259+1{,}075\cdot0{,}966}{1{,}6+1{,}6\cdot0{,}966-1{,}075\cdot0{,}259}=0{,}506$

$\xi_3=26°50'$;

2) $l_s=(l_2\operatorname{tg}\beta_0+b)\cos(\xi_3-\beta_0)=(1{,}6\cdot0{,}268+1{,}075)\cdot0{,}983=1{,}48$;

3) $Z_1=l_1+\dfrac{l_2}{\cos\beta_0}=1{,}6+\dfrac{1{,}6}{0{,}966}=3{,}26$;

4) $\dfrac{l_s}{Z_1}=\dfrac{1{,}48}{3{,}26}=0{,}453$;

5) $P^2=\dfrac{G_2h_2}{I}\dfrac{\cos(\alpha_{уст}-\alpha)}{\cos\alpha_{уст}}=\dfrac{9200\cdot1{,}35\cdot1}{2460}=5{,}0\quad P=2{,}24$;

6) $\beta^2=\dfrac{C_0}{m_0}=\dfrac{200\cdot10^3}{540}=370$;

7) $D=\dfrac{C_0V(l_0\cos\alpha_0+h_0\sin\alpha_0)\cdot\dfrac{l_s}{Z_1}}{I(\beta^2+P^2)P}=\dfrac{200\cdot10^3\cdot1\cdot2{,}8\cdot0{,}453}{2460(370+5)\cdot2{,}24}=0{,}123$;

8) $\lambda_t=\dfrac{D}{\operatorname{tg}\alpha_{уст}}=\dfrac{0{,}123}{0{,}141}<1$.

Т. е. погрузчик динамически устойчив против опрокидывания.

2.5.1. Показатели устойчивости определяют условия, при которых:

сохраняется статическое равновесие машины при действии на нее только статических нагрузок;

сохраняется контакт внешних (по отношению к оси опрокидывания) опор машины при действии на нее динамических нагрузок (положение «динамического равновесия»);

сохраняется динамическая устойчивость машины при нагружении ее возмущениями, вызывающими отрыв ее внешних опор от основания.

2.5.2. Граничные условия «динамического равновесия» наступают при равенстве нулю нормальной динамической реакции R_z на опорах машины (рис. 8).

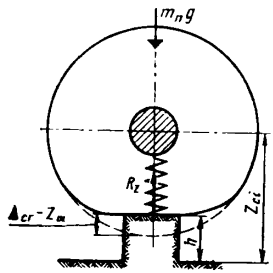


Рис. 8

$$R_z = C_ш(\Delta_{ст} - z_ш) = m_п g - C_ш z_ш,$$

где $\Delta_{ст}$ — статическая деформация опор (шин);

$z_ш$ — переменная составляющая деформации опор (шин).

Аналитически эти условия могут быть записаны одним из следующих выражений:

$$R_z = 0, \text{ если } \begin{cases} C_ш(\Delta_{ст} - z_ш) = 0; \\ \Delta_{ст} = z_ш; \\ C_ш[z_р(t) - (z_{ci} - r)] = 0; \\ [z_р(t) - (z_{ci} - r)] = 0; \\ \ddot{z}_{ci} = g \end{cases} \qquad (24)$$

где z_{ci} — ордината оси i-й опоры (колеса);

$\ddot{z}_{ci}$ — вертикальное ускорение оси i-й опоры;

$z_р(t)$ — текущая ордината препятствия; в частном случае

$$z_р(t) = h = \text{const}$$

Те же условия могут быть выражены через ординату z_c центра масс машины:

при наезде на препятствие передних опор

$$W_1 = z_c - z_0(t) + Z_1 \sin\varphi - h_c \cos\varphi = 0 \qquad (25)$$

при наезде на препятствие задних опор

$$W_2 = z_c - z_p(t) + Z_2 \sin\varphi - h_c \cos\varphi = 0, \qquad (26)$$

где Z_1 и Z_2 — расстояние центра масс машины соответственно до передних и задних опор.

При боковом наезде на препятствие опорами (колесами, гусеницами) одной стороны граничные условия «динамического равновесия» определяются выражением

$$W_s = z_c - z_p(t) + b_c \sin\varphi - h_c \cos\varphi = 0, \qquad (27)$$

где b_c — поперечная координата центра масс машины относительно опоры, находящейся со стороны оси опрокидывания;

φ — в данном случае — угол бокового опрокидывания.

Определение условий (24)—(27) связано с необходимостью отыскания решений дифференциальных уравнений движения относительно переменных z_c либо z_{cl} или $\ddot{z}_{cl}$ и подстановки их в соответствующие выражения.

2.5.3. Граничные условия динамической устойчивости определяются соотношениями

$$\lambda_{1t} = \lambda_{2t} = 1, \qquad (28)$$

либо

$$\lambda_t = \frac{D}{\operatorname{tg}\alpha_{зап}} = 1 \qquad (29)$$

2.5.4. Относительными показателями запасов устойчивости машин против опрокидывания являются коэффициенты запаса, определяемые как отношение величины предельной устойчивости машины, установленной на горизонтальной площадке (или, иначе, величины «несущей способности» машины по устойчивости), к величине «потерянной устойчивости» из-за наклона опорной площадки или действия других факторов, снижающих устойчивость.

В качестве основного показателя запаса устойчивости машины при ее статическом нагружении может быть принято отношение

$$K_\alpha \frac{\alpha_{уст}}{\alpha} = \frac{\alpha_{уст}}{\alpha_{уст} - \alpha_{зап}}. \qquad (30)$$

Коэффициент K_α показывает, во сколько раз нужно увеличить угол наклона машины, чтобы вызвать ее опрокидывание.

Запас устойчивости, обеспечивающий состояние «динамического равновесия» машины, определяется коэффициентом запаса

$$K'_\alpha = \frac{\alpha_{уст}}{\alpha_{уст} - 1{,}3\operatorname{arctg} D}. \qquad (31)$$

Запас устойчивости, обеспечивающий динамическую устойчивость машины против опрокидывания, определяется коэффициентом

$$K''_{\alpha}=\frac{\alpha_{уст}}{\alpha_{уст}-1,1\operatorname{arctg} D}. \qquad (32)$$

Коэффициенты K'_{α} и K''_{α} показывают, во сколько раз нужно увеличить угол наклона машины при действии на нее динамических нагрузок, чтобы нарушить условия «динамического равновесия» или динамической устойчивости.

Если устойчивость измеряется моментами, образованными силами, действующими на машину относительно оси ее опрокидывания, то коэффициент запаса может быть определен по соотношению:

$$K_{м}=\frac{M_{уст}}{M_{уст}-M_{зап}}=\frac{\sin\alpha_{уст}}{\sin\alpha_{уст}-\sin\alpha_{зап}}. \qquad (33)$$

Запасы устойчивости, вычисленные по формуле (33) при больших значениях $\alpha_{уст}$ и $\alpha_{зап}$ получаются примерно на 5—8 % выше, чем вычисленные по формуле (30). Но уже при $\alpha_{уст}=20°$ и $\alpha_{зап}=10°$ формула (33) дает ошибку, не превышающую 1,5 %.

Коэффициент $K_{м}$ показывает, во сколько раз может быть увеличен опрокидывающий момент от статических нагрузок, чтобы вызвать опрокидывание машины.

3. РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМ ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ КОЛЕСНЫХ И ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

3.1. Определение условий и скоростей перевертывания машин на плоскости при опрокидывании

3.1.1. Комплекс средств, обеспечивающих защиту оператора при опрокидывании машины или при падении на кабину посторонних предметов составляет систему пассивной безопасности машины. К ним относятся:

кабины безопасности, выполненные из конструктивных элементов, воспринимающих внешние нагрузки, возникающие при опрокидывании машины или при падении на кабину посторонних предметов;

внешние устройства, выполненные в виде каркасной, консольной или арочной конструкции, предназначенной для защиты кабины оператора от внешних нагрузок, возникающих при опрокидывании машины или при падении посторонних предметов;

предохранительные ремни, ограничивающие перемещения оператора в кабине при ударе последней об основание.

3.1.2. Параметрами системы пассивной безопасности являются величины, характеризующие ее мгновенные состояния для любого

Таблица 20

Классификация явлений, связанных с потерей устойчивости, основанных на структуре математических моделей и используемых критериев

Состояние системы	Упрощенные математические модели	Используемые критерии	Примечание
Динамическая устойчивость	$I\ddot{\varphi}-Gh_c\sin\varphi=M_F(t)-M_{зап}\cos\varphi$; $I\ddot{\varphi}-Gh_c\varphi=M_F(t)-M_{зап}$	$\lambda_{f_t}=1$	—
Динамическое равновесие	$I\ddot{\varphi}=M_F(t)-M_{зап}$	$R_z=0$; $\ddot{z}=g$; $\ddot{\varphi}=\frac{g}{Z}$; $\frac{M_{изб}}{I}=\frac{g}{Z}$	$M_{изб}=M_F(t)-M_{зап}$
Статическое равновесие	$M_{вет}=M_{опр}$; $M_{зап}=0$	$R_к=\frac{M_{зап}}{Z}=0$	$R_к$ — статическая реакция на внешних опорах машины; $M_{вст}$ — восстанавливающий момент от статических нагрузок, действующих в сторону равновесия системы; $M_{опр}$ — опрокидывающий момент от статических нагрузок, действующих в сторону опрокидывания системы

момента времени. К основным параметрам систем пассивной безопасности относятся:

деформация элементов кабины или внешнего защитного устройства при ударе об основание или в результате падения посторонних предметов;

энергия удара, абсорбируемая элементами системы пассивной безопасности при опрокидывании машины или при падении посторонних предметов.

3.1.3. Значения указанных параметров зависят от:

условий опрокидывания машины, определяющих углы и скорости ее перевертывания на плоскости;

конструкций и размеров кабины или внешнего защитного устройства;

упруго-демпфирующих характеристик подсистемы «кабина (защитное устройство) — основание».

Большинство из перечисленных здесь факторов носит случайный характер и описывается категориями теории вероятностей.

3.1.4. Однако при определенных упрощающих предположениях в основу расчета систем пассивной безопасности могут быть положены аналитические математические модели, позволяющие получить формульные зависимости между основными параметрами исследуемой системы.

В табл. 21 приводятся формулы для определения значений угловых скоростей перевертывания при боковом опрокидывании машины в начале и в конце удара ее об основание для различных фаз перевертывания.

3.1.5. Возможность дальнейшего перевертывания машины на плоскости после ее опрокидывания на 90° и ударе в точках 1 и 2 (см. табл. 21 положения 1 и 2) проверяется по условию

$$\frac{\omega_{кр}}{\omega_{к2}} \leqslant 1,$$

где $\omega_{кр}$ — критическая угловая скорость, превышение которой вызывает дальнейшее перевертывание машины на плоскости

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{2g\rho_2(1-\sin\beta_2)}{\rho_c^2+\rho_2^2}}, \qquad (34)$$

где ρ_c — радиус инерции машины относительно продольной оси, проходящей через ее центр масс; $\rho_c^2 = \frac{I_c}{m}$,

I_c — момент инерции машины относительно продольной оси, проходящей через ее центр масс;

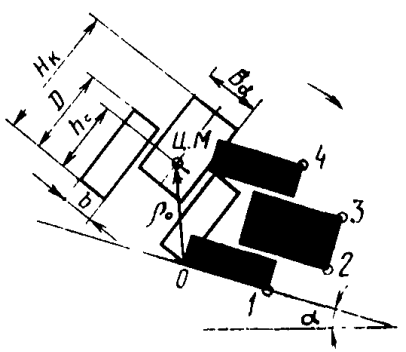
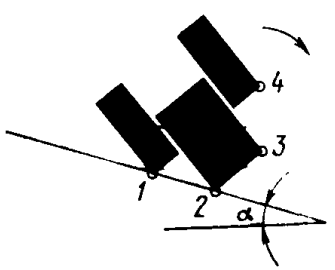
m — масса машины;

$$\beta_2 = \arccos\frac{H_к - h_c}{\rho_2} + (\alpha + \alpha_0);$$

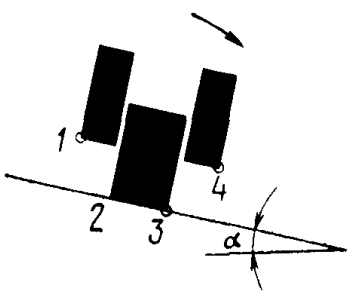
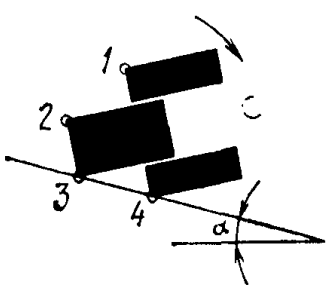
h_c — высота центра масс машины.

Таблица 21

Расчетные зависимости для определения скоростей перевертывания машины на склонах

№ п/п.	Положение машины в момент удара	Место удара	Угловая скорость в начале и в конце удара ($\omega_{н_i}$ и $\omega_{к_i}$)	Коэффициент потерянных скоростей ν_i
	1	2	3	4
1.		Точка 1	$\omega_{н1}=\sqrt{\dfrac{2g\rho_0[1-\cos(90^0+\alpha)]}{\rho_c^2+\rho_0^2\sin^2(90^0+\alpha)}}$ $\omega_{к1}=\omega_{н1}(1-\nu_1)$; $\rho_0=h_c\cos\alpha_{уст}-(0{,}5B_к+b)\sin\alpha_{уст}$; $\rho_c^2=\dfrac{I_c}{m}$	$\nu_1=\dfrac{\rho_1^2+\rho_0\rho_1}{\rho_c^2+\rho_1^2}$; $\rho_1=\sqrt{\dfrac{(0{,}5B_к+b)^2+}{+(D_к-h_c)^2}}$
2.		Точка 2	$\omega_{н_2}=\sqrt{\dfrac{2g\{(0{,}5B_к+b)[1-\cos(\alpha+\alpha_0)+}{\rho_c^2+[(0{,}5B_к+b)\sin(\alpha+\alpha_0)-}}$ $\dfrac{+f(h_c-D)\sin(\alpha+\alpha_0)}{-f(h_c-D)\cos(\alpha+\alpha_0)]^2}+\omega_{к_1}^2}$ $f=\begin{cases}+1, & \text{если } h_c>D_к;\\ 0 & \text{“ } h_c=D_к;\\ -1 & \text{“ } h_c<D_к;\end{cases}$	$\nu_2=\dfrac{\rho_2^2+\rho_1\rho_2}{\rho_c^2+\rho_2^2}$; $\rho_2=\sqrt{0{,}25B_к^2+(H_к-h_c)^2}$

Продолжение табл. 21

№ п/п.	Положение машины в момент удара	Место удара	Угловая скорость в начале и в конце удара ($\omega_{н_i}$ и $\omega_{к_i}$)	Коэффициент потерянных скоростей ν_i
	1		3	4
			$\omega_{к_2} = \omega_{н_2}(1-\nu_2)$; $\alpha_0 = \operatorname{arctg}\frac{b}{H_к - D_к}$	
3.		Точка 3	$\omega_{н_3} = \sqrt{\frac{2g\rho_2[1-\cos(90+\alpha)]}{\rho_c^2+\rho_2^2\sin^2(90+\alpha)}+\omega_{к_2}^2}$; $\omega_{к_3} = \omega_{н_3}(1-\nu_3)$.	$\nu_3 = \frac{\rho_3^2+\rho_2\rho_3}{\rho_c^2+\rho_3^2}$; $\rho_3 = \sqrt{0{,}25B_к^2+(H_к-h_c)^2}$
4.		Точка 4	$\varphi_{н4} = \sqrt{\frac{2g\rho_3[1+\sin(\alpha-\alpha_0)]}{\rho_c^2+\rho_3^2\cos^2(\alpha-\alpha_0)}+\omega_{к_3}^2}$; $\omega_{к_4} = \omega_{н_4}(1-\nu_4)$	$\nu_4 = \frac{\rho_4^2+\rho_3\rho_4}{\rho_c^2+\rho_4^2}$; $\rho_4 = \sqrt{\frac{(0{,}5B_к+b)^2+(D_к-}{-h_c)^2}}$

Условия дальнейшего перевертывания машины выражаются неравенством

$$\frac{\omega_{кр}}{\omega_{к_2}}<1. \qquad (35)$$

Выполнение условия (35) влечет за собой удар кабины в точке *3* (см. табл. 21, положение 3).

3.2. Расчет нагрузочных и энергетических характеристик

3.2.1. В процессе одного полного оборота кабина или защитное устройство дважды (в точках *2* и *3* табл. 21) нагружается динамическими и статическими силами, обусловленными ударом об основание и весом машины.

Основными элементами кабины (защитного устройства), воспринимающими эти силы, являются стойки их боковых рам (рис. 9). При ударе в точке *2* они нагружаются:

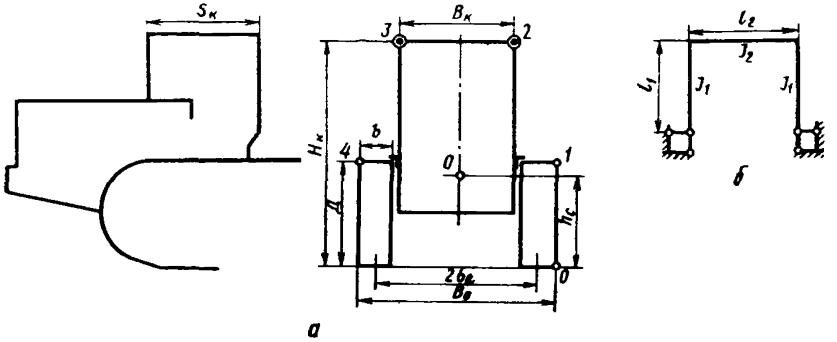


Рис. 9

поперечной силой

$$P_s=0{,}636\omega_{H_2}\sqrt{Cm_2}\{\rho_1\cos[\beta_1+(\alpha+\alpha_0)+\partial\rho_2(1-\nu_2)\cos[\beta_2-$$
$$-\partial(\alpha+\alpha_0)]\}+m_2g\cdot\cos(\alpha+\alpha_0), \qquad (36)$$

продольной силой

$$P_\tau=0{,}636\omega_{H_2}\mu\sqrt{Cm_2}\{\rho_1\cos[\beta_1+(\alpha+\alpha_0)]+\partial\rho_2(1-\nu_2)\cos[\beta_2-\partial(\alpha+$$
$$+\alpha_0)]\}+m_2g\mu\cos(\alpha+\alpha_0), \qquad (37)$$

где C — приведенная жесткость системы «кабина-основание»;

μ — коэффициент трения между контактирующимися элементами кабины и основания (грунта);

m_2 — масса машины, приведенная к точке *2*

$$m_2=\begin{cases} m\,\dfrac{D_к-h_c}{H_к+D_к-2h_c}, \text{ если } h_c<D_к \\ m\,\dfrac{h_c-D_к}{H_к-D_к}, \text{ если } h_c>D_к \end{cases},$$

где $D_к$ — высота движителей (диаметр колес) машины, м;
$H_к$ — высота машины по крыше кабины, м.

$$\beta_1=\begin{cases} \arcsin\dfrac{0{,}5B_к+b}{\rho_1}+(\alpha+\alpha_0), \text{ если } h_c<D_к \\ 90°-\alpha \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; , \text{ если } h_c=D_к \\ \arcsin\dfrac{0{,}5B_к+b}{\rho_1}-(\alpha+\alpha_0), \text{ если } h_c>D_к \end{cases}$$

$B_к$ — ширина кабины, м;
b — ширина движителей (колес или гусениц), м.

При ударе в точке *3* стойки боковой рамы нагружаются:
поперечной силой

$$P_з=0{,}636\omega_{H_з}\sqrt{Cm_з}\mu[\rho_2\cos(\beta_2'+\alpha)+\rho_3(1-\nu_3)\cos(\beta_3-\alpha)]+m_3g\mu\cos\alpha, \quad (38)$$

продольной силой

$$P_т=0{,}636\omega_{H_з}\sqrt{Cm_з}[\rho_2\cos(\beta_2'+\alpha)+\rho_3(1-\nu_3)\cos(\beta_3-\alpha)]+m_3g\cos\alpha, \quad (39)$$

где $m_3=0{,}5m$;

$$\beta_2'=\arccos\frac{0{,}5B_к}{\rho_2}-\alpha;$$

$$\beta_3=\arccos\frac{0{,}5B_к}{\rho_3}+\alpha;$$

3.2.2. Приведенная жесткость системы «кабина-основание» рассчитывается по формулам:

приведенная жесткость системы

$$C=\frac{C_к}{1+\dfrac{C_к}{C_{гр}}}, \quad (40)$$

жесткость боковой рамы кабины (защитного устройства)

$$C_к=\frac{12EI_1I_2k}{2l_1^3I_2+l_1^2l_2I_1}, \quad (41)$$

где E — модуль упругости материала элементов рамы;
I_1 и I_2 — моменты инерции сечений стоек и поперечины рамы (рис. 9, б);
l_1 и l_2 — высота стоек и длина поперечины рамы
При $I_1=I_2=I$; $l_1=(H_к-D_к)$; $l_2=S_к$

$$C_к=\frac{12EI_к}{2(H_к-D_к)^3+(H_к-D_к)^2S_к}, \quad (42)$$

где k — поправочный коэффициент; для шарнирного крепления стоек $k=1$, для жесткого крепления («заделка») $к=2$—$2{,}5$.

условная жесткость основания (грунта)

$$C_{гр}=P_0 S_к \varkappa, \qquad (43)$$

где p_0 — сопротивление грунта смятию в кг/м²;

$\varkappa$ — коэффициент, зависящий от формы боковой рамы кабины. Для П-образных рам

$$\varkappa=\frac{1+\operatorname{tg}^2\alpha_0}{\operatorname{tg}\alpha_0}.$$

3.2.3. Общее количество механической энергии перевертывающейся на плоскости машины частично расходуется на работу деформации ее элементов, в том числе кабины или защитного устройства, на деформацию грунта и рассеивается за счет трения между машиной и грунтом. Оставшаяся часть энергии передается оператору, находящемуся в кабине, и идет на сообщение ускорения машине в процессе ее перевертывания на плоскости.

Слишком жесткая конструкция кабины, которая мало деформируется при ударе об основание, является хорошим «передатчиком» энергии, в результате чего на оператора будут действовать значительные динамические нагрузки. Наоборот, слишком «мягкая» конструкция кабины хорошо абсорбирует энергию, но при этом из-за значительной деформации металлоконструкции резко сокращается ее «зона безопасности» и возникает опасность травмирования оператора деформированными элементами кабины.

Оптимально спроектированная система защиты оператора должна наилучшим образом удовлетворять указанным противоречивым требованиям, то есть иметь приемлемые характеристики передачи и поглощения энергии.

Работа, расходуемая на деформацию грунта с учетом трения между грунтом и контактирующимися участками машины, определяется по формуле

$$U_{гр}=\varepsilon C_{гр} h^2+0{,}5m\omega_{к_t}^2 \rho_i^2 \sin^2\beta_i \cos\alpha, \qquad (44)$$

$$i=2,3$$

где ε — коэффициент полноты, зависящий от формы кривой деформации грунта; при расчетах можно принять $\varepsilon=0{,}9$;

h — глубина деформации грунта под кабиной;

для точки *2*

$$h=\frac{P_s\cos\alpha_0}{C_{гр}},$$

для точки *3*

$$h=\frac{P_s}{C_{гр}}.$$

3.3. Последовательность расчета

Исходными данными являются: вес (масса) машины; момент (или радиус инерции) машины относительно продольной (поперечной) оси, проходящей через ее центр масс; размеры машины и ка-

бины, обозначенные на рис. 9; моменты инерции сечений стоек и поперечины рамы кабины; модуль упругости материала металлоконструкции кабины (защитного устройства); угол наклона опорной плоскости; грунтовый фон.

Расчет рекомендуется вести для тяжелых глинистых грунтов, для которых $p_0=(1{,}3\div 1{,}8)\cdot 10^4$ кг/м^2; $\mu=0{,}5\div 0{,}7$

3.3.1. Определяются скорости удара и перевертывания машины по формулам, приведенным в табл. 21.

3.3.2. Определяется критическая скорость $\omega_{кр}$ по формуле (34) и проверяется условие (35).

Если это условие не выполняется, расчет скоростей ограничивается определением значений $\omega_{н_2}$ и $\omega_{к_2}$.

Если условие (35) выполняется, определяются значения скоростей $\omega_{н_2}$ и $\omega_{к_2}$.

3.3.3. Определяется приведенная жесткость системы «кабина-основание» по формулам (40)—(43).

3.3.4. Определяются поперечные и продольные нагрузки P_s и P_τ по формулам (36) и (37) — если условие (35) не выполняется, либо по формулам (38) и (39) — если условие выполняется.

3.3.5. Проводится прочностной расчет стоек рамы в предположении, что в углах рамы возникают шарниры пластичности.

Методы расчета подобных конструкций изложены в курсах «Сопротивление материалов» и «Строительная механика».

Если условие прочности не удовлетворяется, выбираются другие размеры сечения стоек, либо изменяется профиль их сечения и материал, после чего, начиная с пункта 3 (определение приведенной жесткости системы) делается перерасчет в указанной последовательности.

При удовлетворении условий прочности определяется по формулам «сопротивления материалов» потенциальная энергия деформации конструкции $U_к$ и суммарная энергия, абсорбированная системой «кабина-грунт».

$$U=U_к+U_{гр}.$$

Примечание 1. Приведенная жесткость навесного оборудования определяется экспериментально или расчетом по формулам, приводимым в работах [3, 4, 8, 9] и в учебниках по курсам «Строительная механика» и «Сопротивление материалов». В качестве ориентировочных значений для навесного оборудования типа фронтальных погрузчиков можно принимать $C_0=(100—250)\cdot 10^3$ кг/м.

Для подрессоренных ходовых частей суммарная приведенная жесткость опор определяется по формуле

$$C_п=\frac{C\cdot C_р}{C+C_р},$$

где $C_р$ — жесткость рессор; величина C определяется по формулам (11)—(14).

Примечание 2. Методы определения частот собственных колебаний и возмущающих сил и формулы для их определения приводятся во всех литературных источниках, в которых рассматриваются вопросы динамики и колебаний колесных и гусеничных машин, в том числе в работах [3, 4, 6, 7, 8]. В табл. 22 приводятся формулы для определения некоторых частотных характеристик колесных и гусеничных машин и навесного оборудования.

Таблица 22

Определение некоторых частотных характеристик колесных и гусеничных машин и навесного оборудования

Характер движения системы	Частота колебаний (возмущений)	Обозначения
Резкое торможение навесного оборудования	$\beta = \sqrt{\frac{C_0}{m_0}}$	C_0 — приведенная жесткость навесного оборудования m_0 — приведенная масса навесного оборудования
Наезд колеса с пневматической шиной на препятствие (вертикальные колебания)	$\kappa = \sqrt{\frac{C_ш}{m_п}}$	$C_ш$ — радиальная жесткость шины; $m_п$ — приведенная к колесу масса машины
Взаимодействие рабочего органа типа бульдозера или ковша с неподвижным препятствием. Буксование движителей отсутствует Имеет место буксование движителей	$\kappa = \sqrt{\frac{C}{m+m_к}}$ $\kappa = \sqrt{\frac{C}{m}}$	C — приведенная жесткость препятствия и оборудования в направлении движения машины; m — масса машины; $m_к$ — приведенная масса привода машины
Торможение транспортного агрегата «тягач-прицеп»	$\kappa = \sqrt{\frac{C(m_1+m_2)}{m_1 m_2}}$	C — жесткость сцепки агрегата; m_1 — масса тягача; m_2 — масса прицепа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Брежнев Л. И. Выступление на XVI съезде профессиональных союзов СССР. — М.: Изд-во политической литературы, 1977.
2. Виллумсен В. В., Гоберман Л. А., Забегалов Г. В. и др. Безопасность операторов дорожно-строительных машин. — М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1977.
3. Волков Д. П. Динамика и прочность одноковшовых экскаваторов. — М.: Машиностроение, 1965.
4. Гоберман Л. А. Прикладная механика колесных машин. — М.: Машиностроение, 1974.
5. Гоберман Л. А., Пугачевская Л. М., Ратнер Г. Л. Определение характеристик систем защиты операторов. — Труды ВНИИСДМ, 1978, № 80.
6. Гоберман Л. А., Степанян К. В. Продольная устойчивость гусеничных погрузчиков. — М.: НИИстройдоркоммунмаш, 1966.

7. Давыдов Б. Л., Скородумов Б. А. Статика и динамика машин. — М.: Машиностроение, 1967.
8. Комаров М. С. Динамика грузоподъемных машин. — М.: Машгиз, 1962.
9. Федотов Н. Ф. Расчет навесного дорожно-строительного оборудования на динамические нагрузки. — Строительное и дорожное машиностроение, 1959, № 9.
10. Халфман Р. Динамика. /Пер. с англ. — М.: Наука, 1972.

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. Расчет параметров статической устойчивости

1.1. Характеристики статической устойчивости 4
1.2. Расчет предельных характеристик устойчивости машин с шарнирно-сочлененной рамой 7
1.3. Последовательность расчета 9
1.4. Особенности алгоритмов расчета предельных характеристик устойчивости машин с шарнирно-сочлененной рамой 9
1.5. Примеры расчета 31

2. Расчет параметров динамической устойчивости

2.1. Математические модели процесса опрокидывания 34
2.2. Критерии динамической устойчивости против опрокидывания . . 38
2.3. Приближенный метод построения оценок устойчивости . . . 41
2.4. Пример расчета динамической устойчивости машины по λ_1-критерию 49
2.5. Показатели устойчивости машин. Коэффициенты запаса устойчивости 50

3. Расчет динамических параметров систем пассивной безопасности колесных и гусеничных машин

3.1. Определение условий и скоростей перевертывания машин на плоскости при опрокидывании 52
3.2. Расчет нагрузочных и энергетических характеристик 57
3.3. Последовательность расчета 59
Список литературы 61

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Надежность в технике. Оценка параметров безопасности колесных и гусеничных машин по опрокидыванию. Характеристики динамической и статической устойчивости

РД 50-233—81

Редактор *Т. А. Киселева*
Технический редактор *А. Г. Каширин*
Корректор *Е. Б. Евсеенко*

Сдано в наб. 27.07.81 Подп. к печ. 15.12.81 Т-31103 Формат 60×90¹/₁₆ Бумага типографская № 1 Гарнитура литературная Печать высокая 4,0 п. л. 4,04 уч.-изд. л. Тир. 10000 Зак. № 1966 Цена 30 коп. Изд. № 6973/4

Ордена «Знак Почета» Издательство стандартов, 123557, Москва, Новопресненский пер., 3
Калужская типография стандартов, ул. Московская, 256. Зак. 1966

gost.e-ecolog.ru