

Э. И. Махлин

ДИНАМИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ КОРЧЕВАЛЬНОГО АГРЕГАТА ПРИ ТРАНСПОРТИРОВКЕ ДРЕВЕСНЫХ КОРНЕЙ

При выполнении корчевальных работ на трассах гидролесомелиоративных систем и лесных дорог машины находятся в сравнительно тяжелых условиях. По специфике работ [3] корчевальный агрегат работает в основном на участках с опасными элементами микрорельефа, часто наезжает на препятствия (пни, валеж, кочки и др.), что вызывает увеличение угла подъема или уменьшение угла спуска. Поэтому вопрос обеспечения устойчивости агрегата при выполнении транспортных работ приобретает важное значение. Вместе с тем известно, что производительность, а также агротехнические и эксплуатационные показатели работы агрегата зависят от устойчивости его движения.

Корчевальный агрегат представляет собою трелевочный трактор ТДТ-75 с фронтальной навесной корчевальной машиной системы М. П. Албякова [2].

Вообще известно, что способ навески машин на трактор влияет на общую устойчивость агрегата. Схема корчевального агрегата показана на рис. 1, а.

Навеска машины на трактор влечет за собой изменение его динамики, вследствие чего необходимо проверить продольную устойчивость агрегата. Для этого сравним фронтальную навеску корчевальной машины с трелевочным устройством трактора [4] с точки зрения их влияния на общую динамику гусеничного трактора в транспортном положении. Измерителем в этом отношении может служить коэффициент ξ , предложенный проф. Д. А. Чудаковым [7—9] применительно к сельскохозяйственным тракторам и представляющий собой отношение величины смещения центра давления агрегата $a_{д.н}$, вызываемого действием веса перемещаемых древесных корней с увлекаемым комом земли и навесной корчевальной машины, поднятыми в транспортное положение к смещению центра давления a_d под действием тягового сопротивления при трелевке леса в тех же условиях.

На рис. 1, а приведена силовая схема гусеничного агрегата с корчевальной машиной, расположенной фронтально в транспортном положении на горизонтальном участке при равномерном движении. При транспортировке древесных пней, когда рабочий орган поднят, на агрегат действуют следующие внешние силы и реакции: вес трактора $G_{тр}$; вес навесной корчевальной машины G_n ; вес выкорчеванного пня с увлекаемым комом земли G_k ; реакция V , нормальная к дневной поверхности почвы, она является результирующей всех нормальных реакций почвы; реакции почвы, параллельные ее дневной поверхности: толкающая сила X_k и составляющая лобового сопротивления X_n .

Точки приложения упомянутых сил и реакций показаны на силовой схеме. Ввиду небольшой скорости движения агрегата сопротивление

воздуха не учитываем [9]. Моментами касательных сил инерции движущихся звеньев гусениц и вращающихся деталей трансмиссии и двигателя на поперечных валах пренебрегаем.

Из теории трактора известно, что критерием продольной устойчивости гусеничного агрегата является координата центра давления, которую можно определить из уравнения моментов действующих сил относительно центра давления. Нарушение устойчивости агрегата при транспортных работах произойдет при повороте его вокруг оси передних кареток.

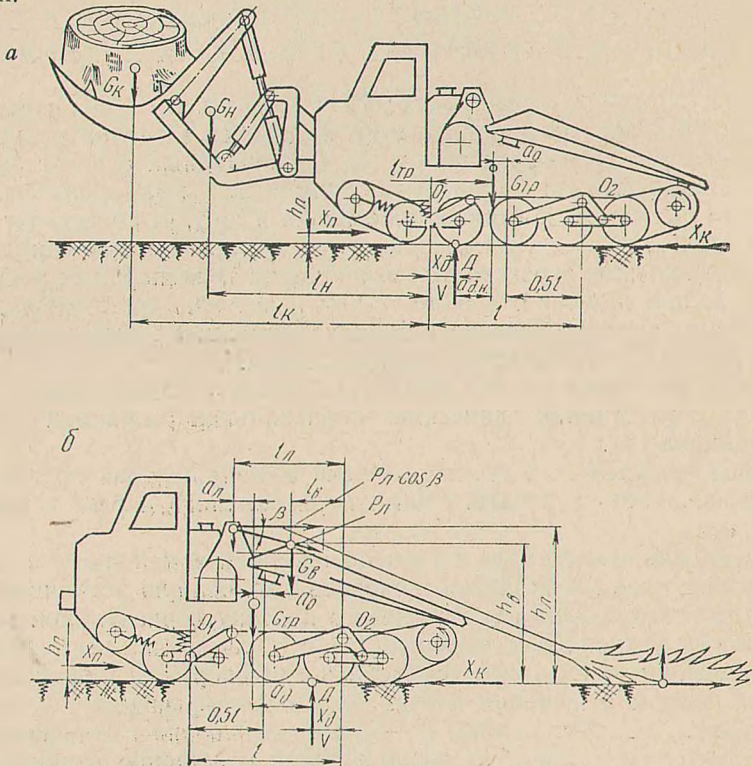


Рис. 1. Схема сил и реакций, действующих в продольной плоскости на корчевальный агрегат в транспортном положении (а) и на трелевочный трактор при движении с грузом (б).

Для ясности изложения дальнейшего материала необходимо хотя бы кратко остановиться на некоторых конструктивных особенностях ходовой системы агрегата. На гусеничном агрегате установлена балансирующая полужесткая подвеска, в которой катки связаны системой балансиров, которые в заблокированном виде крепятся шарнирно на раме агрегата. Последняя опирается на четыре каретки — две передние и две задние. Передние каретки сделаны двухкатковыми, задние — трехкатковыми. Передняя каретка состоит из малого балансира и рычага, которые соединены между собой осью качания малого балансира; передние — поддрессорены. Задняя каретка состоит из большого балансира, шарнирно соединенного с рамой агрегата, на длинном плече которого помещен третий (по ходу агрегата) каток, а короткое плечо связано с малым балансиром, на котором находятся четвертый и пятый катки. Задние каретки не поддрессорены.

Такая конструкция подвески агрегата позволяет передним и задним кареткам качаться независимо друг от друга, обеспечивая хорошую приспособляемость к дневной поверхности почвы [1], улучшая проходимость агрегата при транспортных работах на почве с малой несущей способностью.

Продолжим рассматривать вопрос устойчивости агрегата. Для равновесия [6] необходимо, чтобы сумма моментов внешних сил и реакций относительно оси, проходящей через центр давления, равнялась нулю $\Sigma M_d = 0$. При этом моментом от сопротивления качению пренебрегаем ввиду незначительной его величины

$$\chi_d = \frac{G_{тр} l_{тр} - G_n l_n - G_k l_k + X_n h_n}{G_{тр} + G_n + G_k}, \quad (1)$$

где расстояния $l_{тр}$, l_n , l_k и плечо h_n ясны с рисунка.

Моментом от составляющей лобового сопротивления X_n можно пренебречь ввиду малости плеча h_n . Условие продольной устойчивости агрегата с навесной машиной будет обеспечено при соблюдении неравенства $\chi_d > 0$

$$G_{тр} l_{тр} - G_n l_n - G_k l_k + X_n h_n > 0.$$

Если принять для надежности расчета, что $l_n \approx l_k$, то вес навесной машины и транспортируемого древесного пня будет

$$G_n + G_k < G_{тр} \frac{l_{тр}}{l_k} + X_n \frac{h_n}{l_k}, \quad (2)$$

а отношение

$$\frac{l_{тр}}{l_k} > \frac{G_n + G_k}{G_{тр}}. \quad (3)$$

Вес навесной машины с транспортируемыми древесными корнями можно найти исходя из динамического критерия продольной устойчивости гусеничного агрегата, которым, как известно, является допустимая величина коэффициента смещения центра давления. Для этого предварительно необходимо определить величину продольного смещения центра давления относительно его центра тяжести — $a_{д.н.}$

Величину $a_{д.н.}$ можно определить из уравнения моментов всех внешних сил относительно центра давления агрегата $\Sigma M_d = 0$:

$$a_{д.н.} = \frac{G_n (l_n + l_{тр}) + G_k (l_k + l_{тр})}{G_{тр} + G_n + G_k}; \quad (4)$$

или, принимая $l_n \approx l_k$, получим

$$a_{д.н.} = \frac{(G_n + G_k)(l_k + l_{тр})}{G_{тр} + G_n + G_k}. \quad (4a)$$

Обозначая отношение суммы веса навесной машины и веса древесных корней с увлекаемым комом земли к весу трактора через

$$\delta_n = \frac{G_n + G_k}{G_{тр}}$$

и подставляя значение δ_n в формулу (4a), получим

$$a_{д.н.} = \frac{\delta_n}{1 + \delta_n} (l_k + l_{тр}), \quad (5)$$

откуда коэффициент смещения центра давления будет

$$\nu_{\text{н}} = \frac{a_{\text{д. н}} + a_0}{l} = \frac{\delta_{\text{н}} (l_{\text{к}} + l_{\text{тр}})}{(1 + \delta_{\text{н}}) l} + \frac{a_0}{l}, \quad (6)$$

где l — продольная база балансирных кареток;

a_0 — продольное расстояние от центра тяжести трелевочного трактора до середины продольной базы балансирных кареток.

Из теории трактора известно, что для гусеничных тракторов с полужесткой системой подвески рамы эпюра давлений, передаваемых на почву гусеницей, из трапеции переходит в треугольник, когда коэффициент смещения центра давления достигает максимально допустимой величины $\nu = \frac{1}{6}$. Однако практический опыт использования тракторов с навесными машинами, а также некоторые особенности балансирной подвески рамы трелевочного трактора позволяют повысить допускаемую максимальную величину коэффициента смещения центра давления до предельного значения $\nu_{\text{н}} = \frac{1}{5}$. Из формулы (6) можно определить допустимый вес навесной машины с древесными корнями в транспортном положении

$$\delta_{\text{н}} = \frac{a_0 - \nu_{\text{н}} l}{\nu_{\text{н}} l - (l_{\text{к}} + l_{\text{тр}}) - a_0} = \frac{G_{\text{н}} + G_{\text{к}}}{G_{\text{тр}}}. \quad (7)$$

Подставляя величину предельного значения коэффициента смещения центра давления в формулу (7), получим

$$G_{\text{н}} + G_{\text{к}} \leq \frac{a_0 - 0,2 l}{0,2 l - (l_{\text{к}} + l_{\text{тр}}) - a_0} G_{\text{тр}}. \quad (8)$$

Для сравнения влияния на динамику трелевочного трактора навесной машины определим величину продольного смещения центра давления (относительно его центра тяжести) при трелевке леса комлем вперед и примем, что такие же (или близкие к ним) значения $a_{\text{д}}$ могут быть при прочих равных условиях допущены также и для корчевального агрегата. Можно считать, что поскольку трелевочные тракторы с такими продольными смещениями центра давления выдержали испытания в течение длительной работы в леспрохозах и лесхозах страны, то эти значения смещения центра давления в известной мере обеспечат надежную и устойчивую работу агрегата. Измерителем в этом отношении может служить коэффициент ξ , упомянутый в начале работы, представляющий отношение $\frac{a_{\text{д. н}}}{a_{\text{к}}}$. Коэффициент ξ должен быть меньше единицы или равен ей. Аналогично (корчевальному агрегату) находим продольное смещение центра давления трелевочного трактора $a_{\text{д}}$ при трелевке леса комлем вперед. На рис. 1, б показана схема сил, действующих на трактор.

При трелевке леса комлем вперед на трактор действуют следующие внешние силы и реакции: вес трактора $G_{\text{тр}}$; часть веса пакета деревьев $G_{\text{в}}$, приходящаяся на погрузочный щит; горизонтальная и вертикальная составляющие силы тяги на тросе лебедки $P_{\text{д}} \cos \beta$ и $P_{\text{д}} \sin \beta$ соответственно; результирующая всех нормальных реакций почвы V ; толкающая сил $X_{\text{к}}$ и составляющая лобового сопротивления $X_{\text{н}}$. Точки приложения упомянутых сил и реакций показаны на силовой схеме. Остальные обозначен-

ния расстояний и плеч (высот) упомянутых сил и реакций ясны с рисунка $\Sigma M_d = 0$:

$$a_d = \frac{P_l \cos \beta \cdot h_l - G_n(a_l - l_l - l_n) - P_l \sin \beta \cdot a_l}{G_{тр} + G_B + P_l \cdot \sin \beta} \tag{9}$$

Для упрощения примем, что угол $\beta = 0$, тогда

$$a_d = \frac{P_l h_l - G_B(a_l - l_l - l_B)}{G_{тр} + G_B} \tag{9a}$$

$$\xi = \frac{(G_n + G_k)(l_k + l_{тр})}{G_{тр} + G_n + G_k} \cdot \frac{P_l h_l - G_B(a_l - l_l - l_B)}{G_{тр} + G_B} \tag{10}$$

Анализ уравнения (10) показывает, что коэффициент ξ может быть равен единице или меньше ее при соблюдении следующего выражения:

$$l_k + l_{тр} \leq \left(1 + \frac{1}{\xi_n}\right) \left[\frac{P_l h_l - G_B(a_l - l_l - l_B)}{G_{тр} + G_B} \right] \tag{11}$$

При движении на подъем (рис. 2, а) опрокидывание возможно вокруг оси большого балансира задних кареток. Продольную координату центра давления агрегата найдем из уравнения моментов действующих сил относительно центра давления $\Sigma M_d = 0$

$$\chi_d = \frac{G_{тр} l_{тр} + G_{тр} \cdot \text{tg } \alpha \cdot h_{тр} - G_n l_n + G_n \text{tg } \alpha \cdot h_n - G_k l_k + G_k \text{tg } \alpha \cdot h_k}{G_{тр} + G_n + G_k} \tag{12}$$

Условие продольной устойчивости агрегата с навесной машиной в транспортном положении будет обеспечено при соблюдении неравенства

$$\chi_d < l.$$

Подставляя в формулу (12) значение $\chi_d < l$, можно определить максимальный угол подъема

$$\text{tg } \alpha < \frac{(G_{тр} + G_n + G_k) l + G_n l_n + G_k l_k - G_{тр} l_{тр}}{G_{тр} h_{тр} + G_n h_n + G_k h_k} \tag{13}$$

откуда $\alpha < \text{arc tg} \frac{(G_{тр} + G_n + G_k) l + G_n l_n + G_k l_k - G_{тр} l_{тр}}{G_{тр} h_{тр} + G_n h_n + G_k h_k} \tag{13a}$

Сравнивая с трелевочным трактором, нужно отметить, что агрегат имеет большую продольную устойчивость при движении на подъем на величину дополнительного момента составляющей веса навесной машины и древесных корней с увлекаемым комом земли:

$$M_d = G_n \cos \alpha (l_n + l) + G_k \cos \alpha \cdot (l_k + l) \tag{14}$$

Необходимо еще проверить возможность преодоления подъема по условиям сцепления с почвой:

$$X_k = \varphi (G_{тр} + G_n + G_k) \cos \alpha, \tag{15}$$

где X_k — толкающая сила гусеничного движителя;
 φ — коэффициент сцепления.

Движение возможно на подъем, если

$$X_k > (G_{тр} + G_n + G_k) \sin \alpha. \quad (16)$$

Подставляя значение X_k в формулу (15), получим

$$\varphi > \operatorname{tg} \alpha, \quad (17)$$

φ всегда меньше единицы; $\operatorname{tg} \alpha < 1$, откуда $\alpha < 45^\circ$ (по условиям сцепления).

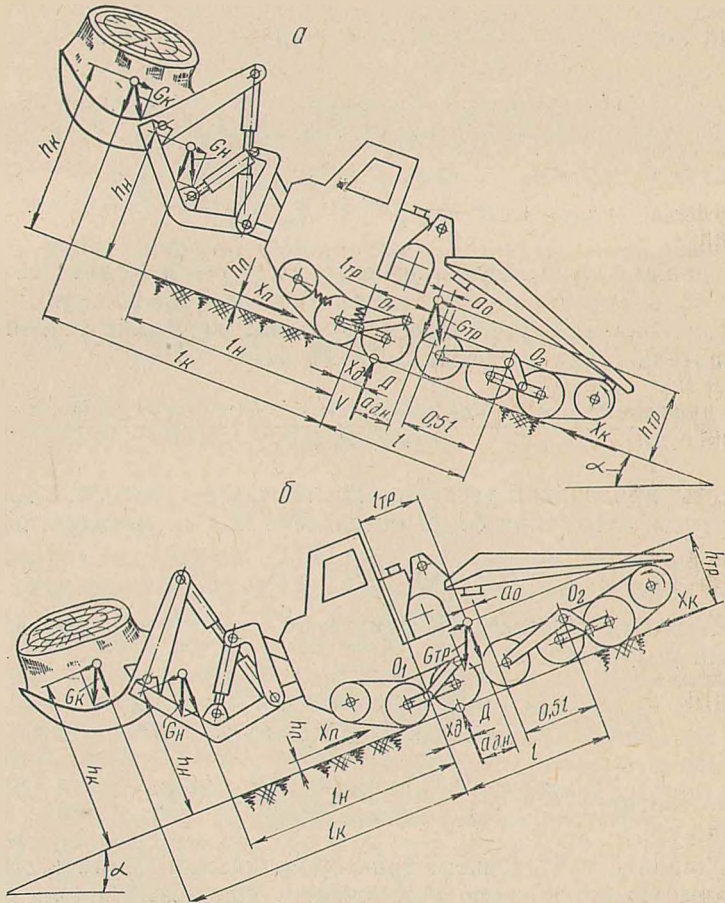


Рис. 2 Схема сил и реакций, действующих на корчевальный агрегат на подъеме (а) и на уклоне (б).

При движении на спуске (под уклон, рис. 2, б) опрокидывание возможно вокруг оси передних кареток малого балансира. Пользуясь уравнением

$$\Sigma M_d = 0,$$

получим

$$\chi_d = \frac{G_{тр} l_{тр} - G_{тр} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot h_{тр} - G_n l_n - G_n \operatorname{tg} \alpha h_n - G_k l_k - G_k \operatorname{tg} \alpha h_k}{G_{тр} + G_n + G_k}. \quad (18)$$

Условие продольной устойчивости агрегата на уклоне будет обеспечено при соблюдении неравенства $\chi_d > 0$:

$$\operatorname{tg} \alpha < \frac{G_{\text{тр}} l_{\text{тр}} - G_{\text{н}} l_{\text{н}} - G_{\text{к}} l_{\text{к}}}{G_{\text{тр}} h_{\text{тр}} + G_{\text{н}} h_{\text{н}} + G_{\text{к}} h_{\text{к}}}, \quad (19)$$

$$\alpha < \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{G_{\text{тр}} l_{\text{тр}} - G_{\text{н}} l_{\text{н}} - G_{\text{к}} l_{\text{к}}}{G_{\text{тр}} h_{\text{тр}} + G_{\text{н}} h_{\text{н}} + G_{\text{к}} h_{\text{к}}}. \quad (19a)$$

Анализ формул показывает, что продольная устойчивость агрегата при движении под уклон значительно уменьшается по сравнению с трелевочным трактором на величину дополнительного момента составляющей веса навесной машины и древесных корней с увлекаемым комом земли:

$$M_d = G_{\text{н}} \cos \alpha \cdot l_{\text{н}} + G_{\text{к}} \cdot \cos \alpha \cdot l_{\text{к}}. \quad (20)$$

Поэтому рекомендуется на крутых спусках двигаться задним ходом.

Специфические условия работы при расчистке трасс для строительства гидролесомелиоративных систем [5] и лесных дорог требуют обратить особое внимание на динамику агрегата во время преодоления им препятствий, которые часто встречаются как на транспортных работах, так и при выполнении корчевальных работ. Такими препятствиями могут быть: валеж, кочки, пни, большие бугры, бревна (выступы) и ямы, канавы (углубления) и др.

Рассмотрим, как преодолевает агрегат такие препятствия и как влияет микрорельеф местности на продольную устойчивость агрегата.

На рис. 3 показано преодоление препятствий агрегатом. Вначале он идет на подъем и этот этап мы рассмотрели выше (устойчивость агрегата на подъеме). Необходимо только в расчетах к углу подъема местности α добавлять угол дополнительного продольного наклона рамы агрегата Θ при наезде на препятствие, что видно из схемы на рис. 3, а. Этот угол можно определить по формуле

$$\sin \Theta = \frac{h}{L},$$

откуда $\Theta = \operatorname{arc} \sin \frac{h}{L}$,

где h — высота препятствия;

L — длина подъема.

После того, как центр давления прошел наибольшую ординату препятствия, начинается резкое понижение центра тяжести (опрокидывание) агрегата до тех пор, пока гусеницы не встретят дневную поверхность почвы. Естественно, что при этом резко изменяется скорость, появляется ускорение и некоторая сила инерции, которая не может не оказать влияния на динамику агрегата. Горизонтальное расположение агрегата на препятствии указывает, что центр давления находится над вершиной препятствия. Затем агрегат поворачивается на некоторый угол спуска относительно оси, проходящей через центр давления (рис. 3, б).

Этот случай опрокидывания агрегата можно представить в виде дифференциального уравнения вращения твердого тела вокруг неподвижной оси. Это уравнение основывается на равенстве алгебраической суммы моментов внешних сил, приложенных к телу, относительно оси его вращения, произведению момента инерции тела относительно этой же оси на его угловое ускорение:

$$I_d \frac{d^2 \vartheta}{dt^2} = \sum_{i=1}^n M_i, \quad (21)$$

где I_d — момент инерции тела относительно оси вращения;

$\frac{d^2 \vartheta}{dt^2}$ — угловое ускорение;

$\sum_{i=1}^n M_i$ — сумма моментов всех внешних сил, приложенных к агрегату, относительно оси вращения;

ϑ — угол поворота продольной оси агрегата, отсчитываемый от ординаты.

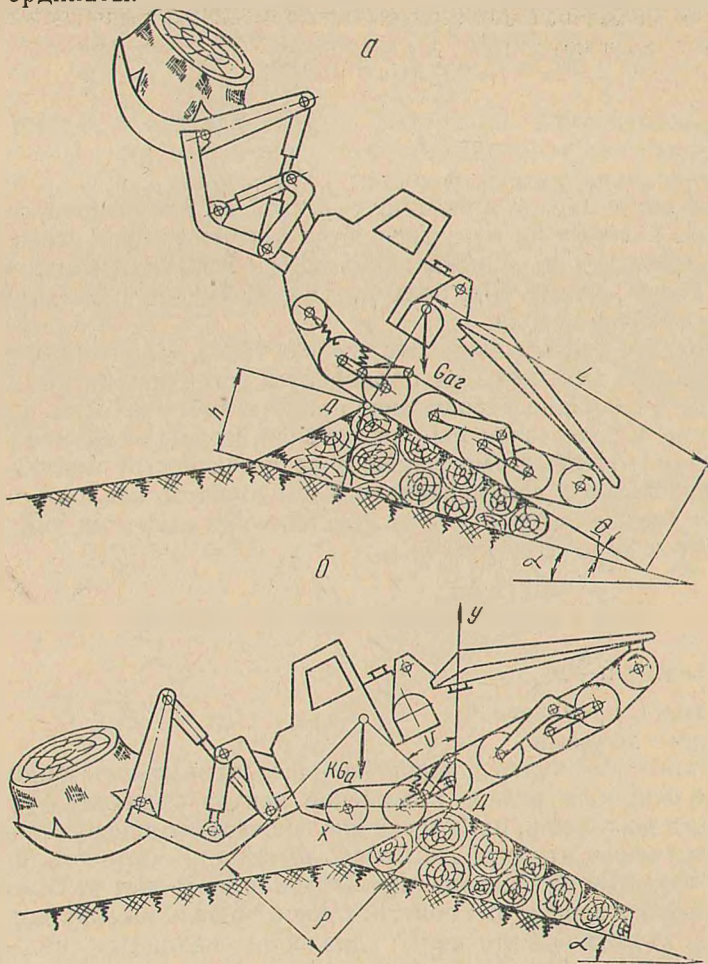


Рис. 3. Схема к определению влияния микрорельефа местности и других препятствий на устойчивость корчевального агрегата в период преодоления выступов (а) и углублений (б).

Для нашего случая

$$\sum_{i=1}^n M_i = M_G - M_B, \quad (22)$$

где M_G — момент составляющей силы части (доли) веса, опрокидывающей агрегат;

M_B — момент сил сопротивления воздуха;

$$M_G = kG_a \rho \cdot \sin \vartheta; \tag{23}$$

G_a — вес агрегата;

$$G_a = G_{тр} + G_{II} + G_K;$$

k — безразмерный коэффициент, определяющий, какая часть веса всего агрегата участвует в его опрокидывании;

ρ — продольное расстояние от оси поворота до центра тяжести части веса агрегата, участвующей в его опрокидывании.

При решении дифференциального уравнения моментом от сил сопротивления воздуха пренебрегаем ввиду незначительной его величины. После ряда преобразований дифференциальное уравнение можно записать в таком виде

$$\omega \frac{d\omega}{d\vartheta} = k \frac{G_a}{I_{л}} \rho \cdot \sin \vartheta, \tag{21a}$$

так как $\frac{d^2\vartheta}{dt^2} = \frac{d\vartheta}{dt} \cdot \frac{d\omega}{d\vartheta} = \omega \frac{d\omega}{d\vartheta}$,

где ω — угловая скорость агрегата.

Интегрируя уравнение $\int_{\omega_1}^{\omega_2} \omega d\omega = k \frac{G_a}{I_{л}} \rho \int_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} \sin \vartheta d\vartheta$,

получаем $\omega_2^2 - \omega_1^2 = 2k \frac{G_a}{I_{л}} \rho (\cos \vartheta_1 - \cos \vartheta_2), \tag{24}$

где $\omega_1, \omega_2, \vartheta_1, \vartheta_2$ — угловые скорости и углы поворота агрегата соответственно в различные промежутки времени его опрокидывания;

$$\omega_2 = \sqrt{\omega_1^2 + 2k \frac{G_a}{I_{л}} \rho (\cos \vartheta_1 - \cos \vartheta_2)}. \tag{25}$$

В начальный период опрокидывания, когда еще $t = 0$ и $\omega_1 = 0$, а $\vartheta_1 = \vartheta_0$, имеем

$$\omega_2 = \sqrt{2k \frac{G_a}{I_{л}} \rho (\cos \vartheta_0 - \cos \vartheta_2)}. \tag{25a}$$

Анализ и вычисления, проведенные по формулам (25), (25a), позволяют сделать следующие выводы:

1. Величины угловых скоростей поворота агрегата зависят от угла его поворота, т. е. от крутизны препятствий (высоты и длины его), и от координат центра тяжести поворачивающейся части.

Экспериментальные исследования подтверждают теоретический вывод о пропорциональности угловой скорости опрокидывания от поступательной скорости агрегата.

2. С увеличением скорости преодоления препятствий сила инерции агрегата увеличивается. При расчетах ее необходимо учитывать, так как она оказывает влияние на динамику агрегата и его устойчивость. Определить ее можно по известным формулам из теоретической механики.

3. Формулы (2), (3), (8), (11), (13а), (19а) дают возможность определить вес и координаты центра тяжести навесной корчевальной машины при конструировании агрегата. Неудачный выбор координат центра тяжести навесной машины может вызвать нарушение устойчивости, потерю управляемости, что может привести на практике к авариям и снижению производительности.

ЛИТЕРАТУРА

1. М. П. Албяков. Новая технология, машины и орудия по возобновлению леса на вырубках с избыточным увлажнением почв. М., 1963.
2. М. П. Албяков. Механизация работ по возобновлению леса. М., 1966.
3. С. Х. Будыка. Основные принципы и методы гидротехнических мелиораций лесов Полесья. Труды Института леса АН СССР, т. 49, 1959.
4. С. Х. Будыка, А. Ф. Тихонов. Лесопромышленный справочник. Минск, 1962.
5. М. П. Елпатьевский, М. П. Албяков. Механизация работ по лесоосушительной мелиорации. «Лесное хозяйство», 1952, № 63.
6. Е. Л. Николаи. Теоретическая механика. Ч. II. М., 1958.
7. Д. А. Чудаков. Общая динамика тракторов с навесными сельскохозяйственными орудиями. «Автомобильная и тракторная промышленность», 1951, № 2.
8. Д. А. Чудаков, Б. А. Любимов. Основные вопросы конструирования навесных тракторных агрегатов. «Сельхозмашина», 1952, № 1.
9. Д. А. Чудаков. Основы теории трактора и автомобиля. М., 1962.