

ДИНАМИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ ЭНЕРГОСРЕДСТВА С КАНАТНОЙ ТЯГОЙ

Г.С. Горин,

член научно-технической секции ГЭС-2 Государственного комитета по науке и технологиям
Республики Беларусь, докт. техн. наук, профессор

А.А. Сильченко,

заместитель Председателя Государственного комитета по науке и технологиям
Республики Беларусь, канд. техн. наук, доцент

О.Л. Миранович,

член бюро ГЭС-3 Государственного комитета по науке и технологиям
Республики Беларусь, канд. техн. наук, доцент

Д.В. Менделев,

начальник управления научно-технической политики и экспертизы Государственного
комитета по науке и технологиям Республики Беларусь, канд. техн. наук

В статье выполнены исследования динамической устойчивости одноосного мобильного энергетического средства для механизации приусадебных участков. Построены диаграммы динамической устойчивости энергосредства с канатной тягой в зависимости от значения тягового сопротивления, максимального натяжения каната и работы опрокидывания от давления сельхозорудия на грунт и высоты подъема центра тяжести.

Ключевые слова: одноосное мобильное энергетическое средство, динамическая устойчивость, запас устойчивости, натяжение каната, темп включения сцепления, работа опрокидывания.

The study of the dynamic stability of uniaxial mobile energy means for mechanization of gardens is made in the article. The diagrams of dynamic stability of the power unit with cable traction depending on the traction resistance, the maximum tension of the rope and the work of agricultural equipment with tilting pressure on the ground and raising the center of gravity height are built.

Keywords: uniaxial mobile energy means, dynamic stability, stability margin, the tension of the rope, the rate of clutch engagement, the work of overturning.

Введение

В настоящей работе рассматривается динамическая устойчивость одноосного мобильного энергетического средства (ОМЭС) с канатной тягой сельскохозяйственного орудия при условии соблюдения требований ГОСТ 21753-76 «Система «Человек-машина». Рычаги управления. Общие эргономические требования». Ранее теория динамической устойчивости одноосного мобильного энергосредства не рассматривалась.

Целью работы является определение динамических характеристик энергосредства с канатной тягой.

Как известно, устойчивым называют движение, при котором система стремится вернуться к состоянию первоначального движения после возмущения.

Динамическая неустойчивость энергосредства с канатной тягой в продольной плоскости рассматривается как возможное опрокидывание агрегата.

Опрокидывание – это такой поворот остова вокруг оси опрокидывания, при котором достигается соотношение

$$\sum M_{\text{опр}} \geq \sum M_{\text{стаб}}, \quad (1)$$

где $M_{\text{опр}}$ – опрокидывающий момент, кН·м;

$M_{\text{стаб}}$ – стабилизирующий момент, кН·м.

Работа момента $M_{\text{опр}}$ достаточна для того, чтобы центр тяжести остова прошел через нормаль к опорной поверхности оси опрокидывания. Дальнейшее движение совершается под действием сил тяжести, после чего неизбежно падение вперед.

В работах [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7] рассмотрены случаи динамического опрокидывания трактора при:

- обкатывании остова вокруг оси задних колес;
- раскатке навесной машины в процессе движения по неровностям рельефа.

Динамическое опрокидывание ОМЭС возможно в момент трогания [8], если усилие, возникающее в канате, достаточно для того, чтобы выполнить работу по подъему ОМЭС на высоту, когда центр тяжести находится над осью колес.

Основная часть

Для оценки продольной и поперечной устойчивости тракторов с навесными орудиями профессор Д.А. Чудаков применил понятие «коэффициент использования запаса устойчивости» [9].

Опрокидывание и устойчивость курсового движения следует оценивать критериями, сходными по

структуре. С этой целью введено понятие запаса устойчивости в применении к опрокидыванию.

Под запасом устойчивости подразумеваем величину

$$\omega' = 1 - \frac{M_{оп}}{M_{прот} + M_{стаб}}, \quad (2)$$

где $M_{прот}$ – момент, противодействующий опрокидыванию, кН·м.

Величина запаса устойчивости достаточна для предотвращения опрокидывания ОМЭС в продольной плоскости.

Так, при $M_{оп} = M_{прот} = 0,0627$ кН·м, $G = 0,61$ кН; $a = 0,45$ м; $G_n = 0,14$ кН; $a_e = 0,8$ м; $M_{стаб} = G + G_n a_v = 0,38$ кН·м; $\omega' = 0,85 = 85\%$,

где G – вес ОМЭС с продольной координатой a от центра тяжести до прямой, проведенной через геометрическую ось колес перпендикулярно опорной поверхности, кН;

G_n – вес сельхозорудия, кН;

a_e – вынос колеса ОМЭС, м.

При трогании происходят колебательные перемещения конца тягового каната, на котором закреплено орудие. Колебания каната будем моделировать как продольные колебания струны [10, 11] на отрезке $(0, l)$ вдоль оси x каната. Продольные перемещения каната описываются функцией $u_x(x, t)$, представляющей в момент t смещение точки, имевшей в положении равновесия абсциссу x .

Удлинение элемента $(x, x + \Delta x)$ подсчитывается в любой момент t . Координаты концов этого элемента в момент t имеют значения:

$$x + u_x(x, t), \quad x + \Delta x + \Delta u_x(x + \Delta x, t),$$

а относительное удлинение равно

$$\frac{[\Delta x + u_x(x + \Delta x, t) - u_x(x, t)] - \Delta x}{\Delta x} = u_x(x + \Delta x, t) \quad (3)$$

При $\Delta x \rightarrow 0$ относительное удлинение в точке x определяется функцией $u_x(x, t)$. Натяжение каната $T(x, t)$ в любой точке x и в любой момент времени t можно определить на основе закона Гука:

$$T(x, t) = k(x)u_x(x, t), \quad (4)$$

где k – модуль Юнга в точке x .

Пользуясь теоремой об изменении количества движения, запишем интегральное уравнение колебаний каната

$$\int_{l_1}^{l_2} [u_t(x, t_2) - u_t(x, t_1)] \rho(l) dl = \int_{t_1}^{t_2} \int [k(x_2)u_x(x_2, \tau) - k(x_1) \times$$

$$\times u_x(x_1, \tau)] d\tau + \iint_{l_1 t_1}^{l_2 t_2} P_{кр.п}(x, \tau) dl d\tau, \quad (5)$$

где ρ – линейная плотность каната;

$P_{кр.п}(x, \tau)$ – величина внешней силы, рассчитанная на единицу длины каната, кН.

Уравнение (5) для заданной точки запишем в следующем виде:

$$m_n \Delta V = k u_x(t) \Delta t - P_{кр.п} \Delta t, \quad (6)$$

где $m_n \Delta V$ – изменение количества движения энергосредства;

m_n – масса ОМЭС и деформируемой почвы, кг;

$\Delta V = V_p - V_0$ – приращение скорости, м/с;

V_p – скорость подмотки каната, м/с;

V_0 – начальная скорость ОМЭС, м/с;

$k u_x(t)$ – усилие натяжения каната, кН;

$P_{кр.п} \Delta t$ – импульс внешней силы $P_{кр.п}$, приложенной к сельхозорудию.

Так как темп включения сцепления

$$\Delta t = 2 \frac{\Delta_0}{V_p}, \quad (7)$$

где Δ_0 – критическая деформация сдвига грунта, м, соответствующая максимальному значению $P_{кр.п}$, кН.

Установлено, что деформация Δ_0 находится в пределах 0,07...0,09 м [12].

Тогда при $\Delta_0 = 0,08$ м, $V_p = 0,5$ м/с, $\Delta t = 0,32$ с.

На основании формулы профессора В.В. Кацыгина получено выражение для определения тягового сопротивления сельхозорудия $P_{кр.п}$.

$$P_{кр.п} = f_{ск} q F (1 + f_{пр} / (ch \Delta / k')) th \Delta / k', \quad (8)$$

где Δ – деформация сдвига, м;

k' – коэффициент деформации;

q – нормальное давление на почву, Н/м²;

F – площадь поверхности грунта, подверженная деформации ($F = a' b'$, a' – глубина вспашки, b' – ширина захвата плужного корпуса), м².

Приведенный коэффициент трения $f_{пр}$ выражается через коэффициенты трения покоя f_n и скольжения $f_{ск}$. Эти зависимости с достаточной точностью аппроксимированы эмпирической формулой [12].

$$f_{пр} = 2,55 \left(\frac{f_n - f_{ск}}{f_{ск}} \right)^{0,825}. \quad (9)$$

При $f_n = 0,9$, $f_{ск} = 0,65$; $f_{пр} = 1,16$.

Коэффициент деформации k' определяется по формуле [12]:

$$k' = \frac{\Delta_0}{\operatorname{arcch} \left(\frac{1 + \sqrt{1 + f_{пр}^2}}{2 f_{пр}} \right)} \quad (10)$$

При $\Delta_0=0,08$ м, $f_{тр}=1,16$; $k=0,19$ м.

Максимальные значения $P_{кр.п}$ соответствуют коэффициентам трения:

– покоя

$$P_{кр.п.п}=f_{п}qF, \quad (11)$$

– скольжения

$$P_{кр.п.ск}=f_{ск}qF. \quad (12)$$

Так как при $q=0,5 \cdot 10^5$ Н/м², $P_{кр.п.п}=2,250$ кН, $P_{кр.п.ск}=1,625$ кН, $m_n=350$ кг, $\Delta V=0,5$ м/с, $m_n \Delta V + P_{кр.п} \Delta t = 0,90$ кН·с, из формул (4) и (6) следует, что максимальное усилие в канате $T_{max}=2,81$ кН, определенное по формуле:

$$T_{max} = \frac{m \Delta V + P_{кр.п} \Delta t}{\Delta t}, \quad (13)$$

Максимальное удлинение каната, соответствующее перемещению конца каната в момент трогания

$$u_x = \frac{T_{max} l}{Ef}, \quad (14)$$

где f – площадь поперечного сечения каната, м²;
 E – модуль упругости на единицу площади, Н/м²;
 l – длина каната, м.

При $l=20$ м; $E=20,6 \cdot 10^{10}$ Н/м²; диаметре каната $=0,005$ м, $u_x=0,014$ м.

Потенциальная энергия опрокидывания

$$\Pi = \frac{ku_x^2}{2}, \quad (15)$$

где k – жесткость каната ($k=36,5$ кН/м).

При $l=20$ м, $u_x=0,014$ м, $\Pi=3,6$ Н·м.

При $l=50$ м, $u_x=0,035$ м, $\Pi=22,4$ Н·м.

Таким образом, при увеличении длины каната возрастает потенциальная энергия опрокидывания.

Работа опрокидывания ОМЭС

$$A_{max}=G_{ост} h'' = (r_{ост} \cos \gamma_{ост} - h_{ц.т.}), \quad (16)$$

где $G_{ост}$ – вес остова, равный весу ОМЭС за вычетом веса колес, кН;

h'' – высота подъема центра тяжести, м;

$r_{ост}$ – радиус поворота остова на угол $\gamma_{ост}$ вокруг оси опрокидывания, м;

$h_{ц.т.}$ – высота центра тяжести в начальный момент времени, м.

Рассмотрим колебания системы «якорное устройство – канат – ОМЭС» при различных значениях давления сельхозорудия на грунт. Результаты расчетов приведены в таблице 1.

По результатам расчетов построены графические зависимости (рис. 1).

Так, при $q=0,5 \cdot 10^5$ Н/м², $V_p=0,5$ м/с, $u_x=0,014$ м, $\Pi=3,6$ Н·м, $A=0,3$ кН·м.

Поворот остова ОМЭС вокруг оси колес не означает еще неминуемого аварийного опрокидывания ОМЭС. Полное опрокидывание произойдет лишь в том случае, если двигатель ОМЭС окажется в состоянии произвести за соответствующий промежуток времени работу, необходимую для поворота остова на угол $\gamma_{ост}$. Тогда центр тяжести остова переместится в вертикальную плоскость, проходящую через ось колес, и дальнейшее опрокидывание завершится под действием веса остова.

Уравнение равновесия остова относительно оси опрокидывания O_1 имеет следующий вид (рис. 2):

$$M_{вед}=G_{ост} l_{ост} + N a_{рук} - P_{кр.я} h + (P_{кр.у} + G_n) a_{в-} - P_{кр.х} h_{кр};$$

где $l_{ост}$ – плечо действия вектора $G_{ост}$ относительно оси колес, м.

Поскольку центр тяжести колес лежит на их геометрической оси, то момент от веса этих колес относительно указанной оси равен нулю, поэтому

$$G_{ост} l_{ост} = G a. \quad (17)$$

Условие невозможности поворота остова вокруг точки контакта колес с почвой выражается моделями: – энергетической (без участия оператора)

$$A_{max} > \Pi \quad (18)$$

– динамической

$$G a + N a_{рук} + (P_{кр.у} + G_n) a_{в-} - P_{кр.х} h_{кр} > > T_{max} h + \beta' \frac{N_n}{\omega_n} i_{тр1} \eta_{тр}, \quad (19)$$

где β' – коэффициент запаса клиноременного сцепления;

N_n – номинальная мощность электродвигателя, кВт;

$i_{тр1}$ – передаточное число трансмиссии на первой передаче;

Таблица 1. Значения тягового сопротивления, максимального натяжения каната и работы опрокидывания в зависимости от давления сельхозорудия на грунт и высоты подъема центра тяжести

Нормальное давление q , Н/м ²	$P_{кр.п.п}$, кН	$P_{кр.п.ск}$, кН	T_{max} , кН	u_x , м	h'' , м	A_{max} , кН·м
$0,5 \cdot 10^5$	2,25	1,625	2,80	0,014	0,4	0,3
$0,45 \cdot 10^5$	2,03	1,46	2,58	0,013	0,35	0,26
$0,4 \cdot 10^5$	1,8	1,3	2,35	0,012	0,30	0,23
$0,35 \cdot 10^5$	1,58	1,14	2,13	0,011	0,25	0,19
$0,3 \cdot 10^5$	1,35	0,98	1,90	0,0094	0,20	0,15
$0,25 \cdot 10^5$	1,13	0,81	1,68	0,0083	0,15	0,11
$0,2 \cdot 10^5$	0,9	0,65	1,45	0,0072	0,10	0,08

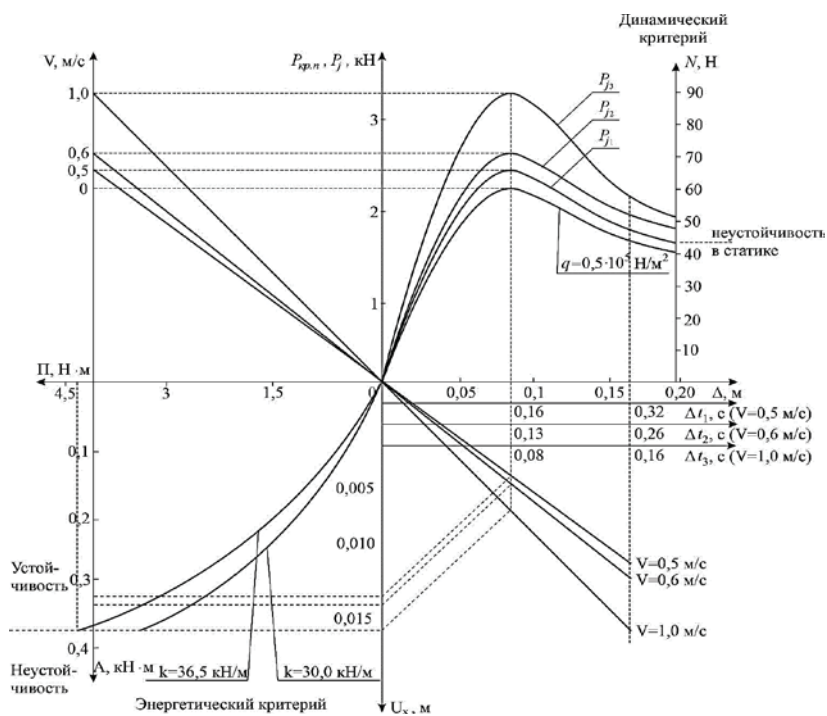


Рисунок 1. Характеристики динамической устойчивости ОМЭС

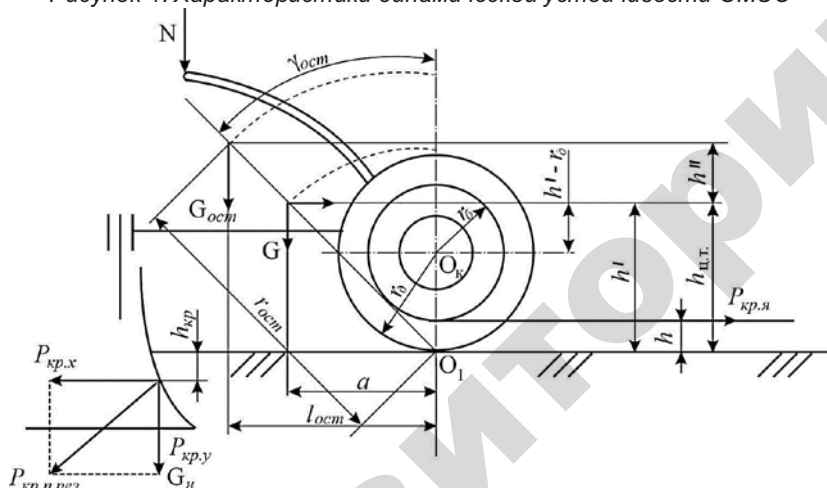


Рисунок 2. Схема опрокидывания ОМЭС в ведомом режиме в продольной плоскости

$\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии;

ω_n – угловая скорость электродвигателя, рад/с.

При $N_n=1,3...1,5$ кВт, $i_{тр1}=82,5$, $\eta_{тр}=0,8$, $\omega_n=299,5$ рад/с, левая часть выражений (18, 19) больше правой.

Заключение

1. При трогании ОМЭС возникают динамические усилия в тяговом канате, которые могут привести к опрокидыванию системы. Для предотвращения этого в конструкции ОМЭС предусматривается клиноремненное сцепление.

2. Темп включения муфты сцепления 0,12... 0,32 с в момент трогания ОМЭС за счет роста динамиче-

ской составляющей приводит к увеличению тягового сопротивления с 1,63 кН до 2,25 кН. Канат диаметром 5 мм и длиной 20 м при такой нагрузке удлинится до 0,014 м.

3. При скорости подмотки каната более 1,0 м/с силы инерции вызовут неустойчивое состояние ОМЭС по усилиям на рукоятках управления в кратковременном режиме ($N=0,09$ кН). Поэтому использовать ОМЭС необходимо на скоростях 0,4 ...0,6 м/с.

4. Анализ выражений (18 и 19) с учетом коэффициента запаса устойчивости ω' (левая часть увеличивается на 85 %) показывает, что система устойчива к опрокидыванию при любом угле $\gamma_{ост}$.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Коновалов, В.Ф. Динамическая устойчивость тракторов / В.Ф. Коновалов. – М.: Машиностроение, 1981. – 144 с.

2. Коновалов, В.Ф. Устойчивость и управляемость машинно-тракторных агрегатов / В.Ф. Коновалов. – Пермь, 1969. – 444 с.

3. Гячев, Л.В. Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов / Л.В. Гячев. – М.: Машиностроение, 1981. – 206 с.

4. Гуськов, А.В. Устойчивость движения транспортного агрегата на базе мобильного энергетического средства в процессе торможения: автореф. дис... канд. техн. наук / А.В. Гуськов; Белорус. политехн. акад. – Минск, 1993. – 21 с.

5. Бортницкий, П.И. Сопротивление дороги движению автомобиля в карьерах / П.И. Бортницкий // Автомобильная промышленность, 1970. – №8. – С. 21-22.

6. Тимофеев, А.И. Движение мобильных сельскохозяйственных машин и агрегатов / А.И. Тимофеев. – М.: Тр. МИИСП, 1971.

7. Скотников, В.А. Тракторы и автомобили: учеб. для с.-х. техникумов / В.А. Скотников. – М.: Агропромиздат, 1985. – 440 с.: ил.

8. Методические указания по курсовой работе «Динамика и моделирование МТА и сельхозмашин» для студентов специальности с.03.01.00 «Механизация сельского хозяйства», специализации с.03.01.07 «Проектирование и производство сельхозмашин для растениеводства» / Г.С. Горин [и др.]– Мн.: БАТУ, 1999. – 24 с.

9. Чудаков, Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля: учеб. пос. / Д.А. Чудаков. – М.: Колос, 1972. – 384 с.

10. Уравнения в частных производных математической физики / Н.С. Кошляков [и др.]. – М.: Высшая школа, 1970. – 710 с.

11. Лойцянский, Л.Г. Курс теоретической механики: динамика / Л.Г. Лойцянский, А.И. Лурье. – М.: Наука, 1983. – 640 с.

12. Гуськов, В.В. Тракторы. Часть II. Теория / В.В. Гуськов. – Мн.: Вышэйшая школа, 1977. – 384 с.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 29.12.2016

УДК 621.923

КОРРОЗИОННАЯ СТОЙКОСТЬ ДЕТАЛЕЙ ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Л.М. Акулович,

профессор каф. технологии металлов БГАТУ, докт. техн. наук, профессор

Л.Е. Сергеев,

доцент каф. технологии металлов БГАТУ, канд. техн. наук, доцент

Е.В. Сенчуров,

начальник отдела ВНТР НИИМЭСХ БГАТУ

Е.Г. Германович,

магистрант БГАТУ

В статье рассмотрены методы технологического обеспечения коррозионной стойкости закаточных роликов, используемых в пищевой промышленности. Установлено, что применение магнитно-абразивной обработки позволяет повысить коррозионную стойкость детали в 1,25-2,7 раза по сравнению с другими методами.

Ключевые слова: закаточный ролик, коррозионная стойкость, магнитно-абразивная обработка.

The article describes the methods of technological process of corrosion resistance of seaming rollers used in the food industry. It was found that the use of magnetic-abrasive machining improves the corrosion resistance of parts in 1,25-2,7 times, compared to other methods.

Keywords: seaming rollers, corrosion resistance, magnetic-abrasive machining.

Введение

Общая масса металла, используемого в разнообразных объектах техники и конструкциях, непрерывно возрастает из года в год. Потери металла от коррозии также адекватно увеличиваются, достигая таких масштабов, что становятся сравнимыми с затратами на развитие крупнейших отраслей промышленности. Подсчитано, что вследствие коррозионных разрушений ежегодно выходят из строя конструкции, в которых заключено столько же металла, сколько дает 1/3 мощностей металлургической промышленности. До 2/3 металла, заключенного в выходящих из строя металлоконструкциях, возвращается в металлооборот как вторсырье, а 10-15 % общего объема ежегодно добываемого металла теряется и составляет невозвратимые потери. Поэтому считается, что каждая 6-я домна металлургической промышленности работает на восполнение коррозионных потерь [1, 2].

Проблемы коррозии постоянно обостряются из-за непрерывного увеличения номенклатуры производимых металлов и ужесточения условий их использования. Среда, в которой используются металлические конструкции, становится все более агрессивной, в том числе и за счет ее загрязнения. Металлические изделия, используемые в технике, работают в условиях все более высоких температур и давлений, мощных потоков газов

и жидкостей. Поэтому вопросы защиты металлических материалов от коррозии становятся все более актуальными. Полностью предотвратить коррозию металлов невозможно, поэтому единственным путем борьбы с ней является поиск способов ее замедления [1].

Проблема защиты металлов от коррозии возникла почти в самом начале их использования. Люди пытались защитить металлы от атмосферного воздействия с помощью жира, масел, а позднее и покрытием другими металлами и, прежде всего, легкоплавким оловом (лужением). В настоящее время борьбу с коррозией ведут сразу в нескольких направлениях – пытаются изменить среду, в которой работает металлическое изделие, повлиять на коррозионную устойчивость самого материала, предотвратить контакт между металлом и агрессивными веществами внешней среды.

Основная часть

Разрушение металлических конструкций, сельскохозяйственных и транспортных машин, промышленной аппаратуры становится причиной простоев, аварий, ухудшения качества продукции. Учет возможной коррозии приводит к повышенным затратам металла при изготовлении аппаратов высокого давления, паровых котлов, металлических контейнеров для токсичных и радиоактивных веществ и т.д. Это увеличи-