

Матрица имеет вид

$$\Lambda_{M, \text{кр}} = D_{\mu} (\Phi_{y} \Lambda_{0M} - \Delta_{yM}). \quad (26)$$

Здесь

$$D_{\mu} = \begin{vmatrix} \mu & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & \mu & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \mu & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & \mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & \mu \end{vmatrix} \quad (27)$$

Расчеты первого этапа использованы в программе «COMBY LV» на языке Фортран, которая позволяет получить комплект выходных матриц линий влияния прогибов, углов поворота, изгибающих моментов и поперечных сил в балках комбинированного сечения и крутящих моментов в связях. Результаты исследований хорошо согласуются с фактическими данными работы клееной деревянной балки, соединенной с железобетонной плитой.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1]. Гибшман Е. Е. Проектирование деревянных мостов.—М.: Транспорт, 1976.—272 с. [2]. Ковтонюк В. А. К вопросу влияния сил трения между деревянной балкой и бетонной плитой проезжей части на несущую способность железобетонной балки // Тр. / СибАДИ.—1973.—№ 6.—С. 77—84. [3]. Кулиш В. И. Клееные деревянные мосты с железобетонной плитой.—М.: Транспорт, 1979.—160 с. [4]. Мельников Ю. О. Влияние податливости связей на прочность и жесткость железобетонных мостовых балок // Тр. / СибАДИ.—1970.—№ 3.—С. 35—45. [5]. Уманский А. А. Специальный курс строительной механики. Ч. 2.—М.; Л.: Стройиздат, 1940.—196 с. [6]. Шумахер А. В. Исследование жесткости нагеля, заделанного одним концом в железобетонную плиту // Тр. / СибАДИ.—1968.—№ 1.—С. 44—55.

Поступила 2 июля 1990 г.

УДК 631.3.072

## УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ФРОНТАЛЬНО-НАВЕСНОГО МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА (ФМТА)

И. Е. ДОНЦОВ

Воронежский лесотехнический институт

В современной зарубежной и отечественной практике земледелия все большее применение находят тракторы с фронтальной навеской. На лесовосстановительных работах целесообразно использовать ФМТА с шарнирным креплением орудия. В этом случае орудие при встрече с препятствиями может отклониться в сторону и избежать поломок. Однако в настоящее время отсутствуют механизмы навески, которые обеспечили бы устойчивое движение трактора и возвращение орудия к заданной траектории после снятия возмущающих воздействий.

В нашей статье теоретически обоснованы параметры четырехзвенного фронтального механизма навески и орудия, выбор тягового средства для обеспечения устойчивого движения агрегата. Для этого составлены и проанализированы дифференциальные уравнения колебаний ФМТА в горизонтальной плоскости.

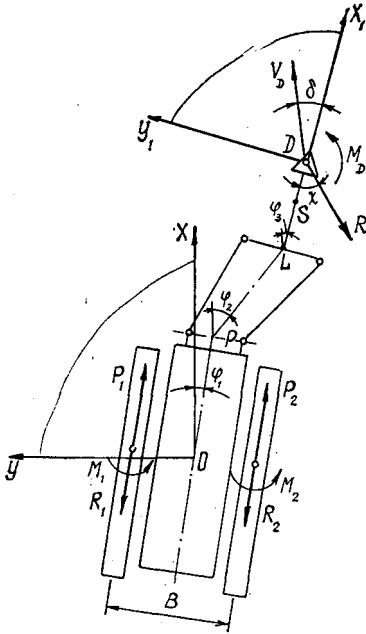


Рис. 1. Расчетная схема агрегата

Расчетная схема показана на рис. 1. Принято допущение, что колебания ФМТА малы и происходят в горизонтальной плоскости  $X_1Y_1$ , которая движется равномерно и прямолинейно со скоростью  $V_0$  вместе с центром тяжести трактора (ЦТТ) — точка  $O$ . На схеме обозначено:  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  — угол поворота соответственно трактора, навесного устройства и орудия;  $R, M_D$  — главный вектор и главный момент сил сопротивления орудия с центром приведения в точке  $D$ ;  $P_1, P_2$  — силы тяги гусениц трактора;  $R_1, R_2, M_1, M_2$  — приведенные силы сопротивления качению и стабилизирующие моменты, препятствующие повороту гусениц трактора;  $OP = p$  — расстояние от ЦТТ до линии присоединения тяг навески к трактору, на которой находится точка  $P$ ;  $PL = l$  — расстояние от точки  $P$  до линии присоединения тяг навески к орудью, на которой расположена точка  $L$ ;  $LS = s$  — расстояние от точки  $L$  до центра тяжести орудия (ЦТО) — точка  $S$ ;  $LD = d$  — расстояние между точками  $L$  и  $D$ ;  $B$  — ширина колеи трактора.

Зависимость между углами поворота навесного устройства и орудия имеет вид [5]

$$\varphi_3 = (1 - u) \varphi_2. \quad (1)$$

Здесь  $u$  — передаточное отношение навесного устройства,

$$u = a/b, \quad (2)$$

где  $a, b$  — расстояния между точками крепления тяг соответственно к трактору и орудью.

Рассмотрим отдельно силы, действующие на гусеницы трактора. Сумма моментов этих сил относительно ЦТТ (точка  $O$ ) равна

$$\Sigma M = B(P_1 - P_2 + R_1 - R_2)/2 + M_1 + M_2. \quad (3)$$

Если считать, что реакции  $P_1$  и  $P_2, R_1$  и  $R_2$  примерно равны, то окажется, что при колебаниях трактора на его гусеницы действует стабилизирующий момент  $M_T$ , равный сумме моментов  $M_1$  и  $M_2$ . Установлено [7], что при малых углах колебаний трактора  $M_T$  изменяется пропорционально угловым колебаниям трактора:

$$M_T = k_T \varphi_1, \quad (4)$$

где  $k_T$  — коэффициент пропорциональности, названный коэффициентом тангенциальной жесткости гусениц трактора.

Для составления дифференциальных уравнений колебаний системы использовано уравнение Лагранжа II рода. Обобщенные силы по координатам  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  имеют вид

$$\begin{aligned} Q_1 &= -Rp[(1-u)\varphi_2 - (1-u)\varphi_1 - \alpha_0\delta] - k_T\dot{\varphi}_1; \\ Q_2 &= Rl[u(\varphi_2 - \varphi_1) + \alpha_0\delta] + (1-u)(\alpha_0Rd + \beta_0), \end{aligned} \quad (5)$$

где  $\alpha_0, \beta_0$  — динамические параметры [4], характеризующие соответственно отклонение  $\chi$  главного вектора  $R$  и изменение главного момента  $M_D$  сил сопротивления орудия в зависимости от изменения угла  $\delta$ ;

$\delta$  — угол между вектором скорости  $V_D$  и продольной осью орудия.

Вследствие малости угловых колебаний ФМТА считаем угол  $\delta$  равным отношению проекций вектора абсолютной скорости  $V_D$  на оси координат  $X_1$  и  $Y_1$ . Пренебрегая величинами более высоких порядков малости, чем  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  и их первые производные по времени  $\dot{\varphi}_1$  и  $\dot{\varphi}_2$ , получаем

$$\delta = \frac{-l - (1-u)d}{V_0} \dot{\varphi}_2 + (1-u)\varphi_2 + \frac{-p + ud}{V_0} \dot{\varphi}_1 + u\varphi_1. \quad (6)$$

Кинетическая энергия колебаний рассматриваемой динамической системы в плоскости  $XU$  имеет вид

$$T = (I_T\dot{\varphi}_1^2 + I_0\dot{\varphi}_2^2 + mV_{rS}^2)/2, \quad (7)$$

$$\text{где} \quad \dot{\varphi}_3 = u\dot{\varphi}_1 + (1-u)\dot{\varphi}_2; \quad (8)$$

$$V_{rS} = (p + us)\dot{\varphi}_1 + [l + (1-u)s]\dot{\varphi}_2; \quad (9)$$

$I_T, I_0$  — моменты инерции соответственно трактора относительно ЦТТ (точка  $O$ ) и орудия относительно ЦТО (точка  $S$ );

$m$  — масса орудия;

$V_{rS}$  — скорость точки  $S$  в плоскости  $XU$ .

Дифференцируя (7) по обобщенным скоростям и времени и используя выражение (5), находим

$$a_1\ddot{\varphi}_1 + a_2\dot{\varphi}_1 + a_3\varphi_1 + a_4\ddot{\varphi}_2 + a_5\dot{\varphi}_2 + a_6\varphi_2 = 0; \quad (10)$$

$$b_1\ddot{\varphi}_1 + b_2\dot{\varphi}_1 + b_3\varphi_1 + b_4\ddot{\varphi}_2 + b_5\dot{\varphi}_2 + b_6\varphi_2 = 0,$$

где

$$a_1 = I_T + F_1; \quad a_2 = F_2; \quad a_3 = k_T + F_3;$$

$$a_4 = F_4; \quad a_5 = F_5; \quad a_6 = F_6;$$

$$b_1 = F_7; \quad b_2 = F_8; \quad b_3 = F_9;$$

$$b_4 = F_{10}; \quad b_5 = F_{11}; \quad b_6 = F_{12}.$$

Функции  $F_1, \dots, F_{12}$  имеют вид

$$F_1 = m(p + us)^2 + u^2I_0; \quad F_2 = \frac{p + ud}{V_0} \alpha_0 Rp;$$

$$F_3 = -[(1-u) + u\alpha_0]Rp; \quad F_4 = m(p + us)[l + (1-u)s] + u(1-u)I_0;$$

$$F_5 = \frac{l + (1-u)d}{V_0} \alpha_0 Rp; \quad F_6 = -(1-u)(\alpha_0 - 1)Rp;$$

$$F_7 = m(p + us)[l + (1-u)s] + u(1-u)I_0; \quad (11)$$

$$F_8 = \frac{p + ud}{V_0} [\alpha_0 Rl + (1-u)(\alpha_0 Rd + \beta_0)];$$

$$F_9 = -u(\alpha_0 - 1)Rl - u(1 - u)(\alpha_0 Rd + \beta_0);$$

$$F_{10} = m[l + (1 - u)s]^2 + (1 - u)^2 I_0;$$

$$F_{11} = \frac{l + (1 - u)d}{V_0} [\alpha_0 Rl + (1 - u)(\alpha_0 Rd + \beta_0)];$$

$$F_{12} = - (1 - u)^2(\alpha_0 Rd + \beta_0) - (1 - u)(\alpha_0 - 1)Rl - Rl.$$

Выражения (10) являются линейными дифференциальными уравнениями второго порядка, методы анализа которых хорошо известны. Один из них — использование критериев Рауса — Гурвица [8]. Но поскольку при этом получались сложные зависимости, дальнейший их анализ производили с помощью ЭВМ.

Вначале определяли параметры навески, которые обеспечивали устойчивые колебания орудия относительно трактора. Это необходимое, но, к сожалению, недостаточное условие устойчивости движения всего агрегата с учетом колебаний трактора. Результаты такого анализа справедливы лишь в первом приближении и использованы на начальных этапах проектирования при поиске принципиально работоспособных схем навески.

Из выражений (10) нетрудно получить уравнение колебаний орудия относительно трактора, если принять, что последний движется поступательно ( $\varphi_1 = 0$ ):

$$a_1 \ddot{\varphi}_2 + a_2 \dot{\varphi}_2 + a_3 \varphi_2 = 0, \quad (12)$$

где  $a_1 = F_{10}$ ;  $a_2 = F_{11}$ ;  $a_3 = F_{12}$ .

При  $a_1 > 0$  условия устойчивости движения орудия

$$a_2 = F_{11} > 0; \quad a_3 = F_{12} > 0. \quad (13)$$

Упростим функции  $F_{11}$  и  $F_{12}$  с учетом следующих соображений. Поскольку параметр  $\beta_0$  [4] зависит от выбора точки приведения и может быть как положительным, так и отрицательным, то из всей совокупности возможных точек выберем такую, в которой  $\beta_0 = 0$ . Расстояние до нее назовем приведенной длиной орудия и обозначим  $d_0$ . Кроме того, введем соотношение между приведенной длиной орудия и длиной навески:  $\rho = d_0/l$ .

Тогда условия устойчивости движения орудия

$$a_2 = \alpha_0 Rl \frac{[1 + \rho(1 - u)]^2}{V_0} > 0; \quad (14)$$

$$a_3 = -Rl [(1 - u)^2 \alpha_0 \rho + (1 - u)(\alpha_0 - 1) + 1] > 0. \quad (15)$$

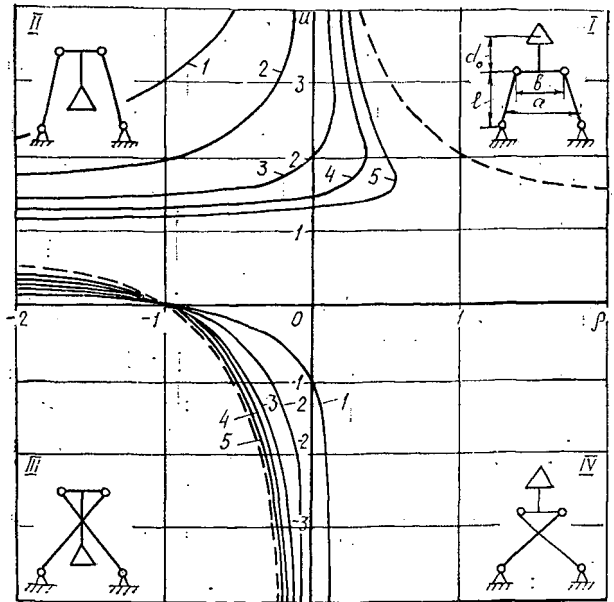
Заметим, что всегда  $a_2 \geq 0$ . Поэтому условие устойчивости движения орудия, вытекающее из решения неравенства (15), перепишем в виде

$$E + \sqrt{G} < u < E - \sqrt{G}, \quad (16)$$

где  $E = 1 - (\alpha_0 - 1)/(2\alpha_0\rho)$ ;  $G = (\alpha_0 - 1)^2/(4\alpha_0\rho) + 1/(\alpha_0\rho)$ .

На рис. 2 показаны значения параметров  $u$  и  $\rho$ , при которых обеспечиваются устойчивые колебания орудия относительно трактора, т. е. удовлетворяется неравенство (16). На плоскости можно выделить четыре квадранта, каждому из них соответствует определенная схема навески. Как видим, традиционное расположение рабочих органов впереди оси подвеса орудия (схема I), как правило, не обеспечивает устойчивого хода орудия. Работоспособной является схема II, согласно которой рабочие органы располагают сзади или на линии оси подвеса, при этом мгновенный центр вращения находится впереди орудия.

Рис. 2. Области устойчивости фронтального орудия: сплошная линия — граница аperiodического движения; штриховая — граница колебательного движения; 1 —  $\alpha_0 = 0,5$ ; 2 —  $\alpha_0 = 1,0$ ; 3 —  $\alpha_0 = 2,0$ ; 4 —  $\alpha_0 = 3,0$ ; 5 —  $\alpha_0 = 4,0$



На кафедре механизации лесного хозяйства и проектировании машин ВЛТИ по схеме II спроектированы и изготовлены новые образцы фронтальной навески [1—3]. Эксперименты в полевых условиях на территории Учебно-опытного лесхоза ВЛТИ показали их работоспособность и подтвердили правильность теоретических предположений.

В качестве примера использования дифференциальных уравнений (10) колебаний ФМТА рассмотрим задачу выбора тягового средства для агрегата с навешенным впереди орудием типа двухотвального плуга. Параметры плуга:  $R = 6$  кН;  $\alpha_0 = 2,5$ ;  $\beta_0 = 0$ ;  $m = 500$  кг;  $I_0 = 500$  кг · м<sup>2</sup> [6].

На основании уравнений (10) по критериям Рауса — Гурвица построены некоторые области устойчивости ФМТА (рис. 3) в координатах  $u$  и  $k_T$ . На графиках видно наименьшее значение  $k_T$ , при котором еще возможно устойчивое движение агрегата с данным орудием. С увеличением параметра  $\rho$  диапазон допустимых значений  $k_T$  расширяется. Это значит, что размещение рабочих органов позади оси подвеса орудия положительно влияет на устойчивость хода не только орудия, но и всего ФМТА в целом.

При  $\rho = 0,1$  коэффициент тангенциальной жесткости гусениц трактора должен быть больше 40 кН · м/рад. Это значит, что в качестве тя-

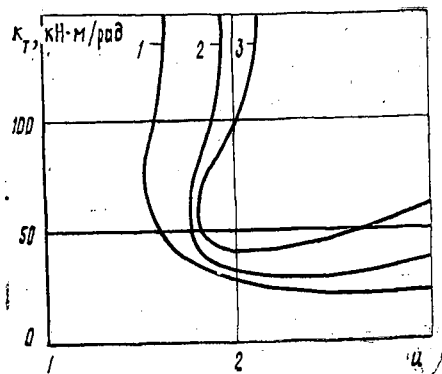


Рис. 3. Области устойчивости агрегата: 1 —  $\rho = -0,1$ ; 2 —  $\rho = 0,0$ ; 3 —  $\rho = 0,1$

гового средства может быть использован гусеничный трактор тягового класса 30 кН, для которого  $k_t = 52,4 \text{ кН} \cdot \text{м/рад}$  [7]. С другой стороны, для обеспечения устойчивости хода агрегата на базе этого трактора передаточное отношение механизма навески должно быть в интервале от 1,85 до 2,50.

Таким образом, для обеспечения устойчивости движения агрегата рабочие органы рекомендуется размещать сзади или на линии оси подвеса, при этом мгновенный центр вращения механизма навески располагают впереди орудия.

Расчет параметров ФМТА по описанной методике позволяет определить их значения, при которых обеспечивается устойчивое движение агрегата.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1]. А. с. 1459618 СССР, МКИ<sup>4</sup> А 01 В 59/041. Почвообрабатывающий агрегат / Р. И. Дерюжкин, Ю. И. Полупарнев, И. Е. Донцов (СССР).— № 4146450/30-15; Заявл. 29.09.86; Оpubл. 23.02.89 // Открытия. Изобретения.— 1989.— № 7.— С. 4. [2]. А. с. 1531872 СССР, МКИ<sup>4</sup> А 01 В 59/048. Почвообрабатывающий агрегат / И. Е. Донцов, Ю. И. Полупарнев (СССР).— № 4318362/30-15; Заявл. 20.10.87; Оpubл. 30.12.89 // Открытия. Изобретения.— 1989.— № 48.— С. 4. [3]. А. с. 1586545 СССР, МКИ<sup>5</sup> А 01 В 59/048. Почвообрабатывающий агрегат / И. Е. Донцов, Ю. И. Полупарнев (СССР).— № 4491312/31-15; Заявл. 10.10.88; Оpubл. 23.08.90 // Открытия. Изобретения.— 1990.— № 31.— С. 7. [4]. Гячев Л. В. Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов.— М.: Машиностроение, 1981.— 206 с. [5]. Донцов И. Е. Влияние параметров навески на устойчивость прямолинейного неуравливаемого движения фронтального орудия // Агрегатирование сельскохозяйственной техники: Сб. науч. тр. / НПО ВИСХОМ.— М.: НПО ВИСХОМ, 1989.— С. 28—34. [6]. Донцов И. Е., Полупарнев Ю. И. О силовых параметрах почвообрабатывающих орудий. Методика экспериментальных исследований // Роль энергетики и агрегатирования в повышении технического уровня сельскохозяйственных машин: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. / ВИСХОМ.— М.: ВИСХОМ, 1987.— С. 100. [7]. Панов А. И., Донцов И. Е. Устойчивость движения гусеничного трактора с плугом передней и задней навески // Исследование и разработка почвообрабатывающих и посевных машин: Сб. науч. тр. / ВИСХОМ.— М.: ВИСХОМ, 1988.— С. 24—43. [8]. Руководство по проектированию систем автоматического регулирования / Под. ред. В. А. Бесекерского.— М.: Высш. шк., 1983.— 296 с.

Поступила 11 декабря 1990 г.

УДК 630\*531 : 624.042.41

### К РАСЧЕТУ СИЛОВОГО МОМЕНТА ОТ ВЕТРОВОЙ НАГРУЗКИ НА ЕЛОВОЕ ДЕРЕВО

Л. В. КОРОТЯЕВ

Архангельский лесотехнический институт

Для определения сил, действующих на машины для валки леса, необходимо знать ветровую нагрузку на дерево и вызываемый ею силовой момент.

Обычно в инженерных расчетах форму кроны елового дерева рассматривают как конус с треугольной площадью миделевого сечения и с центром тяжести, расположенным на  $1/2$  высоты кроны от ее основания (низа) [1, 4, 5]. В действительности, как показали наши измерения в натуре, крона елового дерева имеет параболическую форму со значительно большей площадью миделя по сравнению с конусообразной и с большей координатой центра тяжести [2]. Так, для среднего на Севере елового дерева IV, 2 разряда высот и таксационным диаметром  $d_t = 20$  см площадь миделя конусообразной кроны равна  $19,7 \text{ м}^2$ , а параболической  $27,4 \text{ м}^2$ , или на 39 % больше. Координата центра тяжести кроны этого дерева при ее высоте 11 м составляет 6,6 м, т. е. больше