

## УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА С ФРОНТАЛЬНЫМ ПОЛУНАВЕСНЫМ ОРУДИЕМ

В связи с недостаточной изученностью устойчивости движения машинно-тракторных агрегатов (МТА) отсутствуют данные о надежных способах повышения устойчивости. Это создает затруднения в выборе рациональных скоростей движения и в эффективном использовании их при выполнении сельскохозяйственных работ. Таким образом, исследование данной проблемы особенно актуально.

В нашей работе исследуется движение колесного тракторного агрегата с фронтальным полунавесным орудием. Расчетная схема агрегата представлена на рис. 1. С целью упрощения задачи принимаются следующие допущения. Рассматривается абсолютно жесткая система агрегата с закрепленным рулевым управлением трактора. Причем орудие не может совершать перемещения относительно трактора в горизонтальной плоскости. Агрегат равномерно движется вдоль оси  $OY$  и отклоняется от прямолинейного движения на малый угол  $\beta$ . Исследование движения такой плоской одномассовой модели агрегата позволяет получить интересные выводы и дать практические рекомендации.

Координаты центров пятен контактов шин найдем по выражениям, приняв  $\sin \beta \approx \beta$ ,  $\cos \beta \approx 1$ :

$$\begin{aligned} x_1 &= x_c + (a_1 + a_2)\beta - B_1; & x_4 &= x_c + a_2\beta + B_2; \\ x_2 &= x_c + (a_1 + a_2)\beta + B_1; & x_5 &= x_c - a_3\beta - B_3; \\ x_3 &= x_c + a_2\beta - B_2; & x_6 &= x_c - a_3\beta + B_3. \end{aligned} \quad (1)$$

Выразим углы бокового увода  $\psi_i$  колес через обобщенные координаты  $x_c$  и  $\beta$

$$\psi_i = \frac{dx_i - \beta dy_c}{v dt}, \quad (2)$$

где  $v$  - скорость движения агрегата.

С учетом выражений (1)

$$\begin{aligned}\psi_1 = \psi_2 &= \frac{1}{v} (\dot{x}_c + (a_1 + a_2) \dot{\beta}) - \beta; \\ \psi_3 = \psi_4 &= \frac{1}{v} (\dot{x}_c + a_2 \dot{\beta}) - \beta; \\ \psi_5 = \psi_6 &= \frac{1}{v} (\dot{x}_c - a_3 \dot{\beta}) - \beta.\end{aligned}\quad (3)$$

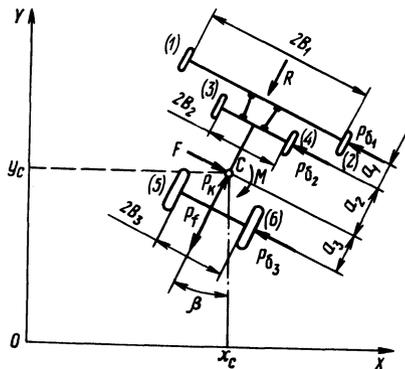


Рис. 1. Расчетная схема агрегата.

Уравнения движения агрегата при действии на него возмущающей силы  $F$  и момента  $M$  имеют вид

$$\begin{cases} m\ddot{x}_c = F - P_{61} - P_{62} - P_{63}; \\ I\ddot{\beta} = M + P_{63}a_3 - P_{61}(a_1 + a_2) - P_{62}a_2. \end{cases}\quad (4)$$

С учетом выражений (3) и того, что  $P_{6i} = k_i \psi_i$  [2], где  $k_i$  - коэффициент сопротивления уводу колес, система (4) примет вид

$$\begin{cases} m\ddot{x}_c + \frac{2}{v} (k_1 + k_2 + k_3) \dot{x}_c - 2(k_1 + k_2 + k_3)\beta + \\ + \frac{2}{v} (k_1(a_1 + a_2) + k_2a_2 - k_3a_3)\dot{\beta} = F; \\ I\ddot{\beta} + \frac{2}{v} (k_1(a_1 + a_2)^2 + k_2a_2^2 + k_3a_3^2)\dot{\beta} - 2(k_1(a_1 + a_2) + \\ + k_2a_2 - k_3a_3)\beta + \frac{2}{v} (k_1(a_1 + a_2) + k_2a_2 - k_3a_3) \dot{x}_c = M. \end{cases}\quad (5)$$

Решение системы (5) будем искать в виде  $x_c = e^{pt}$ ,  $\rho = e^{pt}$ , положив также  $I = m\rho^2$ ;  $\lambda = x_c / \rho$ , где  $\rho$  - радиус инерции;  $\lambda$  - безразмерная переменная.

Написав и развернув определитель системы уравнений (5) относительно  $\rho$ , получим характеристическое уравнение

$$\rho^2 + \frac{2}{m\nu} \left( k_1 \left( 1 + \frac{(a_1 + a_2)^2}{\rho^2} \right) + k_2 \left( 1 + \frac{a_2^2}{\rho^2} \right) + k_3 \left( 1 + \frac{a_3^2}{\rho^2} \right) \right) \rho + \left( \frac{4(k_1 k_2 a_1^2 + k_1 k_3 (a_1 + a_2 + a_3)^2 + k_2 k_3 (a_2 + a_3)^2)}{m^2 \rho^2 \nu^2} - \frac{2(k_1(a_1 + a_2) + k_2 a_2 - k_3 a_3)}{m\rho^2} \right) = 0. \quad (6)$$

Движение агрегата будет устойчивым, если все действительные корни или вещественные части комплексных корней характеристического уравнения (6) будут отрицательными, что произойдет, когда все члены уравнения положительны. Коэффициент при  $\rho$  всегда положителен. Тогда по критерию Гурвица движение агрегата устойчиво, если свободный член уравнения (6) также положителен, т.е.

$$k_3 a_3 > k_1 (a_1 + a_2) + k_2 a_2. \quad (7)$$

Если условие (7) не выполняется, то определяем критическую скорость движения агрегата из условия, чтобы свободный член уравнения (6) был положителен:

$$v_{кр} = \sqrt{2 \frac{k_1 k_2 a_1^2 + k_1 k_3 (a_1 + a_2 + a_3)^2 + k_2 k_3 (a_2 + a_3)^2}{m(k_1(a_1 + a_2) + k_2 a_2 - k_3 a_3)}}. \quad (8)$$

Выражения (7) и (8) по структуре аналогичны формулам в работе [1] для условий устойчивости движения и определения критической скорости трехосного автомобиля, хотя имеются значительные конструктивные отличия от тракторного агрегата и условий эксплуатации.

Таким образом, чтобы тракторный агрегат обладал устойчивостью движения, необходимо выполнение условия (7), которое можно обеспечить, увеличив коэффициент сопротивления уводу шин задней оси трактора. Этого можно добиться, например, установкой сдвоенных шин на задней оси.

### Л и т е р а т у р а

1. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. - М., 1970. 2. Рокар И. Неустойчивость в механике.-М.,1959.

УДК 629.114.2.012.8

А.Л.Хилько, В.П.Бойков,  
С.И.Стригунов

### СПЕКТРАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ НАГРУЖЕННОСТИ ПЕРЕДНЕЙ ОСИ ТРАКТОРА МТЗ-80 С СЕРИЙНОЙ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ПОДВЕСКАМИ

Современные методы изучения динамики МТА требуют знания спектров мощности нагрузок на различных узлах и деталях трактора. В связи с этим получение статистических характеристик исследуемых процессов для проведения спектрального анализа весьма важно.

В предлагаемой работе рассматривается лишь один аспект этого вопроса - динамическая нагруженность передней оси трактора МТЗ-80 в зависимости от типа подвески. В результате сравнительных дорожно-полевых испытаний трактора с серийной подвеской и экспериментальной, основные параметры которой рассчитывались методом статистического моделирования [1], были получены реализации вертикальных изгибающих усилий, действующих на трубы выдвинных кулаков трактора, по которым и оценивалась динамическая нагруженность оси. Методика проведения испытаний и некоторые результаты изложены в работе [2]. Для определения спектров нагруженности передней оси была проведена дискретизация полученных реализаций с шагом  $t = 0,05$  с и центрирование массивов. По специально разработанным программам на ЭЦВМ "Наири-К" рассчитывались корреляционные функции исследуемого процесса, по значениям которых были установлены спектральные плотности нагруженности передней оси трактора МТЗ-80 при движении по грунтовой дороге с прицепом 2ПТС-4 и на пахоте стерни (рис. 1, 2).