

НАГРУЖЕННОСТЬ ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА ПРИ ЕГО ТОРМОЖЕНИИ

Миленин А.Н., к.т.н., доц.

*Харьковский национальный технический университет сельского
хозяйства имени Петра Василенко*

Получена зависимость для расчета нагруженности тягово-сцепных соединений тракторного поезда с учетом инерционных свойств сцепного звена. Построен график усилий в сцепке трактора с полуприцепом и проанализированы теоретическая и экспериментальная зависимости.

Введение. При поточно-перевалочном способе уборки сахарной свеклы [1] для перевозки корнеплодов на сахарные заводы эффективно использовать тракторные поезда Т-150К-09+1ПТС-9+3ПТС-12. При тяжелых дорожных условиях более эффективны тракторные поезда в составе трактора Т-150К-09 и полуприцепа 1ПТС-9 или полунавесного прицепа ОЗПП-8573, позволяющие регулировать догрузку задних колес трактора во время движения в зависимости от дорожных условий [2, 3].

Анализ литературы. В известных работах [2, 4] нагрузочные режимы подобных тракторно-транспортных агрегатов изучены по упрощенной динамической модели, что искажает рассматриваемый процесс, особенно при переменной скорости движения агрегата.

Постановка задачи. Цель данного исследования - анализ нагруженности тягово-сцепных соединений тракторного поезда с учетом инерционных, упругодиссипативных свойств сцепного звена.

Решение задачи. Процесс торможения трехзвенного тракторного агрегата (рис. 1) рассмотрен при следующих допущениях:

- тягово-сцепные соединения трактора, полуприцепа и прицепа представлены упругими связями с демпфированием; центр масс каждого звена лежит в продольной плоскости симметрии;

- торможение происходит в горизонтальной плоскости, двигатель разобщен с трансмиссией, при торможении тормозные силы на звеньях возрастают на звеньях (трактор, полуприцеп, прицеп) до предельного (по сцеплению).

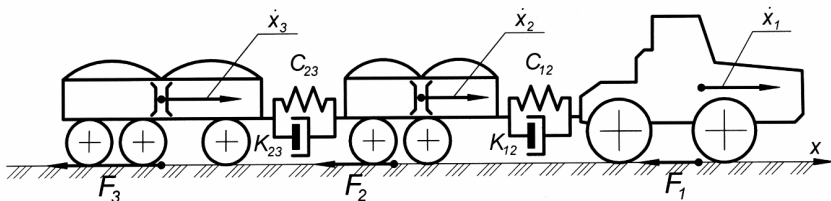


Рис. 1. Расчетная схема тракторного агрегата.

Исходя из энергетического баланса, кинетическая энергия динамической системы запишется в виде суммы:

$$E_k = \frac{1}{2} (m_1 \dot{x}_1^2 + m_2 \dot{x}_2^2 + m_3 \dot{x}_3^2), \quad (1)$$

где x_1, x_2, x_3 - обобщенные координаты центров тяжести звеньев (трактора, полуприцепа, прицепа) транспортного агрегата;

m_1, m_2, m_3 - массы, соответственно, трактора, полуприцепа, прицепа.

Потенциальная энергия, накапливаемая упругими связями, будет:

$$E_{II} = \frac{1}{2} [c_{12} (x_1 - x_2)^2 + c_{23} (x_2 + x_3)^2], \quad (2)$$

где c_{12}, c_{23} - жесткости упругих связей в сцепных устройствах.

Диссипативная функция системы имеет вид:

$$\Phi = \frac{1}{2} [k_{12} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2 + k_{23} (\dot{x}_2 - \dot{x}_3)^2], \quad (3)$$

где k_{12}, k_{23} - коэффициенты демпфирования сцепных устройств тракторного агрегата.

При выводе уравнения движения трехзвенного тракторного агрегата величины $c_{12}, c_{23}, k_{12}, k_{23}$ считаем постоянными.

Тракторный агрегат, как упругая цепь, при переходных режимах движения может совершать колебания в продольном направлении. В процессе колебаний вектор скорости звена периодически меняет свое направление на противоположное, соответственно вектор суммарной тормозной силы также меняет свое направление. С учетом вышеизложенного, активная сила на звене запишется в виде:

$$Q_i = -F_i(t) \cdot \text{sign} \dot{x}_i'; \quad i = 1, 2, 3. \quad (4)$$

Уравнение Лагранжа имеет вид:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i'} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial x_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial x_i'} = Q \quad (5)$$

Производя дифференцирование функций (1), (2), (3) по обобщенным координатам x_i и подставив полученные выражения в уравнение Лагранжа, получаем систему дифференциальных уравнений, описывающих движение трехзвенного тракторного агрегата в режиме торможения при наличии упругих связей между звеньями транспортного агрегата

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1'' = -F_1(t) \operatorname{sign} \dot{x}_1' - c_{12}(x_1 - x_2) - k_{12}(x_1' - x_2'); \\ m_2 \ddot{x}_2'' = -F_2(t) \operatorname{sign} \dot{x}_2' + c_{12}(x_1 - x_2) + k_{12}(x_1' - x_2') - c_{23}(x_2 - x_3) - k_{23}(x_2' - x_3'); \\ m_3 \ddot{x}_3'' = -F_3(t) \operatorname{sign} \dot{x}_3' + c_{23}(x_2 - x_3) + k_{23}(x_2' - x_3'). \end{cases} \quad (6)$$

Из уравнения (6) видно, что в случае упругого взаимодействия звеньев усилие в сцепном устройстве трактора определится:

$$F_{12} = c_{12}(x_1 - x_2) + k_{12}(x_1' - x_2'); \quad (7)$$

а усилие в сцепке между прицепами будет:

$$F_{23} = c_{23}(x_2 - x_3) + k_{23}(x_2' - x_3'); \quad (8)$$

Тормозные силы и реакции на осях звеньев тракторного агрегата рассмотрены при взаимодействии трактора, полуприцепа и прицепа при торможении агрегата (рис. 4).

Разная эффективность торможения трактора-полуприцепа-прицепа, а также асинхронность их торможения, являются одними из основных причин возникновения усилия в сцепках тракторного агрегата. Упругие связи в звеньях поезда вызывают продольные колебания этих звеньев, которые увеличивают усилия в сцепках на величину динамической составляющей. С увеличением амплитуды колебаний усилия в сцепках могут стать знакопеременными.

Появление сжимающих усилий в сцепке является предпосылкой к потере устойчивости и складыванию звеньев поезда [4, 5, 6]. Таким образом, усилие в сцепке является не только критерием синхронности торможения звеньев, а и критерием продольной устойчивости (или нескладывания) тракторного агрегата.

Для аналитического определения динамических усилий в сцепных устройствах за основу принимаем систему дифференциальных уравнений (6), описывающую процесс торможения трехзвенного тракторного агрегата. Предполагаем, что зазоры в сцепках отсутствуют, а демпфированием в сцепных устройствах можно пренебречь.

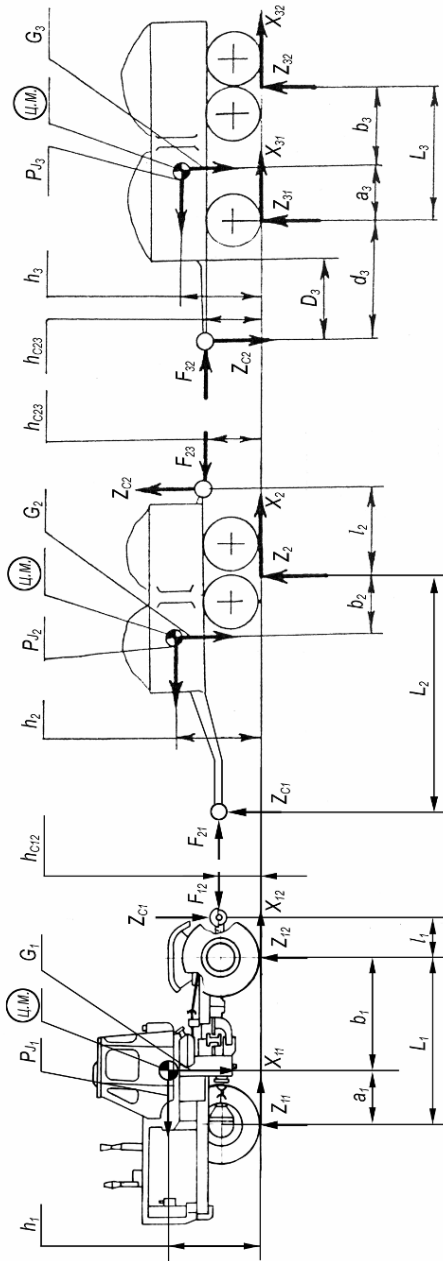


Рис. 4. Схема сил, приложенных к звеньям тракторного агрегата при торможении: G_1, G_2, G_3 - соответственно вес трактора, полуприцепа и прицепа; L_1, L_2, L_3 - базовая длина трактора, полуприцепа и прицепа; $a_1, b_1, a_2, b_2, a_3, b_3$ - расстояние от центра масс трактора до передней и задней осей, соответственно, трактора и прицепа; l_1, l_2, l_3 - расстояние от задней оси, соответственно трактора и полуприцепа до точки сцепки сцепного устройства; h_1, h_2, h_3 - высота центра масс, соответственно трактора, полуприцепа и прицепа; h_{12} - высота точки сцепки трактора с полуприцепом; h_{c23} - высота точки сцепки полуприцепа с прицепом; h_{c33} - высота шарнира дышла прицепа; D_3 - длина дышла прицепа; d_3 - расстояние от передней оси прицепа до точки сцепки.

Тогда зависимости (7) и (8) примут вид

$$F_{12} = c_{12}(X_1 - X_2), \quad F_{23} = c_{23}(X_2 - X_3). \quad (9)$$

Обозначим

$$f_i(t) = F_i(t) \operatorname{sign} x'_i, \quad i = 1, 2, 3. \quad (10)$$

Учитывая зависимости (9) в системе (6), вычтем из первого уравнения системы (6) второе, а из второго – третье. Получаем систему из двух дифференциальных уравнений относительно сил, развиваемых в упругих связях, -

$$\begin{cases} F_{12}'' + \omega_{12}^2 F_{12} - \frac{c_{12}}{m_2} F_{23} = \frac{c_{12}}{m_1} f_1(t) - \frac{c_{12}}{m_2} f_2(t), \\ F_{23}'' + \omega_{23}^2 F_{23} - \frac{c_{23}}{m_2} F_{12} = \frac{c_{23}}{m_2} f_2(t) - \frac{c_{23}}{m_3} f_3(t), \end{cases} \quad (11)$$

где

$$\omega_{12}^2 = c_{12} \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2}; \quad \omega_{23}^2 = c_{23} \frac{m_2 + m_3}{m_2 m_3}. \quad (12)$$

В данном случае усилия в тягово-сцепных соединениях между трактором и полуприцепом (F_{12}), полуприцепом и прицепом (F_{23}) (см. рис.4) определяются по уравнениям

$$F_{12} = \frac{c_{12}}{a_0 \sqrt{a_0}} \left(\frac{b_2}{m_2} \operatorname{sign} X'_2 - \frac{b_1}{m_1} \operatorname{sign} X'_1 \right) B_1(\tau) + \frac{c_1}{(1 + \eta_1)} \sqrt{a_0} \times \\ \times (b_3 \operatorname{sign} X'_3 + b_2 \operatorname{sign} X'_2 - \eta_1 b_1 \operatorname{sign} X'_1) B_1^{-2}(\tau); \quad (13)$$

$$F_{23} = \frac{c_{23}}{a_0 \sqrt{a_0}} \left(\frac{b_3}{m_3} \operatorname{sign} X'_3 - \frac{b_2}{m_2} \operatorname{sign} X'_2 \right) B_1(\tau) + \\ \frac{c_1}{(1 + \eta_3) \sqrt{a_0}} (\eta_3 b_3 \operatorname{sign} X'_3 - b_2 \operatorname{sign} X'_2 - b_1 \operatorname{sign} X'_1) B_1^{-2}(\tau) + \\ \frac{c_1}{1 + \eta_3} (t_{01} b_1 \operatorname{sign} X'_1 + t_{02} b_2 \operatorname{sign} X'_2 - \eta_3 t_{03} b_3 \operatorname{sign} X'_3) B_1^{-1}(\tau). \quad (14)$$

По зависимостям (13) и (14) определены путем решения на ЭВМ продольные динамические усилия в сцепках тракторного агрегата в любой момент процесса торможения (рис. 5) с учетом как весовых и жесткостных параметров звеньев, так и параметров, характеризующих быстроедействие тормозного привода.

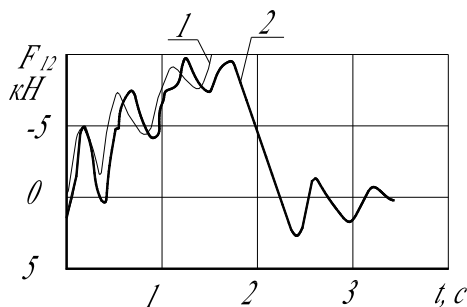


Рис. 5. Характер изменения усилий в сцепке трактора с полуприцепом тракторного агрегата Т-150К-09+1ПТС-9+3ПТС-12 (груз 21000 кг): 1 – расчетная зависимость; 2 – экспериментальная зависимость.

Выводы. Анализ данных зависимостей показывает, что динамическое усилие в сцепке трактора и полуприцепа тракторного поезда Т-150К-09+1ПТС-9+3ПТС-12 (груз 21000 кг) в начальный период торможения имеет сложный колебательный характер в диапазоне отрицательных значений в промежутке времени 0...2,3 с. Усилие в данной сцепке стабилизируется через 3,5 с после начала торможения тракторного агрегата.

Список использованных источников

1. Операционная технология возделывания сахарной свеклы/В.С. Зуев, С.А. Забаштанский и др. Сост.В.С. Глуховский, Н.М. Зуев, Н.М.-К.: Урожай, 1988.-240с.
2. Шалягин В.Н. Транспортные и транспортно-технологические средства повышенной проходимости.-М.: Агропромиздат, 1986.-254с.
3. Вейц В.А., Кочура А.Е. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания.-Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1978.- 88с.
4. Тракторные поезда/П.П. Артемьев, Ю.Е. Атаманов, Н.В. Богдан и др.; Под.ред. В.В. Гуськова.-М.: Машиностроение, 1982.- 183с.
5. Тракторы. Теория./Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атаманов Ю.Е., Бочаров Н.Ф., Кееневич И.Н., Солонский А.С.-М.: Машиностроение, 1988.- 376с.
6. Любушкин В.В., Брыков А.С., Герасимов В.В., Карпов Л.Н. К расчету тормозных сил многосвязного тракторного поезда большой грузоподъемности//Тракторы и сельхозмашины, 1972, № 5.- С.11-14.

Анотація

НАВАНТАЖЕНІСТЬ ТЯГОВО-ЗЧІПНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТРАКТОРНОГО ПОЇЗДА ПРИ ЙОГО ГАЛЬМУВАННІ

Міленін А.М.

Отримана залежність для розрахунку навантаженості тягово-зчипних з'єднань тракторного поїзда з урахуванням інерційних властивостей причіпної ланки. Побудований графік зусиль в зчепленні трактора з напівпричепом і проаналізовані теоретична і експериментальна залежності.

Abstract

LOADING OF HAULING-COUPPLINGS ELEMENTS OF TRACTOR TRAIN AT HIS BRAKING

A. Milenin

Dependence is got for the calculation of hauling-couplings connections loading of tractor train taking into account inertia properties of the towed link. The graph of efforts is built in coupling of tractor with a semitrailer and theoretical and experimental dependences are analysed.