

**ВЛИЯНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
ПОЛУНАВЕСНОГО ДВУХОСНОГО ПРИЦЕПА
НА УСТОЙЧИВОСТЬ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА**
**Influence of kinematic parameters of semi-mounted biaxial trailer on the stability
of rectilinear motion of tractor train**

Ю. Н. Строганов, кандидат технических наук, профессор
Уральского государственного аграрного университета
(Екатеринбург, ул. Карла Либкнехта, 42)

Аннотация

В статье рассмотрены вопросы влияния на устойчивость движения тракторно-транспортного агрегата в составе с полунавесным двухосным прицепом кинематических параметров, в частности изменения соотношения эксцентриситета (смещения точки опоры платформы прицепа относительно оси колес передней колесной тележки) и базы упомянутой тележки при подборе необходимой догрузки задних колес трактора.

Ключевые слова: тракторно-транспортный агрегат, эксцентриситет, устойчивость движения прицепа, критическая скорость, поперечные колебания прицепа, догрузка задних колес трактора.

Summary

The article discusses the influence of kinematic parameters on the stability of motion of tractor-transport unit including semi-mounted biaxial trailer, in particular changes in the ratio of eccentricity (shift of a pivot point of a platform of a trailer relative to a wheel axle of front wheeled cart) and the base of said trolley during selecting necessary additional charge of rear wheels of a tractor.

Keywords: tractor-transport aggregate, eccentricity, stability of motion of a trailer, critical velocity, transversal vibrations of a trailer, additional charge of rear wheels of a tractor.

Введение

Тракторы с прицепами и полуприцепами эксплуатируются в различных условиях, в том числе и на дорогах общего пользования наряду с другими транспортными средствами. Важным требованием к условиям безопасности движения является максимально допустимая величина боковых отклонений при поперечных колебаниях (вилянии) прицепа. Этот вид нарушения устойчивости движения увеличивает габаритную полосу движения агрегата, способствует его боковому скольжению и, следовательно, может создавать угрозу безопасности движения как самому тракторному поезду, так и встречному и обгоняющему транспорту. В практике известны случаи, когда из-за виляний автомобильных и тракторных прицепов происходили дорожно-транспортные происшествия.

Объект и методика

Согласно ГОСТ Р 52746-2007 «Прицепы и полуприцепы тракторные», полностью нагруженный прицеп или полуприцеп в составе тракторного поезда с основным тяговым трактором при прямолинейном движении по дороге с твердым ровным покрытием при любой скорости не должен выходить за границу коридора, ширина которого на 0,5 м больше ширины тракторного поезда.

По мнению большинства исследователей [2, 3, 4, 5], нарушение устойчивости движения по причине виляния прицепа происходит при достижении критической скорости, когда размеры боковых отклонений превышают допустимые пределы. Проведенными исследованиями [1, 2, 3, 5] установлено, что критическая скорость тракторного прицепа зависит от величины зазоров в сцепке, жесткости шин, конструкции подвески, а также в значительной мере от геометрических параметров прицепа (базы, выноса дышла и др.). Практически все эти работы относятся к прицепам традиционной компоновки с расположением оси поворота платформы кузова относительно передней колесной тележки, в вертикальной поперечной плоскости проходящей через ось колес этой тележки. Поскольку в настоящее время полунавесные двухосные прицепы находят широкое применение, необходимы изучение и определение безопасных режимов эксплуатации тракторных поездов с указанными прицепами. Основным отличием полунавесных двухосных прицепов от прицепов обычной схемы с точки зрения компоновки является то, что точка опоры платформы на переднюю колесную тележку смещена относительно $\frac{C_{\emptyset}}{L_1}$ оси передних колес в сторону трактора. Такая компоновка позволяет обеспечивать догрузку задних колес трактора за счет переноса части нагрузки с передних колес прицепа. Путем изменения соотношения эксцентриситета (смещения точки опоры платформы относительно оси колес) $C_{ш}$ (рис. 1) и базы L_1 передней колесной тележки подбирается необходимая догрузка. Это, безусловно, окажет влияние на устойчивость движения агрегата. Поэтому задачей исследования явилось определение характера влияния на устойчивость движения полунавесного двухосного прицепа изменения величины соотношения при подборе необходимой догрузки задних колес трактора.

Результаты исследований

Наиболее важной характеристикой агрегата с точки зрения устойчивости его движения является критическая скорость. Для определения критической скорости при оценке устойчивости движения доктором технических наук Я. Х. Закиным [2] предложена формула:

$$V_{кр} = \sqrt{\frac{K_2 L_2}{M_n Q}}, \quad (1)$$

где M_n – масса прицепа, кг; K_2 – коэффициент сопротивления боковому уводу шин задних колес прицепа, Н/рад; L_2 – база прицепа, м; Q – безразмерный коэффициент, учитывающий конструктивные и геометрические параметры прицепа. Для типичных двухосных прицепов (без эксцентриситета) он определяется по формуле:

$$Q = \frac{4\rho^2 (1 + \lambda) (4 + \rho)}{\left(2 - \frac{1}{i}\right) [\rho^2 (2 + \lambda) (8\lambda - \rho^2) + 16\lambda]}, \quad (2)$$

где $\lambda = \frac{L_2}{L_1}$; $\rho = \frac{L}{r_i}$; L_1 – длина дышла, м; i – передаточное отношение рулевого привода поворотного устройства; r_i – радиус инерции прицепа.

Частный характер формулы (2) для определения коэффициента Q не позволяет определять критическую скорость полунавесного прицепа, так как не учитывается возможность компоновки прицепа при наличии эксцентриситета. Задача состоит в определении коэффициента Q при наличии в компоновке прицепа указанного выше эксцентриситета. Используя уже

известные теоретические исследования [4, 5], движение полунавесного прицепа можно рассмотреть как систему с двумя степенями свободы. При рассмотрении вопроса об устойчивости движения предполагается отсутствие зазоров и трения в шарнирах, бокового скольжения шин, сопротивления воздуха. Траектория движения прицепной серьги трактора принимается строго прямолинейной.

На рис. 1 приведена схема, на которой обозначены геометрические параметры полунавесного двухосного прицепа и действующие на него внешние силы: $P_{кр}$ – реакция на крюке трактора вдоль линии движения, Н; Y_0 – боковая реакция трактора, Н; Y_1, Y_2 – боковые реакции поверхности движения, приложенные к шинам передней колесной тележки и платформы прицепа, Н; P_1, P_2 – силы сопротивления перекачивания передних и задних колес прицепа, Н.

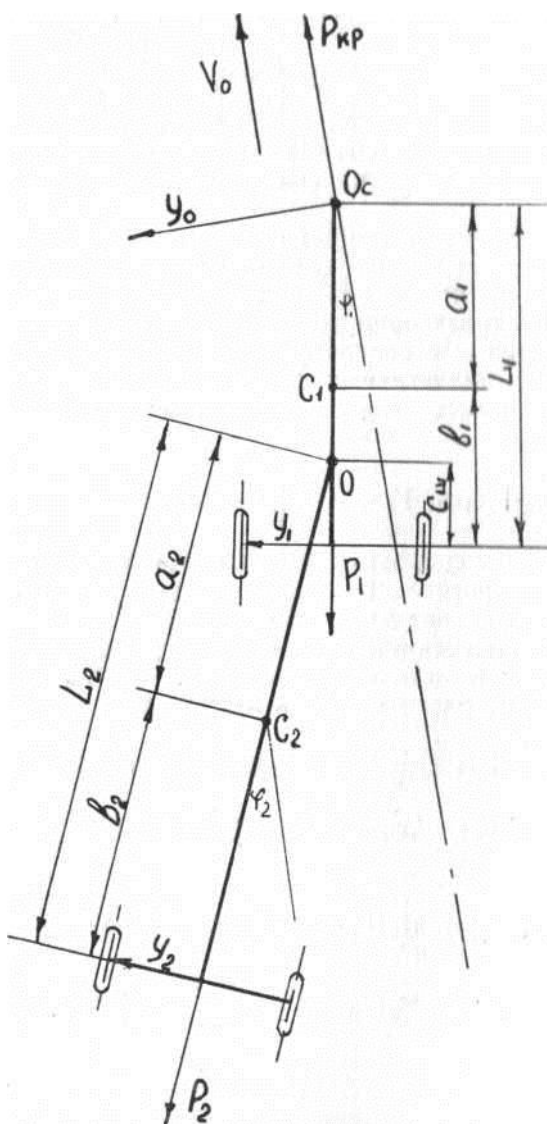


Рис. 1. Схема к расчету критической скорости

За обобщенные координаты приняты: φ_1 – угол отклонения дышла передней колесной тележки от прямолинейной траектории движения трактора; φ_2 – угол отклонения платформы от прямолинейной траектории движения трактора.

Согласно гипотезе бокового увода эластичных шин, широко используемой в аналогичных исследованиях [4, 5], боковые реакции дороги применительно к полунавесному двухосному прицепу выразятся следующим образом:

$$Y_1 = \frac{K_1 L_1}{V_0} \dot{\varphi}_1 + K_1 \varphi_1; \quad Y_2 = \frac{K_2 (L_1 - C_{\text{ш}})}{V_0} \dot{\varphi}_1 + \frac{K_2 L_2}{V_0} \dot{\varphi}_2 + K_2 \varphi_2, \quad (3)$$

где V_0 – линейная скорость движения агрегата, м/с; K_1, K_2 – коэффициенты сопротивления боковому уводу передних и задних колес прицепа соответственно, Н/рад.

Уравнения поперечных колебаний полунавесного двухосного прицепа можно представить в форме Лагранжа подобно тому, как это детально рассмотрено в известных методиках [2, 3, 5]:

$$b_0 \ddot{\varphi}_1 + b_1 \dot{\varphi}_1 + b_2 \varphi_1 + b_3 \ddot{\varphi}_2 + b_4 \dot{\varphi}_2 + b_5 \varphi_2 = 0$$

$$d_0 \ddot{\varphi}_1 + d_1 \dot{\varphi}_1 + d_2 \ddot{\varphi}_2 + d_3 \dot{\varphi}_2 + d_4 = 0,$$

где

$$b_0 = M_1 (r_{c_1}^2 + a_1^2) + M_2 (L_1 - C_{\text{ш}})^2; \quad b_1 = \frac{K_1 L_1^2 + K_2 (L_1 - C_{\text{ш}})^2}{V_0};$$

$$b_2 = K_1 L_1; \quad b_3 = M_2 (L_1 - C_{\text{ш}}) a_2; \quad b_4 = \frac{K_2 L_2 (L_1 - C_{\text{ш}})}{V_0};$$

$$b_5 = K_2 (L_1 - C_{\text{ш}});$$

$$d_0 = M_2 (L_1 - C_{\text{ш}}) a_2; \quad d_1 = \frac{K_2 L_2 (L_1 - C_{\text{ш}})}{V_0}; \quad d_2 = M_2 (r_{c_2}^2 + a_2^2);$$

$$d_3 = \frac{K_2 L_2^2}{V_0}; \quad d_4 = K_2 L_2,$$
(4)

M_1, M_2 – массы передней колесной тележки и платформы прицепа, кг; a_1, a_2 – продольные координаты центров тяжести передней колесной тележки и платформы прицепа, м; r_{c_1}, r_{c_2} – радиусы инерции передней колесной тележки и платформы прицепа, проходящие через центры их тяжести, м.

Характеристическое уравнение системы примет вид:

$$m_0 S^4 + m_1 S^3 + m_2 S^2 + m_3 S + m_4 = 0,$$

где

$$m_0 = b_0 d_2 - b_3 d_0; \quad m_1 = b_0 d_3 + b_1 d_2 + b_3 d_1 - b_4 d_0;$$

$$m_2 = b_0 d_4 + b_3 d_3 + b_2 d_2 + b_5 d_0 - b_4 d_1;$$

$$m_3 = b_1 d_4 + b_2 d_3 - b_5 d_1; \quad m_4 = b_2 d_4.$$
(5)

По условиям устойчивости Гурвица все диагональные миноры должны быть положительны. Критическая скорость определяется из выражения:

$$m_2 > \frac{m_1 m_4}{m_3} + \frac{m_3 m_0}{m_1}. \quad (6)$$

Подстановка в неравенство (6) выражений коэффициентов системы и решение его относительно линейной скорости приводят к известной формуле (1). Но коэффициент Q для полунавесного прицепа примет вид:

$$Q = \frac{\mu(\psi_1^2 + \beta_1^2) + \rho(\psi_2^2 + \beta_2^2) + (1-n)^2[(1-\beta_2)^2 + \psi_2^2]}{\rho(\gamma+1)} + \frac{[\mu(\psi_1^2 + \beta_1^2)(\psi_2^2 + \beta_2^2) + (1-n)^2\psi_2^2](\gamma+1)}{\mu(\psi_1^2 + \beta_1^2) + \rho(\psi_2^2 + \beta_2^2) + (1-n)^2[(1-\beta_2)^2 + \psi_2^2]} - \frac{\mu\gamma(\psi_1^2 + \beta_1^2) + \rho(\psi_2^2 + \beta_2^2) + \gamma(1-n)^2(1-\beta)}{\rho\gamma}, \quad (7)$$

где

$$\rho = \frac{K_1}{K_2}; \quad \gamma = \frac{L_1}{L_2}; \quad \psi_2 = \frac{r_{c2}}{L_2}; \quad \psi_1 = \frac{r_{c1}}{L_1}; \quad \beta_1 = \frac{a_1}{L_1}; \quad \beta_2 = \frac{a_2}{L_2};$$

$$\mu = \frac{M_1}{M_2}; \quad n = \frac{C_{III}}{L_1}.$$

С учетом полученного в выражении (7) коэффициента Q проведен расчет критической скорости тракторного поезда в составе с полунавесным двухосным прицепом для различных значений соотношения $\frac{C_{\emptyset}}{L_1}$ при постоянстве других параметров, входящих в формулу (1).

Расчеты выполнены на примере тракторно-транспортного агрегата в составе с автомобильным полуприцепом БТП-А-467 и подкатной тележкой, скомплектованными по схеме полунавесного двухосного прицепа, при следующих исходных данных:

- база полуприцепа (расстояние от шкворня до оси колес) (рис. 1) – 4,48 м;
- масса полуприцепа и подкатной тележки – 12 000 кг;
- коэффициент сопротивления боковому уводу шин – 89 931 Н/рад;
- радиус инерции – 1,94 м.

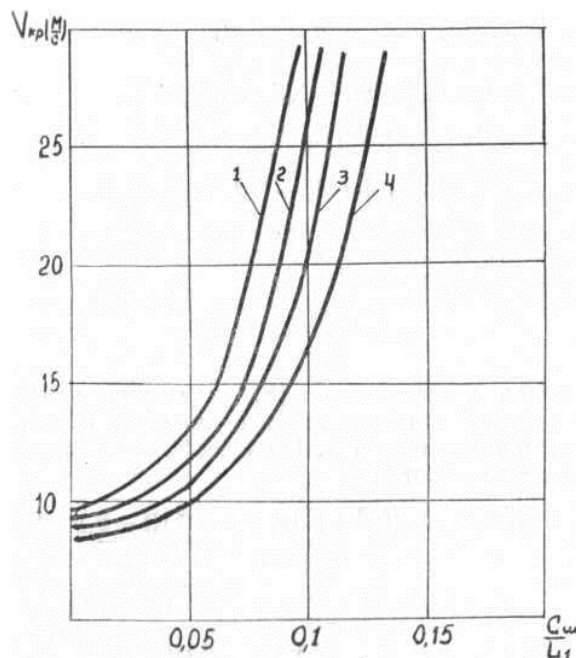


Рис. 2. Влияние соотношения $\frac{C_{\emptyset}}{L_1}$ на критическую скорость тракторно-транспортного агрегата

в составе с полуприцепом БТП-А-467 и подкатной тележкой при различных отношениях $\frac{L_1}{L_2}$

(1 – 0,625; 2 – 0,65; 3 – 0,675; 4 – 0,7)

Если предположить, что прицеп представляет собой параллелепипед, радиус инерции определяется по формуле:

$$r_{c_z} = 0,2882\sqrt{A_{\Pi}^2 + B_{\Pi}^2}, \quad (8)$$

где A_{Π} – ширина прицепа, м; B_{Π} – длина прицепа, м.

Расчетные значения критической скорости в зависимости от соотношения $\frac{C_{\emptyset}}{L_1}$ представлены на рис. 2.

Выводы

Анализ результатов расчетов, представленных на графике (рис. 2), позволяет сделать вывод, что с увеличением соотношения $\frac{C_{\emptyset}}{L_1}$ увеличивается критическая скорость полунавесного двухосного прицепа, т. е. при перемещении точки опоры платформы прицепа вдоль базы подкатной тележки в сторону трактора движение прицепа становится более устойчивым при любых соотношениях баз подкатной тележки и полуприцепа.

Расчеты позволяют заключить также, что при комплектовании тракторно-транспортных агрегатов в составе с автомобильным полуприцепом БТП-А-467 и подкатной тележкой критическая скорость находится за пределами эксплуатационных скоростей трактора при любых соотношениях C_{\emptyset} эксцентриситета и базы L_1 подкатной тележки.

Аналогичным образом может быть проведена оценка устойчивости движения тракторных поездов с полунавесными двухосными прицепами, обеспечивающими догрузку ведущих колес трактора за счет перемещения точки опоры платформы кузова прицепа вдоль базы передней колесной тележки.

Библиографический список

1. *Гячев Л. В.* Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов. М. : Машиностроение, 1981.
2. *Закин Я. Х.* О причине возникновения виляний прицепов // Автомобильная промышленность. 1958. № 1.
3. *Закин Я. Х.* Прикладная теория движения автопоезда. М. : Транспорт, 1987.
4. *Козленко Д. Л.* Оценка устойчивости прямолинейного движения автопоезда с седельным тягачом // Автомобильная промышленность. 1971. № 7.
5. *Протас А. Я.* Влияние крюковой силы на устойчивость движения трактора «Беларусь» с прицепом // Повышение тягово-сцепных качеств и проходимости колесных тракторов класса 1,4 тонны. Горки, 1972.
6. *Тарг С. М.* Краткий курс теоретической механики. М. : Высшая школа, 1986.
7. *Строганов Ю. Н.* Обоснование параметров полунавесного прицепа тракторно-транспортного агрегата : автореф. ... канд. техн. наук. Челябинск, 1992.