

0,2 — для переднего и 0,35 кН·м — для заднего дифференциалов. На основе этих данных обеспечивается надежность блокирования дифференциалов обоих ведущих мостов трактора "Беларусь" при разности коэффициентов сцепления колес с почвой 0,4.

Л и т е р а т у р а

1. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М., 1972. 2. Селиванов И.И. Автомобили и транспортные гусеничные машины высокой проходимости. М., 1967. 3. Харви Дж. Р., Бернارد Дж. Д. Механизм блокировки дифференциала на тракторах "Джон-Дир". — "Сельскохозяйственная техника", 1964, № 12. 4. Тракторы "Беларусь" МТЗ — 80, МТЗ-80Л, МТЗ-82, МТЗ-82 Л. Руководство по эксплуатации и уходу. Минск, 1973.

Н.В. Богдан, Г.П. Грибко

ВЫБОР УСТАНОВОЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕГУЛЯТОРА ТОРМОЗНЫХ СИЛ ДЛЯ ДВУХОСНОГО ПРИЦЕПА

Повышение энергонасыщенности и транспортных скоростей колесных тракторов дает возможность широко использовать их в качестве тягача с одним и двумя двухосными прицепами. Тракторный поезд все больше стал эксплуатироваться в грузовом потоке совместно с автомобилем, что вызывает необходимость оснащения тракторного поезда эффективными тормозами. Чтобы обеспечить оптимальное торможение тракторного поезда, нужно регулировать тормозные силы по осям поезда в соответствии с динамической нагрузкой, приходящейся на эти оси. Одним из наиболее эффективных способов рационального распределения суммарной тормозной силы между осями тракторного поезда, обеспечивающего сохранение устойчивости движения и удовлетворительное использование сцепного веса при торможении, является применение регуляторов тормозных сил. Тормозные силы необходимо регулировать на передних осях

прицепов, так как динамический вес при торможении на передних осях прицепов изменяется значительно.

При установке регулятора тормозных сил на переднюю ось прицепа возникает необходимость рассчитать установочные параметры регулятора, т.е. увязать параметры регулятора с параметрами тормозной системы и прогибом передней подвески. Методика, предлагаемая в этой работе, позволяет рассчитать длину рычага и начальный угол установки регулятора, исходя из оптимального распределения тормозных сил.

Чувствительным элементом системы динамического регулирования тормозных сил по нагрузке является деформация упругого элемента передней подвески прицепа, которая определяется из выражения

$$y = \frac{G_{1 \text{ дин}} - m_2 g}{2c_2}, \quad (1)$$

где $G_{1 \text{ дин}}$ — динамический вес, приходящийся на переднюю ось прицепа; m_2 — неподрессоренная масса передней оси прицепа; c_2 — жесткость передней рессоры прицепа; g — ускорение свободного падения.

Тормозной момент передних колес прицепа, который может развивать тормозной механизм в зависимости от подведенного давления, определяется по выражению [1]

$$M_1 = k_1 (p_1 - p_{н1}), \quad (2)$$

где k_1 — коэффициент пропорциональности; p_1 — давление в передних тормозных камерах; $p_{н1}$ — давление начала работы передних тормозных камер.

Максимально возможный тормозной момент на передней оси прицепа имеет значение [2]

$$M_1 = \varphi r_{п} G_{1 \text{ дин}}, \quad (3)$$

где φ — коэффициент сцепления; $r_{п}$ — радиус колеса прицепа.

Решая совместно выражения (2) и (3), получим значение давления в передних тормозных камерах прицепа, необходимое для реализации тормозного момента по сцеплению

$$p_1 = p_{н1} + \frac{G_{1 \text{ дин}} \varphi r}{k_1} \pi \quad (4)$$

Динамический вес, приходящийся на переднюю ось прицепа в зависимости от загрузки имеет следующие значения

$$G_{1 \text{ дин}} = \frac{1}{L_{\pi}} \left[(G_{\text{пр}} + G_{\text{гр}}) l_2 + \varphi G_{\text{пр}} h_{\text{пр}} + \varphi G_{\text{гр}} x \times \left(h_{\text{пл}} + \frac{h_x}{2} \right) \right] \quad (5)$$

где $G_{\text{пр}}$ и $G_{\text{гр}}$ — вес порожнего прицепа и груза; L_{π} — база прицепа; l_2 — расстояние от центра тяжести до задней оси прицепа; $h_{\text{пр}}$ — высота центра тяжести порожнего прицепа; $h_{\text{пл}}$ — высота платформы кузова от земли в незагруженном состоянии; h_x — высота загрузки кузова.

Подставляя в выражение (4) значение статического веса для порожнего прицепа, приходящегося на переднюю ось, получим установочное давление в тормозных камерах

$$p_{1 \text{ уст}} = p_{н1} + \frac{\varphi r_{\pi} G_{\text{пр}} l_2}{k_1 L_{\pi}}$$

Угол начальной установки для рычага регулятора тормозных сил равен

$$\alpha_y = \beta \left(p_{н1} + \frac{\varphi r_{\pi} G_{\text{пр}} l_2}{k_1 L_{\pi}} \right),$$

где β — угловой коэффициент характеристики регулятора тормозных сил.

Подставляя в выражение (4) значение динамического веса (5), приходящегося на переднюю ось прицепа для максимальной загрузки, получим максимальное давление в тормозных камерах передней оси

$$p_{\text{max}} = p_{н1} + \frac{\varphi r_{\pi} [(G_{\text{пр}} + G_{\text{гр}}) l_2 + \varphi G_{\text{пр}} h_{\text{пр}} + \varphi G_{\text{гр}} x]}{k_1 L_{\pi}}$$

$$\frac{+ G_{гр} \left(h_{пл} + \frac{h_x}{2} \right)}{k_1 L_{п}}$$

Умножая полученное выражение на угловой коэффициент характеристики регулятора, получим значение максимального угла поворота рычага регулятора

$$\alpha_{\max} = \beta \left\{ p_{н1} + \frac{\varphi r_{п} \left[(G_{пр} + G_{гр}) l_2 + \varphi G_{пр} h_{пр} + \varphi G_{гр} \left(h_{пл} + \frac{h_x}{2} \right) \right]}{k_1 L_{п}} \right\}$$

Рабочий диапазон рычага регулятора можно выразить $\alpha_{\max} - \alpha_{уст} = \alpha_p$. Подставляя вместо α_{\max} и $\alpha_{уст}$ их значения, получим

$$\alpha_p = \frac{\beta \varphi r_{п}}{k_1 L_{п}} \left[G_{гр} l_2 + \varphi G_{пр} h_{пр} + \varphi G_{гр} \left(h_{пл} + \frac{h_x}{2} \right) \right] \quad (6)$$

На рис. 1 приведена общая схема установки регулятора тормозных сил. Из $\triangle OAB$ находим сторону OA , т.е. длину рычага регулятора

$$L_p = \frac{y}{2 \sin \frac{\alpha_p}{2}} \quad (7)$$

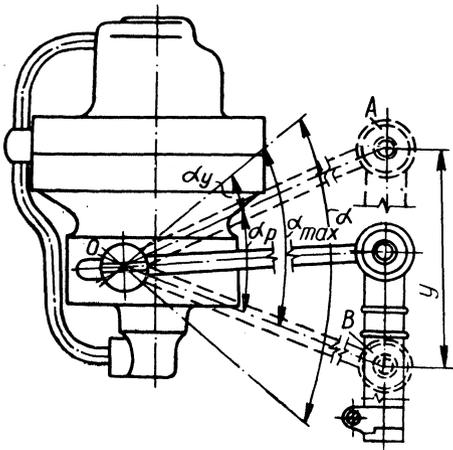


Рис. 1. Схема установочных параметров регулятора тормозных сил.

Решая совместно выражения (1), (5), (6) и (7), получим

$$L_p = \frac{\left[(G_{пр} + G_{гр}) l_2 + \varphi G_{пр} h_{пр} + \varphi G_{гр} \left(h_{пл} + \frac{h_x}{2} \right) \right] - L_{п} m_2 g}{4c_2 L_{п} \sin \frac{\beta r_{п} \varphi}{2k_1 L_{п}} \left[G_{гр} l_2 + \varphi G_{пр} h_{пр} + \varphi G_{гр} \left(h_{пл} + \frac{h_x}{2} \right) \right]}$$

или, упрощая это выражение, получим

$$L_p = \frac{(G l_2 + \varphi G h_{гп}) - L_{п} m_2 g}{4c_2 L_{п} \sin \frac{\beta r_{п} \varphi}{2k_1 L_{п}} (G_{гр} l_2 + \varphi G h_{гп})}$$

где G — общий вес прицепа; $h_{гп}$ — высота центра тяжести груженого прицепа.

При расчете установочных параметров регулятора тормозных сил необходимо увязывать характеристику регулятора тормозных сил с конкретными характеристиками тормозной системы и подвески прицепа, иначе возможности регулятора будут недостаточно использованы.

Л и т е р а т у р а

1. Беленький Ю.Б., Дронин М.И., Метлюк Н.Ф. Новое в расчете и конструкции тормозов автомобилей. М., 1965.
2. Розанов В.Г. Торможение автомобиля и автопоезда. М., 1964.

И.П. Ксенович

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ПАРАМЕТРОВ ПЕРСПЕКТИВНЫХ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ (МТА)

Рациональные параметры перспективных машинно-тракторных агрегатов необходимо определять исходя из их производительности в условиях конкретных расчетных зон.

Пределы повышения производительности МТА на каждой операции определяются уровнем развития техники и условиями сельскохозяйственного производства: структурой посевных пло-