

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ
ТРАКТОРОВ "БЕЛАРУСЬ" КЛАССА 14 кН

В процессе торможения трактора, оборудованного серийной тормозной системой с механическим приводом, имеет место существенная неравномерность тормозных моментов на его колесах. Она обусловлена как неодинаковой податливостью приводов к тормозным механизмам правого и левого колес трактора, так и отклонениями коэффициентов трения фрикционных пар от номинальных значений. Вследствие того что кинематическое передаточное число механического тормозного привода зависит от суммарного осевого хода нажимных дисков [1], на величину неравномерности тормозных моментов влияют и неодинаковые износы элементов фрикционных пар левого и правого тормозных механизмов, а также технологические отклонения размеров их деталей.

По требованиям ГОСТ 22895-77 [2] неравномерность тормозных моментов не должна превышать 15%.

На рис. 1 изображены экспериментальные статические характеристики серийной тормозной системы трактора. В соответствии с инструкцией по эксплуатации тракторов МТЗ [3], регулировка тормозных механизмов должна производиться по одновременности блокирования колес. Статическая характеристика тормозной системы трактора, соответствующая такой регулировке, изображена на рис. 1а. Из анализа характеристики следует, что тормозной момент на левом колесе трактора начинает нарастать лишь в тот момент

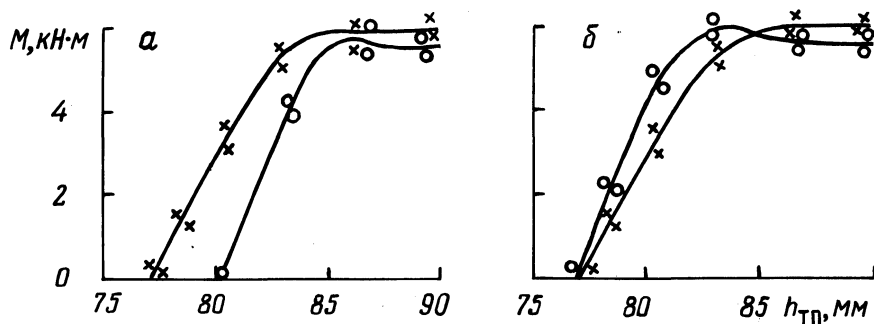


Рис. 1. Экспериментальные статические характеристики серийной тормозной системы трактора:

а — регулировка по одновременности блокирования колес; б — регулировка по одновременности начала срабатывания тормозных механизмов; х — правый тормозной механизм; о — левый тормозной механизм.

времени, когда тормозной момент на правом колесе достигает величины 3,2 кН·м. Это объясняется тем, что механический привод тормозного механизма левого колеса обладает значительно большей податливостью по сравнению с приводом тормозного механизма правого колеса. В результате при заблокированных тормозных педалях возникает большая разница в усилиях сжатия фрикционных пар механизмов. Тормозные моменты на колесах выравниваются лишь по достижении значений моментов по сцеплению колес с дорогой (т.е. при блокировке колес). Меньшую неравномерность тормозных моментов можно достичь при регулировке тормозной системы по одновременности начала срабатывания тормозных механизмов (рис. 1,б). При такой регулировке необходимо обеспечить различный свободный ход левой и правой тормозных педалей, но это приводит к неодновременности блокирования колес трактора. Кроме того, указанную регулировку можно произвести лишь при наличии специальной аппаратуры.

Ни первый, ни второй способы регулировки не могут обеспечить выполнение регламентированных требований в отношении неравномерности тормозных моментов.

Необходимо отметить, что любая регулировка серийной тормозной системы трактора быстро нарушается и после 15–20 торможений возникает необходимость в проведении новой регулировки.

Из рис. 1 следует, что нарастание тормозных моментов от нулевых до максимальных значений осуществляется при ходе тормозной педали 7–9 мм. Таким образом, свободный ход тормозной педали примерно в 10 раз превышает рабочий ход. Несмотря на то что тормозной момент на колесе пропорционален усилию на соответствующей тормозной педали, это обстоятельство создает значительные трудности в работе тракториста при определении им требуемой интенсивности торможения и наряду с неравномерностью тормозных моментов часто приводит к блокировке колес трактора даже при стремлении произвести служебное торможение.

В некоторой степени неравномерность тормозных моментов можно уменьшить, используя на тракторе гидрообъемный тормозной привод с уравнительным клапаном [4]. Однако использование такой конструкции не способствует повышению низких эксплуатационных качеств, присущих серийному дисковому тормозному механизму с самоусилением. Теоретическими и экспериментальными исследованиями выявлены следующие основные недостатки серийного тормозного механизма [5]:

- 1) существенная нестабильность тормозного момента при изменении коэффициента трения фрикционных пар и высокая чувствительность к изменению температур фрикционных элементов;
- 2) тормозной механизм может реализовать в среднем не более 30% потенциально возможного износа элементов фрикционных пар;
- 3) неравномерный радиальный износ фрикционных дисков, происходящий вследствие перекоса нажимных дисков из-за различных тормозных моментов на них;
- 4) резкое включение механизма, приводящее к высоким динамическим нагрузкам в трансмиссии при экстренных торможениях трактора;

5) в случае повреждения фрикционных накладок, а также даже при кратковременном нарушении условия $\operatorname{tg} \alpha > \mu$ возможно заклинивание тормозного механизма и тяжелое дорожно-транспортное происшествие.

Кроме того, при использовании как механического, так и гидравлического тормозных приводов невозможно обеспечить согласованную работу тормозных систем трактора и прицепа состава, оборудованного пневматическим тормозным приводом.

Стабильность выходных параметров тормозного механизма можно оценивать по его характеристике [6], т.е. по зависимости коэффициента эффективности [7] от коэффициента трения фрикционных пар. Для расчета коэффициента эффективности тормозного механизма было получено следующее выражение [8]

$$k_T = \frac{4\mu i_{\text{пр}} \eta_M}{[1 + \mu R_{\text{ср}} (\frac{\mu_2}{R_1} + \frac{\mu_1}{r})] (\operatorname{tg} \alpha - \mu)}, \quad (1)$$

где μ — коэффициент трения фрикционных пар; $i_{\text{пр}}$ и η_M — передаточное число и КПД тормозного привода от регулировочной тяги до нажимных дисков; $R_{\text{ср}}$ — средний радиус трения фрикционных пар; μ_1 и μ_2 — коэффициенты трения на выступе корпуса и в шлицевом соединении фрикционных дисков с валом ведущей шестерни конечной передачи трактора; R_1 и r — радиусы расположения выступа корпуса и приложения равнодействующей сил трения в шлицевом соединении; α — угол подъема лунок нажимных дисков.

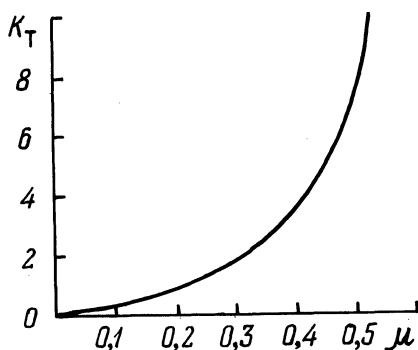


Рис. 2. Характеристика серийного тормозного механизма трактора.

Характеристика серийного тормозного механизма трактора, рассчитанная по уравнению (1), показана на рис. 2. Коэффициенты трения большинства фрикционных материалов, используемых в сухих тормозных механизмах автотранспортных средств, находятся в пределах 0,3–0,5 [8, 9, 10]. Даже в пределах одной партии фрикционных накладок допускаются отклонения величины коэффициента трения до 15%. Более стабильными выходными характеристиками обладает тот механизм, у которого зависимость $k_T =$

$= k_T(\mu)$ в зоне допустимых изменений коэффициента трения является более пологой. Из анализа характеристики серийного тормозного механизма следует, что его коэффициент эффективности сильно зависит от μ . Так, например, при изменении по каким-либо причинам μ с 0,4 до 0,5 коэффициент эффективности, а следовательно, и тормозной момент изменяются более чем в 2 раза. Если $\mu = \text{arctg } \alpha = 0,58$, то коэффициент эффективности становится равным бесконечности, т.е. происходит заклинивание механизма. Такой дефект отмечается как при обкатке задних мостов тракторов на Минском тракторном заводе, так и в эксплуатационных условиях.

Все указанные в данной работе недостатки тормозной системы трактора можно устранить при использовании пневматического тормозного привода с дисковыми тормозными механизмами прямого действия, У разработанных и испытанных тормозных механизмов прямого действия [5] изменение коэффициента трения с 0,4 до 0,5 приводит к изменению коэффициента эффективности только лишь на 11%. Кроме того, эти механизмы не требуют регулировок и замены фрикционных дисков на протяжении всего срока эксплуатации трактора. Все это обуславливает целесообразность использования на тракторах МТЗ кл. 14 кН пневматической тормозной системы с дисковыми тормозными механизмами прямого действия.

Литература

1. Жуковский Ю.М., Стринадко В.П. Определение коэффициента трения в тормозных механизмах тракторов "Беларусь" МТЗ-50/80. — В сб.: Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами. Минск, 1980, вып. 14, с. 80—84.
2. ГОСТ 22895-77. Тормозные системы автотранспортных средств. Технические требования. Введ. 01.01.81 на срок до 01.01.86.
3. Тракторы "Беларусь" МТЗ-80, МТЗ-80Л, МТЗ-82, МТЗ-82Л: Техническое описание и инструкция по эксплуатации. — Минск, 1977. — 352 с.
4. Рославлев В.Г., Шаповалов Ю.С. Тормозные системы зарубежных колесных тракторов. — М., 1971. — 51 с.
5. Жуковский Ю.М. Исследование характеристик тормозной системы тракторного поезда на базе колесного трактора класса 14 кН: Автореф. дис. ... канд.техн.наук. — Минск, 1980. — 24 с.
6. Беленький Ю.Б., Дронин М.И., Метлюк Н.Ф. Новое в расчете и конструкции тормозов. — М., 1965. — 118 с.
7. Анилович В.Я., Водолажченко Ю.С. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов: Справочное пособие. — М., 1976. — 456 с.
8. Жуковский Ю.М. Исследование работы различных фрикционных материалов в тормозных механизмах тракторов "Беларусь" МТЗ-80/82. — В сб.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск, 1979, вып. 13, с. 77—82.
9. ГОСТ 1786-74. Накладки сцепления фрикционные асбестовые. Введ. с 01.01.75 на срок до 01.01.80.
10. ГОСТ 15960-70. Материалы асбестовые фрикционные эластичные. Введ. с 01.01.71.