

## ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ РАЗЛИЧНЫХ ФРИКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ В ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМАХ ТРАКТОРОВ "БЕЛАРУСЬ" МТЗ-80/82

Тракторы МТЗ-80/82 оборудованы сухими дисковыми тормозными механизмами с механическим приводом, которые установлены на ведущих шестернях конечных передач с правой и левой сторон заднего моста. Каждый тормозной механизм имеет два фрикционных диска (четыре пары трения). При работе тормозных механизмов используется эффект самоусиления, достигаемый посредством самозаклинивающихся шариков, расположенных в лунках нажимных дисков [1].

Нажимные диски тормозных механизмов изготавливаются из чугуна КЧ 35-10 (ГОСТ 1215-59), крышки стаканов - из чугуна СЧ 18-36 (ГОСТ 1412-70). Испытаниям подвергались фрикционные материалы следующих марок: 1) серийные фрикционные накладки шифра 41-132-67с (НСФ-6); 2) накладки шифра 41-132-67, выполненные с пониженной твердостью; 3) накладки шифра 41-131-77с; 4) накладки НСФ3 (Барнаулского завода АТИ); 5) накладки условного шифра В-1; 6) накладки условного шифра В-2; 7) накладки условного шифра В-3; 8) накладки условного шифра В-4; 9) накладки условного шифра В-5 (НСФ-1).

Было испытано по одному экземпляру каждой комплектации. Испытания проводились до появления одного из признаков ненормальной работы тормозного механизма (недопустимого уменьшения эффективности торможения, нарушения кинематики тормозного механизма вследствие предельного износа пар трения). Фрикционные накладки в каждой комплектации были приклеены к стальным дискам клеем ВС-10Т по серийной технологии склеивания.

Испытания проводились на тормозном стенде инерционного типа. Принцип испытаний заключался в периодических разгонах маховых масс стенда до угловой скорости 68 1/с, что соответствует частоте вращения вала тормоза на тракторе при скорости последнего 9,27 м/с, с последующей их остановкой испытуемым тормозным механизмом. В процессе испытаний повторение торможений осуществлялось автоматически с интервалом 120 с. При этом тормозной механизм обдувался венти-

лятором таким образом, чтобы его температура не превышала 150...165°C. Температура в тормозном механизме измерялась хромель-копелевой термопарой с использованием прибора МР-64-02 в соответствии с регламентированными принципами [2].

Значения коэффициента трения  $\mu$  в тормозном механизме определялись по следующей формуле:

$$= \frac{\operatorname{tg} \alpha}{2} + \sqrt{\left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{2}\right)^2 + \frac{M_m \operatorname{tg} \alpha}{4R_{\text{ср}}(G + \Delta G_{\text{в.р.}} - \Delta G_{\text{с.п.}}) i_{\text{пр}} \eta_M},$$

где  $\alpha$  - угол подъема лунок нажимных дисков;  $M$  - тормозной момент, развиваемый механизмом (определяется по значению времени торможения);  $R_{\text{ср}}$  - средний радиус трения;  $G$  - вес задающего груза. Вес задающего груза определяется по усилию на сдвоенных тормозных педалях тракторов МТЗ-80/82, которое не должно превышать 400 Н [3], с учетом силового передаточного отношения тормозных приводов трактора и станда;  $\Delta G_{\text{в.р.}}$  - вес тормозного рычага, приведенный к точке подвеса задающего груза;  $\Delta G_{\text{с.п.}}$  - усилие сопротивления стержневых пружин нажимных дисков, приведенное к точке подвеса задающего груза (определяется из графоаналитического анализа кинематики рычажной системы станда);  $i_{\text{пр}}$  - кинематическое передаточное число привода (также определяется из графоаналитического анализа кинематики рычажной системы станда);  $\eta_M$  - механический КПД рычажной системы станда.

Методика расчета величины тормозного момента по значению времени торможения  $t$  основана на том, что при постоянном приводном усилии в течение одного цикла торможения величина тормозного момента является постоянной и вызывает линейное изменение угловой скорости вала тормозного механизма с находящимися на нем маховыми массами:

$$M_m = \frac{W}{\omega_{\text{ср}} t} - \Delta M,$$

где  $W$  - кинетическая энергия маховых масс, поглощаемая тормозным механизмом;  $\omega_{\text{ср}}$  - средняя угловая скорость вала тормозного механизма за цикл торможения;  $t$  - время торможения. Измерение времени торможения производилось десятикратно, а его величина определялась как среднеарифметическое значение от десяти замеров;  $\Delta M$  - среднее значение момента потерь от трения вне тормозного механизма.

Значение  $\Delta M$  определено методом выбега

$$\Delta M = \frac{W}{\omega_{\text{ср}} t_{\text{выб}}},$$

где  $t_{\text{выб}}$  — время выбега, т.е. время свободного вращения маховых масс стенда после отключения приводного электродвигателя.

Зависимости коэффициента трения от числа циклов торможений для фрикционных материалов, указанных выше марок, изображены на рис. 1. Номера кривых соответствуют номерам перечня.

Рис. 1. Изменение коэффициентов трения фрикционных материалов в зависимости от числа циклов торможений.

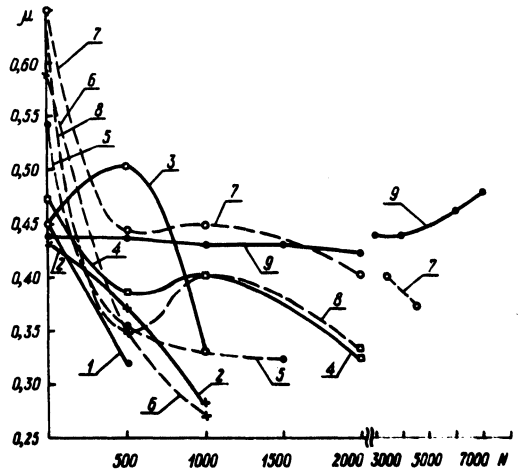
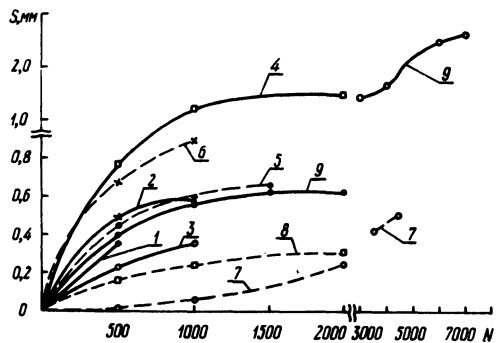


Рис. 2. Износ фрикционных накладок в зависимости от числа циклов торможений.



Износ фрикционных накладок определялся микрометром при периодических разборках тормозных механизмов. Зависимости износов фрикционных накладок  $S$  от числа циклов торможений представлены на рис. 2.

По причинам прекращения испытаний исследованные фрикционные материалы можно разделить на две группы:

1-я группа (фрикционные материалы №1...8) — это материалы, испытания которых были прекращены из-за потери эффективности торможения при частичном износе накладок. Эффективность торможения определялась по условному тормозному пути, величина которого не должна превышать 10 м при начальной скорости торможения 30 км/ч [3]. Специфическая особенность материалов этой группы заключается в том, что по мере увеличения числа циклов торможений на рабочих поверхностях фрикционных накладок образуется твердая блестящая корка, резко снижающая коэффициент трения. Эта корка более интенсивно образуется на рабочих поверхностях, контактирующих с нажимными дисками, т.е. там, где ухудшен теплоотвод. Таким образом, тормозные механизмы, содержащие фрикционные материалы первой группы, выходят из строя из-за снижения коэффициента трения при реализации небольшой доли запаса на износ фрикционных накладок. При этом экспериментально установлено, что попытки восстановить эффективность этих тормозных механизмов методами промывки или механической очистки фрикционных накладок с целью снятия корки не дают положительных результатов. Это свидетельствует о том, что снижение эффективности торможения связано не только с образованием корки, но и с изменениями структуры фрикционной накладки на некоторой глубине.

2-я группа (фрикционный материал №9, т.е. В-5 (НСФ-1)) имеет ту характерную особенность, что по мере роста числа циклов торможений на рабочих поверхностях фрикционных накладок упоминаемая выше блестящая корка не образуется, а фрикционная накладка нормально изнашивается, и коэффициент трения по мере приработки рабочих поверхностей несколько возрастает (см. рис. 1). При этом предельный суммарный износ в тормозном механизме (его величина обусловлена предельным положением тяг в горловине кожуха) достигается после 7000 циклов торможений, что эквивалентно 3850 моточасам работы трактора в эксплуатационных условиях.

Результаты исследования работы фрикционных материалов в тормозных механизмах представлены в табл. 1.

Таблица 1. Результаты стендовых испытаний фрикционных материалов

№ комплекта- ций тормоз- ных меха- низмов	Число торможений на стенде, после которого закончены испытания	Долговечность в мото-часах	$\mu$ -коэф-фициент трения в начале испытаний	S усл - условный тормозной путь в начале испытания, м	$m$ -коэф-фициент трения в конце испытания	S усл - условный тормозной путь в конце испытания, м	Суммарный износ фрикционных накладок, мм
1	500	275	0,45	7,9	0,32	12,8	0,36
2	1000	550	0,43	8,3	0,28	14,7	0,46
3	1000	550	0,45	7,8	0,33	12,4	0,18
4	2000	1100	0,47	7,3	0,32	13,9	1,41
5	1500	825	0,55	5,8	0,32	13,1	0,68
6	1000	550	0,59	5,2	0,27	16,2	0,88
7	4500	2480	0,67	4,1	0,37	10,7	0,50
8	2000	1100	0,67	4,1	0,33	11,6	0,33
9	7000	3850	0,44	8,95	0,48	10,0	2,59

Выводы. 1. Наиболее перспективным материалом для фрикционных накладок тормозных механизмов тракторов "Беларусь" МТЗ-80/82 является материал НСФ-1 (ГОСТ 1786-74).

2. Долговечность тормозных механизмов с фрикционными накладками из материала НСФ-1 может быть увеличена за счет укорачивания тяг нажимных дисков; изготовления запасных лунок на нажимных дисках, имеющих меньшую глубину, чем глубина основных лунок; применения на тракторах МТЗ-80/82 тормозных механизмов прямого действия, обладающих меньшей чувствительностью к износам, чем тормозные механизмы, использующие эффект самоусиления.

#### Л и т е р а т у р а

1. Тракторы "Беларусь" МТЗ-80, МТЗ-80Л, МТЗ-82, МТЗ-82Л. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. - Минск, 1977. 2. ГОСТ 1786-74. Накладки сцепления фрик-

ционные асбестовые. - Взамен ГОСТ 1786-66. - Введ. 01.01.75; Срок действия до 01.01.80. 3. Единые требования к конструкции тракторов и сельхозмашин по гигиене труда и технике безопасности. ЕТ-1У-М., 1976.

УДК 629.114.3 - 0,73

П.В.Зеленый

## К ВОПРОСУ МЕХАНИКИ КАЧЕНИЯ КОЛЕСА ПО ДЕФОРМИРУЕМОЙ ПОВЕРХНОСТИ

При описании движения механических систем в первую очередь необходимо составить уравнения наложенных на систему связей, так как характер последних определяет не только вид траектории движения системы, но и выбор приемов для его изучения. К одним из основных при решении прикладных задач по устойчивости движения транспортных средств, в частности крутосклонных, относят ограничения, налагаемые опорной поверхностью на движение системы, тесно связанные с ее физико-механическими характеристиками и особенностями ходовой части.

В соответствии с терминологией Герца все кинематические связи в классической механике разбивают на голономные и неголономные [1]. Неголономность обычно имеет место в системах с контактами качения. Условием качения является равенство мгновенных скоростей двух частиц принадлежащих соприкасающимся телам в точке контакта [2],

$$\omega_y = r_d \dot{\delta} \quad (1)$$

где  $\omega_y$  - проекция скорости качения колеса на ось, расположенную в плоскости его вращения;  $r_d$  - динамический радиус колеса (рис. 1, а и б);  $\dot{\delta}$  - угловая скорость колеса.

Это утверждение не подлежит сомнению, когда речь идет о моделировании движения пневматического колеса по недеформируемой поверхности, характеризуемого отсутствием проскальзывания в пятне контакта (качение колеса автомобиля по асфальту или бетону). Однако типичным режимом работы тракторных шин, особенно на склоне, является качение при наличии буксования порядка 15...20% вследствие деформируемости опорной поверхности и значительного касательного усилия, развиваемого колесом. Иными словами, имеет место не-