

Таким образом, предложен принципиально новый подход к выбору схем привода полноприводных тракторов — метод синтеза схем привода. Использование такого метода при исследовании тягово-сцепных свойств трактора типа 6К6 позволило показать, что для минимизации затрат мощности на буксование необходимо обеспечить равенство буксований колес всех мостов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гумилевский Ю.Н. Трехосный трактор "Valmet 1502". — Тракторы и сельхозмашины, 1978, № 2, с. 46—47.
2. Перспективные мобильные энергетические средства (МЭС) для сельскохозяйственного производства/В.В. Кацыгин, Г.С. Горин, А.А. Зенькович и др. — Минск: Наука и техника, 1982. — 272 с.
3. Крейслер А.А., Либицис С.Е., Горяинов А.Н. Основные тенденции развития параметров и конструкций тракторов за рубежом. — Тракторы и сельхозмашины, 1979, № 9, с. 32—36.
4. Лефоров А.Х. Дифференциалы автомобилей и тягачей. — М.: Машиностроение, 1972. — 147 с.
5. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. — М.: Машиностроение, 1981. — 271 с.
6. Габай Е.В. Методика расчета тяговых характеристик колесного трактора с полноприводной ходовой системой. — Тракторы и сельхозмашины, 1980, № 6, с. 3—5.
7. Guskov V.V. Making the 4 w.d. more competitive Some theoretical aspects of the performance vis a vis the 2 w.d. — J. Farm machine desing Engineering. England, 1968, Dec.

УДК 629.114.3—592

Ю.М. ЖУКОВСКИЙ, канд.техн.наук (БПИ)

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕМПЕРАТУР ДЕТАЛЕЙ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ПРИ ПОВТОРНО-КРАТКОВРЕМЕННЫХ И ДЛИТЕЛЬНЫХ ТОРМОЖЕНИЯХ

При единичных кратковременных торможениях автотранспортных средств расчет температур деталей их тормозных механизмов может производиться без учета теплоотдачи в окружающую среду и смежные детали [1,7]. Вследствие того что промежутки времени между повторно-кратковременными торможениями могут достигать относительно больших значений, тепловые расчеты тормозных механизмов при торможениях подобного рода необходимо производить с учетом процессов теплоотдачи.

Как показали экспериментальные исследования, коэффициент, характеризующий интенсивность теплоотдачи, зависит от температуры детали тормозного механизма, в то время как в известных работах [2, 3] указанный коэффициент принимается или постоянным, или зависящим только от скорости движения транспортного средства.

Рассмотрим расчет теплового режима работы тормозного механизма при повторно-кратковременных торможениях. Допустим,

что объемная температура элемента фрикционной пары за один цикл торможения возрастает на величину $\Delta \vartheta$, а начальная температура элемента равна температуре окружающей среды. Для тормозных механизмов автотранспортных средств величина $\Delta \vartheta$ может быть определена по известной методике [4].

Каждый цикл торможения включает в себя две фазы: фазу торможения и фазу охлаждения тормозных механизмов. Температура в конце фазы охлаждения первого цикла может быть определена по закону Ньютона [1] $\vartheta_1 = \Delta \vartheta e^{-m t_{\text{ц}}}$, где m — коэффициент, характеризующий скорость охлаждения элемента фрикционной пары; $t_{\text{ц}}$ — время между циклами торможений.

Температура в конце фазы охлаждения второго цикла

$$\vartheta_2 = \vartheta_1 + \Delta \vartheta e^{-m t_{\text{ц}}} .$$

Температура в конце фазы охлаждения n -го цикла

$$\vartheta_n = \vartheta_{n-1} + \Delta \vartheta e^{-m t_{\text{ц}}} . \quad (1)$$

Введем обозначение $a = e^{-m t_{\text{ц}}}$. Тогда зависимость (1) можно представить в виде

$$\vartheta_n = \vartheta_{n-1} + \Delta \vartheta a . \quad (2)$$

Откуда

$$a = \frac{\vartheta_n - \vartheta_{n-1}}{\Delta \vartheta} . \quad (3)$$

При экспериментальных исследованиях были получены зависимости $\vartheta = \vartheta(n)$ как при естественном охлаждении тормозного механизма, так и при его принудительном охлаждении сжатым воздухом по схеме, исключающей попадание в тормозной механизм продуктов конденсации [5]. Объектом испытаний являлся сухой многодисковый тормозной механизм прямого действия с пневматическим приводом, предназначенный для использования на тракторах класса 14 кН. Исследования проводились на инерционном тормозном стенде. Энергия, поглощаемая тормозным механизмом за одно торможение, составляла 64,7 кДж, а время между последовательными циклами было принято равным 150 с.

На основании результатов математической обработки зависимостей $\vartheta = \vartheta(n)$, выполненной по выражению (3), построены зависимости $a = a(\vartheta)$ (зависимости 4 на рис. 1). Причем корреляционный анализ показал, что функции $a = a(\vartheta)$ достаточно точно описываются линейными уравнениями регрессии (коэффициент корреляции 0,96—0,98). С использованием выражения $a = e^{-m t_{\text{ц}}}$ по известным значениям a построены зависимости $m = m(\vartheta)$, изображенные на рис. 2.

На кривой 1 (рис. 2) при $\vartheta = 0$ отмечаем точку А и определяем соответствующее ей значение коэффициента m_A . Вследствие того что для различных значений $t_{ц}$ зависимости $m = m(\vartheta)$ представляют собой семейство кривых, проходящих через точку А, в непосредственной близости от точки А выбираем точку В и также определяем в ней значение коэффициента m_B . С целью повышения точности определения значений m_A и m_B их расчет следует проводить аналитически с использованием экспериментальных зависимостей $a = a(\vartheta)$.

Рис. 1. Зависимости коэффициента a от ν при различных $t_{ц}$:
 1 — 60 с; 2 — 90 с; 3 — 120 с; 4 — 150 с; 5 — 200 с; 6 — 300 с.
 ——— естественное охлаждение;
 - - - - - принудительное.

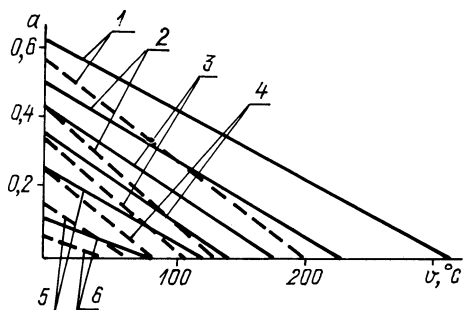
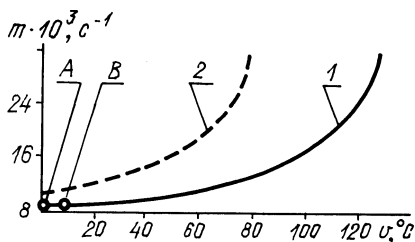


Рис. 2. Зависимости коэффициента m от ν для $t_{ц} = 150$ с:
 1 — естественное охлаждение; 2 — принудительное.



Задаемся произвольными значениями времени $t_{ц}$ и определяем значения a_A и a_B в точках А и В по формуле $a = e^{-mt_{ц}}$. Используя аналитическое уравнение прямой, проходящей через две точки, которое для нашего случая имеет вид

$$\frac{a - a_A}{a_B - a_A} = \frac{\vartheta - \vartheta_A}{\vartheta_B - \vartheta_A},$$

получаем зависимость $a = a(\vartheta)$ в виде

$$a = -M\vartheta + N'. \tag{4}$$

Таким образом, из выражений (2) и (4) имеем

$$\vartheta_n = \vartheta_{n-1} - \Delta\vartheta(M\vartheta - N). \tag{5}$$

Коэффициенты M и N являются нелинейными функциями параметра $t_{ц}$. С использованием значений M и N построим зависимости $a = a(\vartheta)$ для различных $t_{ц}$ (рис. 1). При заданной величине $t_{ц}$ точка пересечения функции $a = a(\vartheta)$ с осью ϑ определяет максимальную температуру фрикционного элемента. Назовем эту температуру температурой насыщения. По достижении температуры насыщения количество энергии, поглощаемой фрикционным элементом при торможениях, уравнивается с количеством энергии, отдаваемой элементом в результате теплоотдачи.

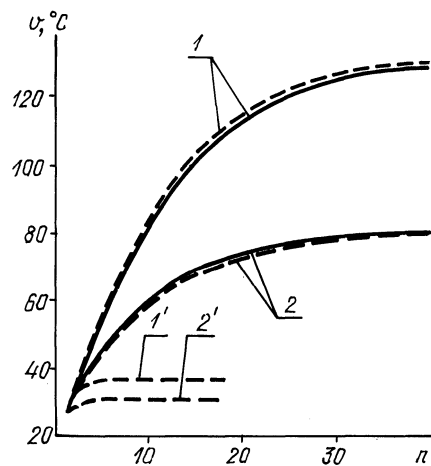
Для конкретных значений $\Delta\vartheta$ и $t_{ц}$ зависимости $\vartheta = \vartheta(n)$ можно рассчитать по формуле (5) на ЭЦВМ по простой программе.

Рассмотренная методика расчета температур деталей тормозного механизма при повторно-кратковременных торможениях позволяет по одной серии экспериментальных опытов (с конкретными параметрами $\Delta\vartheta$ и $t_{ц}$) теоретически рассчитать тепловой режим работы тормозного механизма при любом времени между циклами торможений и любом энергопоглощении за цикл с учетом влияния на интенсивность теплоотдачи температур деталей. Максимальное расхождение между теоретическими и экспериментальными результатами не превышает 2–3 %, т.е. находится фактически в пределах погрешности измерительно-регистрирующей аппаратуры (рис. 3).

Зависимости $1'$ и $2'$ на рис. 3 рассчитаны по формуле [2]

$$\vartheta_n = \Delta\vartheta \frac{1 - a^n}{1 - a} a$$

при постоянных значениях a , которые при $\vartheta = 25^\circ\text{C}$ составили для случая с естественным и принудительным охлаждением соответственно 0,264 и 0,156. Недопустимо большое расхождение между



зависимостями 1 и $1'$, 2 и $2'$ подтверждает необходимость проведения расчетов температур с учетом влияния на коэффициент, характеризующий интенсивность теплоотдачи, температур деталей.

Для расчета температур деталей тормозных механизмов при длительных торможениях, например при испытаниях типа II [6],

Рис. 3. Зависимости объемных температур промежуточного диска от числа циклов торможений при $t_{ц} = 150$ с: — экспериментальные зависимости; - - - - расчетные.

предварительный этап которых проводится на уклоне, необходимо определить энергию, поглощаемую тормозными механизмами автотранспортного средства за время торможения. Необходимо также рассчитать энергию, поглощаемую одним тормозным механизмом, определить эквивалентное число циклов торможений и время между ними, а затем произвести расчет теплового режима работы тормозного механизма по изложенной выше методике.

Предлагаемая методика расчета температур деталей может быть применена также для определения температур деталей сцеплений и других узлов, работа которых характеризуется периодическим или непрерывным выделением тепловой энергии.

Вследствие относительно простого алгоритма предлагаемая методика может быть применена в инженерной практике.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чичинадзе А.В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении. — М.: Наука, 1977. — 231 с.
2. Балабин И.В., Никольник Э.Н. Исследование эквивалентных режимов теплонагруженности тормозных механизмов при циклическом и непрерывном торможениях. — Автомоб. пром-сть, 1976, № 12, с. 16-18.
3. Исследование и расчет температурного режима автомобильных тормозов/А.В. Чичинадзе, П.И. Таланов, А.Б. Гредескул и др. — Автомоб. пром-сть, 1972, № 7, с. 23—26.
4. Жуковский Ю.М. Расчет тепловых режимов работы тормозных механизмов тракторов. — В кн.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск; Выш. шк., 1980, вып. 15, с. 111—116.
5. А.с. 724372 (СССР). Устройство для охлаждения тормозов автомобилей/В.В. Гуськов, Ю.М. Жуковский, Г.А. Молош и др. — Оpubл. в Б.И., 1980, № 12.
6. ГОСТ 22895—77. Тормозные системы автотранспортных средств. Технические требования. Введ. 01.01.81. Срок действия до 01.01.86.
7. Steinhilper W. Der zeitliche Temperaturverlauf in Snelgeschalteten Reibungskupplungen und Bremsen. — ATZ, 1963, Н. 10, S. 326—329.

УДК 629.114.3—0,73

П.В. ЗЕЛЕНЬИЙ, канд.техн.наук (БПИ)

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЭЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА СО СМИНАЕМЫМ НАКЛОННЫМ ОСНОВАНИЕМ

Взаимодействие колеса с поверхностью склона характеризуют три определяющие его тягово-сцепные свойства и курсовое движение силовых параметра: сила сопротивления качению, боковая составляющая вертикальной нагрузки, касательная сила тяги.

Сила сопротивления качению колеса по склону в поперечном направлении, затрачиваемая на колеобразование, по В.В. Гуськову [1]