

УДК 621.891

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ ЛЕНТОЧНО-КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАКТОРА

Поляков Н.В., Снятков Е. В., Попов Д.А., Попов Д.Ю.
(ФГБОУ ВПО ВГЛТА)

Применение ленточных тормозов для реверсирования и остановки гусеничных машин является традиционным как для лёгких, так и для тяжелых тракторов в отечественном тракторостроении. Малое усилие затяжки, значительные тормозные моменты и другие положительные качества ленточных тормозов сухого трения обеспечили их широкое использование в тракторах общего назначения (до класса 60). В тяжёлых промышленных тракторах применяются ленточно-колодочные тормоза, работающие в масле. Они так же, как ленточные, обладают эффектом серводействия, так как состоят из нескольких жёстких шарнирно соединённых колодок, составляющих тормозную ленту. Более прочная конструкция ленты позволяет эксплуатировать её при высоких удельных давлениях, что очень важно для тормозов, работающих в масле. К тракторным тормозам данного типа предъявляются также серьёзные требования в отношении надёжности и долговечности, выполнение которых невозможно без учета теплового режима пары трения.

Исследование и расчету температуры фрикционного контакта посвящен ряд работ [1-8]. В качестве критерия работоспособности в них принята максимальная температура поверхностей трения T_{max} . По общепринятой гипотезе суммирования температур (1)

$$T_{max} = T^* + T_{всп} , \quad (1)$$

где T^* – поверхностная температура, °К; T – температура вспышки, °К

По известным величинам теплонагруженности тормоза, его размерам, параметрам микрогеометрии и теплофизическим характеристикам применяемых материалов представляется возможным, согласно формулам, имеющимся в работах [2-3], определить максимальную температуру поверхностей трения. В

существующих расчётах предполагается, что весь тепловой поток в любой момент процесса торможения равномерно распределен по номинальной площади контакта. Однако применительно к ленточным и ленточно-колодочным тормозам такое допущение неточно, так как коэффициент трения и удельное давление, входящие в формулу теплового потока

$$Q = f\rho_{y\delta}v, \quad (2)$$

где f – коэффициент трения; $\rho_{y\delta}$ – удельное давление, кг/м².

Распределяются по углу охвата ленты неравномерно. Удельное давление между лентой и барабаном связано с усилием натяжения ленты выражением

$$P_{y\delta} = \frac{P}{R \cdot B} \quad (3)$$

где P – усилие натяжки ленты, Н; R – радиус барабана, м; B – ширина ленты, м.

Сила натяжения гибкой нити при трении ее по шкиву в любой точке n на дуге, заданной углом φ , можно описать, например, формулой Л. Эйлера

$$P_n = P_0 \exp(f\varphi) \quad (4)$$

где P_0 – начальное усилие, кг/м², f – коэффициент трения, φ – угол охвата ленты.

Выражение (4) часто используется для расчёта ленточных, а также ленточно-колодочных тормозов с числом колодок более трёх.

Неравномерная силовая нагруженность ленточного тормоза оказывает воздействие на распределение коэффициента трения и температуры по углу охвата ленты. Поэтому расчёты средней температуры поверхностей трения, проведённые без учёта изменения параметров коэффициента трения и удельного давления по углу охвата ленты, являются неточными и позволяют определить только осредненное температурное поле тормозной ленты. Для получения полной картины тепловой нагруженности тормозного узла ленточного типа

необходимо определить как изменение температуры в течении всего времени торможения, так и распределения её по углу охвата тормозной ленты.

В настоящей статье с использованием существующих методов теплового расчёта сделана попытка разработать отдельный расчёт применительно к ленточным тормозам и на примере ленточно-колодочного тормоза, работающего в масле, провести комплексное, экспериментальное исследование температурного поля тормозной ленты.

Известно, что величина температуры на фрикционном контакте прямо пропорциональна тепловому потоку. Поэтому, введя коэффициент L_φ , учитывающий распределение теплового потока по углу охвата ленты, можно рассчитать температуру тормозной ленты в любой её точке. Для вывода данного коэффициента возьмем отношение теплового потока в рассматриваемой точке ленты к среднему значению этой величины по всем точкам k , тогда

$$L_\varphi = Q_n / \sum_{n=1}^k Q_n \quad (5)$$

где L_φ – коэффициент распределения тепловых потоков по углу охвата ленты; Q – тепловой поток, Вт.

С учётом формул (2) и (3) выражение (5) запишем в виде

$$L_\varphi = \frac{P_n f_n n}{\sum_{n=1}^k P_n f_n},$$

$$\varepsilon = \frac{n \cdot f}{\sum_{n=1}^k f_n},$$

$$P_{cp} = \frac{\sum_{n=1}^k P_n}{n},$$

где ε – относительный коэффициент трения, определяемый экспериментально;
 P_{cp} – среднее значение усилия натяжения в ленте, Н.

При этом

$$L_{\varphi} = \frac{\varepsilon \cdot P_n}{P_{cp}} \quad (6)$$

Для расчета величины P_n в тормозах ленточного типа удобно пользоваться формулой Л. Эйлера (4) при значениях коэффициента трения, найденных по кривой фрикционной теплостойкости данной пары трения. В тепловых расчётах тормозов сухого трения (с равномерным распределением теплового потока по рабочим поверхностям) используются формулы [4, 7]

$$T^* = A \cdot b \cdot K / S_a \cdot \lambda \cdot t_T, \quad (7)$$

$$K = \frac{1}{3} \tau_N + F_o \tau_A - \frac{2\tau_N}{\pi^2} \sum_{n=1}^k \frac{1}{n^2} \exp(-\pi^2 n^2 F_o \tau),$$

$$T_{всп} = 1,7 \tau_N \cdot d_r \cdot a_2^{1/2} A / S_r \cdot t_T [4\lambda_1 \cdot a_1 + \lambda_2 (\pi \cdot a_2 \cdot \tau_0 \cdot v_0)^{1/2}] \quad (8)$$

где A – полная работа торможения, Дж; a – температуропроводность, м²/с; F_o – число Фурье; f – коэффициент трения; L_{φ} – коэффициент распределения тепловых потоков; S_r – фактическая площадь контакта, м²; v_0 – начальная скорость, м/с; T^* – средняя температура поверхностей трения, К; $T_{всп}$ – температурная вспышки, К; t_m – время торможения, с; d_r – диаметр пятна контакта, м; λ – теплопроводность; τ , τ_v , τ_N , τ_A – безразмерные параметры времени, скорости, мощности и работы трения; n – номер шарнира.

Формулы (7) и (8) справедливы для любого процесса торможения, заданного относительными параметрами времени, скорости, мощности и работы трения. Для этих же условий расчет средней температуры поверхностей трения тормозов, работающих в масле, ранее автором предложено проводить по формуле [2]

$$T^* = \frac{A \cdot Q - (T_n - T_{н.м.}) \cdot \alpha_M}{\alpha_M} [1 - \exp(Km)], \quad (9)$$

где $m = -\alpha_M b / \lambda$; $\alpha_M = c \gamma_M G \xi$. Коэффициент ξ зависит от расхода масла и конструкции масляных канавок на поверхностях трения, находится опытным путём ($\xi = 0,6 \dots 1,0$).

Введя формулы (7) и (8) коэффициент распределения теплового потока по углу охвата ленты L_φ , получим

$$T_* = L_\varphi \cdot A \cdot b \cdot K / S_a \cdot \lambda \cdot t_T, \quad (10)$$

$$T_{всн} = 1,7 \tau_N \cdot d_r \cdot a_2^{1/2} \cdot A / S_r \cdot t_T [4 \lambda_1 \cdot a_1 + \lambda_2 (\pi \cdot a_2 \cdot \tau_0 \cdot \nu_0)^{1/2}] \quad (11)$$

где ξ – коэффициент, учитывающий отличие температуры масла от средней температуры трения; α_M – коэффициент теплоотдачи масла, Вт/м² К; φ – угол охвата ленты;

Формулы (10) и (11) применимы для тепловых расчетов ленточных тормозов при трении без масла или при граничном трении, когда охлаждающим действием масла можно пренебречь.

Если ленточный тормоз работает в среде с достаточным для охлаждения количеством масла, расчёт температуры необходимо вести по формуле

$$T^* = \frac{A \cdot Q - (T_n - T_{н.м.}) \alpha_M}{\alpha_M} [1 - \exp(Km)] \cdot L_\varphi \quad (12)$$

Коэффициент распределения тепловых потоков по углу охвата ленты L_φ , входящий в формулы (10, 12), определяется из выражения (6).

Температурную вспышку для смазанного контакта следует рассчитывать по формуле (11) [1]. С учётом экранирующего действия масляной пленки, находящейся на фрикционном контакте параметры теплопроводности λ_l и температуропроводности a_l металлического элемента пары трения, входящие в

формулу (11), предлагается пересчитывать на приведенные параметры $\lambda_{пр.}$ и $a_{пр.}$ согласно исследованиям [3].

Испытания проводились на стенде, конструкция которого описана в работе [5] при трёх следующих режимах.

1 Остановочные торможения при невысоких значениях расхода масла ($G = 2 \cdot 10^4 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{с}$). Данная серия опытов проводилась с целью определения температурного поля тормозной ленты. Параллельно с замерами температуры в опытах фиксировались параметры силовой нагруженности ленты. Для записи усилия затяжки ленты, тормозной силы и силы натяжения между колодками использовался тензометрический метод. Тормоз испытывался при следующих условиях: $A = 69 \text{ кДж}$; $v_0 = 32 \text{ м/с}$; $T_{н.м.} = 333 \text{ К}$; $P_0 = 58 \text{ кН}$. Время торможения находилось в пределах $0,5 \dots 0,8 \text{ с}$. Показания объемных термомпар при этом не изменялись, поскольку тепловой поток за время торможения не успевал проникнуть во фрикционные накладки на глубину заделки горячих спаев термомпар.

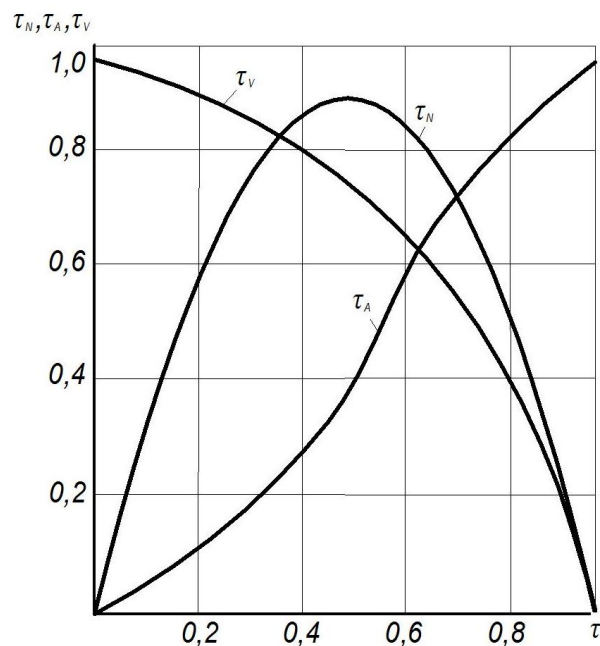


Рисунок 1 – Изменение безразмерных факторов скорости, мощности и работы трения в процессе остановочного торможения

Картина изменения средней температуры поверхностей трения в процессе торможения для каждой из колодок показана на рис. 2. Расчёты температуры, проведенные по формуле (12), удовлетворительно согласуются с соответству-

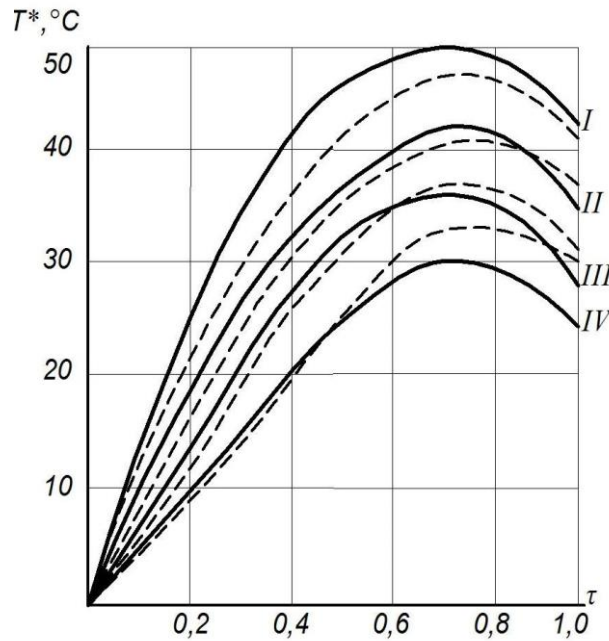


Рисунок 2 – График теплонагруженности тормозной ленты при остановочном торможении с малым расходом масла ($G = 20 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{с}$).

ющими экспериментальными данными. Как видно из рис. 2, при выбранных условиях опыта (в частности, невысоком расходе масла) существует определенная неравномерность распределения температур по углу охвата ленты. Наибольшая температура развивается на колодке I, на колодках II и III происходит ее уменьшение, и, наконец, колодка IV работает при наименьшей температуре. Характер распределения температуры по углу охвата ленты согласуется с известными аналитическими решениями [3]. Однако резко выраженной разницы в температуре набегающей и сбегающей ветвей ленты здесь нет. Это, на наш взгляд, можно объяснить невысокими значениями коэффициента трения при работе тормоза в масле и относительно низкими величинами удельного давления. Одновременная запись силовой нагруженности позволяет определить усилия, действующие в проушинах каждой колодки, а так же получить эпюры удельных давлений тормозной ленты. Такое комплексное исследование ленточно-колодочного тормоза позволяет удостовериться в точности замеров температуры и обосновать полученные результаты с точки зрения силовой нагруженности ленты.

Экспериментальные зависимости распределения коэффициента трения, усилия в шарнирах ленты и удельного давления по длине тормозной ленты, снятые в конце цикла торможения, показаны на рис. 3. Как видно из рисунка,

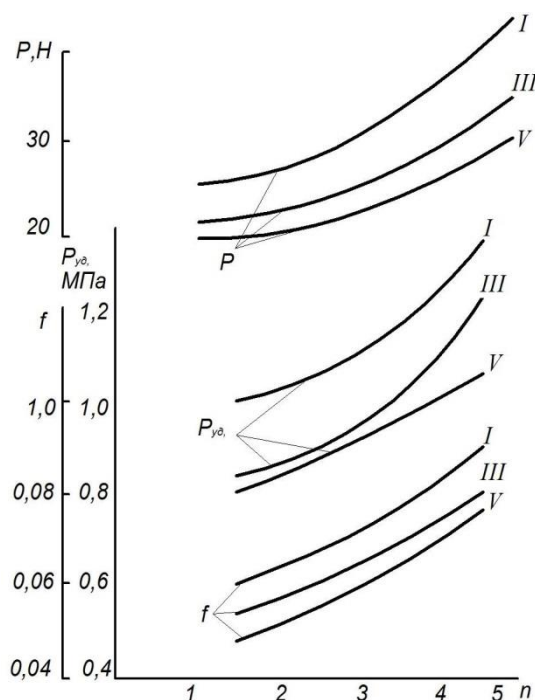


Рисунок 3 – График силовой нагруженности ленты при остановочном торможении с малым расходом масла ($G = 20 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{с}$). I, III, V – ступени скорости; $v_I = 6,1 \text{ м/с}$; $v_{III} = 21 \text{ м/с}$; $v_V = 49 \text{ м/с}$.

параметры f , P и $\rho_{y\delta}$ непостоянны по углу охвата ленты и подчиняются определённым закономерностям. Многочисленными опытами, проведенными в диапазонах удельных давлений $(2-30) \cdot 10^{-1} \text{ МПа}$ и начальных скоростей $6 \dots 49 \text{ м/с}$, установлено, что распределение коэффициента трения по углу охвата ленты подчиняется линейному закону, а удельного давления – экспоненциальному.

2) Вторая серия опытов проводилась при повышенном расходе масла ($G = 20 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{с}$), обеспечивающем интенсивный теплоотвод и снижение коэффициента трения в тормозном узле. Предварительными опытами установлено, что при повышенных расходах масла увеличивается примерно на 30 % время торможения. Это происходит из-за некоторого снижения тормозного момента, одновременно увеличивается его стабильность.

Нежелательное явление – падение тормозного момента частично устраняется введением на рабочих поверхностях накладок специальной сетки масляных канавок. Опыты показали, что увеличение расхода масла в тормозе в целом снижает теплонагруженность пар трения и, кроме того, сглаживает различие в температуре каждой колодки ленты. Полученные положительные результаты

подверглись дополнительной проверке. С этой целью был использован более чувствительный режим повторно-кратковременных торможений на стенде.

3) Третий режим испытаний позволяет задавать кратковременные притормаживания вращающихся частей стенда с высокой частотой включения. В таком режиме тормозные колодки не успевают остыть до первоначальной температуры, а те возможные отличия в температуре, которые появляются после очередного торможения, накапливаются и могут быть легко зарегистрированы за несколько десятков циклов. Некоторое отличие по энергонагруженности двух соседних торможений, связанное с нестабильностью фрикционных свойств и электрического напряжения в сети тягового электродвигателя, не может повлиять на точность оценки температур в тормозе, так как оценка происходит по каждому циклу торможений одновременно.

В таблице приведены данные по средним температурам поверхностей трения и объемным температурам каждой из колодок для различного числа циклов последовательных торможений от начальной скорости $v_0 = 6,1$ м/с.

При работе стенда в повторно – кратковременном режиме увеличились суммарное время и работа торможения, поэтому тепловой поток стал воздействовать на термодпары, расположенные в объеме. Показания термодпар в данном случае более стабильны, так как они удалены от зоны трения и не испытывают колебаний температуры во фрикционном контакте [2,7].

Таблица – Распределение температур по колодкам в ленточно-колодочном тормозе при повторно-кратковременном режиме торможений

Номер цикла торможения	Температура, °С							
	I		II		III		IV	
	T^*	$T_{об}$	T^*	$T_{об}$	T^*	$T_{об}$	T^*	$T_{об}$
10	71	45	72	46	70	43	72	44
20	89	57	85	57	85	56	86	56
30	101	69	102	70	102	71	100	70
40	114	80	115	82	110	81	115	82
50	125	96	129	95	124	94	128	97

Из данных, приведенных в таблице, видно, что при увеличенном расходе масла распределение температуры по длине тормозной ленты практически равномерное. Обнаруженная закономерность сохраняется и при реверсировании вращения барабана.

Исследования силовой нагруженности также подтвердили такой важный с практической точки зрения результат. Эпюра удельных давлений в этом случае приближается к цилиндрической, а величины коэффициентов трения для каждой из колодок ленты уравниваются. Тепловая и силовая нагруженность тормозной ленты равномерна. Тормоз работает в благоприятных условиях и имеет оптимальные эксплуатационные характеристики. При тепловом расчете тормоза такой режим реализуется при $L\varphi = 1$.

Библиографический список

1 Поляков, Н. В. К вопросу расчета теплонагруженности фрикционного контакта при повторно-кратковременных торможениях / Н. В. Поляков, Д. А. Попов, Е. В. Снятков // Мир транспорта и технологических машин. 2012. №1(36). С. 31-35

2 Поляков, Н. В. Расчетно-экспериментальное определение теплонагруженности остановочных тормозов трактора Т – 330 : В кн. : Решение задач тепловой динамики и моделирование трения и износа / Н. В. Поляков, А. В. Чичинадзе. – М. : Наука. – 1980. – С. 43-49.

3 Поляков, Н. В. К вопросу расчета теплонагруженности фрикционного контакта при граничном трении в процессе торможения / Н. В. Поляков // Трение и износ. – 1981. – № 5, т. 2. – С. 883-889.