

Технологически возможным способом решения поставленной задачи сегодня является применение РВС-технологии. Ее суть заключается в соблюдении строгой последовательности технологических операций обработки узлов трения, конечным результатом которых является снижение коэффициента трения и увеличение срока службы любых механизмов и узлов трения без проведения капитального ремонта. Для осуществления данных операций предложен РВС-состав, который представляет собой многокомпонентную смесь природных минералов, химически чистящих материалов и балластных добавок, инициаторов и катализаторов. Основная особенность состава заключается в том, что в результате окислительно-восстановительных реакций и реакций замещения он способен образовывать в местах трения и контакта с поверхностным слоем металла, основой которого является железо, модифицированный железосиликатный высокоуглеродистый защитный слой. В результате этих реакций образуется монокристалл с более объемной кристаллической решеткой, и в общей массе он приподнимается над поверхностью пятна контакта, компенсируя износ.

Опыт доказал целесообразность и эффективность применения РВС-технологии при проведении планово-предупредительных и восстановительных ремонтов ответственных узлов трения локомотивов и вспомогательных механизмов на Забайкальской, Московской и Белорусской железных дорогах.

Так, после РВС-обработки стационарного компрессора (введения РВС-порошка в масло поддона и либrikатора) в течение 24 часов производительность компрессора увеличивалась в 3 раза, а потребление тока снижалось на 13 А. Проверка через год подтвердила преимущество относительно данных по производительности, имеющих место до РВС-обработки компрессора.

РВС-технология была применена для обработки дизелей с использованием штатной системы смазки тепловозов серии ТЭМ15 и ТГМ6А. Произведенная оценка изменения давления сжатия в цилиндрах дизеля до и после РВС-обработки показала увеличение давления сжатия на 15–20 % от первоначального.

УДК 536.12 : 621.891

РАСЧЕТ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ТЕМПЕРАТУР В ТОРМОЗАХ АВТОМОБИЛЕЙ И ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН

В. А. БАЛАКИН

Белорусский государственный университет транспорта

Ю. В. ЛЫСЕНКО

Гомельский государственный технический университет им. П.О. Сухого

Приводятся тепловые схемы тормозов тракторов и автомобилей как без учета теплоотдачи в окружающую среду, так и с учетом конвективного теплообмена. Температурные задачи трения рассматриваются как одномерные с использованием понятий средней температуры поверхности трения и среднего температурного градиента по толщине трущихся пар. Сила трения принимается величиной постоянной в процессе торможения. Тогда интенсивность фрикционного тепловыделения, удельные тепловые потоки и скорость относительного скольжения уменьшаются по линейным зависимостям. Распределение тепловых потоков в зоне фрикционного контакта зависит от геометрии и теплофизических свойств элементов пар трения. Значение тормозного пути учитывает фактическое время работы тормоза. Расчет средних приращений температур проводится с использованием точных решений теории теплопроводности и метода суперпозиции.

Распределения температур по толщине трущихся пар зависят от коэффициента распределения тепловых потоков α , начальной интенсивности фрикционного тепловыделения q_0 , коэффициента взаимного перекрытия $K_{вз}$, толщины трущихся пар $h_{1,2}$ и полного времени торможения t_T :

$$\vartheta(\eta_{1,2}, F_{0,1,2}) - \vartheta_0 = \frac{(1-\alpha)K_{вз}q_0h_{1,2}}{\lambda_{1,2}} \Theta'(\eta_{1,2}, F_{0,1,2}) - \frac{(1-\alpha)K_{вз}q_0h_{1,2}^3}{t_T\lambda_{1,2}\alpha_{1,2}} \Theta''(\eta_{1,2}, F_{0,1,2}); \quad (1)$$

$$\alpha = \frac{K_{вз}\sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1}}{K_{вз}\sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1} + \sqrt{\lambda_2 c_2 \rho_2}},$$

где ϑ – температура; ϑ_0 – начальная температура; λ – коэффициент теплопроводности; c – удельная теплоемкость; ρ – плотность; a – коэффициент температуропроводности; индексы 1,2 относятся, соответственно, к фрикционной накладке и тормозному диску (барабану);

$$\Theta'(\eta_{1,2}, F_{O_{1,2}}) = F_{O_{1,2}} - \eta_{1,2} + \frac{\eta_{1,2}^2}{2} + \frac{1}{3} + \sum_{n=1}^{\infty} A'_n \cos[\mu_n(1 - \eta_{1,2})] \cdot \exp(-\mu_n^2 F_{O_{1,2}});$$

$$\Theta''(\eta_{1,2}, F_{O_{1,2}}) = \frac{F_{O_{1,2}}^2}{2} + \frac{F_{O_{1,2}}}{3} - F_{O_{1,2}} \eta_{1,2} + \frac{F_{O_{1,2}} \eta_{1,2}^2}{2} + \frac{\eta_{1,2}^4}{24} - \frac{\eta_{1,2}^3}{6} + \frac{\eta_{1,2}^2}{6} - \frac{1}{45} - \sum_{n=1}^{\infty} A''_n \cos[\mu_n(1 - \eta_{1,2})] \cdot \exp(-\mu_n^2 F_{O_{1,2}}),$$

$$\eta_{1,2} = \frac{z_{1,2}}{h_{1,2}}; \quad F_{O_{1,2}} = \frac{a_{1,2} t}{h_{1,2}^2}; \quad \mu_n = n\pi; \quad A'_n = (-1)^{n+1} \frac{2}{\mu_n^2}; \quad A''_n = (-1)^{n+1} \frac{2}{\mu_n^4}.$$

Расчетные формулы содержат функции, зависящие от безразмерных координат $\eta_{1,2}$ и числа Фурье $F_{O_{1,2}}$ – безразмерного времени.

Проведен анализ теплового режима работы в условиях экстренного торможения на горизонтальной сухой асфальтовой дороге новых (по формуле (1)), допустимо изношенных (по формуле (2)) и недопустимо изношенных (по формуле (3)) тормозов легковых автомобилей:

$$\vartheta(\eta_2, F_{O_2}) - \vartheta_0 = \frac{(1 - \alpha) K_{вз} q_0 (h_2 - 0,001)}{\lambda_2} \Theta'_2(\eta_2, F_{O_2}) - \frac{(1 - \alpha) K_{вз} q_0 (h_2 - 0,001)^3}{t_T \lambda_2 a_2} \Theta''_2(\eta_2, F_{O_2}), \quad (2)$$

где $F_{O_2} = \frac{a_2 t}{(h_2 - 0,001)^2};$

$$\vartheta(\eta_2, F_{O_2}) - \vartheta_0 = \frac{(1 - \alpha) K_{вз} q_0 (h_2 - 0,002)}{\lambda_2} \Theta'_2(\eta_2, F_{O_2}) - \frac{(1 - \alpha) K_{вз} q_0 (h_2 - 0,002)^3}{t_T \lambda_2 a_2} \Theta''_2(\eta_2, F_{O_2}), \quad (3)$$

где $F_{O_2} = \frac{a_2 t}{(h_2 - 0,002)^2}.$

В частности, расчет приращений температур поверхностей трения (при $\eta_{1,2} = 0$) дисково-колодочных тормозов легковых автомобилей показал, что односторонний износ диска, равный 1 мм, в соответствии с Международными нормами является допустимым. Односторонний износ диска, равный 2 мм, приводит к резкому увеличению температуры поверхности трения. При движении автомобиля с высокими скоростями такой износ влечет за собой отказ тормоза. Моделирование тепловых процессов с помощью приведенных в докладе расчетных формул, путем варьирования геометрическими параметрами трущихся пар тормозов позволяет прогнозировать приращение температур на поверхности трения и оптимизировать конструкцию тормозов для конкретных машин. Приводятся результаты теплового расчета тормозов автомобилей и дорожно-строительных машин, а также рекомендации по совершенствованию тормозов легковых и грузовых автомобилей, автобусов, движущихся по длинным горным спускам.