

УДК 629.4

*Авдеева А. Н. кандидат технических наук, доцент,
доцент кафедры «Материаловедение и машиностроение»
Ташкентский государственный транспортный университет,
Узбекистан, г. Ташкент*

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ВЛИЯНИЯ СМАЗКИ НА КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В ПАРЕ КОЛЕСО-РЕЛЬС

Аннотация: на современном этапе, применение лубрикаторов является самым эффективным средством для уменьшения износа в зоне гребня колеса и головки рельса, но ввиду сложности математического моделирования процесса трения системы "колесо-смазка-рельс", этот вопрос остаётся открытым. В статье предложена приближённая методика оценки влияния смазки на напряжения в зоне контакта колеса и рельса.

Ключевые слова: колёсная пара, бандажи колёсных пар, износ, смазка, контактные напряжения.

*Avdeeva A. N. candidate of technical Sciences, associate Professor,
Docent of the Department «Materials Science and Mechanical Engineering »
Tashkent State Transport University,
Uzbekistan, Tashkent*

METHODOLOGY FOR ASSESSING THE INFLUENCE OF LUBRICANT ON CONTACT VOLTAGES IN A WHEEL-RAIL PAIR

Abstract: at the present stage, the use of lubricators is the most effective means to reduce wear in the area of the wheel crest and rail head, but due to the complexity of mathematical modeling of the friction process of the "wheel-grease-rail" system, this question remains open.

Key words: wheel set, the wheel pair treads, wear, lubrication, contact voltages.

Несмотря на многолетние и разнообразные исследования, вопрос моделировании многослойного процесса трения и износа бандажей колёсных пар остаётся спорным. На современном этапе, в Узбекистане, как и во всём мире, самым эффективным средством для уменьшения износа в зоне гребня колеса и головки рельса считается применение лубрикаторов. По данной проблеме опубликовано большое количество работ [1, 2, 3]. Создание реального метода оценки влияния смазки на взаимодействие в паре колесо-рельс даёт возможность не только прогнозировать износ, с учётом внешних факторов, но и оптимизировать свойства и состав новых смазок.

При расчётах напряжений, возникающих в зоне контакта модели «колесо-смазка-рельс», примем допущение, что все три тела твёрдые. Используем аналитические зависимости теории контактных напряжений для модели двух сжимаемых цилиндров, имеющих взаимно перпендикулярные оси. Первым цилиндром характеризуется поверхность радиуса R_k колёсной пары; радиус второго цилиндра R_p характеризует кривизну поверхности головки рельса в вертикальной плоскости, перпендикулярной оси укладки. Для материалов рельса и колеса задаём равные значения модулей упругости E и коэффициента Пуассона μ . При таких допущениях максимальное контактное напряжение в точке, проходящей через центр эллипса контакта [4. с.602,603]:

$$\sigma_k = 0,245 n_p \sqrt[3]{P E_{II}^2 \left(\frac{R_p + R_k}{R_p \cdot R_k} \right)}, \quad (1)$$

где: n_p – коэффициент (табличная величина), зависящий от отношения радиусов кривизны колеса и рельса R_p/R_k ; P – нагрузка в зоне контакта с учётом как статической, так и динамической составляющих. В формуле (1) вместо стандартного значения модуля упругости E вводим величину E_{II} – приведенный модуль упругости, который определяем по формуле:

$$E_{II} = E : \left[1 + \frac{\Delta_H E}{(h_k + h_p) E_c} \right], \quad (2)$$

где: E_c – модуль упругости смеси; Δ_H – толщина начального слоя смазки, h_k и h_p – расстояние от поверхности контакта до слоя, которого достигают волны упругих деформаций соответственно колеса и рельса которые определяются по формуле:

$$h_k = \sqrt{\frac{15}{4C} + \frac{16G}{a^2 C^2 E}} + \frac{4}{aC} \sqrt{\frac{G}{E}}. \quad (3)$$

Коэффициент C вычисляется по формуле:

$$C = \frac{1}{a^2} \left(\frac{G}{E} - \frac{1}{4} \right) + \frac{1}{4b^2}, \quad (4)$$

где G – вес тела, прижимаемого колесо к рельсу, a и b – полуоси эллипса контакта поверхностей колеса и рельса.

Обычно, антифрикционная смазка, применяемая на транспорте, имеет твердый наполнитель. В смесь добавляют графит, дисульфид молибдена или кварц. На основе экспериментальных исследований, принимаем допущение о том, что модуль упругости полученной смеси из жидкости и наполнителя, зависит от их процентного соотношения и находится по формуле:

$$E_c = (\alpha_{жс} E_{жс} + \alpha_t E_t) Pa, \quad (5)$$

где: α_t – доля твёрдого наполнителя; E_t – модуль упругости твёрдого наполнителя; $\alpha_{жс}$ – доля жидкости в составе смеси; $E_{жс}$ – эквивалент модуля упругости жидкости. Доля твёрдого наполнителя может меняться от трёх до девяноста восьми процентов. Для универсальной графитной смазки УС-2 в заданном диапазоне: $E_c = (5,98 \div 44,72) \cdot 10^9$ Па. Расчёты показывают, что порядок эквивалента модуля упругости смазок меняется, когда в составе смазки процент графита превышает 19÷20%. Для определения эквивалента модуля упругости масел используем соотношение [5, с.101], взаимосвязи

модулей упругости твердых тел, скорости звуковых продольных волн $U_{зв}$ и удельного веса γ :

$$E_{жс} = U^2 \cdot \gamma. \quad (6)$$

Данные о скорости распространения продольных звуковых волн [6, с.105,106] и плотности [6.с.37-39] материалов берём из справочников. Необходимо, также, учитывать воздействие внешней среды: пыль, песок, глину. Расчёты показывают, что от воздействия среды, порядок модуля упругости тоже может измениться.

Для оценки влияния смазки, по формуле (1) сначала определяем контактные напряжения без учёта смазки, а затем сравниваем с результатами, полученными по предложенной выше схеме.

Расчётные значения контактного напряжения σ_k , [МПа] при нагрузке $P_c=115кН$, начальной толщине универсальной графитной смазки УС-2 (ГОСТ 3333-80) $\Delta=0,1мм$, радиусе качения колеса $R_k=625мм$, и изменении радиуса кривизны поперечного сечения рельса $R_p=300\div 6000$ мм, приведены в таблице 1.

Таблица 1

Значения контактных напряжений σ_k , [МПа] в системе «колесо-смазка-рельс»

R_p , мм	Модуль упругости смазки E_s , $\cdot 10^9$ Па			
	Без смазки	1,2	1,6	1,8
300	1082,9	853,7	770,3	1009,4
600	922,1	727,2	656,1	859,6
1200	728,14	574,4	517,9	678,7
1800	646,8	509,9	460,1	602,9
3000	562,5	443,4	400,1	524,3
6000	472,3	372,3	336,2	440,3

Из расчётов (таблица 1) можно сделать вывод, что при использовании смазок, напряжения σ_k , уменьшаются в 1,2÷1,4 раза, что приводит к уменьшению износа поверхности контакта колеса и рельса.

Приведённый метод прогнозирования апробируется по данным применения систем подачи смазки в зону трения, в локомотивном депо «Узбекистан» акционерного общества «Узбекистан Темир Йуллари».

Используемая литература

1. Г. В. Чиграй, Н. В. Кирик Лубрикация – один из аспектов снижения энергоемкости перевозочного процесса // Транспортные системы и технологии перевозок. 2017. №14. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/lubrikatsiya-odin-iz-aspektov-snizheniya-energoemkosti-perevozochnogo-protssessa> (дата обращения: 01.10.2020).
2. Микалюнас Ш., Лингайтис Л.П., Подвезько В. Вероятностные оценки влияния лубрикаторов на износ колесных пар // Наука и прогресс транспорта. Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта. 2004. №4. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/veroyatnostnye-otsenki-vliyaniya-lubrikatorov-na-iznos-kolesnyh-par> (дата обращения: 30.09.2020).
3. Fayzibaev S.S., Avdeeva A.N., Mamaev S.I. Evalu EVALUATION OF THE WEAR OF THE TIRE WHEEL PAIR AT ROLLING FRICTION // ACADEMICIA: An International Multidisciplinary Research Journal Vol. 10, Issue 6, June 2020, pp. 1600-1604. ISSN: 2249-7137. URL: <https://saarj.com/wp-content/uploads/ACADEMICIA-JUNE-2020-FULL-JOURNAL.pdf> (дата обращения: 30.09.2020).
4. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В.; Отв. ред. Писаренко Г. С.— 2-е изд., перераб. и доп.— Киев: Наук. думка, 1988. — 736 с. — ISBN 5–12–000299–4.
5. Кошкин Н.И., Ширкевич М.Г. Справочник по элементарной физике. - М.: Наука, ГРФМЛ, 1974. – 234с.
6. Основы трибологии (трение, износ и смазка): Учебник для технических вузов. 2-е изд. перераб. и доп. / А.В. Чичинадзе, Э.Д. Браун, Н.А. Буше и др.; Под общ. ред. А.В. Чичинадзе: - М.: «Машиностроение», 2001. - 664 с.