

ВЛИЯНИЕ ДИНАМИКИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА НА РАСХОД СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА

Мантурова Е.А.¹, Харламов П.В.¹, Мантуров Д.С.¹

¹ФГБОУ ВПО «Ростовский государственный университет путей сообщения», Ростов-на-Дону, Россия (344038, Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, д. 2), e-mail: manturova_ea@mail.ru, kcharlamov@yandex.ru

Данная работа посвящена разработке схемы дозирования смазочного материала на рабочие поверхности открытых тяжело нагруженных узлов трения, в частности определению оптимального диапазона угла подачи смазочного стержня на гребень колеса подвижного состава бесприводными системами лубрикации с учетом влияния динамики железнодорожного экипажа. На основе имеющегося фактического материала рассматриваются закономерности влияния колебаний во время движения поезда, возникающих в системе «путь – подвижной состав» и передающихся в подсистему «смазочный материал – привод подачи смазочного материала» на характер поведения смазочного стержня. С учетом того, что при наложении на скользящее тело даже весьма слабых вынужденных колебаний должно наблюдаться резонансное снижение силы трения, авторами предлагаются оригинальные идеи определения зависимости изнашивания смазочного материала, применяемого в бесприводных системах гребне- и рельсосмазывания, от угла приложения стержня к поверхности гребня колеса.

Ключевые слова: лубрификация, дозирование смазочного материала, угол подачи смазочного стержня, динамики железнодорожного экипажа.

THE INFLUENCE OF THE DYNAMICS OF THE ROLLING STOCK ON THE LUBRICANT CONSUMPTION

Manturova E.A.¹, Kcharlamov P.V.¹, Manturov D.C.¹

¹Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russia (344038, Rostovskogo Strelkovogo Polka Narodnogo Opolcheniya sq., Rostov-on-Don, Russia, 2), e-mail: manturova_ea@mail.ru, kcharlamov@yandex.ru

This work is devoted to the development of dosing lubricant into the working surface of open heavy loaded friction units, in particular the definition of the optimal range of the angle of supplying lubricating rod on the wheel flange rolling, non-driven lubrication systems, taking into account the influence of the dynamics of the train crew. On the basis of the available factual material examined patterns of variation impact on a moving train, resulting in the "way - rolling stock" and to the subsystem "lubricant - drive lubricant supply" on the behavior of lubricating rod. Given the fact that when applied to a moving body, even very weak forced oscillations should be observed resonant reduction of the friction force, the authors propose original ideas determine the dependence of wear of the lubricant used in the non-power systems and grebne- relsosmazivaniya, the angle of application of the rod to the surface of the wheel flange.

Keywords: lubrication, dosing lubricant, angle of dispensing lubricating rod, the dynamics of the train crew.

На сегодняшний день перед железнодорожной отраслью остро стоит проблема изнашивания гребней колесных пар подвижного состава. Для разрешения сложившейся ситуации на основе фундаментальных исследований в области физики твердого тела и трибологии коллективом ученых РГУПС разработана и внедрена технология гребнерельсосмазывания (ГРС).

Данная технология представляет собой комплексный подход к процессу лубрикации, включающий в себя: применение научно-обоснованного типа смазочного материала, обеспечивающего получение на оптимальном уровне заданных выходных параметров трибосистемы «колесо – рельс», способ подачи смазочного материала, позволяющий осуществлять дозирование материала и точность зоны смазывания, конструкцию для

нанесения (систему подачи) смазочного материала, реализующую указанный способ.

Основой данной технологии является аккумулятивный ротационно-контактный способ нанесения смазочного материала (СМ), поставляемого в виде смазочных стержней, на поверхность трения. С этой целью подвижной состав оснащают специальными конструкциями нанесения смазочного материала – системами гребне- и рельсосмазывания (рисунок 1).

В качестве базового подвижного состава для осуществления работ по лубрикации контакта гребня колеса подвижного состава с боковой поверхностью головки рельса по технологии ГРС может использоваться практически любой подвижной состав или его сочетание.

Применение технологии ГРС показывает высокую эффективность на подразделениях железных дорог, локомотивы которых оборудованы данными системами.

Из существующих на сегодняшний момент систем ГРС наибольшее распространение получили бесприводные конструкции гребнерельсосмазывания кассетного типа ГРС-20.05 (рисунок 1, а). К значительным преимуществам данной конструкции можно отнести доступность, простоту изготовления, монтажа и текущего обслуживания, относительно невысокую стоимость, достаточный объем бункера заправки смазочными стержнями и др.



а)



б)



в)



г)

Рис. 1. Типы конструкций нанесения смазочных стержней:

а) гребнерельсосмазыватель кассетного типа ГРС-20.05; б) гребнерельсосмазыватель

пружинного типа ГРС-40.05; в) пневматический гребнерельсосмазыватель кассетного типа ГРС-21.01; г) автоматизированный гребнерельсосмазыватель (АГРС)

Согласно техническому заданию, конструкция ГРС 20.05 должна обеспечивать метод фрикционного натирания тонкого слоя (0,05...0,1 мм) твердого смазочного материала шириной 13...15 мм на гребень колеса ниже его выкружки.

Работа лубрикатора начинается при движении подвижного состава. За счёт активного контактирования смазывающего стержня с гребнем колеса под действием прижимающего усилия собственного веса груза (стержня) происходит его постепенное истирание и, соответственно, нанесение смазочного материала на коническую часть гребня колеса.

Однако в последнее время встает вопрос о рационализации расхода смазочного материала и ресурса смазочных стержней при использовании систем ГРС.

Чаще всего увеличения ресурса смазочного материала добиваются путем воздействия на различные параметры, такие как физические или химические характеристики материала, размер и/или форма смазочного стержня и др. В данной работе рассматривается подход увеличения ресурса смазочных стержней путем управления количеством нанесенного материала (дозирование) за счет улучшения конструктивных характеристик устройства подачи. А именно, выбор оптимального диапазона угла наклона смазочного стержня при нанесении для реализации сервоэффекта с учетом динамического воздействия системы «путь – подвижной состав».

Для решения поставленных целей, в первую очередь, необходимо рассмотреть поведение смазочного стержня в устройстве подачи. Так как устройство жестко крепится на раму тележки локомотива, динамика движения экипажа железнодорожного состава будет оказывать существенное влияние на процессы поведения стержня.

Вопросам динамики экипажа железнодорожного состава посвящен ряд работ таких ученых, как Евстратов А.С., Иванов В.Н., Гарг В.К., Дуккипати Р.В., Вериго М.Ф., Коган А.Я., Вершинский С.В., Шаповалов В.В., Зарифьян А.А. [2, 3, 9].

Возмущения, вызывающие вынужденные колебания, можно разделить на 3 вида:

- 1) кинематические – геометрические неровности пути в профиле и в плане, неровности на поверхности катания колеса;
- 2) силовые – действие приложенных внешних сил (тяговый момент, периодические силы от дисбаланса вращающихся частей дизелей, компрессоров и т.д.);
- 3) параметрические – обусловлены изменением какого-либо параметра системы.

Колебания экипажа железнодорожного состава возникают вследствие ряда причин: колесные пары при движении по рельсам и стрелочным переводам совершают сложные

пространственные перемещения, что вызывает колебания рам тележек, кузова и других элементов конструкции подвижного состава; геометрическая форма рельса, его остаточный изгиб, неровности на поверхности катания, зазоры между рельсами и шпалами, шпалами и балластом, неровности в рельсовых стыках, крестовина на стрелочном переводе, вспучивание пути и т.д. вызывают соударения колес с рельсами. В результате этих соударений возникают некоторые ударные импульсы, что приводит к возникновению в стыке дополнительных динамических сил, приложенных к пути и подвижному составу; колебания подвижного состава могут возникать из-за неравномерного износа поверхности катания колеса или эксцентричного положения его на оси; колебания подвижного состава также возникают в результате его влияния при движении по рельсовой колее; колебания подвижного состава вызываются также действием сил, возникающих при входе ПС в кривые участки пути и стрелочные кривые, от порывов ветра, аэродинамических толчков воздуха в боковую поверхность ПС при встрече поездов.

Учитывая многофакторность возникновения колебаний подвижного состава, можно предположить, что колебания имеют стохастический характер в широком диапазоне частот.

Колебания тесно связаны с вопросами трения, и их связь рассматривалась такими учеными, как Алексеев Г.Ф., Чичинадзе А.В., Борисов С.Г., Пуш В.Э., Толстой Д.М., Григорьева С.Р., Дерягин Б.В. [1, 4-7]. Было высказано предположение, что при наложении на скользящее тело даже весьма слабых вынужденных колебаний должно наблюдаться резонансное снижение силы трения. В своих работах С.Р. Григорьева и Д.М. Толстой прямыми измерениями доказали правильность данного предположения. Результаты экспериментов показывают, что при наложении частоты 1900 – 2300 Гц сила трения снижалась на 30–50%, а в отдельных случаях на 80–85%. Этот эффект можно объяснить только тем, что частота накладываемых колебаний совпадала с частотой собственных микроколебаний скользящего тела или была близка к ней.

С учетом выше сказанного можно сделать вывод, что колебания подвижного состава будут оказывать значительное влияние на силы, действующие на стержень в процессе его работы. Силы трения, которые в статичном состоянии конструкции могли препятствовать свободному прижатию стержня к поверхности гребня колеса при малых углах, в эксплуатации конструкции не будут оказывать существенного воздействия.

Рассмотрим распределение усилий, оказывающих воздействие на смазочный стержень на предложенной схеме (рисунок 2).

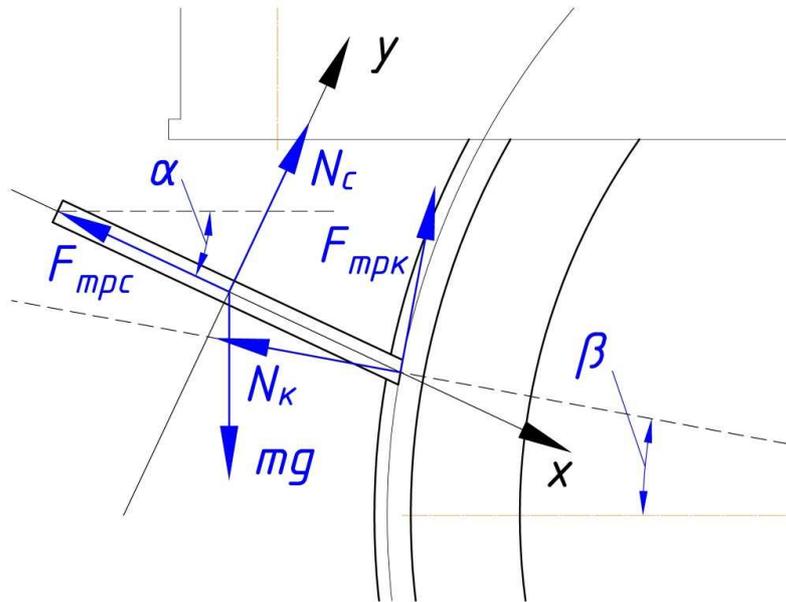


Рис. 2. Схема распределения усилий, действующих на смазочный стержень:

N_c – нормальная составляющая реакции силы воздействия стержня на конструкцию ГРС;

N_k – нормальная составляющая реакции силы воздействия стержня на гребень колеса;

$F_{трс}$ – сила трения возникающая между стержнем и конструкцией ГРС; $F_{трк}$ – сила трения возникающая между стержнем и гребнем колеса; β – угол определяющий точку приложения стержня к гребню колеса; α – варьируемый угол, определяющий положение стержня относительно гребня колеса

По предложенной схеме составим уравнения равновесия.

$$\begin{cases} \sum X_i = 0; \\ \sum Y_i = 0; \\ \sum M_{iA} = 0. \end{cases}$$

$$\begin{cases} mg \sin \alpha - F_{трс} - N_k \cos(\beta - \alpha) + F_{трк} \cos(90 + \alpha - \beta) = 0; \\ N_c - mg \cos \alpha + N_k \sin(\beta - \alpha) + F_{трк} \sin(90 + \alpha - \beta) = 0; \\ -N_c l + mgl \cos \alpha = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Выразим силы трения через нормальные составляющие реакций и коэффициенты трения. Найдем усилия, которое стержень оказывает на гребень колеса и конструкцию ГРС.

$$F_{трс} = N_c f_{об}; \quad (2)$$

$$F_{трк} = N_k f_{см}; \quad (3)$$

$$N_c = mg \cos \alpha; \quad (4)$$

$$N_k = \frac{mg (f_{об} \cos \alpha - \sin \alpha)}{f_{см} \cos(90 + \alpha - \beta) - \cos(\beta - \alpha)}. \quad (5)$$

Построим графики изменения сил трения от угла наклона стержня к гребню колеса (рисунок 3).

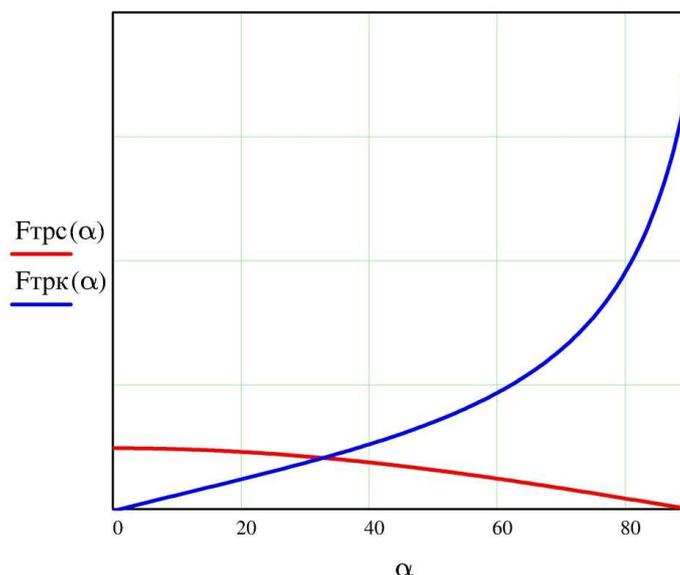


Рис. 3. График изменения сил трения от угла наклона стержня к гребню колеса

По полученным кривым изменения сил трения видно, что при малых углах наклона стержня перенос смазочного материала на гребень колеса будет недостаточен для реализации процесса смазывания контакта гребня колеса с боковой поверхностью головки рельса. В тоже время при углах близких к прямому углу истирание смазочного стержня будет чрезмерным, что свидетельствует о нерациональном использовании ресурса смазочного материала.

Масса стержня может быть определена по формуле:

$$M = S\rho l, \quad (6)$$

где S – площадь сечения стержня, m^2 ; l – его длина, m ; ρ – плотность, $кг/м^3$.

Изменение массы стержня найдем по формуле:

$$\frac{d}{dt}M = \pi \frac{d^2}{4} \rho \left(\frac{d}{dt}l \right). \quad (7)$$

В общем случае выражение, определяющее линейный износ, имеет вид [8]:

$$w = F(S, X), \quad (8)$$

где S включает в себя структуру элементов (взаимодействующих тел, промежуточной и окружающей среды), их свойства (агрегатное состояние, геометрические характеристики,

поверхностные и объемные свойства) и взаимодействие элементов структуры; X включает нагрузку, скорость, время, температуру и т.д.

Анализ большого количества уравнений износа, показывает, что во многих случаях скорость изнашивания можно аппроксимировать степенным выражением вида:

$$\frac{dw}{dt} = k (v_{ск})^m P^n, \quad (9)$$

где $(v_{ск})^m$ – скорость скольжения; P – нагрузка; m, n – показатели степени.

Это выражение для определения скорости изнашивания рекомендуется многими специалистами (И.В. Крагельским, М.М. Хрущевым, Ю.Я. Изаксоном, М.М. Тененбаумом, М.В. Коровчинским и др.) [8].

Исходя из условий работы стержня и данных, полученных в результате модельных и натуральных экспериментов, выражение скорости изнашивания примет вид:

$$\frac{d}{dt} l = -kp, \quad (10)$$

где k – коэффициент, полученный эмпирическим путем, учитывает скорость скольжения;
 p – контактное давление, Н/м

$$p = \frac{F}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)}. \quad (11)$$

Из выше предложенной модели распределения усилий определим силу, оказывающую давление на колесо под действием массы стержня:

$$F = M(t) \frac{g (f_{об} \cos \alpha - \sin \alpha)}{f_{см} \cos(90 + \alpha - \beta) - \cos(\beta - \alpha)}. \quad (12)$$

Подставив (10), (11), (12) в уравнение (7) получим:

$$\frac{d}{dt} M + \rho k \left(M(t) \frac{g (f_{об} \cos \alpha - \sin \alpha)}{f_{см} \cos(90 + \alpha - \beta) - \cos(\beta - \alpha)} \right) = 0. \quad (13)$$

Составим характеристическое уравнение:

$$\lambda + \rho k \frac{g (f_{об} \cos \alpha - \sin \alpha)}{f_{см} \cos(90 + \alpha - \beta) - \cos(\beta - \alpha)} = 0,$$

$$\lambda = -\rho k \frac{g (f_{об} \cos \alpha - \sin \alpha)}{f_{см} \cos(90 + \alpha - \beta) - \cos(\beta - \alpha)}. \quad (14)$$

Окончательное решение уравнения (9) можно представить в виде:

$$M(t) = M_0 e^{\lambda t}. \quad (15)$$

Получим изменение массы стержня в зависимости от угла наклона стержня к колесу и времени (рисунок 4).

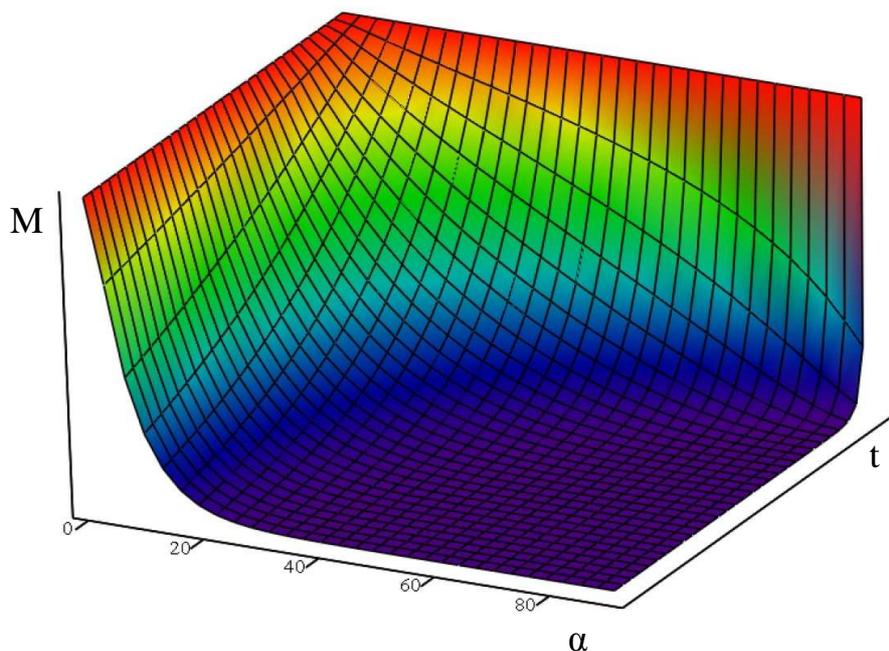


Рис. 4. Расход смазочного материала в зависимости от угла наклона стержня.

Проанализировав полученную плоскость по возможным углам наклона и изменению массы смазочного стержня, можно сделать вывод о том, что при углах наклона свыше 40° увеличивается расход смазочного материала на единицу времени, идет интенсивное изнашивание стержня. При малых углах, напротив, перенос смазочного материала осуществляется в недостаточном для реализации лубрикации объеме, что приводит к нецелесообразности использования всей системы ГРС. В результате проведенных расчетов можно рекомендовать применение систем ГРС с установкой угла прижатия смазочного стержня к поверхности гребня колеса в диапазоне $30\text{--}40^\circ$.

Данная работа выполнена при поддержке грантов Президента РФ (МК-2013) гос. контракт МК-7139.2013.8.

Список литературы

1. Буданов Б.В., Кудинов В.А., Толстой Д.М. Взаимосвязь трения и колебания. Трение и износ. – 1980. – Т. I, № I. – С. 79-89.
2. Вериго М.Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / М.Ф. Вериго, А.Я. Коган; под ред. М.Ф. Вериго. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.
3. Гарг В.К., Дуккипати Р.В. Динамика подвижного состава: Пер. с англ. / Под ред. Н.А. Панькина. – М.: Транспорт, 1988. – 391 с.
4. Горячева И.Г. Механика фрикционного взаимодействия. – М.: Наука, 2001. – 478 с.

5. Григорьева С. Р., Толстой Д. М., Чмчкнадзе А. В. Об устранении фрикционных автоколебаний. – 1972. ДАН СССР. – Т. 202, № I. – С. 76.
6. Дерягин Б.В. Теория скольжения твердых тел с периодическими остановками (фрикционные автоколебания 1-го рода) / Б.В. Дерягин, Б.В. Пуш, Д.М. Толстой // ЖТФ. – 1956. – Т. 26, вып. 6. – С. 1329-1342.
7. Толстой Д.М. Собственные колебания ползуна, зависящие от контактной жесткости, и их влияние на трение. Докл. АН СССР, 1963. – Т. 154, № 4. – С. 820-824.
8. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника), А. В. Чичинадзе, Э. М. Берлинер, Э. Д. Браун. Под общ. Ред. А. В. Чичинадзе. – 2003. – 576 с.
9. Шаповалов В.В. Транспортная триботехника. – ТЗ Динамический мониторинг мобильных фрикционных систем.

Рецензенты:

Рыжиков В.А., д.т.н., профессор, профессор кафедры «Техническая эксплуатация автомобилей», «Институт сферы обслуживания и предпринимательства (филиал) ДГТУ», г. Шахты;

Щербак П.Н., д.т.н., профессор, профессор кафедры «Путь и путевое хозяйство», ФГБОУ ВПО РГУПС, г. Ростов-на-Дону.