

УДК 622.625.28

Зіборов К. А.

МОДЕЛЬ РЕАЛІЗАЦІЇ КОЛЕСОМ ШАХТНОГО ЛОКОМОТИВА СИЛИ ТЯГИ ПРИ НЕСТАЦІОНАРНОМУ ПРЯМОЛІНІЙНОМУ РУСІ

Одним з основних показників, що визначають ефективність приводу транспортного засобу, є величина сили тяги, що реалізовується, та чисельне значення якої залежить від характеру і властивостей контакту фрикційної пари колесо-рейка, конструктивного виконання приводу, його системи підвішування, динамічної передавальної функції приводу і параметрів верхньої будови рейкового шляху.

Якщо кілька років тому завдання полягало в тому, щоб розширювати типорозмірний ряд шахтних і копальневих локомотивів, з метою реалізувати граничне по зчпній вазі значення сили тяги, то в даний час при створенні нових локомотивів воно полягає в тому, щоб знайти резерви підвищення використання сили тяги без збільшення зчпної маси локомотива. Дослідження показують [1, 2, 3], що граничне використання тягових властивостей локомотивів, і зокрема реалізація максимального коефіцієнта зчеплення, залежать від кількості, що виділяється в контактні колеса з рейкою енергії, яка різна в різних умовах руху локомотива. Отже, завдання полягає в тому, щоб навчитися активно управляти силами зчеплення коліс локомотива з рейками найбільш ефективним способом. Це не можна вирішити без детального вивчення явищ, що відбуваються в зоні контакту колеса і рейки в різних умовах.

Вже вирішені завдання і отримані залежності впливу на характеристики зчеплення виду матеріалів і стану контактуючих поверхонь колеса і рейки, навантаження на вісь, геометричних розмірів колеса, конічності і профілю колісного бандажа [2, 3]. Достатньо детально описаний вплив параметрів системи підвішування ланок приводу на здатність локомотива розвивати максимальну силу тяги в умовах значного порушення подовжнього і поперечного профілю шляху [4].

Для локомотивного парку МРС і кар'єрних тягових агрегатів вивчений вплив пружних і пружно-дисипативних властивостей ланок ходової частини приводу на величину сили тяги, що реалізовується, і надані рекомендації по величинах поперечної жорсткості підвіски, особливостям конструкції корпусу редуктора і підшипникових вузлів [5, 6]. Для шахтних умов (невелика зчпна маса, мала жорстка база і специфічний режим роботи локомотива) це питання розглядалося тільки у ряді робіт [7, 8].

Мета роботи – визначення функціонального зв'язку силового (сила тяги, що реалізовується) і кінематичного (відносне ковзання) параметрів при нестационарному русі колеса.

Рух тіла в деякий момент часу визначається вектором лінійної швидкості довільно вибраної відлікової точки тіла і вектором кутової швидкості тіла в обертальному русі щодо деякої осі, що проходить через цю точку. Вплив перерахованих вище факторів призводить до того, що при кожному оберті колеса можливість збігу одних і тих же точок контакту на поверхні колеса і рейкового шляху є випадковим.

У системі відліку, рухомій разом з точкою контакту, поверхні переміщуються через область фрикційної взаємодії з тангенціальними швидкостями V_1 та V_2 (рис. 1). Тіла також мають складові кутових швидкостей обертання щодо загальної нормалі до поверхні, що позначаються через w_1 та w_2 . При русі колісних пар шахтних рейкових транспортних засобів зустрічаються різні співвідношення лінійної швидкості руху колісної пари V_1 і швидкості обертального руху $V_2 = w \cdot R$ (w – кутова швидкість, R – динамічний радіус кола катання колеса). Ці співвідношення можна характеризувати величиною відносного ковзання.

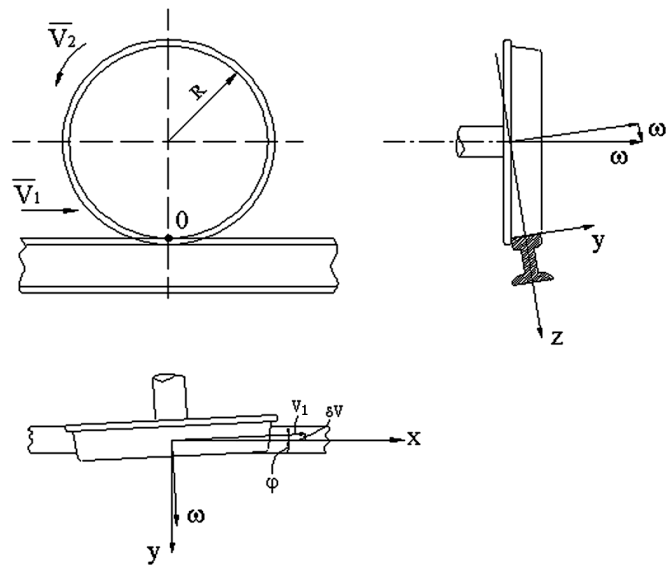


Рис. 1. Розрахункова схема моделі

Явище ковзання було описане Рейнольдсом. Він виявив, що область фрикційної взаємодії розбивається на зони зчеплення і ковзання, визначувані силами тертя і пружними деформаціями.

Сили, що виникають унаслідок ковзання, грають важливу роль в управлінні рухом рейкових транспортних засобів і забезпеченні його стійкості. Характер розподілу цих сил проілюстрований на рис. 2, а причини будуть розглянуті нижче.

Точку фрикційної взаємодії O приймемо за початок прямокутної системи координат O_{xyz} і вважатимемо таким, що покоїться, а рейка нехай рухається відносно її із швидкістю транспортного засобу V . Профіль колеса конічний, так що подовжнє проковзування виникає, коли два колеса колісної пари мають різні окружні швидкості. Подовжнє проковзування виникає також при прискоренні або гальмуванні колеса. Поперечне проковзування має місце при русі колеса, коли його площина перекошується на малий кут j відносно осі рейки. Нарешті, якщо загальна нормаль в точці фрикційної взаємодії відхиляється на кут j від осі обертання, то колесо має кутову швидкість вертіння щодо рейки (при прямолінійному русі – відсутня). Для достатньо малих величин ковзання лінійна теорія, викладена в [9], дозволяє визначити сили проковзування. При великих значеннях ковзання (властиво шахтним умовам експлуатації рейкових транспортних засобів) сили проковзування можуть бути визначені по теорії повного проковзування без урахування пружних дотичних деформацій поверхонь.

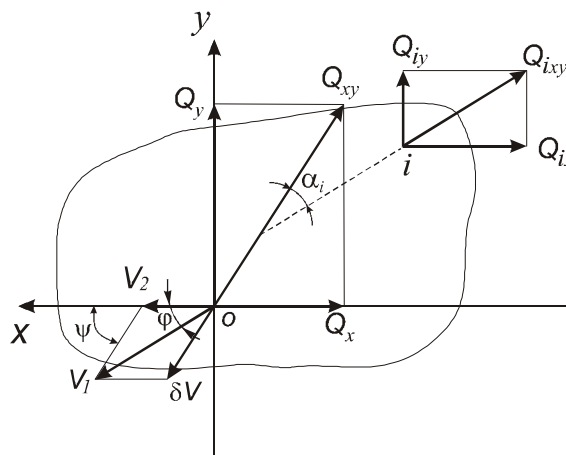


Рис. 2. Розрахункова схема сил і швидкостей

Результуюча сила, що передається від поверхні рейки до колеса колісної пари, розкладається на нормальну реакцію Q_z , що діє уздовж загальної нормалі, і дотичну (тангенціальну) – Q_{xy} , що діє в дотичній площині і випробовує протидію з боку сил тертя. Величина сили Q_{xy} повинна бути менше або в граничному стані рівна силі граничного тертя, тобто:

$$Q_{xy} \leq m \cdot Q_z, \quad (1)$$

де m – коефіцієнт граничного тертя.

Під терміном «дотична реакція» розуміється рівнодіюча подовжньою – Q_x і бічної – Q_y реакцій опорної площини, яка функціонально зв'язана із швидкістю ковзання dV колеса по поверхні рейки. При чисто ковзній взаємодії дотична реакція, що діє на поверхню колеса і рейки, досягає свого граничного значення в напрямі, протилежному напрямку вектора швидкості ковзання dV . Будь-який рух взаємодіючих поверхонь повинен задовольняти умові нерозривності контакту:

$$V_{z1} = V_{z2} = 0. \quad (2)$$

При русі по рейці колесо може знаходитися у вільному ($Q_{xy} = 0$), тормозному ($Q_{xy} < 0$) або тяговому ($Q_{xy} > 0$) режимах. Тому, враховуючи різні співвідношення швидкості руху колісної пари V_1 і швидкості обертання V_2 , характеристику відносного ковзання для тягового режиму необхідно визначати у вигляді:

$$S = 1 - V_1 / V_2 = \frac{dV}{V_2}. \quad (3)$$

Подовжнє відносне ковзання S_x визначається залежністю:

$$S_x = \frac{dV_x}{V_2}. \quad (4)$$

Поперечне відносне ковзання S_y знаходиться по формулі:

$$S_y = \frac{dV_y}{V_2} = (1 - S_x) \cdot \operatorname{tg} j. \quad (5)$$

Оскільки повне ковзання $S = (S_x^2 + S_y^2)^{1/2}$ і, підставляючи (4), (5) в (3), отримуємо:

$$S = (S_x^2 + (1 - S_x)^2 \cdot \operatorname{tg}^2 j)^{1/2}. \quad (6)$$

Безрозмірною характеристикою дотичної реакції Q_{xy} , що становить, вважатимемо співвідношення:

$$x = \frac{Q_{xy}}{Q_z} \leq m, \quad (7)$$

де Q_z – нормальна реакція опорної площини;
 m – коефіцієнт граничного тертя.

Як указувалося раніше в даній роботі, пляма контакту фрикційної пари «колесо-рейка» має дві зони – спокою і ковзання. У останній реалізуються сили тертя $Q_{xyi} = m \cdot Q_{zi}$. У формуванні дотичної реакції Q_{xy} беруть участь сили тертя Q_{xyi} , що діють у « k » – точках контакту колеса з опорною площиною рейки в зоні ковзання. Напрями сил Q_{xyi} різні та протилежні dV_i , оскільки швидкості проковзування окремих точок плями контакту dV_i неоднакові по напрямку. Тому в загальному випадку ці сили діють під кутами a_i до напрямку своєї рівнодіючої Q_{xy} . Тому:

$$Q_{xy} = m \sum_{i=1}^k Q_{zi} \cos a_i. \quad (8)$$

Оскільки при формальному рішенні необхідні дані про кожен з параметрів Q_{zi} , a_i та k , встановити які навіть на основі новітніх досягнень теорій кочення колеса [10 і ін.] практично неможливо, скористаємося для вирішення (8) концептуальним підходом.

Із зростанням Q_{xy} збільшується площа ковзання плями контакту за рахунок зменшення площі спокою, тобто зростає число « k », що відбивається на середньому значенні $\cos a_i$ в сумі з (8). Таке уявлення про процес дозволяє перейти від підсумовування по зоні ковзання до підсумовування по всій площі плями контакту:

$$Q_{xy} = m \sum_{i=1}^n Q_{zi} \cos a_i, \quad (9)$$

де n – число точок фактичного контакту по всій плямі.

При цьому для точок, що знаходяться в зоні спокою, необхідно вважати $\cos a_i = 0$. Отже, середнє значення $\cos a_i$ в (9) буде менше середнього значення цієї функції в (8), а середнє значення Q_{zi} у (9) рівне Q_z . Суми (8) та (9) можна замінити інтегралами по відповідних площах і застосувати до них теорему про середнє значення.

Таким чином:

$$Q_{xy} = m \cdot \cos a \sum_{i=1}^n Q_{zi} = m \cdot Q_z \cos a, \quad (10)$$

де $\cos a$ – середнє значення $\cos a_i$ в сумі (9).

Скориставшись (7), знаходимо:

$$x = m \cdot \cos a. \quad (11)$$

З метою визначення $\cos a$ спроектуємо вектор швидкості ковзання одиничної точки плями контакту dV_i на лінію дії векторів dV та Q_{xy} , а також на напрям, перпендикулярний цій лінії. Відношення цих проекцій визначається величиною $ctg a_i$. Так як $\cos a_i = ctg a_i / (1 + ctg^2 a_i)^{1/2}$, то значення $\cos a$ у (11) можна визначити через середнє значення функції $ctg a_i$.

Середня швидкість ковзання точок фактичного контакту dV_i в напрямку вектора dV дорівнює $|dV|$, а в перпендикулярному їй напрямку пропорційна добутку відносної дотичній деформації e кола катання колеса шахтного локомотива на швидкість його кочення V_2 . У свою чергу, дотична деформація в напрямку, перпендикулярному Q_{xy} і dV , пропорційна нормальній реакції Q_z , що діє з боку рейки, і обернено пропорційна контактній жорсткості C . Використовуючи відоме співвідношення, що $ctg a_i = 1/tg a_i$, слід припустити:

$$tg a = Q_z / C \cdot S, \quad (12)$$

де C – контактна жорсткість, Н; S – повне ковзання, яке визначається згідно (6).

Підставляючи (12) в (11) і, враховуючи, що $\cos a_i = 1/(1 + tg^2 a_i)$, знаходимо:

$$x = m \cdot S / [S^2 + (Q_z / C)^2]^{1/2}. \quad (13)$$

Отримана залежність встановлює функціональний зв'язок між силовим Q_{xy} (реалізована сила тяги) та кінематичним S (ковзання) параметрами при нестационарному прямолінійному русі колеса. Адекватність моделі (13) встановлена шляхом її зіставлення з експериментально отриманими значеннями коефіцієнта зчеплення для різних умов взаємодії [11, 12].

ВИСНОВКИ

У роботі на основі теоретичних досліджень параметрів руху шахтного локомотива по рейковому шляху сформульована математична модель реалізації колесом шахтного локомотива сили тяги при нестационарному прямолінійному русі, що встановлює функціональний зв'язок силового і кінематичного параметрів і дозволяє з більшим ступенем точності вирішувати задачі динаміки шахтного рейкового транспорту.

ЛІТЕРАТУРА

1. Экспериментальное исследование взаимодействия колеса с рельсом / Кузнецов Б. А. и др. // Вопросы рудничного транспорта. – М.: Госгортехиздат, 1960. – Вып. 4. – С. 244–269.
2. Лужнов Ю. М. Физикохимия сцепления / Ю. М. Лужнов // Тр. III конгресса Евротриб-81. – Варшава, 1981. – Вып. 1. – С. 315–325.
3. Ренгевич А. А. Коэффициент сцепления электровозов / А. А. Ренгевич; под общ. ред. Н. С. Полякова // Вопросы рудничного транспорта. – М., 1961. – Вып. 5. – С. 227–247.
4. Поляков Н. С. Динамика шахтного рельсового транспорта / Н. С. Поляков, Е. Е. Новиков. – Киев: Наук. думка, 1973. – 200 с.
5. Камаев В. А. Оптимизация параметров ходовых частей железнодорожного подвижного состава / В. А. Камаев. – М.: Машиностроение, 1980. – 215 с.
6. Вериго М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган; под ред. М. Ф. Вериго. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.
7. Шахтар П. С. Рудничные локомотивы / П. С. Шахтар. – М.: Недра, 1982. – 296 с.
8. Зиборов К. А. О формировании кинематических и динамических параметров механизмов с переменной структурой в переходном режиме / К. А. Зиборов, В. В. Мишин // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1995. – № 1–3. – С. 34–39.
9. Kalker J. J. Review of Wheel-Rail Rolling Contact Theories / J. J. Kalker // Transactions of American Society of Mechanical Engineers. Applied Mechanics Division. – 1980. – V. 40. – P. 77–92.
10. Гарг В. К. Динамика подвижного состава: пер. с англ. / В. К. Гарг, Р. В. Дуккипати; под ред. Н. А. Панькина. – М.: Транспорт, 1988. – 391 с.
11. Зиборов К. А. Условия образования и реализации силы сцепления рабочих поверхностей контактирующей пары «колесо-рельс» / К. А. Зиборов, И. А. Таран // Науковий вісник НГУ. – 2006. – № 6. – С. 62–64.
12. Зиборов К. А. Относительное проскальзывание колеса и рельса при наличии промежуточной среды / К. А. Зиборов, И. А. Таран // Науковий вісник НГУ. – 2007. – № 7. – С. 62–64.