

ДИНАМИЧЕН МОДЕЛ НА СИЛАТА НА СЦЕПЛЕНИЕ И АДАПТИВНА СИСТЕМА ЗА РЕЖИМА НА УПРАВЛЕНИЕ НА СПИРАЧНИТЕ СИСТЕМИ ЗА ПОДВИЖНИЯ ЖЕЛЕЗОПЪТЕН СЪСТАВ

Васко Николов
va_r_nikolov@abv.bg

Главен асистент д-р инж., ВТУ „Тодор Каблешков“, София, 1574, ул. "Гео Милев" 158
БЪЛГАРИЯ

Резюме: В статията се разглежда създаването на динамичен модел на силата на сцепление между колелото и релсата като основен фактор за реализиране на ефективен спирачен процес при железопътните возила. Направено е сравнение с предишни модели, описващи процеса. Подчертани са разликите, между разглеждания модел и предишните. Разгледано е създаването на адаптивна система, управляваща процеса на плъзгане по време на спиране. Направена е компютърна симулация на предложения модел и адаптивната система за контрол.

Ключови думи: транспортна система, подвижен жп състав, хидравлична спирачка, интелигентно управление, солиден контрол.

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Спирачният механизъм на подвижния състав е изучаван от дълго време и е отделено голямо внимание на силата на сцепление, която по своята същност е теглителна триеща сила, появяваща се между колелото и релсата [3,4,8]. Тя има нелинейна характеристика и е пропорционална на коефициента на сцепление. До този момент характеристиката на коефициента на сцепление е изследвана главно на основата на експерименти [7,8]. Именно коефициентът на сцепление е факторът, който влияе върху поведението на колелото спрямо релсата и определя областта на сцепление според степента на плъзгане между колелото и релсата. Освен това стойността на коефициента на сцепление при суха релса е по-голям отколкото при мокра релса [3,7]. В самия процес на проектиране на спирачната система, обаче, е трудно да се измери коефициентът на сцепление в реално време.

За да се реши проблемът, свързан с моделирането на силата на сцепление, се прилага техника за наблюдение на проектирането [5,6,9]. На базата на тази наблюдавана стойност е проектирана антиблокираща система за управление на спирачките [5,9,10]. Въпреки това тези управляващи системи не могат да отразят несигурността на немоделираната динамика на подвижния състав. За да се идентифицира силата на сцепление, се предлага модел на силата на сцепление използвайки гредови модел [11]. Този модел на силата на сцепление е приложен на основата на микропреплъзващо движение между колелото и релсата, но динамичното поведение на триещия модел не се разглежда.

В статията е предложен нов модел на силата на сцепление, разработен на основата на допускането, че взаимодействието между колелото и релсата се разглежда като неравен контакт и той е представен като четки, стоящи от двете страни на контакта. На базата на този модел е проектирана системата за контрол на спирачката, използвайки адаптивната схема за контрол на начина на плъзгане за осъществяване на стабилна система за антиплъзгащ контрол. В процеса на проектиране се разглеждат съпротивлението при движение и немоделираната система на динамиката като система за несигурност, теглото на подвижния състав е представено като променлив параметър, а адаптивният закон е представен чрез използване на теоремата за стабилност на Ляпунов. Изпълнението на предложената система за контрол на плъзгането чрез използването на нов модел на силата на сцепление е разработен чрез компютърна симулация.

2. КОЕФИЦИЕНТ НА СЦЕПЛЕНИЕ НА ПОДВИЖНИЯ ЖП СЪСТАВ И ДИНАМИКА

Механизмът на спиране на подвижния състав може да бъде обяснен чрез теглителната триеща сила и може да се даде с уравнение (1). Степента на плъзгане е дадена от уравнение (2).

$$(1) F_a = \mu(\lambda)N$$

$$(2) \lambda = \frac{v - r\omega}{v}$$

където:

λ – степен на плъзгане;

N – нормална сила;

$\mu(\lambda)$ – коефициент на сцепление;

F_a – сила на сцепление;

v – начална скорост;

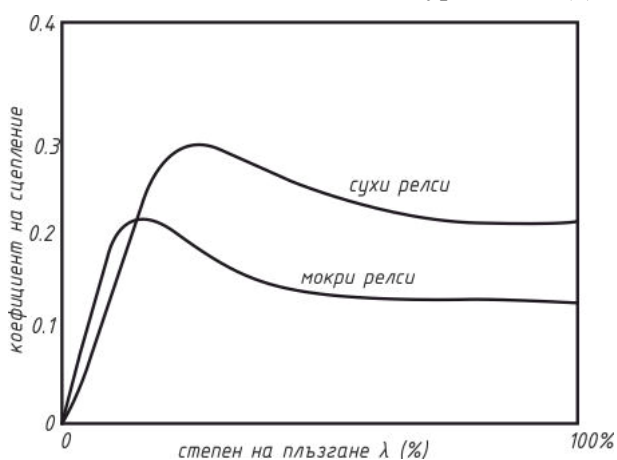
ω – ъглова скорост на колелото;

r – радиус на колелото.

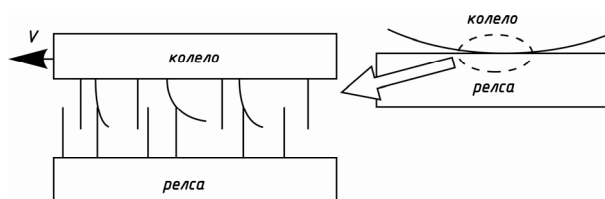
Силата на сцепление F_a е сила на триене, която е перпендикулярна на нормалната сила между колелото и релсата. Свойствата на силата на сцепление се променят по различен начин, защото коефициентът на сцепление $\mu(\lambda)$ се променя в зависимост от степента на плъзгане λ , състоянието на релсите, основното натоварване и началната скорост (фиг. 1).

Обикновено статичният модел на триене като експоненциална функция и полиномно уравнение е широко използвано за математическо представяне на модела на триене. Тези модели са параметрични и са базирани на емпирични криви [7,9,11]. Параметрите на тези модели са калибрирани на базата на експерименти за всеки отделен случай. Настоящата статия представя динамичния модел на силата на сцепление между релсата и колелото и системата за управление на плъзгането, проектирана на базата на предложения модел [12]. Динамичният модел на триене за механична система може да опише характеристиките на триене като закъснението от триене, плъзгане и динамичен Стрибек ефект [1]. Следователно, струва си да се опита да се представи силата на сцепление чрез използване на динамичен модел на триене за описване на феномена триене при сцепление.

За създаването на динамичен модел на силата на сцепление взаимодействието между колелото и релсата е разгледано като неравен четков контакт (фиг. 2), защото триенето е предизвикано от микроскопични неравности [1].



Фиг. 1. Промяна на коефициента на сцепление в зависимост от степента на плъзгане



Фиг. 2

Когато движението на четката се приема като крива опън-натиск при динамиката на обемни тела, коефициентът на сцепление срещу микропреплъзващо движение може да се напише както следва:

$$(3) \frac{dF_a}{dx} = \alpha \{1 - h(\lambda) F_a\}$$

където:

F_a – сила на сцепление;

x – преместване между колелото и релсата;

α – коефициент на динамична сила на сцепление и играе ролята на мащабен фактор;

$\lambda (0 \leq \lambda \leq 1)$ – степен на плъзгане между колелото и релсата.

$$(4) h(\lambda) = \frac{1}{\tau} (\beta + \delta (1 - \lambda))$$

където:

$h(\lambda)$ – представлява равновесно движение на средното отклонение на четката;

τ – отразява влиянието на началната скорост;

β – отклонение от равновесното движение на $h(\lambda)$;

δ – пад на равновесното движение на $h(\lambda)$.

Когато средното отклонение на власинките е дефинирано като вътрешно състояние z , силата на сцеплението може да се представи като:

$$(5) F_a = \alpha \cdot z$$

Производната на F_a може да се напише:

$$(6) \frac{dF_a}{dt} = \frac{dF_a}{dx} \frac{dx}{dt} = \frac{dF_a}{dx} \lambda v = \alpha \{1 - h(\lambda) \cdot F_a\} \cdot \lambda v = \alpha \frac{dz}{dt}$$

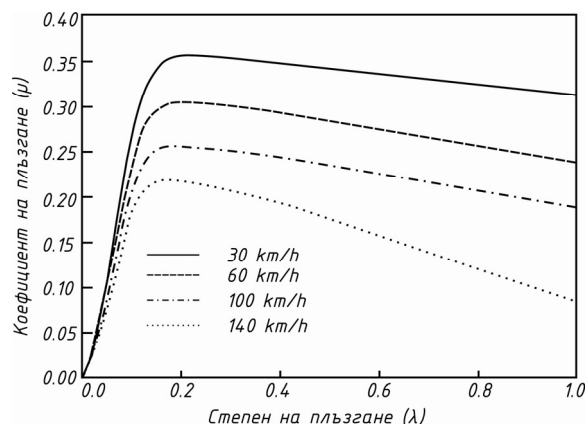
От уравнения (5) и (6) производната на вътрешното състояние z се представя чрез:

$$(7) \dot{z} = \lambda \cdot v - h(\lambda) \cdot F_a \cdot \lambda \cdot v = \lambda (1 - \alpha \cdot h(\lambda) \cdot z) v$$

Съответно, коефициентът на сцепление $\mu(\lambda)$ може да бъде представен чрез нормалната сила, използвайки израза:

$$(8) \mu(\lambda) = \frac{F_a}{N}$$

За да се провери предложеният динамичен модел на силата на сцепление, симулацията е отнесена към условията на различна начална скорост. Коефициентът на сцепление $\mu(\lambda)$ се променя в съответствие със степента на плъзгане λ , състоянието на релсата (суха или мокра), осното натоварване, началната скорост. Фиг. 3 показва симулация на резултатите за коефициента на сцепление срещу степента на плъзгане. Тъй като всички параметри са получени на базата на експериментални резултати, резултатите от симулацията, показани на фиг. 3 съответстват на действителните експериментални резултати за коефициента на сцепление [11]. Следователно, предложеният динамичен модел на силата на сцепление може да се счита за приемлив и задоволителен.



Фиг. 3. Коефициент на сцепление при различни начални скорости

3. СИСТЕМА ЗА КОНТРОЛ НА ПЛЪЗГАНЕТО НА СПИРАЧКАТА

За да се проектира система за контрол на плъзгането по време на спирачния процес, динамиката на подвижния състав, базирана на предложения динамичен модел на силата на сцепление, е опростена до четвърт модел с приемането, че подвижният състав се движи в надлъжна посока без странични движения. Фиг. 4 показва схематично подвижния състав. Уравненията на движение в случая може да се представят по следния начин:

$$(9) J\dot{\omega} = rF_a - T_b - B\omega + F_u$$

$$(10) M\dot{v} = -F_a - F_r$$

където:

T_b – спирачен момент;

B – коефициент на течно триене;

F_u – непостоянство на динамиката на колелата;

M – маса на подвижния състав;

F_r – съпротивление при движение на подвижния състав;

N – нормална сила в зоната на контакт между колелото и релсата;

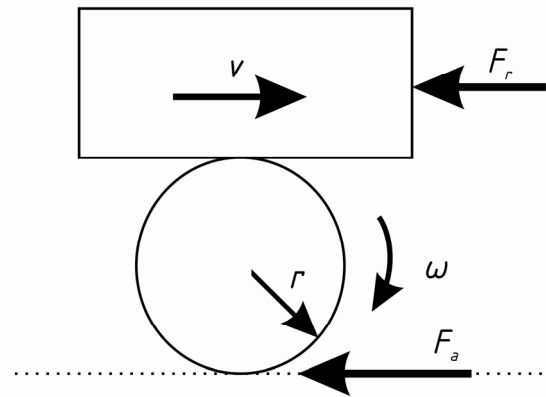
v – скорост на влака;

ω – скорост на колелото;

r – радиус на колелото.

От уравнения (9) и (10) е установено, че работата на спирачката на подвижния състав зависи от силата на сцепление. Това означава, че голямата сила на сцепление може да повиши спирачния ефект. Въпреки това, когато спирачната сила е по-голяма от силата на сцепление това понякога предизвиква повличане и образуване на плоски места по повърхността на търкаляне на колелото (окопаване). Това плоско място въздейства на стабилността на подвижния състав, комфорта на пътниците и срока на експлоатация на релсата и колелото. За да бъде предотвратено това неприемливо състояние на спирачката, е необходима система за контрол на плъзгането по време на спиране на подвижния състав.

Тъй като динамиката на подвижния състав е твърде сложна и съществува променлив параметър, е подходящо използването на опростен динамичен модел в процеса на проектиране на система за контрол на спирачката. Въпреки това немоделираното непостоянство и променливият параметър оказват голямо влияние върху работата на системата за контрол на спирачката. Следователно, необходимо е да се проектира стабилен контролер за реализирането на приемлива система за контрол на плъзгането по време на спиране.



Фиг. 4

4. СИМУЛАЦИЯ

Предложената система за контрол е разработена чрез компютърна симулация, използвайки търговски софтуерен пакет (MATLAB 7).

Най-напред е подобрена устойчивостта на системата срещу смущения. Като условие за компютърна симулация се приема, че подвижният състав пътува с първоначална скорост от 140 km/h и тогава се задейства спирачният момент. Тъй като действителната спирачна сила се прилага към диска, който е монтиран на оста на колооста, също се приема, че смущението е приложено към динамиката на колелото (9). По тази причина амплитудата на смущението се приема приблизително под 5% от силата на сцепление.

С цел да се провери предимството на устойчивостта на предложената система за контрол, изпълнението \square се оценява чрез сравняване на контролера. Предимствата на контролера са получени по метода опит-грешка за окончателно настройване. За да се покаже спирачното действие съгласно смяната на параметрите, симулацията е извършена при допускането, че масата на подвижния състав се променя от броя на пътниците и движението на подвижния състав се осъществява при три състояния на релсата. По отношение на промяната на масата на подвижния състав поради движението на пътниците към следващия салон, масата на подвижния състав M в симулацията се променя от $1,5M$ до M . За да се реализира променящото се състояние на релсата в симулацията, параметърът на модела на силата на сцепление α е избран 1,8, 0,7 и 1,4 в продължение на всеки 10 s, защото стойността на коефициента на сцепление е приблизително 0,3 при сухи и 0,15 при мокри релси. В допълнение към спирачния диск също така са добавени случайни смущения. Въпреки, че съществува случайно смущение, скоростта се намалява нормално посредством предложения стабилизиращ контролер. Очакваните параметри следват промяната на масата на подвижния състав задоволително. Установено е също така, че промяната на състоянието на релсата не влияе върху оценката на

параметрите, защото промяната на състоянието на релсата се компенсира от стабилизиращия член в (11) [2].

$$(11) T_b = U_{sq} + U_r = -J\dot{\sigma}_d + \frac{L}{M}F_a + rF_a - B\omega - J\rho\epsilon - \xi \operatorname{sgn}(s)$$

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Системата за контрол на плъзгането е важна част от спирачната система на подвижния състав, защото е директно свързана с комфорта на пътниците и безопасността. Както бе споменато, действието на механичната спирачна система зависи главно от силата на сцепление между релсата и колелото. В тази статия е предложен нов динамичен модел на силата на сцепление. На основата на този модел на силата на сцепление е проектирана адаптивна система за начина на контрол на плъзгането. Чрез компютърна симулация е подобрена стабилността и здравината на предложената система и изпълнението на закона за адаптация. От резултатите от симулацията е установено, че предложената система за контрол има задоволителна устойчивост срещу немоделирана нестабилност като динамичен механизъм, съпротивление при движение и случайни смущения. Очакваните параметри, предизвикани от теоремата за стабилност на Ляпунов следват промяната на масата на подвижния състав задоволително. Също така е установено, че промяната на състоянието на релсата не влияе на оценката на параметрите, защото промяната на състоянието на релсата е компенсирана от стабилизиращия член.

6. ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Canudas de Wit, C., Astrom, K. J., Lischinsky, P. A new model for control of systems with friction. *IEEE Trans. Automat. Control*, 1995, 40(3), 419-425.
- [2]. Choi, J. J., S. H. Park, J. S. Kim, Dynamic adhesion model and adaptive sliding mode brake control system for the railway rolling stocks, *IMEchE Vol. 221 Part F: J. Rail and Rapid Transit* 2007.
- [3]. Isaev, I. P. And golubenko, A. I., Improving experimental research into adhesion of the locomotive wheel with the rail. *Rail Inst.*, 1989,20(8-9), 3-10.
- [4]. Kadowaki, S., Ohishi, K., Yasukawa, S., and Sano, T., Antiskid re-adhesion control based on disturbance observer considering air brake for electric commuter train. In *The 8th IEEE International workshop on Advanced motion control*, Taipei, Taiwan, March 2004, pp. 607-612.
- [5]. Kawamura, A., Furuya, T., Takeuchi, K., Takaoka, Y., Yoshimoto, K., and Cao, M. Maximum adhesion control for Shinkansen using the tractive force tester. In *Proceedings of conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, Sevilla, Spain. 2002, vol. 1, pp. 567-572.
- [6]. Ohishi, K., Nakano, K., Miyashita, I., and Yasukawa, S., Anti-slip control of electric motor coach based on disturbance observer. In *IEEE International Workshop on Advanced motion control*, Coimbra, Portugal, 1998, pp. 580-585.
- [7]. Ohyama, T. Some Basic Studies on The Influence of surface contamination on adhesion force between wheel and rail at high speed. *Q. Rep. Railway Tech. Res. Inst.*, 1989, 30(3), 127-135.
- [8]. Shirai, S. Adhesion phenomena at high-speed range and performance of an improved slip-detector. *Q. Rep. Railway. Tech. Res. Inst.*, 1977, 18(4), 189-190.
- [9]. Watanabe, T. and Yamashita, M. A novel anti-slip control without speed sensor for electric railway vehicles. In *The 27th Annual conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, IECON'01, Denver, Colorado, USA, pp. 1382-1387.
- [10]. Wu, M.-C. and Shih, M.-C. Simulated and experimental study of hydraulic anti-lock braking system using sliding-mode PWM control. *Mechatronics*, 2003, 13, 331-351.
- [11]. Yamazaki, H.-O., Nagal, M., Kamada, T. A study of adhesion force model for wheel slip prevention control. *JSME C*, 2004 47(2), 496-501.
- [12]. Yamazaki, H.-O., Nagal, M., Kamada, T. Wheel slip prevention control using sliding mode control for railway vehicles. In *7th International Conference on Motion and vibration control*, St. Louis, USA, 2004, pp. 1-10.
- [13]. Atmadzhova D. *A method for determination of the wheel rail contact*. Nis, XII SCIENTIFIC-EXPERT CONFERENCE ON RAILWAYS RAILCON '06, Serbia and Motenegro Faculty of Mechanical Engineering University of Nis, 2006.

DYNAMIC MODEL OF THE ADHESION FORCE AND ADAPTIVE SYSTEM OF THE MODE BRAKE CONTROL FOR THE ROLLING STOCKS

Vasko Nikolov

Todor Kableshkov University of Transport, 158, Geo Milev str., Sofia 1574
BULGARIA

Keywords: *transport system, railway rolling stocks, intelligent control, robust control.*

Abstract: *The creation of a dynamic model of the strength of adhesion between wheel and rail as a key factor for effective braking process of railway vehicles is considered in the paper. The process is described by comparing with previous models. Differences between this model and previous ones are marked. The creation of adaptive systems controlling the process slip during braking is considered. An computer simulation of the proposed model and adaptive control system is made.*