

Моделиране, изследване и оптимизиране на ролков стенд за измерване на спирачна ефективност

Част I. Моделиране и изследване

Юлиян Ангелов, Ивайло Борисов

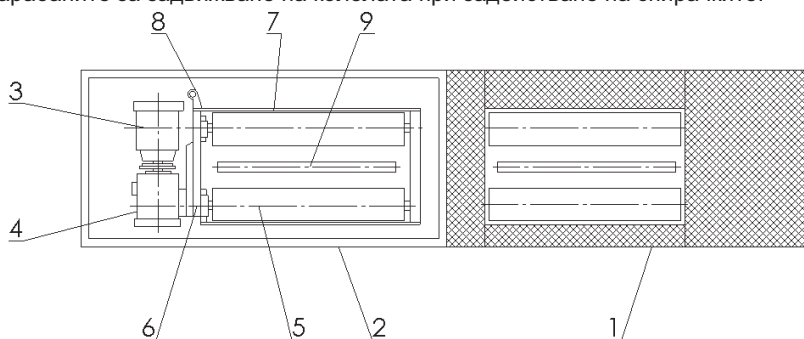
Modeling, investigation and optimization of a roller test stand for measurement of brake efficiency, Part I: Modeling and investigation. The paper presents a mathematical model of a roller test stand for testing of brake efficiency of vehicles. A parametric study of the strength and stiffness was carried out in MATLAB environment. The results are presented graphically.

Keywords: roller brake test stand, mathematical model, parametric study, strength and stiffness analysis.

ВЪВЕДЕНИЕ

Съвременните обществено-икономически условия налагат динамично развитие на транспортните дейности, което предизвиква необходимост от завишени изисквания за контрола на техническото състояние на транспортните средства. Поддържането в техническа изправност на спирачната уредба на превозните средства е от голямо значение за безопасността на движението и е обект на специални мерки, които имат за цел да предотвратят отказите и своевременно да открият и отстранят възникналите неизправности, да гарантират високо ниво на експлоатационна надеждност.

Съществуващите стендове за контрол на спирачната уредба се класифицират [2, 4] по принципа на действие като динамични, кинетични и статични. Най-широко разпространение в практиката имат ролковите (барабанни) стендове (фиг. 1) за статична проверка на спирачната система. Прилагат се за диагностика на мотоциклети, леки и товарни автомобили с тегло до 3,5 тона с обхват на измерване на спирачното усилие до 10 kN и за товарни автомобили с обхват на спирачните сили до 40 kN. При тях спирачните сили се определят поотделно за всяко колело на една ос на автомобила по големината на въртящия момент, възникващ върху барабаните за задвижване на колелата при задействане на спирачките.



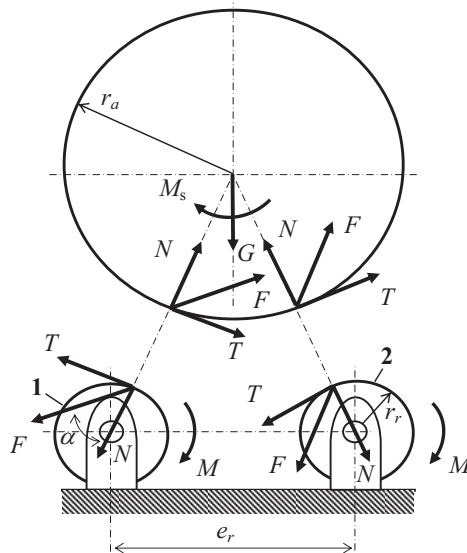
Фиг. 1. Схема на барабанен стенд за контрол на спирачната система: 1- дясна част; 2- лява част; 3 - електродвигател; 4 - редуктор; 5 и 7 ролки; 6 - верижна предавка; 8 – динамометър; 9 ролка за изключване при блокиране на колелата

Независимо от вида на стенда основните изисквания, които се предявяват към тях са свързани с точността и надеждността на измерване [3]. Дейността в тази

насока се ограничава от обстоятелството, че в специализираната литература липсват резултати за якостно-деформационни изследвания, които да дадат отправна точка за осигуряване на оптималност на конструкцията в механичен аспект. В настоящата разработка са проведени числени експерименти за изследване на основни механични характеристики на разработен прототип на ролков спирачен стенд с отчитане на специфичните особености в условията на работа.

МЕХАНО-МАТЕМАТИЧЕН МОДЕЛ

Механо-математичният модел се построява за случая на отчитане на максималното спирачно усилие на спирачната система на автомобила. Това става в момента, в който процеса на взаимодействие преминава от състояние на търкаляне без плъзгане в относително приплъзване на контактуващите повърхнини на гумата и ролката, при което системата на стенда трябва да изключи подаването на въртящ момент. При тези условия стенда и автомобила се представят като холономна механична система, представена на фигура 2.



Фиг. 2. Изчислителна схема на ролков стенд за измерване на спирачна ефективност

Зоната на контакта между гумата и ролката представлява едностранна връзка определена с посоката на нормалната сила N и силата на триене T . От равновесието на механичната система за силите на взаимодействие между ролките на стенда и гумата на автомобила се получава

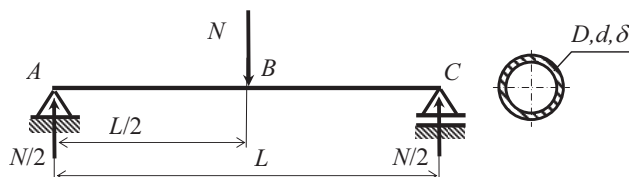
$$(1) \quad N = G (r_r + r_a) / (4 (r_r + r_a)^2 - e_r^2)^{1/2}, T \leq \mu_0 N$$

където G е половината на теглото на оста на измервания автомобил, μ_0 е коефициента на триене при стремеж за плъзгане, а r_r , r_a и e_r са геометрични параметри от изчислителната схема на стенда представена на фигура 2.

В процеса на измерване на спирачната ефективност силата на триене T е с променлива големина, което води и до изменение на големината и посоката на равнодействащата

$$(2) \quad F = (N^2 + T^2)^{1/2}, \quad \alpha = \text{arctg}(T/N).$$

Предпоставката за съсредоточено натоварване в средата на ролката по дължина е допустима, тъй като това не води до съществена промяна в изследваното механично състояние. Поради симетрията в напречното сечение на ролката и при пренебрегване на собственото ѝ тегло изчислителната схема (фиг. 3) се представя опростено като греда закрепена в двата края с неподвижна и подвижна става.



Фиг. 3. Изчислителна схема на ролката на стенда

При пренебрегване на тангенциалните напрежения от усукване и чисто плъзгане ролката е подложена на специално напречно огъване. При тези предпоставки за максималните нормални напрежения в равнината на натоварване получаваме

$$(3) \quad \max p = 8NL / [\pi D^3 (1 - d^4 / D^4)],$$

където D , d и L са съответно външния, вътрешния диаметри и дължината на ролката.

От уравненията на еластичната линия за максималните премествания на ролката в равнината на натоварване се получава

$$(4) \quad \max w = 4NL^3 / 3\pi ED^4 (1 - d^4 / D^4),$$

където E е модулът на Юнг.

Друга характеристика обект на изследването е масата на ролката, за която се използва зависимостта

$$(5) \quad m_r = \pi \rho L (D^2 - d^2) / 4,$$

където ρ е плътността на материала на ролката.

ИЗСЛЕДВАНЕ НА МОДЕЛА И АНАЛИЗ НА РЕЗУЛТАТИТЕ

При провеждане на числените експерименти величините (3), (4) и (5) са приведени в безразмерен вид, чрез отнасянето им за техните стойности за прототипа

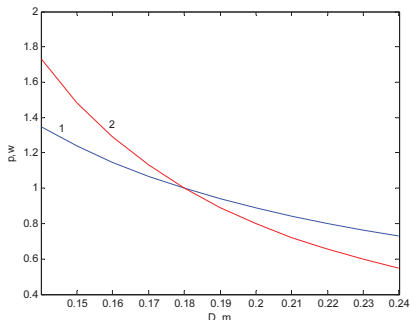
$$(6) \quad p = \max p / \max p_p, \quad w = \max w / \max w_p, \quad m = m_r / m_{r,p}.$$

Варируеми параметри на изследването са размерите на напречното сечение на ролката D , d и δ , като между тях съществува аналитичната връзка $D = d + 2\delta$.

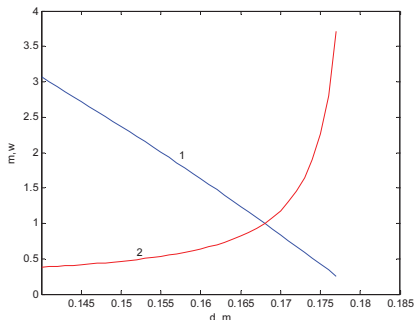
Зависимостите (3), (4) и (5) са нелинейни функции от втора, трета и четвърта степен на варируемите параметри. За изясняване влиянието на параметрите са проведени две изследвания с допълнителни ограничения. За целта са съставени съответни компютърни програми, числените експерименти се провеждат в специализираната програмна среда за научни изследвания MATLAB [1].

Изследването за изменението на максималните напрежения p и максималните премествания w на ролките на спирания стенд е проведено в интервала $0,14 \leq D \leq 0,24$ в метри за външния диаметър на ролката и от условието за постоянна маса на ролките на прототипа, което води до ограничението $d = (D^2 - 0,0044)^{1/2}$. Стойностите на неизменяемите параметри на модела са $L = 0,8$ м, $\rho = 7850$ kg/m³, $E = 200$ GPa, $G = 17,168$ kN, $r_a = 0,4$ м, $e_r = 0,45$ м.

Резултатите от числения експеримент са графично представени на фиг. 4. Изменението на максималните напрежения е означено с 1, а за максималните премествания с 2. Зависимостите 1 и 2 са сходни, показват еднаква тенденция за изменение в изследвания интервал и удовлетворяват в различна степен якостните и деформационните условия. Стойностите им при $D = 0,18$ m са равни на единица и съответстват на нормиращите им големини за прототипа $\max p_p = 14$ MPa и $\max W_p = 0,041$ mm, а масата на ролката е $m_{r,p} = 20,6$ kg. Максималната сила на триене е $T_{\max} = 9,66$ kN; а натоварването върху ролката е $F = 13,66$ kN.



Фиг. 4. Изменение на относителните максимални напрежения 1 и максимални премествания 2



Фиг. 5. Изменение на относителните максимални премествания 2 и маса 1

Изследването на изменението на максималните напрежения и относителната маса на ролките на спирачния стенд (фиг. 5.) е проведено в интервала $0,11 \leq d \leq 0,18$ метра за вътрешния диаметър на ролката без ограничение за дебелината на стената на ролката. За неизменение на габаритите на спирачния стенд външният диаметър $D = 0,18$ m на прототипа се приема за постоянен. Анализът на резултатите показва наличие на конфликтност при тези зависимости, което е предпоставка за търсене на оптималност на решението.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведеното изследване разкрива конфликтност при изменението на максималните напрежения и относителната маса на ролките на спирачния стенд, което мотивира за поставянето на задачата за оптималност на конструкцията като задача на многокритериалното проектиране.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Йорданов, Й. Т. MATLAB 7, Част III *Преобразования, изчисления, визуализации*. Техника, София, 2009.
- [2] Сестримски Д. Г. "Диагностика на автомобила", Техника, София, 1989.
- [3] Стоянов А. Й. "Ръководство за лабораторни упражнения по техническа експлоатация на транспорта", Русе, 2010.
- [4] Trzeciak K. "Diagnostyka samochodow osobowych", WKŁ, Warszawa, 2005.

За контакти:

гл. ас. д-р инж. Юлиан Ангелов, Русенски университет "Ангел Кънчев", катедра Техническа механика, тел. 082-888 572, e-mail: julian@uni-ruse.bg.

Докладът е рецензиран