DOI:10.3969/j.issn.1000-1298.2010.06.005

摩擦式制动器与非接触式轮边缓速器系统结构分析

刘存香^{1,2} 何 仁¹

(1. 江苏大学汽车与交通工程学院,镇江 212013; 2. 广西交通职业技术学院汽车工程系,南宁 530023)

【摘要】 为得到摩擦式制动器与非接触式轮边缓速器集成系统最佳的结构参数,采用优化设计方法,以提高 汽车制动力矩为目标,分析摩擦式制动器与非接触式轮边缓速器的结构参数对制动力矩的影响规律。应用提出的 集成系统结构参数分析方法,分析了不同结构参数方案,并且分别对安装集成系统的汽车和仅采用摩擦式制动器 的汽车进行了仿真分析,结果表明:通过优化设计方法得到的结构方案使车辆制动时间缩短 5.9 s,制动距离减小 92.1 m。

关键词:车辆 轮边缓速器 集成系统 结构参数 优化设计 中图分类号: U463.5 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2010)06-0025-06

Structure Analysis of Composition of Frictional Brake and Contactless Wheel Retarder System

Liu Cunxiang^{1,2} He Ren¹

(1. School of Automobile and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China

2. Department of Automobile Engineering, Guangxi Communication Vocational & Technical Institute, Nanning 530023, China)

Abstract

In order to obtain optimum structure parameters of frictional brake and contactless wheel retarder integrated system, the optimization design was used. The influence law between the main structure parameters of the integrated system and brake torque was analyzed in order to improve brake torque. Meanwhile, with the proposed method, different structure parameters was compared, simulation analysis on the automobile equipped with the integrated system and the automobile equipped with the frictional brake was performed. The results showed that the proposed optimization design could reduce automobile braking time and distance by 5.9 s and 92.1 m, respectively.

Key words Vehicle, Wheel retarder, Integrated system, Structure parameters, Optimized design

引言

目前,国内外关于摩擦式制动器和缓速器方面 的研究较多,但关于摩擦式制动器与非接触式轮边 缓速器集成系统的报道较少,一些研究人员根据实 验或经验对电涡流缓速器结构进行研究^[1-5]。摩擦 式制动器与非接触式轮边缓速器集成系统的结构参 数受到制动系结构以及制动力矩分配等因素的影 响,其选择受到多个约束条件限制。合理的结构参 数将能有效提高汽车制动时所产生的制动力矩,从 而减少制动时间,缩短制动距离。

本文分析集成系统的制动模型,然后从优化设计的角度分析结构参数对制动集成系统制动力矩影响规律,为集成系统的设计提供参考依据。

1 集成系统模型

集成系统单轮制动模型如图1所示。安装有集成系统的汽车,当驾驶员踩下制动踏板时,制动信号将传送给集成系统控制器,控制器通过判断摩擦式制动器施加于制动盘上的法向压力信号、汽车轮速

收稿日期: 2009-10-14 修回日期: 2010-01-18

^{*} 高等学校博士学科点专项科研基金资助项目(20060299010)和江苏省汽车工程重点实验室开放基金资助项目(QC200903) 作者简介:刘存香,博士生,广西交通职业技术学院讲师,主要从事汽车机电一体化技术研究,E-mail: gxlcx2000@163.com 通讯作者:何仁,教授,博士生导师,主要从事汽车机电一体化技术研究,E-mail: heren@ujs.edu.cn

信号及车速信号来控制非接触式轮边缓速器的工作。虽然摩擦式制动器制动力矩不受控制器控制, 但是控制器可以通过采集摩擦式制动器施加于制动 盘上的法向反力,来精确分配非接触式轮边缓速器 制动力矩与摩擦式制动器制动力矩之比。研究发现,非接触式轮边缓速器结构参数确定后,其产生的 制动力矩与通电电流有直接关系。



图 1 集成系统单轮制动模型

Fig.1One-wheel braking model of the integrated system1. 控制器2. 缓速器线圈3. 摩擦式制动器4. 制动盘5. 磁极6. 非接触式轮边缓速器

由图 1 可知,为避免车轮抱死,两套制动器所产 生的总制动力矩应满足边界条件

$$T_L + T_\mu \leqslant T_B \tag{1}$$

式中 T_L——非接触轮边缓速器制动力矩,N·m

T_u——摩擦式制动器制动力矩,N·m

T_B——车轮抱死所需的制动力矩,N·m

假设在制动过程中,制动钳施加于车轮上的法 向力为 F_p ,制动盘的摩擦因数为 μ_p ,制动钳中心与 制动盘中心距离为 r_p ,则

$$T_{\mu} = F_{P}\mu_{P}r_{P} \tag{2}$$

单轮模型车轮抱死所需要的制动力矩为

$$T_B = \frac{mg}{4}\mu r \tag{3}$$

式中 m---整车质量,kg

非接触轮边缓速器施加在制动盘上的制动力矩 为^[4]

$$T_I = 2BI_s bL \tag{4}$$

因此
$$T_{L} = \frac{16\sqrt{2\pi\rho\Delta_{h}\omega ab^{2}L(\mu_{0}NI)^{2}}}{\left(16\pi\rho l_{g} + \sqrt{2}ab\Delta_{h}\mu_{0}k_{e}\omega\right)^{2}}$$
(5)

 $\Delta_h = \sqrt{\frac{2\rho}{\omega\mu_0\mu_z}}$

其中

式中
$$\mu_r$$
—相对磁导率,空气一般为1

$$\frac{16\sqrt{2}\pi\rho\Delta_{h}\omega ab^{2}L(\mu_{0}NI)^{2}}{\left(16\pi\rho l_{g}+\sqrt{2}ab\Delta_{h}\mu_{0}k_{e}\omega\right)^{2}} \leqslant \frac{mg}{4}\mu r - F_{p}\mu_{p}r_{p} \quad (6)$$

计算可得

$$I = \frac{(0.25mg\mu r - F_{p}\mu_{p}r_{p})^{1/2}(16\pi\rho l_{g} + \sqrt{2}ab\Delta_{h}\mu_{0}k_{e}\omega)}{4\mu_{0}Nb(\sqrt{2}\pi\rho\Delta_{h}\omega aL)^{1/2}}$$

显然根据式(5)~(7)可以看出,集成系统总制 动力矩与非接触轮边缓速器的结构参数有关。若非 接触轮边缓速器结构参数确定,则非接触轮边缓速 器通电电流 / 有

$$I = f(F_P, \omega) \tag{8}$$

(7)

而法向压力 *F*_ρ 与制动盘角速度 ω 存在着一定 的函数关系,即

$$F_{P} = f(\boldsymbol{\omega})$$

若通过实验测得摩擦式制动器施加于制动盘上的法向反力 *F_p*与制动盘角速度 ω 之间的函数关系,则非接触轮边缓速器通电电流与制动盘转动角速度之间将存在一一对应关系,即

$$I = f(\omega) \tag{9}$$

这意味着,在非接触式轮边缓速器结构参数确 定后,控制器通过改变缓速器线圈的通电电流就可 以控制总制动力矩大小。因此,只要非接触式轮边 缓速器结构参数选择得当,就能有效制动。

2 集成系统结构参数选择

2.1 磁极尺寸的选择

为了计算出非接触式轮边缓速器磁极的最佳尺

(11)

寸,应找出磁极尺寸与制动力矩之间存在的函数关 系。

由于集成系统的设计是基于已有车型,因此在 不改变原车制动盘尺寸的情况下开展研究实际意义 更大。为此,选择某型轿车,该车型制动盘半径 r 为 127 mm,厚度 d 为 8 mm,转轴半径 r₀ 为 40 mm。

根据磁路欧姆定律,磁通量 Φ 为

$$\Phi = \frac{\Psi}{R_m} \tag{10}$$

其中

 $R_m = R_{m0} + R_{m1} + R_{m2} + R_{m3}$

 $\Psi = Ni_{\bullet}$

式中
$$\Psi$$
——磁动势, A R_m ——磁阻, H⁻¹
 i_e ——线圈瞬时电流, A
 R_{m0} ——气隙磁阻, H⁻¹
 R_{m1} ——制动盘部分磁阻, H⁻¹
 R_{m2} ——磁轭磁阻, H⁻¹
 R_{m3} ——铁芯磁阻, H⁻¹
因此, 式(10) 可写为

$$\Phi = \frac{Ni_e}{R_{m0} + R_{m1} + R_{m2} + R_{m3}}$$
(12)

由于制动盘、磁轭以及铁芯所采用的软磁材料 均具有较高的磁导率,因此相对气隙磁阻这些材料 的磁阻很小,在计算中可忽略。故磁路总磁阻为

$$R_m = R_{m0} = \frac{l_g}{\mu_0 S} \tag{13}$$

由此可得磁路中的磁感应强度 B 为

$$B = \frac{\Phi}{S} = \frac{\mu_0 N i_e}{l_e} \tag{14}$$

缓速器在制动盘上产生的制动力矩 T_L 为^[1]

$$T_{L} = \sigma R^{2} S dB^{2} \omega = \sigma R^{2} S d \left(\frac{\mu_{0} N}{l_{g}} i_{e}\right)^{2} \omega \quad (15)$$

式中 σ ——制动盘电导率, Ω^{-1}

R——制动盘中心至磁极在盘上投影中心的 距离,m

考虑到漏磁通、铁芯的形状、制动盘发热等影响因素,制动力矩 T_L 应通过修正系数 $\alpha(a,b)$ 和 C(a,b,R)进行修正^[6]。故缓速器在制动盘上所产 生的制动力矩可表述为

$$T_{L} = \alpha(a,b) C(a,b,R) S(a,b) R^{2} \sigma d \left(\frac{\mu_{0}N}{l_{g}}\right)^{2} i_{e}^{2} \omega$$
(16)

其中

$$\alpha(a,b) = 1 - \frac{1}{2\pi} \left[4\tan\left(\frac{b}{a}\right) + \frac{b}{a}\ln\left(1 + \frac{a^2}{b^2}\right) - \frac{b}{a}\ln\left(1 + \frac{b^2}{a^2}\right) \right]$$

$$C(a,b,R) = 0.5 \left[1 - \frac{ab}{\pi\left(1 + \frac{R}{r}\right)^2 (r - R)^2} \right]$$

显然,从式(16)可以 看出,a、b 以及 R 对制动 力矩 T_L 影响较大。为了 使制动力矩 T_L 最大,关于 变量 a、b、R 的目标函数 F(a,b,R)应在约束条件 下达到最大。如图 2 所 示,虚线代表 a、b 的极限 位置,考虑到磁极投影应 完全在制动盘上,其几何 尺寸应满足一定的约束条



通过 Mathematica 软件进行求解后,得到最佳线 圈长度为 118.5 mm,宽度为 41.5 mm,制动盘中心 至磁极在盘上投影中心的距离 *R* 为 88 mm。

2.2 气隙长度的选择

气隙长度 l_g 直接影响到磁感应强度 B 的大小。 若 l_g 选择过大,则 B 将变小;若 l_g 选择过小,则当制 动盘与转轴间隙过大而使径向跳动过大时,容易造 成制动盘与磁极摩擦。合理选择气隙长度既可以增 大制动力矩,又可以延长缓速器的使用寿命。

根据式(14)可以看出,在制动盘软磁材料、缓 速器线圈匝数、磁极尺寸等确定后,若通入恒定电 流,则磁感应强度 B 与制动盘转速 ω 及气隙长度 l_g 有关。为合理选择气隙长度,可建立优化方程

$$\begin{cases} \max B(l_g, \omega) = \frac{8 \pi \rho \mu_0 N I}{16 \pi \rho l_g + \sqrt{2} S \Delta_h \mu_0 k_e \omega} \\ 2 \leq l_g \leq 6 \\ 0 \leq \omega \leq 200 \end{cases}$$
(18)

根据前面得到的最优选择结果,设缓速器线圈 通入恒定电流 25 A,则 B(l_g,ω)函数如图 3 所示。

图 2 a、b、R 关系图

Fig. 2 Relationship

chart of a, b, R



Fig. 3 3-D chart of function $B(l_{\alpha}, \omega)$

根据图 3 可知,随着车轮转动角速度的增加,磁 感应强度增加。在约束条件范围内,气隙长度 *l_s*在 2 mm 时可使磁感应强度 *B*最大,为此,选择制动盘 与磁极间的气隙长度 *l_s*为 2 mm。

2.3 制动盘材料的选择

从式(15)可以看出,制动盘材料对制动力矩有 较大影响。表1所示为6种金属材料在常温下的电 导率及电阻率。为合理选择制动盘材料,分析在不 同转速下各种材料制成的制动器对制动力矩的影 响。

材料	电导率/ Ω^{-1}	电阻率/Ω·m
铜	5.8 × 10^{7}	1. 72 × 10 $^{-8}$
钢	1×10^{7}	1×10^{-7}
钛	2. 5 × 10 ⁶	4×10^{-7}
铝	3. 7 $\times 10^{7}$	2.7 × 10 ⁻⁸
钻	1.78×10^{7}	5. 62 × 10 $^{-8}$
镍	1.4×10^{7}	7. 14 $\times 10^{-8}$

表 1 不同金属在 20℃下的电导率及电阻率 Tab.1 Electrical conductivity of various metals at 20℃

假设采用相同的缓速器装置,磁极与制动盘间 气隙均为2mm,缓速器线圈通入25A的电流。考 虑到不同材料价格相差较大,材料的选择还应遵从 费用优化设计原则^[7]。

因此,要使制动力矩达最大,根据式(15)则 σB^2 应最大,其最优化方程为

$$\begin{cases} \max \sigma [B(\rho, \omega)]^{2} = \sigma \left(\frac{8\pi\rho\mu_{0}NI}{16\pi\rho l_{g} + \sqrt{2}S\Delta_{h}\mu_{0}k_{e}\omega}\right)^{2} \\ R(P, M, V) \ge 85 \end{cases}$$
(19)

其中
$$\sigma = \frac{1}{\rho}$$

式中 $R(P,M,V)$ ——性能、价格、可靠性三方物元

模型评价量值

不同材料随制动盘角速度 ω 变化而对 σB^2 的 影响曲线如图 4 所示。从图中可以看出,6 种金属 中,当 ω 为 60 ~ 200 rad/s 时,采用铝作为制动盘材 料时能产生最大制动力矩; ω 为 0 ~ 60 rad/s 时,采 用钢作为制动盘材料能产生最大制动力矩。由于轻 型轿车行驶车速多为 30 ~ 70 km/h 之间,且从物元 模型评价量值考虑,选择铜作为制动盘材料较为合 适。



2.4 线圈匝数的选择

根据安培环路定理有

$$\oint H \cdot \mathrm{d}l = NI$$

因此缓速器电磁线圈所需要的安匝数为^[8]

$$\oint H \cdot dl = \int_{0}^{A} \frac{B(r')}{\mu_{0}} dr' + L_{AB} + H_{AB} \approx \frac{1}{\mu_{0}} \int_{0}^{a'} Gr' dr' = 0.8 \frac{Ga'^{2}}{2} = 0.8 fl_{g}B$$

式中 L_{AB}——磁极中路径

H_{AB}——垂直场的路径 G——磁场梯度

a'——磁极内接圆半径

下角 AB 表示磁力线环路。考虑磁极中损耗,线圈 励磁安匝数 M 为

$$M = NI = 0. \ 8fl_g B = JS_1 n_1 \tag{20}$$

式中 S₁——圆形导线横截面积,mm²

则一组线圈匝数为

$$n_{1} = \frac{0.8fl_{g}B}{JS_{1}} = \frac{0.8fl_{g}B}{J\left(\frac{\pi d_{1}^{2}}{4}\right)}$$
(21)

式中 d1---线圈导线直径,mm

设计中导线采用直径为 2.4 mm 的圆形铜线; *B* 为 2.5T(即 2.5×10⁵ Gs); *J* 为 2.4 A/mm²; l_s 为 0.002 m;上下两组线圈绕制设计。则一组线圈匝数 n_1 为 410 匝,线圈总匝数 N 为 820 匝。

29

3 实例分析

3.1 不同参数方案制动力矩的比较

为评价所得到的非接触式轮边缓速器结构参数

的合理性,对表 2 中各轮边缓速器结构参数方案所 能产生的制动力矩进行对比分析。其中方案 1 为最 佳方案,其余方案源于一些研究机构提出的缓速器 结构参数值^[1,9]。制动力矩的计算可依据式(16)。

	表 2	轮边缓速器结构参数
--	-----	-----------

Tab.	2	Structure	parameters	of	contactless	wheel	retarder
------	---	-----------	------------	----	-------------	-------	----------

结构参数	a∕mm	b∕mm	N/匝	l_g/mm	$\rho/\Omega\cdot m$	<i>R</i> /mm	r∕mm	I/A	d/mm
方案1	118.5	41.5	820	2	1.72 $\times 10^{-8}$	88	127	25	8
方案2	121	39	800	5	1.72 $\times 10^{-8}$	60	127	25	8
方案 3	100	60	600	3	1×10^{-7}	70	127	25	8

所得到的制动力矩随制动盘的转动角速度曲线 如图 5 所示。制动盘转动角速度 ω 在 0 ~ 200 rad/s 的范围内时,缓速器所产生的制动力矩随角速度的 减小而减小。在制动初期,方案 1 所产生的制动力 矩明显要高于其余 2 个方案所产生的制动力矩。这 说明,采用方案 1 的缓速器能在制动信号到来时,立 即输出较大的制动力矩,使汽车迅速制动。在制动 后期,方案 1 仍保持较高的制动力矩,以减小汽车的 制动时间,缩短制动距离。



wheel under different schemes

3.2 集成系统制动效果

假设采用集成系统的汽车总质量为1600kg,轮 胎半径为0.23m。考虑到汽车总质量,可在计算所 得缓速器线圈匝数基础上适当增加,以提高制动力 矩。若制动开始时刻的速度为136km/h,则安装集 成系统的汽车和仅采用摩擦式制动器汽车的制动距 离 *s* 及制动时间 *t* 仿真曲线如图 6 所示,制动速度 *v* 与制动时间 *t* 仿真曲线如图 7 所示。

从图 6、图 7 可以看出,安装集成系统的汽车从 开始制动直至停止所需花费的制动时间为 6.74 s,制动 距离为 101.8 m。而仅有摩擦式制动器的汽车制动时 间为 12.64 s,制动距离为 193.9 m。显然,采用集成系 统能缩短 5.9 s 的制动时间和 92.1m 的制动距离。



图 6 制动距离与制动时间仿真曲线

Fig. 6 Simulation curve of braking time and braking distance





4 结束语

从集成系统制动力矩的边界条件分析得知,集 成系统的总制动力矩与非接触式轮边缓速器结构有 直接关系。通过优化设计方法,分析制动集成系统 制动力矩影响规律,并以增大制动力矩为目标,在一 定的约束条件下得到了集成系统的磁极长度、宽度, 制动盘中心至磁极在盘上投影中心的距离 R,气隙 长度 l_s,制动盘材料以及线圈匝数 N 等结构参数的 最佳值。

通过对3种不同结构参数方案下所得的制动力 矩进行分析比较得知,经优化设计方法得到的选型 方案能使汽车获得最高的制动力矩。对安装集成系 统的汽车和仅采用摩擦式制动器汽车的仿真分析结 果显示,采用集成系统的车辆能有效减小制动距离 和缩短制动时间。

参考文献

- 1 Lee K, Park K. Modeling eddy currents with boundary conditions by using Coulomb's law and the method of images [J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2002,38 (2): 1 333 ~ 1 340.
- 2 Garth C. Wheel retarderL: US, 3771628[P]. 1973-11-13.
- 3 何仁, 衣丰艳, 刘成烨. 车用缓速器结构参数对制动力矩的影响分析[J]. 农业机械学报, 2005, 36(9):21~24. He Ren, Yi Fengyan, Liu Chengye. Analysis of sensitivity of structure parameters to braking torque of eddy current retarder [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(9):21~24. (in Chinese)
- 4 何仁,丁福生,张圆圆. 轮边缓速器制动力矩的计算方法[J]. 汽车技术,2008(10):10~12.
 He Ren, Ding Fusheng, Zhang Yuanyuan. A calculation method for braking torque of wheel retarder [J]. Automobile Technology,2008(10):10~12. (in Chinese)
- 5 Sebastien E. Integration of eddy current and friction brakes in conventional and hybrid vehicles [C]. SAE Paper 2005 01 3455,2005.
- 6 Simeu E, Georges D. Modeling and control of an eddy current brake[J]. Control Engineering Practice, 1996,4(1):19 ~ 26.
- 7 蔡文.可拓学概述[J].系统工程理论与实践,1998,18(1):76~84.
 Cai Wen. Extenics summary[J]. Systems Engineering-Theory & Practice, 1998,18(1):76~84. (in Chinese)
- 8 李泉凤. 电磁场数值计算与电磁铁设计 [M]. 北京:清华大学出版社,2002.
- 9 丁福生.轿车轮边缓速器的设计方法研究[D].镇江:江苏大学, 2008.
 Ding Fusheng. Study on design method of wheel retarder of car[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2008. (in Chinese)

(上接第13页)

8 晋兵营,林逸,施国标. 基于 AMESim 的 EPS 系统的建模与仿真[J]. 江苏大学学报:自然科学版,2007,28(5):389~392.

Jin Bingying, Lin Yi, Shi Guobiao. Modeling and simulation of electric power steering system based on AMESim[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2007, 28(5): 389 ~ 392. (in Chinese)

9 宗长富,麦莉,王德平,等. 基于驾驶模拟器的驾驶员所偏好的转向盘力矩特性研究[J]. 中国机械工程,2007,18(8): 1001~1004.

Zong Changfu, Mai Li, Wang Deping, et al. Study on steering effort preference of drivers based on driving simulator [J]. China Mechanical Engineering, 2007, 18(8): 1 001 ~ 1 004. (in Chinese)

- 10 申荣卫,林逸,台晓虹,等. 汽车电动助力转向系统转向盘转矩直接控制策略[J]. 吉林大学学报:工学版,2007, 37(3):504~508.
 - Shen Rongwei, Lin Yi, Tai Xiaohong, et al. Steering torque direct control strategy for vehicle electric power steering system [J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2007, 37(3): 504 ~ 508. (in Chinese)
- 11 M. Kamel Salaani, Gary J. Heydinger, Paul A. Grygier. Closed loop steering system model for the national advanced driving simulator [C]. SAE Paper 2004 - 01 - 1072, 2004.
- 12 Ji-Hoon Kim, Jae-Bok Song. Control logic for an electric power steering system using assist motor [J]. Mechatronics, 2002, 12:447 ~ 459.
- 13 Motoki Shino, Masao Nagai. Yaw-moment control of electric vehicle for improving handling and stability[J]. JSAE Review, 2001, 22:473 ~ 480.
- 14 廖抒华.动力转向系统特性及其对汽车操纵稳定性影响的试验与仿真研究[D].长春:吉林大学,2000:65~80. Liao Shuhua. Experimentation and simulation of the characteristics of power-steering system and their influences on the car's handling and stabilization[D]. Changchun; Jilin University, 2000:65~80. (in Chinese)
- 15 M Kamel Salaani, Gary J Heydinger, Paul A Grygier. Experimental steering feel performance measures [C]. SAE Paper 2004-01-1074, 2004.
- 16 Masahiko Kurishige, Shunichi Wada, Takayuki Kifuku, et al. A new EPS control strategy to improve steering wheel returnability[C]. SAE Paper 2000-01-0815, 2000.
- 17 赵林峰,陈无畏,刘罡. 电动助力转向系统全工况建模及试验验证[J]. 农业机械学报,2009,40(10):1~7. Zhao Linfeng, Chen Wuwei, Liu Gang. Modeling and verifying of EPS at all operating conditions[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009,40(10):1~7. (in Chinese)