

电动汽车复合制动试验台惯量模拟设计与分析^{*}徐哲^{1,2}, 胡远志^{1,2}, 金智林³, 路世青^{1,2}, 文箫^{1,2}

(1.重庆理工大学 汽车零部件先进制造技术教育部重点实验室, 重庆 400054;

2.重庆理工大学 车辆工程学院, 重庆 400054; 3.南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210076)

摘要: 电动汽车再生制动研究需要具有惯量模拟功能的制动试验台,但由于汽车制动具有大能量和大功率的特点,在模拟整车惯性时需要较大质量的飞轮,给安装和使用等带来困难。为减小飞轮质量,文中提出在滚筒与飞轮之间加入减速器的惯量模拟结构,并推导采用该结构的惯性飞轮的转动惯量、质量和尺寸计算公式,结果表明增大减速比和减小滚筒半径均可有效减轻飞轮质量;同时分析了采用滚筒边缘线速度模拟车速的合理性,证明汽车质量模拟可通过飞轮惯量线性叠加获得,通过实例计算和对比分析获得了惯性模拟优化方案。

关键词: 汽车;电动汽车;制动试验台;惯量模拟;电液复合制动

中图分类号: U463.5

文献标志码: A

文章编号: 1671-2668(2018)04-0001-04

近些年人们对能源和环保问题的逐渐关注,使电动汽车技术得到快速发展。再生制动技术作为一种能有效提高电动汽车能源利用率的技术,成为电动汽车的研究重点之一。在电动汽车研究中,建立专门描述再生制动原理的试验台有助于更高效地研究再生制动问题。汽车制动试验台的类型多样,在传统内燃机汽车 ABS、稳定性控制研究中,相关汽车研究机构提出了各自的试验台结构,并组成硬件在环平台。在研究车辆稳定性的试验台中,实际硬件仅可模拟制动压力产生环节,后端需加入制动力矩模型和车辆动力学模型来仿真车辆的响应。制动器摩擦特性试验台可模拟制动力矩产生环节,其往往采用电机直接拖动制动器旋转,测试制动系统产生的制动力矩动态特性。更进一步的试验台不但具有上述环节,还具有轮胎摩擦特性模拟环节,该类试验台增加了滚筒和车轮机构,能通过滚筒边缘线速度代表车速,更全面真实地模拟汽车的制动过程。该文建立用于研究具有复合制动结构的电动汽车再生制动相关问题的试验台。再生制动研究需回收汽车制动中的能量,故复合制动试验台需对汽车制动惯性进行模拟。该平台不但要测试制动力矩,还要体现车辆的运动信息,因而要求试验台方案能体现电动汽车的驱动方式。除结构设计外,试验台设计中需解决的主要问题是其飞轮惯量参数设计,由于

应用于实验室环境,需尽量减小飞轮质量及尺寸。

1 再生制动试验台结构方案

再生制动试验台方案需着重考虑两方面问题,一个是试验台惯量模拟的实现,另一个是制动试验台结构布局的合理性。

1.1 常用惯性模拟方式比较

汽车在制动时具有较大的能量和功率,在实验室中模拟汽车制动惯性存在较大困难,现有模拟方法通常为电惯量模拟和飞轮惯量模拟。电惯量模拟试验台采用电动机驱动制动盘,利用电机驱动力矩模拟车轮、地面间产生的摩擦力。为模拟变化的制动力矩,在制动器和电机之间利用磁粉离合器进行连接。试验时电机转矩经过磁粉离合器传递到制动盘,通过控制磁粉离合器中的电流调节所模拟的地面制动力大小。电惯量模拟方案适合模拟惯量较小的情况,在模拟制动功率较大时所需电机功率过大,同时连接用的磁粉离合器体积较庞大,不仅造成系统整体成本较高,而且这种模拟方式涉及电机、磁粉离合器等的控制,控制系统复杂,精度也较差。

采用惯性飞轮模拟汽车的运动惯量更接近车辆的真实运动工况。一方面,可利用飞轮的运动状态信息模拟车辆的运动信息,另一方面可设计大惯量的飞轮模拟较大质量的汽车。飞轮模拟惯性方案有

^{*} 基金项目: 重庆市教委科学技术研究项目(KJ1709229;KJ1600919);汽车零部件先进制造技术教育部重点实验室开放课题(2016KLMT05);重庆理工大学科研启动金(2015ZD12)

直接与制动盘相连和通过滚筒—车轮装置结合两种方式。飞轮直接与制动盘相连的方式由于没有缓冲机构,易造成制动器上作用力矩过大,不符合车辆的实际情况,模拟结果不准确。为防止过载,需在制动盘和飞轮之间加入离合器。可采用磁粉离合器,通过控制离合器的力矩大小模拟地面附着力,但该方案依然存在离合器功率大的问题。

相比而言,包含滚筒—轮胎环节的试验台可通过轮胎结构模拟汽车受到的地面附着力,飞轮及车轮受到的制动力始终与实车相同,这类试验台能更真实地模拟车辆的制动过程。

1.2 电液复合制动惯性模拟试验台方案

除惯量模拟部分的结构问题外,试验台加载部分的结构问题也是需改进的环节。在以往的制动试验台中,驱动惯性飞轮运动的电机通常与飞轮直接相连。但在电液复合制动试验台中,驱动电机不仅需具有驱动功能,还需在制动时协同制动,所以将驱动机构安装在轮边较合适。根据上述分析,结合电液复合制动系统的实际需求,设计出图1所示制动试验台方案。

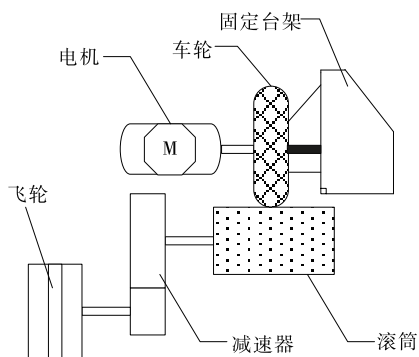


图1 电液复合制动试验台方案示意图

该方案采用惯性飞轮模拟车辆的制动惯性、车轮—滚筒机构模拟地面附着力,同时在飞轮和滚筒之间加入减速器,以适当减小飞轮质量,降低飞轮制作和安装困难。

2 惯性模拟飞轮参数计算

2.1 飞轮转动惯量计算

假设车辆质量为 m ,运动速度为 v ,模拟车辆的飞轮转动惯量为 J ,转动角速度为 ω ,则车辆具有的动能 E_v 为:

$$E_v = 1/2mv^2 \quad (1)$$

飞轮具有的动能 E_{fly} 为:

$$E_{fly} = 1/2J\omega^2 \quad (2)$$

采用飞轮模拟车辆制动时,要求飞轮动能和车辆动能相等,即:

$$1/2mv^2 = 1/2J\omega^2 \quad (3)$$

在图1所示制动惯性试验台中,轮胎直接接触滚筒,车辆运动速度采用滚筒边缘线速度模拟,有:

$$v = \omega_{drum} r_{drum} \quad (4)$$

式中: ω_{drum} 为滚筒转速; r_{drum} 为滚筒半径。

试验台方案中存在飞轮与滚筒的减速比,定义该转速比为 I ,则有:

$$I = \omega / \omega_{drum} \quad (5)$$

试验台的结构确定后,转速比 I 是常数。将式(4)、式(5)代入式(3)并化简,得:

$$J = \left(\frac{r_{drum}}{I} \right)^2 m \quad (6)$$

式(6)即为加入减速器后模拟车辆运动惯性所需的飞轮转动惯量计算公式,从中可见,模拟车辆的惯性所需飞轮转动惯量由汽车质量、减速比和滚筒半径决定。

2.2 飞轮尺寸计算

2.2.1 飞轮质量与半径和车辆质量的关系

飞轮的转动惯量确定后,需大体估计飞轮质量和尺寸。根据旋转体转动惯量计算公式,对于具有相同转动惯量的旋转体,质量分布离转动中心越远,所需质量越小。因此,飞轮通常采用环形结构设计(见图2)。

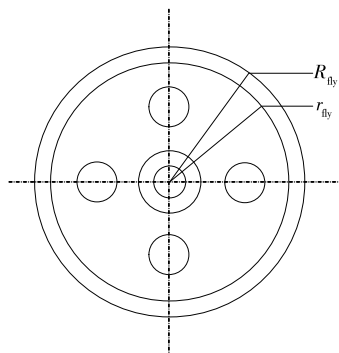


图2 飞轮形状及尺寸示意图

该结构形式飞轮的转动惯量计算公式为:

$$J = m_{fly} (R_{fly}^2 + r_{fly}^2) \quad (7)$$

式中: m_{fly} 为飞轮质量; R_{fly} 为飞轮外径; r_{fly} 为飞轮内径。

根据式(6)和式(7),可得飞轮质量与汽车质量之间的关系:

$$m_{\text{fly}} = \frac{r_{\text{drum}}^2}{I^2(R_{\text{fly}}^2 + r_{\text{fly}}^2)} m \quad (8)$$

式(8)中的飞轮内径可由环形的厚度决定,通常飞轮环形的厚度为10 cm,后面计算中飞轮厚度均选用该值。

2.2.2 飞轮宽度计算

飞轮加工时最主要的尺寸是飞轮半径和宽度。根据体积质量密度之间的关系,飞轮宽度 H_{fly} 为:

$$H_{\text{fly}} = \frac{m_{\text{fly}}}{\rho \pi [R_{\text{fly}}^2 - (R_{\text{fly}} - 0.1)^2]} \quad (9)$$

式中: ρ 为飞轮密度,通常采用碳钢制作飞轮,其密度为7 800 kg/m³。

3 飞轮模拟惯性相关问题分析

3.1 车速对飞轮转动惯量选择的影响

在试验台上进行制动模拟试验时,车速是一个关键变量。根据式(1),汽车在速度提高时具有的动能将变大,试验台需模拟更大的动能。但另一方面,根据式(2),模拟车速提高时,试验台的飞轮转速也会提高,汽车提高速度时的动能增加趋势与飞轮提高转速时的动能增加趋势相同,速度影响因素抵消,根据式(6),模拟车辆惯性所需飞轮转动惯量不受车速的影响。

3.2 减速器及滚筒半径对飞轮惯量的影响

根据式(6),飞轮的转动惯量与减速比的平方成反比,增大减速器的减速比可最大限度地减小飞轮所需转动惯量。转速比为2时,飞轮的转动惯量是无减速器时的1/4,可大大减小飞轮的惯量、质量及尺寸。

滚筒作为与轮胎的直接接触装置,承担着与轮胎接触产生摩擦制动力的任务。滚筒直径越大,轮胎与滚筒间的摩擦状态越接近车辆行驶实际情况。但根据式(6),飞轮转动惯量与滚筒直径的平方成正比,滚筒直径增大,会造成飞轮转动惯量急剧升高,为降低飞轮惯量,需尽量减小滚筒半径。

3.3 车速模拟问题

3.3.1 滚筒边缘线速度模拟车速的合理性分析

利用旋转惯性模拟平动惯性时,根据式(3),车速与飞轮转速的关系为:

$$v = \omega \sqrt{\frac{J}{m}} \quad (10)$$

根据式(10),汽车平动速度和飞轮旋转角速度成正比,可用飞轮的旋转角速度来表征车速。另外,

滚筒与惯性飞轮之间通过减速器连接,滚筒转动速度和飞轮转动速度之间一一对应,滚筒速度可表征汽车速度。而且设计时按滚筒边缘速度等于车速进行,故可直接用滚筒边缘速度代替车速。

3.3.2 模拟车速与飞轮转速的关系

根据式(4)和式(5),飞轮转速与模拟车速之间的关系为:

$$v = \frac{r_{\text{drum}}}{I} \omega \quad (11)$$

式(11)中, r_{drum} 和 I 均为试验台固定结构参数,所以模拟车速与飞轮转速成正比,要得到较高的模拟车速,需将飞轮运行在更高的转速。

3.4 试验台结构对飞轮最高转速的影响

飞轮转动时存在动平衡问题,设计试验台参数时需考虑飞轮的最高转速。根据式(11),试验台的结构参数 I 和 r_{drum} 会影响飞轮转速,其中飞轮转速与减速比成正比、与滚筒半径成反比,增大减速比和减小滚筒半径在减小飞轮转动惯量的同时,会带来飞轮转速升高的问题。

3.5 分立式飞轮能够线性叠加模拟汽车质量的理论证明

试验台需模拟不同质量的汽车,若针对不同车型定做飞轮会增大耗费,可采用飞轮叠加的方式模拟不同汽车质量。根据式(7),当已有飞轮惯量为 J_1 时,能模拟的汽车质量为:

$$m_1 = \frac{J_1}{(r_{\text{drum}}/I)^2} \quad (12)$$

另外一个飞轮的转动惯量为 J_2 时,其单独工作能模拟的质量为:

$$m_2 = \frac{J_2}{(r_{\text{drum}}/I)^2} \quad (13)$$

当两个飞轮同轴安装时,其具有的转动惯量为 $J_1 + J_2$ 。根据式(7),具有 $J_1 + J_2$ 转动惯量的飞轮组所能模拟的汽车总质量为两个飞轮各自模拟质量的叠加,即:

$$m_t = \frac{J_1 + J_2}{(r_{\text{drum}}/I)^2} = \frac{J_1}{(r_{\text{drum}}/I)^2} + \frac{J_2}{(r_{\text{drum}}/I)^2} = m_1 + m_2 \quad (14)$$

同理,当多个飞轮进行同轴安装时,其具有的飞轮转动惯量为 $J_1 + J_2 + \dots + J_i$,每个飞轮对应的模拟质量分别为 m_1, m_2, \dots, m_i ,则所能模拟的总质量为 $m_1 + m_2 + \dots + m_i$ 。同轴安装时,飞轮所能模拟的质量可线性叠加。

4 实例计算

设车辆质量为 1 500 kg, 试验台的最高模拟速度为 100 km/h。考虑到实验室环境, 飞轮半径 R_{fly} 取 0.25~0.6 m。

表 1 不同滚筒半径和转速比时的实例计算

方案编号	滚筒半径/m	减速器传动比	飞轮转动惯量/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	模拟 100 km/h 时飞轮转速/($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	飞轮尺寸		飞轮质量/ kg
					直径/m	宽度/cm	
方案一	0.70	1	735.0	379	1.0	81.0	1 793
方案二	0.70	2	183.8	758	1.0	20.3	448
方案三	0.35	1	183.8	758	1.0	20.3	448
方案四	0.35	2	45.9	1 516	1.0	5.1	112
方案五	0.35	2	45.9	1 516	0.7	16.9	248

车, 选用方案四即通过采用较小的滚筒半径, 并设置飞轮和滚筒之间的转速比为 2, 可将飞轮质量降低到 112 kg, 该质量在实验室可接受, 此时飞轮直径为 1 m, 飞轮宽度只有 5.1 cm。若选用方案五, 将飞轮直径减小为 0.7 m, 则飞轮质量比方案四增加 1 倍多, 达 248 kg, 此时飞轮厚度为 16.9 cm。方案五虽然质量增加较多, 但由于可采用多个飞轮叠加的方式达到所需惯量, 同时飞轮尺寸减小, 动平衡问题更易解决, 所以该方案也可接受。在制作单轮制动试验台时, 所模拟的汽车质量为整车质量的 1/4 左右, 飞轮质量和厚度也减小为表 1 中所列值的 1/4, 采用方案五时, 分别为 62 kg 和 4.2 cm, 该尺寸的飞轮在实验室可接受。因此, 可采用方案五中的结构尺寸设计单轮制动惯性试验台。

5 结论

(1) 在滚筒和飞轮之间增加减速器, 可有效减小飞轮质量及尺寸, 但会造成飞轮转速提高。

(2) 在飞轮转动惯量模拟系统中, 飞轮转动惯量选择不受车速的影响。

(3) 模拟汽车平动惯量所需飞轮转动惯量与汽车质量成正比, 不同汽车质量可通过叠加飞轮转动惯量的方式来获得。

(4) 车速越高, 飞轮转速越大, 在加工飞轮时需考虑飞轮的动平衡问题。

参考文献:

- [1] Hong D, Hwang I, Yoon P, et al. Development of a vehicle stability control system using brake-by-wire actuators[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement,

根据前述分析, 对飞轮转动惯量有影响的主要是滚筒半径和飞轮与滚筒间的传动比, 计算中将这此量设置为典型值。设计中关心的结果包括飞轮惯量、质量、尺寸及飞轮最高转速, 计算结果见表 1。

从表 1 可以看出: 模拟具有 1500 kg 质量的汽

- and Control, 2008, 130(1).
- [2] 刘建房, 李以农, 郭旭. 汽车 ABS 动态试验台的开发设计[J]. 重庆大学学报: 自然科学版, 2006(12).
- [3] 罗禹贡, 李深, 周磊. 电动汽车复合制动动态试验台的研发[J]. 汽车工程, 2012, 34(4).
- [4] 王守军. PHEV 再生制动试验台研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2009.
- [5] Gerard M, Pasillas-Lépine W, de Vries E, et al. Improvements to a five-phase ABS algorithm for experimental validation[J]. Vehicle System Dynamics, 2012, 50(10).
- [6] Gissinger G L, Menard C, Constans A. A mechatronic conception of a new intelligent braking system[J]. Control Engineering Practice, 2003, 11(2).
- [7] Wu M-C, Shih M-C. Simulated and experimental study of hydraulic anti-lock braking system using sliding-mode PWM control[J]. Mechatronics, 2003, 13(4).
- [8] 董铸荣, 梁松峰, 田超贺. 一种电动汽车轮毂电机再生制动试验台架的设计与实现[J]. 汽车技术, 2012(8).
- [9] 孙兵凡. ABS 动态性能试验台的研究[D]. 南京: 南京林业大学, 2008.
- [10] 赵国柱. 电动汽车再生制动若干关键问题研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2012.
- [11] 张翔, 商高高, 何仁, 等. 电储能式车辆再生制动模拟试验台设计方案[J]. 公路与汽运, 2007(2).
- [12] 李勇, 马腾腾, 陈峰磊, 等. 客车制动能量回收试验装置的研究[J]. 客车技术与研究, 2015(6).
- [13] 胡洋, 吴成加. 基于 Cruise 的整车制动能量回收策略的研究[J]. 客车技术与研究, 2016(1).
- [14] 王占礼, 张冰, 刘铁军, 等. 汽车传动系冲击耐久试验台惯量模拟系统设计[J]. 机械传动, 2014(6).

收稿日期: 2018-02-24