

# 高速列车车内压力波动模糊控制研究

熊文伟, 陈春俊, 方 超

(西南交通大学 机械工程学院, 成都 610031)

**摘要:** 高速列车在通过隧道或两车交会时, 列车表面会产生很大的气压波动, 此压力波动通过车体缝隙和换气风机、风道传入车内, 引起车内空气压力较大波动, 造成乘客耳鸣、耳痛等症状, 影响乘坐舒适性; 为了抑制高速列车车内压力波动, 根据某型高速列车换气风机特性曲线与车体等效泄露关系, 建立了换气风机频率可变的车内外空气压力传递数学模型; 采用模糊控制策略, 以车内压力、车内压力变化率为控制输入, 对高速列车换气系统中的新风风机、废排风机运行频率进行调节; 仿真结果表明: 该控制方式能够提高现有换气系统对车内空气压力波动的抑制能力, 提高乘坐舒适性。

**关键词:** 高速列车; 换气系统; 变频风机; 模糊控制

## Study on Air Pressure Fluctuation Control of High-speed Train Based on Fuzzy Control

Xiong Wenwei, Chen Chunjun, Fang Chao

(School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

**Abstract:** When high-speed train passes through the tunnel or meets each other, the air pressure fluctuation will be generated on the train surface. This fluctuation passes through the body gap and ventilation fan, air duct into the train, which will impact the air fluctuation inside of the train, and symptom of tinnitus or earache may appear, which has an impact on the travelling comfort. In order to restrain the fluctuation of pressure in the high-speed train, according to the characteristic curve of ventilator fan and equivalent leak relations of car body, the transfer relationship between inside and outside is built. The interior pressure and the interior pressure change rate are taken as the control input. The fuzzy algorithm is used to adjust the frequency of the fresh air fan and exhaust fan. The simulation results show that: this control method can improve the inhibition ability of the existing ventilation system and the travelling comfort.

**Keywords:** high-speed train; ventilation system; frequency conversion fan; fuzzy control

## 0 引言

随着高速列车运行速度不断提高, 列车通过隧道或两车相会时, 列车表面会产生很大的气压波动。此压力波动通过车体缝隙和换气风机、风道传入车内, 引起车内压力波动, 从而造成乘客耳鸣、耳痛等症状, 影响乘坐舒适度。为了提高乘坐的舒适性, 减少人耳的不适, 需要抑制高速列车车内压力波动<sup>[1-6]</sup>。

目前车内压力保护装置主要有两种: 一种是压力保护阀; 另一种是高静压换气装置<sup>[7]</sup>。然而, 以上两种保护方式虽然都能在一定程度上抑制车内压力波动, 但各自都有不可忽略的缺陷。压力保护阀方式由于关闭进、排风道, 阻止新风量的进入, 控制时间不允许过长, 否则将会造成车内空气质量恶化, 不适用于如长隧道等工况; 高静压换气装置方式虽然能持续提供新风量, 但由于风机固定转速, 一方面会限制其对车内压力波动的抑制能力, 另一方面不能根据列车实际运行状态调节新风量, 可能导致新风量不足或新风量过剩, 造成车内空气质量恶化或能源浪费。因此, 在高静压换气装置基础上设计一种根据列车实际运行状态, 改变换气风机转速的控制方式比较合理。

本文根据某型高速列车换气风机曲线与车体等效泄露关系, 建立了换气风机频率可变的车内外空气压力传递数学模型。考虑到传递模型非线性等特点, 将模糊控制<sup>[8-9]</sup>引入到风

机频率控制中, 对高速列车通过隧道时所产生的车内压力波动进行控制仿真研究。

## 1 建立车内外气压传递模型

高速列车车内外气压传递主要通过两方面进行: 车体泄露和换气系统的空气交换<sup>[10]</sup>。因此建立车内外气压传递模型主要从这两方面进行研究。

### 1.1 泄露空气质量流量方程

泄露空气质量流量方程<sup>[11]</sup>:

$$\begin{cases} Q_m^r = A v p = A \sqrt{\frac{2000 M (P_o(t)^2 - P_o(t) P_i(t))}{RT}} \\ (P_o(t) \geq P_i(t)) \\ Q_m^r = -A v p = -A \sqrt{\frac{2000 M (P_i(t)^2 - P_o(t) P_i(t))}{RT}} \\ (P_o(t) < P_i(t)) \end{cases} \quad (1)$$

式中,  $Q_m^r$  为泄露空气质量流量,  $\text{g} \cdot \text{s}^{-1}$ ;  $A$  为等效泄露面积,  $A \leq 3.366 \text{ cm}^2$ ;  $M$  为气体摩尔质量,  $\text{g} \cdot \text{mol}^{-1}$ ;  $R$  为摩尔气体常数;  $T$  为空气温度,  $\text{K}$ ;  $P_o(t)$  为车内压力,  $\text{Pa}$ ;  $P_i(t)$  为车外压力,  $\text{Pa}$ 。

### 1.2 新风机、废排风机空气质量流量方程

对某型高速列车实际测得新风机特性曲线进行二次得到拟合曲线为:

$$P_1 = -0.0015 Q_1^2 + 2.7 Q_1 + 2700 \quad (2)$$

式中,  $P_1$  为新风机静压,  $\text{Pa}$ ;  $Q_1$  为新风机的体积流量,  $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 。

对同一车型高速列车实际测得废排风机特性曲线进行二次得到拟合曲线为:

$$P_2 = -0.0015 Q_2^2 + 2.1 Q_2 + 2100 \quad (3)$$

收稿日期: 2014-05-05; 修回日期: 2014-06-10。

基金项目: 国家自然科学基金(61134002; 51375403)。

作者简介: 熊文伟(1988-), 男, 湖南张家界人, 硕士研究生, 主要从事测控技术方向的研究。

式中,  $P_2$  为废排风机静压, Pa;  $Q_2$  为废排风机的体积流量,  $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 。

实际测得与拟合风机特性曲线如图 1 所示。

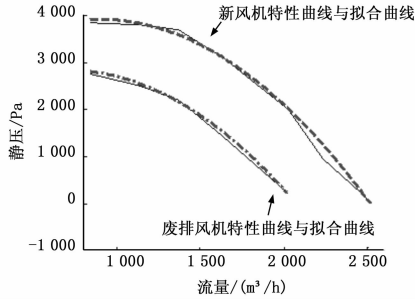


图 1 风机特性曲线与拟合曲线

由风机相似定理可知, 当风机转速改变时, 风机特性曲线平行上下移动。若新风机转速由额定转速  $n_0$  改变到  $n_1$ , 则 (2) 式变为:

$$P_1 = -0.0015Q_1^2 + 2.7Q_1 + 2700C \quad (4)$$

式中,  $C = (n_1/n_0)^2$ , 为调速比。

而风机频率与转速之间的关系为:

$$n = 60f/p \quad (5)$$

式中,  $n$  为风机转速, rad;  $f$  为风机频率, Hz;  $p$  为电机极对数。

由于电机极对数  $p$  为常数, 则 (5) 式中风机频率  $f$  与风机转速  $n$  成正比, 可以得出 (4) 式中的调速比  $C = (f/f_0)^2$  ( $f_0$  为额定频率,  $f$  为风机改变后的频率), 即当频率改变时, 风机特性曲线会相应进行平移。

如图 2 所示, 风机频率改变后, 特性曲线将相应得平移。

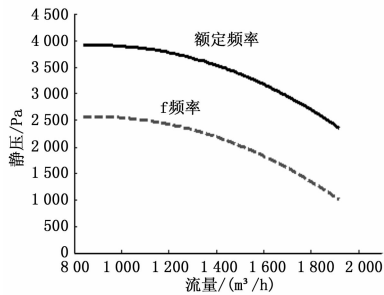


图 2 风机特性曲线平移曲线

通风管道特性曲线方程<sup>[12]</sup>:

$$H = (P_o(t) - P_i(t)) + SQ^2 \quad (6)$$

式中,  $H$  为风机压头, Pa;  $S$  为进气管阻抗系数,  $\text{kg}/\text{m}^7$ 。

当管路及阀门的开度不发生改变时,  $S$  为常数<sup>[13]</sup>。当车内外无压力差时, 即  $P_o(t) = P_i(t)$ , 风机的额定频率为 60 Hz, 相对应的流量为  $1440 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  式中, 压头为  $3478 \text{ Pa}$ , 由 (6) 式可得  $S = 0.0017$ 。

而当车内外有压差时, 且新风机的频率由于为了抑制车内压力波动而发生改变时, 那么新风机的工作点将是通风管道特性曲线与平移后风机特性曲线的相交点, 则有:

$$(P_o(t) - P_i(t)) + 0.0017Q_{ci}^2 = -0.0015Q_{ci}^2 + 2.7Q_{ci} + 2700C_1 \quad (7)$$

式中,  $Q_{ci}$  为新风机的体积流量,  $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ,  $C_1 = (f_1/60)^2$  为新风机的调速比。

假设车内空气为理想气体, 由理想气体状态方程可得密度

与车内气体的关系:

$$\rho = \frac{MP_o(t)}{RT} \quad (8)$$

由 (7) 和 (8) 得新风机的质量流量:

$$Q_{mi} = \frac{MP_i(t)}{3600RT} (422 + 3\sqrt{18326 - 32(P_o(t) - P_i(t)) + 86400C_1}) \quad (9)$$

式中,  $Q_{mi}$  为新风机的质量流量, g/s;

同理, 利用废排风机拟合曲线方程与通风管道特性曲线方程可以得到废排风机的质量流量为:

$$Q_{mo} = \frac{MP_o(t)}{3600RT} (420 + 20\sqrt{441 - (P_i(t) - P_o(t)) + 2100C_2}) \quad (10)$$

式中,  $Q_{mo}$  为废排风机的质量流量, g/s;  $C_2 = (f_2/60)^2$  为废排风机的调速比。

### 1.3 模型建立

车外的空气通过新风机与泄露孔进入车内, 车内空气通过废排风机与泄露孔到车外, 则  $t$  时刻空气质量等于  $t-1$  时刻空气质量加上单位时间  $\Delta t$  内车内空气质量的变化量。采样率为  $1000 \text{ Hz}$ ,  $\Delta t = 0.001 \text{ s}$ , 则车内现有的空气质量为:

$$m(t) = m(t-1) + 0.001(Q_{mi} - Q_{mo} - Q_m^e) \quad (12)$$

式中,  $m(t)$  为当前车内空气质量,  $m(t-1)$  为上时刻的空气质量。

由空气理想状态方程可得:

$$m(t) = \frac{MV}{RT} P_o(t) \quad (13)$$

式中,  $V$  为车内空气体积,  $\text{m}^3$ 。

由式 (12)、(13) 得:

$$P_o(t) = P_o(t-1) + \frac{0.001RT}{MV} (Q_{mi} - Q_{mo} - Q_m^e) \quad (14)$$

取  $20^\circ\text{C}$  正常室温,  $T = 293.15 \text{ K}$ ,  $V = 140 \text{ m}^3$ ,  $M = 29 \text{ g} \cdot \text{mol}^{-1}$ ,  $R = 8.314 \text{ J} \cdot (\text{mol} \cdot \text{K})^{-1}$  代入式 (14), 则有:

$$P_o(t) = P_o(t-1) + 0.0017(Q_{mi} - Q_{mo} - Q_m^e) \quad (15)$$

由于受现有条件的限制, 整个模型建立过程中没有考虑到进风、出风管道的阻力。因此推导结果存在一定的偏差, 需要对单位  $\Delta t$  时间内车内空气质量的变化量进行误差修正。设误差系数为  $\lambda$ , 则有:

$$P_o(t) = P_o(t-1) + 0.0017\lambda(Q_{mi} - Q_{mo} - Q_m^e) \quad (16)$$

导入高速列车通过某隧道车外空气压力实测数据, 通过式 (16) 得到车内空气压力仿真数据, 并与实测的车内空气压力数据进行对比分析, 不断修正系数, 使得仿真结果与实测数据逐步接近, 最终求得修正系数  $\lambda = 0.45$ 。则有:

$$P_o(t) = P_o(t-1) + 0.00077(Q_{mi} - Q_{mo} - Q_m^e) \quad (17)$$

一般情况下, 车内压力的初始值会比车外高  $30 \text{ Pa}$ , 即  $P_o(0) = P_i(0) + 30$ 。因此只要已知某工况下车外气压  $P_o(t)$ , 结合新风机频率  $f_1(t)$ 、废排风机频率  $f_2(t)$ , 根据式 (17), 借助 MATLAB 就可以依次推算出整个工况下车内的空气压力  $P_o(t)$ 。

### 1.4 车内外气压传递模型验证

分别采用高速列车通过隧道的头车、尾车车外气压实测数据, 通过式 (17) 进行推算, 其中换气风机以额定频率持续运行, 得到车内仿真数据, 然后对比同种工况下实测车内空气压力数据, 结果如图 3、图 4 所示。从图中可以看出: 仿真车内

数据与实测车内数据基本一致。

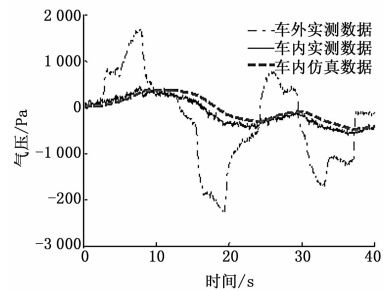


图 3 头车通过隧道车内外实测与车内仿真数据

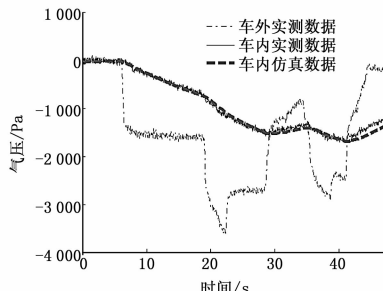


图 4 尾车通过隧道车内外实测与车内仿真数据

2 模糊控制算法设计

本文换气风机变频控制的基本原理是对从系统传递模型提取的车内空气压力数据进行分析,通过实施模糊控制策略,调节新风机和废排风机的运行频率,实现闭环反馈控制,以达到对车内空气压力波动的抑制。具体控制策略如下:

设控制周期为  $T_c$ , 利用系统传递模型提取出当前周期  $T_c(k)$  内前 50 个车内压力数据点的均值  $P_o(k)$ , 与给定车内空气压力  $P_o(s)$  作比较,同时结合上一周期  $T_c(k-1)$  情况,对当前控制周期剩余时刻的新风机、废排风机的运行频率进行调节。

$$e(k) = P_o(k) - P_o(s) \tag{17}$$

$$v(k) = (e(k) - e(k-1))/T_c \tag{18}$$

$$f_1(k) = f_1(k-1) + \Delta f(k) \tag{19}$$

$$f_2(k) = f_2(k-1) - \Delta f(k) \tag{20}$$

式中,  $e(k)$  为当前周期车内压力偏差,  $e(k-1)$  为上个周期车内压力偏差,  $v(k)$  为当前周期偏差的变化率,  $\Delta f(k)$  为当前周期新风机、废排风机频率调节量。

本文模糊控制器设计见图 5, 以偏差  $e$ 、变化率  $v$  作为控制器的输入, 通过模糊化得到模糊量  $E$ 、 $V$ , 通过模糊运算推理得到模糊控制量  $U$ , 通过反模糊化得到新风机、废排风机的调节频率  $\Delta f(k)$ 。

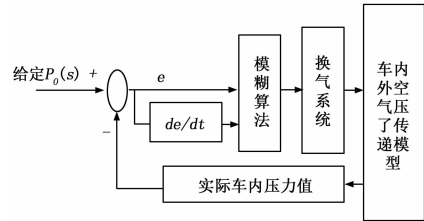


图 5 模糊控制器

$E$  的模糊集  $\{NB \quad NM \quad NS \quad ZO \quad PS \quad PM \quad PB\}$  ;  
 $V$  的模糊集  $\{NB \quad NM \quad NS \quad ZO \quad PS \quad PM \quad PB\}$  ;

$U$  的模糊集  $\{NB \quad NM \quad NS \quad ZO \quad PS \quad PM \quad PB\}$  ;  
 $E$  的论域为  $[-2\,000, 2\,000]$ ,  $V$  的论域为  $[-500, 500]$ ,  $U$  的论域为  $[-30, 30]$ 。本文隶属度函数采用三角函数, 推理算法采用 Mamdani, 反模糊化采用最大隶属度法。

表 1 模糊控制规则表

		E						
		NB	NM	NS	Z0	PS	PM	PB
V	NB	PB	PB	PB	PM	PM	PM	PM
	NM	PB	PB	PM	PM	PM	PS	PS
	NS	PB	PM	PS	PS	PS	PS	Z0
	Z0	PM	PS	PS	Z0	Z0	NS	NM
	PS	Z0	Z0	Z0	NS	NS	NM	NB
	PM	NS	NS	NS	NM	NM	NB	NB
	PB	NM	NM	NM	NB	NB	NB	NB

3 仿真结果分析

本文假设高速列车换气装置是由两台变频器分别控制新风机、废排风机进行动车组客室的进、排气。仿真时忽略换气风机频率调节所需要的时间,控制周期  $T_c = 2\text{ s}$ , 同时结合实际情况,列车换气风机频率变化有一个范围,即在仿真时设置换气风机频率的最大值  $f_{\max} = 70\text{ Hz}$  与最小值  $f_{\min} = 0.5\text{ Hz}$ , 换气风机的频率在两者之间进行不断变化。

通过 MATLAB 对高速列车高速通过隧道的头车和尾车实测车外空气压力数据进行控制仿真,结果如图 6、图 7 所示,性能参数如表 2 所示。从图 6、图 7 中可以看出变频控制方式下的车内波动幅值明显小于现有控制方式。表 2 可以得到头车车内压力波动幅值由 790 Pa 下降到 278 Pa, 改善了 65%, 3 s 最大变化率由 288 Pa/3 s 下降到 163 Pa/3s, 改善了 43%; 尾车车内压力波动幅值由 1663 Pa 下降到 860 Pa, 改善了 48%, 3 s 最大变化率由 315 Pa/3 s 下降到 247 Pa/3 s, 改善了 26%。因此变频控制能够提高现有换气系统对车内压力波动抑制能力, 提高乘坐舒适性。

表 2 车内压力波动性能参数

控制方式	车内压力			
	3 s 最大变化率(Pa/3 s)		波动幅值(Pa)	
	头车	尾车	头车	尾车
不做控制	288	315	790	1663
变频控制	163	247	278	860
改善率/%	43	26	65	48

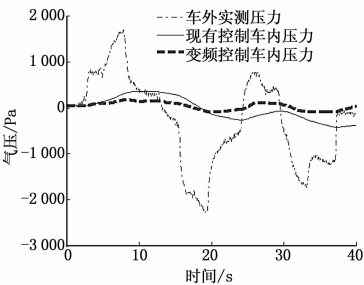


图 6 头车通过隧道控制与不控制车内压力仿真对比

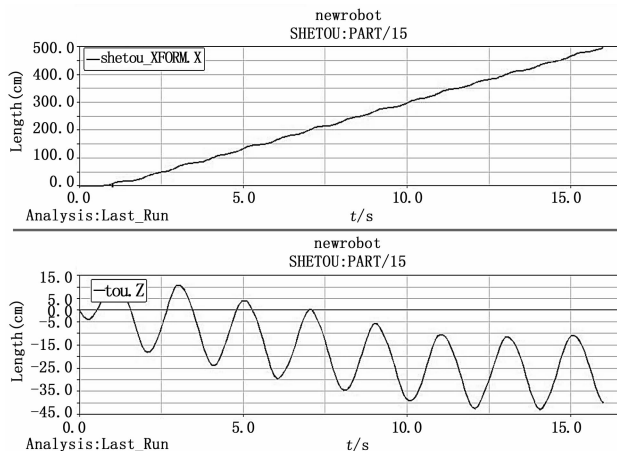


图 7  $\lambda=2$  仿真结果

动速度较快,但是运动轨迹的调整效果也变差。

## 6 结论

本文对蛇形机器人在机械结构约束下,对运动控制参数进行分析,确定六连杆拟合下的控制参数取值范围;建立 *Adams* 下蜿蜒运动模型,仿真不同幅值参数取值时的运动;通过对仿真结果的分析,首先确定了幅值控制参数  $\alpha$  与蛇形机器人弯曲度的关系,  $\alpha$  越大弯曲度越大;其次明确了幅值  $\alpha$  与运动速度的关系,  $\alpha$  越大  $v$  越大;之后确定了幅值  $\alpha$  与运动轨迹误差  $e$  之间的关系,  $\alpha$  越大  $e$  越大,同时得到轨迹偏移  $e$  与运动

速度  $v$  成正比;最后给出幅值控制参数调整的方法,并且分析调整参数  $\lambda$  对蜿蜒运动控制效果的影响,  $\lambda$  越大,  $\Delta\alpha$  作用的时间越短,对运动速度  $v$  的影响越小,同时对运动轨迹误差  $e$  的调整效果越差。

## 参考文献:

- [1] 李 斌. 蛇形机器人的研究及在灾难救援中的应用 [J]. 机器人技术与应用, 2003, 24 (3): 22-26.
- [2] Hirose S Biologically Inspired Robots: Snake-like Locomotors and Manipulators [M]. Oxford: Oxford University Press, 1993.
- [3] Ma S. Analysis of snake movement forms for realization of snake-like robots [A]. Robotics and Automation, 1999. Proceedings. 1999 IEEE International Conference on [C]. IEEE, 1999, 4: 3007-3013.
- [4] Eugen Meister. Adaptive locomotion of multibody snake-like robot [J/OL]. <http://arxiv.org/abs/1108.6175>, 2011.
- [5] 孙 洪, 马培荪, 王光荣. 蛇形机器人一种基于 serpenoid 曲线的蠕动步态 [J]. 机械设计与研究, 2008, 24 (1): 39-42.
- [6] 蔡建美, 于瑞红, 李艳琴. 机器蛇的行波运动控制分析与研究 [J]. 计算机测量与控制, 2013, 21 (1): 106-107.
- [7] 左志坚, 李 斌, 马书根, 等. 蛇形机器人水下蜿蜒运动的仿真研究 [A]. 第六届全国信息获取与处理学术会议论文集 (1) [C]. 2008.
- [8] 庞 博, 邓宏彬. 基于 Recurdyn 的蛇形机器人的蜿蜒运动仿真 [J]. 河北工程大学学报, 2013, 30 (1): 96-98.
- [9] 叶长龙, 马书根, 李 斌, 等. 蛇形机器人的转弯和侧移运动研究 [J]. 机械工程学报, 2004, 40 (10): 119-123.

(上接第 2783 页)

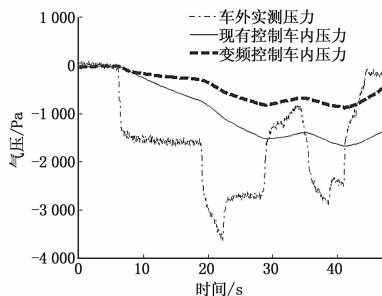


图 7 尾车通过隧道控制与不控制车内压力仿真对比

## 4 结论

- 1) 本文根据某型高速列车换气风机特性曲线与车体等效泄露关系,建立了换气风机频率可变的车内外气压传递模型;
- 2) 本文所研究的高速列车变频控制不仅能更好的抑制车内空气压力波动,同时可以根据列车实际运行状态,不断提供合理的新风量,如当列车低速运行时,车外空气可以通过车体缝隙或其他间隙进入车内,这时不要换气风机提供高速新风量,可以适当降低新风机转速,节约能源。

## 参考文献:

- [1] Raghunathan R S, Kim H D, Setoguchi T. Aerodynamics of high-speed train [J]. Progress in aerospace sciences, 2002, 38: 469

- 514.
- [2] Fujii K, Ogawa T. Aerodynamics of high speed trains passing by each other [J]. Computer & Fluids, 1995, 24 (8): 469-514.
- [3] Ahmen S R, Gawthorpe R G, Mavchrodt P A. Aerodynamics of road and rail vehicles [J]. Vehicle System Dynamics, 1985, 14: 319-392.
- [4] 余南阳. 时速 160 km, 200 km 列车通过隧道时产生的压力波动 [J]. 铁道建筑, 2003, (12): 29-30.
- [5] 张兴娟, 袁修干, 王长和, 等. 高速列车车厢新型压力控制技术的实验分析 [J]. 北京航空航天大学学报, 1999, 25 (4): 451-453.
- [6] 亢文祥, 陈春棉, 熊小慧. CRH2 动车组新风换气装置对车内压力波动影响试验研究 [J]. 铁道科学与工程学报, 2011, (5): 84-89.
- [7] 李树典. CRH2 型 200 km/h 动车组车内压力波动控制研究 [J]. 机车电传动, 2009, (2): 6-7.
- [8] 马永娟, 陈小强, 侯 涛. 基于模糊预测控制的高速列车速度控制研究 [J]. 计算机测量与控制, 2013, 21 (1): 96-99.
- [9] 阮晓刚, 程怀玉, 于乃功, 等. 一级直线倒立摆匀速行走的模糊控制研究与实现 [J]. 计算机测量与控制, 2009, 17 (1): 56-59.
- [10] 苏晓峰, 程建峰, 韩增盛. 高速列车气密性研究综述 [J]. 铁道车辆, 2004, 42 (5): 16-20.
- [11] 陈春俊, 聂锡城, 唐 猛. 车外空气压力作用下的 CRH2 型动车组车内空气压力传递函数模型 [J]. 中国铁道科学, 2013 (7): 84-88.
- [12] 续魁昌. 风机手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.
- [13] 蔡增基, 龙天渝. 流体力学泵与风机 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1999.