

氢燃料电池客车车架多工况疲劳可靠性分析

黄妮,冯燕,戴作强,张志超,杜光超
(青岛大学 机电工程学院,山东 青岛 266071)

摘要:以氢燃料电池客车车架为研究对象,首先应用 HyperWorks 建立 12 m 氢燃料电池客车车架的有限元模型,对车架的满载弯曲工况、扭转工况和急转弯工况进行静强度分析。然后根据车架静强度分析结果,利用 nCode Design-Life 建立车架疲劳分析五框图,定义载荷谱和材料疲劳特性参数。最后采用 S-N 静态疲劳设计方法对车架进行多工况疲劳可靠性分析。结果表明,在这 3 种工况下车架的疲劳可靠性均满足安全要求。

关键词:氢燃料电池客车车架;HyperWorks;nCode Design-Life;疲劳可靠性分析;有限元
中图分类号:U463.32 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2019)05-0017-05

Analysis of Fatigue Reliability of Hydrogen Fuel Cell Bus Frame under Multiple Working Conditions

HUANG Ni, FENG Yan, DAI Zuoqiang, ZHANG Zhichao, DU Guangchao
(School of Electromechanic Engineering, Qingdao University, Qingdao 266071, China)

Abstract: This paper takes the hydrogen fuel cell bus frame as object of study, then, establishes the finite element model of the 12 meter hydrogen fuel cell bus frame by HyperWorks, and analyzes its static strength under the full load bending working condition, torsional working condition and abrupt-turning working condition. According to the results of the analysis, five block diagrams of the fatigue analysis are established by nCode Design-Life, and the load spectrum and material fatigue characteristic parameters are defined. And then, the fatigue reliability of the frame under multiple working conditions is analyzed by using the S-N static fatigue design method. The results show that the fatigue reliability only under these three working conditions meets the safety requirements.

Keywords: hydrogen fuel cell bus frame; HyperWorks; nCode Design-Life; fatigue reliability analysis; FEM

0 引言

在石油资源枯竭和环境污染的双重压力下,国内各研究中心、主流汽车厂正大力发展氢燃料电池汽车技术^[1]。氢燃料电池客车在传统车型基础上增加了车载高压气瓶、DC/DC 模块、电池包、电堆模块、空气供给模块等装置,且氢燃料电池客车车架也在传统车架基础上增加了用于支承这些模块的支架,因此为了承受整车载荷和部件冲击,必须保证车架的疲劳可靠性。

近年来,国内外学者对汽车疲劳可靠性进行了大量研究,赵世宜^[2]利用实际路面载荷谱,分析白车身的疲劳寿命,并对对比试验测试结果,验证仿真分析的可靠性。朱才朝等^[3]利用 Msc. Fatigue 对某型摩托车车架进行疲劳可靠性分析。阳清泉等^[4]利用 Msc. Fatigue 根据车架材料 S-N 曲线,以 C 级路面谱做为载荷谱输入,对某型矿用自卸车车架进行疲劳可靠性分析。Wang H 等^[5]运用 ADAMS 搭建某车辆悬架系统的虚拟样机模型,并结合材料特性曲线对其进行疲劳寿命的研究。Lysikov N 等^[6]对某轨道车辆进行动态仿真,获取结构的载荷时间历程,并结合有限元分析结果,对其进行了疲劳寿命预测。Jun H

等^[7]对动车组车体底架进行有限元分析,并利用物理测试得到的裂纹扩展率和临界裂纹尺寸,对底架进行疲劳裂纹评估。

本文利用 HyperWorks 对氢燃料电池客车车架进行了静强度分析,得到车架变形云图与应力云图。根据静强度分析结果,利用 nCode Design-Life 对车架进行满载弯曲工况、扭转工况和急转弯工况下的疲劳可靠性分析,得到车架寿命云图与损伤云图,该研究为今后车架的优化奠定了基础。

1 氢燃料电池客车车架有限元模型

首先,在 SolidWorks 中建立客车车架三维模型,模型总长 11 730 mm,总宽 2 437 mm,总高 919 mm。然后导出 stp 格式模型,在 SpaceClaim 中对车架抽取中面并进行简化处理。最后将模型导入 HyperWorks 中,对各零部件进行偏移、延伸处理,建立正确的传力模型。

为了保证计算精度,选择基准网格单元尺寸为 10 mm,网格数目为 502 384,节点数目为 493 843。本车采用 ECAS 电控空气弹簧悬架,在对空气悬架客车进行有限元分析时,可以不考虑空气弹簧的非线性特征,而采用刚

基金项目:国家科技支撑计划(80114020168)

作者简介:黄妮(1994—),女,湖南常德人,硕士研究生,研究方向为氢燃料电池客车。

性支撑代替弹性支撑^[8],因此本车架采用 RBE2 单元在支承点附近建立刚性区域。

利用 edges、duplicates、qualityindex 等命令处理、优化网格,选择壳单元属性为 Pshell,并为车架各零部件赋予不同的厚度及材料。车架有限元模型如图 1,车架材料为 Q345 钢,材料属性如表 1^[9]。

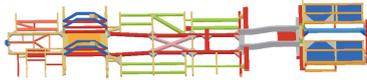


图 1 客车车架有限元模型

表 1 Q345 材料参数

材料名称	弹性模量/ ($N \cdot m^{-2}$)	泊松比	屈服极限/ MPa	密度/ ($kg \cdot m^{-3}$)
Q345	2.1e11	0.3	345	7 850

2 氢燃料电池客车车架静强度分析

利用 nCode Design-Life 进行疲劳分析时,需要建立五框图,并在五框图中输入有限元分析结果。本文主要研究氢燃料电池客车车架的静态疲劳特性,且车架是汽车的关键承载部件,其强度直接影响整车的使用性能,故首先利用 HyperWorks 的 Optistruct 模块对客车车架进行静强度分析。

满载弯曲工况是车架有限元分析的最基本工况,扭转工况与急转弯工况是车架行驶时的危险工况,故对这 3 种工况进行有限元数据采集。

2.1 氢燃料电池客车车架有限元载荷

客车可以承载的总人数为 63 人(60 kg/人),车载高压气瓶总质量为 700 kg,客车整备质量为 11 500 kg,视为均布载荷施加于整个车架。电动机质量 980 kg,视为集中力。4 块电池包总质量为 700 kg,视为均布载荷。电堆模块质量为 256 kg,空气供给模块质量为 61 kg,冷却系统模块为 44 kg,电堆散热器为 60 kg,电气散热器为 15 kg,DC/DC 质量为 60 kg,DCL 质量为 20 kg,视为集中力。载荷施加位置如图 2。

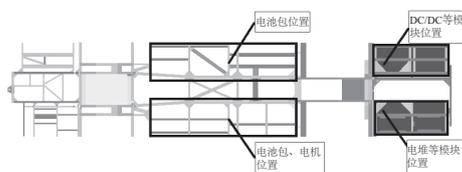


图 2 客车车架载荷施加位置

2.2 氢燃料电池客车车架有限元边界条件

客车在进行静强度分析时,需要确定不同工况下的边界条件。

客车在满载弯曲工况下,对每个车轮轮心 x, y, z 3 个

方向的平动自由度进行约束,同时释放每个车轮轮心的 3 个转动自由度。

客车在扭转工况下,释放左后轮轮心的所有自由度,约束其他三轮轮心的 3 个平动自由度,同时释放其他三轮轮心的 3 个转动自由度。

客车在急转弯工况下,会产生侧向载荷,故在车架纵向施加 0.5g 减速度,在横向施加 0.5g 离心加速度^[10],对左侧车轮轮心 x, y, z 3 个方向平动自由度进行约束,同时释放左侧车轮轮心 3 个转动自由度,对右侧车轮轮心 y, z 2 个方向平动自由度进行约束,同时释放右侧车轮轮心 x 方向平动自由度和 3 个转动自由度。

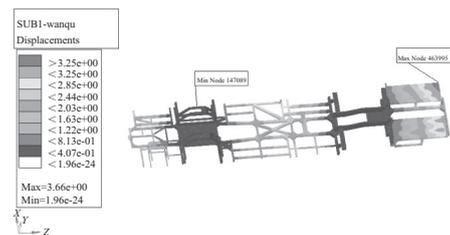
各工况边界条件总结如表 2。

表 2 各工况边界条件

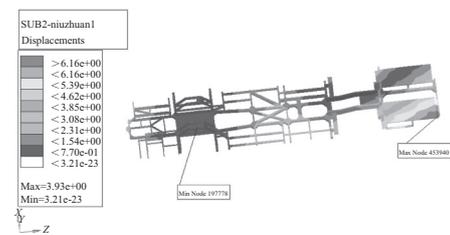
工况	左前轮	右前轮	左后轮	右后轮
弯曲	UX、UY、UZ	UX、UY、UZ	UX、UY、UZ	UX、UY、UZ
扭转	UX、UY、UZ	UX、UY、UZ	悬空	UX、UY、UZ
急转弯	UX、UY、UZ	UY、UZ	UX、UY、UZ	UY、UZ

2.3 氢燃料电池客车车架有限元分析结果

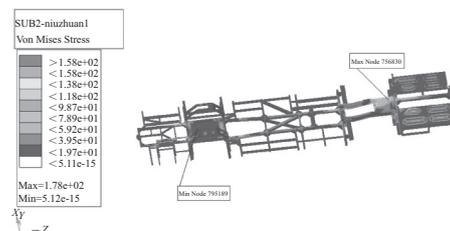
3 种工况分析结果如图 3a)~图 3c)。



a) 满载弯曲工况变形云图与应力云图



b) 扭转工况变形云图与应力云图



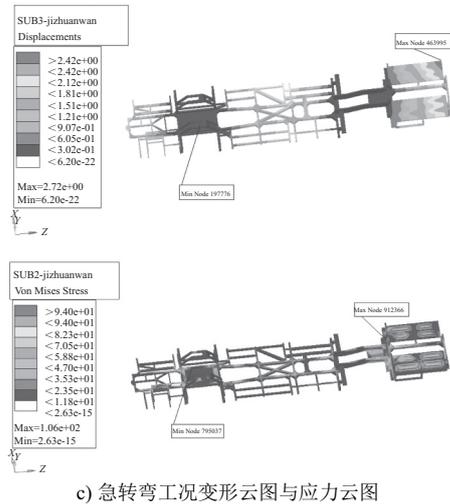


图3 各工况变形云图与应力云图

如图3所示,满载弯曲工况最大应力为134 MPa,最大应力位置位于DC/DC模块支架与右后轮架连接位置,最大变形为3.66 mm,最大变形位置位于后段DC/DC模块支架右后方位置。扭转工况最大应力为178 MPa,最大应力位置位于右后轮架与DC/DC模块支架连接位置,最大变形为6.93 mm,最大变形位置位于后段电堆模块支架左后方位置。急转弯工况最大应力为106 MPa,最大应力位置位于DC/DC模块支架与右后轮架连接位置,最大变形为2.72 mm,最大变形位置位于后段DC/DC模块支架右后方位置。综合分析3种工况,最大应力值均低于材料屈服极限345 MPa,最大变形均小于相应长度客车车架静态工况的允许变形量10 mm^[11],车架强度与刚度均满足要求。

3 氢燃料电池客车车架多工况疲劳可靠性分析

利用nCode Design-Life对车架进行疲劳可靠性分析时,需要建立疲劳分析五框图^[12],包括输入有限元模型、定义载荷谱、定义材料疲劳特性参数、选择疲劳破坏类型和疲劳设计方法、显示疲劳分析结果。

3.1 定义载荷谱

载荷谱定义了汽车的使用环境,对疲劳分析结果影响重大^[13]。疲劳分析中的载荷谱分为时间序列载荷谱、时间步载荷谱、恒定幅值载荷谱、振动载荷谱、混合载荷谱等^[14]。由于实验条件有限,故采用峰谷值法对载荷谱进行简化,假设该车架的载荷输入为时间序列载荷,如图4所示,通道Ch1为弯曲工况时间序列载荷,通道Ch2为扭转工况时间序列载荷,通道Ch3为急转弯工况时间序列载荷,且客车在30 s内出现峰值力的次数为9次,弯曲工况动载系数为2^[15],扭转工况与急转弯工况动载系数为1.3^[16]。

3.2 定义材料疲劳特性参数

材料的疲劳特性参数直接影响车架疲劳寿命分析结

果,因此,输入准确的材料疲劳特性参数非常重要^[17]。车架的主要材料为Q345,弹性模量为 $2.1e11 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$,泊松比为0.3,抗拉强度为490~675 MPa,屈服极限为345 MPa,应力比为-1,可以得到该材料的S-N曲线如图5所示。图5采用双对数坐标系,且选用Goodman法对车架进行平均应力修正。

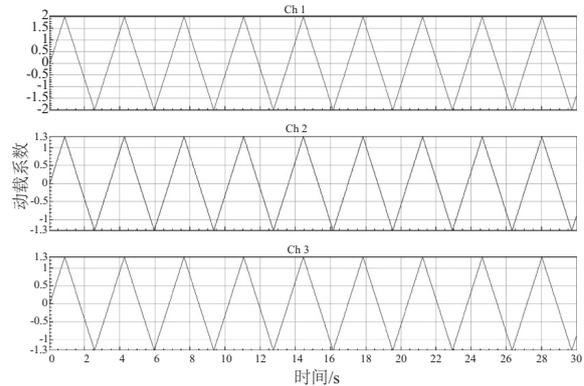


图4 车架时间序列载荷

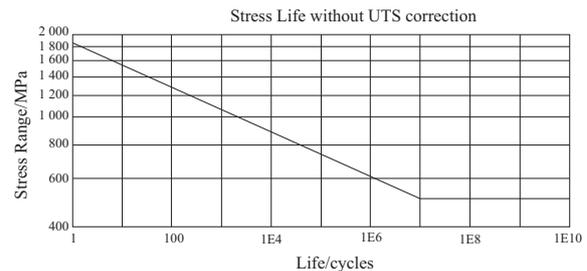


图5 Q345的S-N曲线

3.3 选择疲劳设计方法

疲劳寿命是指结构在循环载荷作用下,发生疲劳失效时所经受的应力循环次数^[18]。疲劳分析方法主要有名义应力法、局部应力应变法、损伤容限法^[19],由于车架属于高周疲劳破坏类型^[20],故采用名义应力法(S-N法)对其进行全寿命疲劳分析。由于本文所用时间序列载荷频率,远小于车架第一阶固有频率5.46 Hz,因此可以采用静态疲劳分析方法,对车架进行疲劳可靠性分析。

如图6所示,在nCode Design-Life中,建立车架疲劳分析五框图。首先在FE Input中导入车架各工况静强度分析结果,然后在TS Input中导入车架各工况时间序列载荷谱,最后在SN Analysis中设置材料与载荷信息。

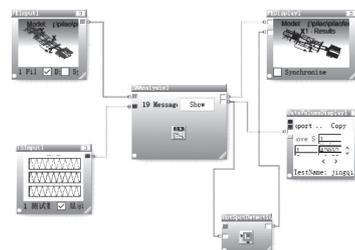
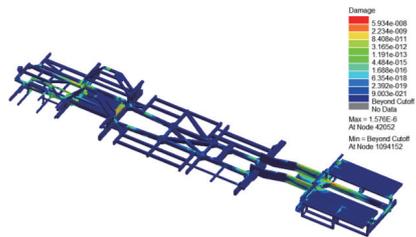


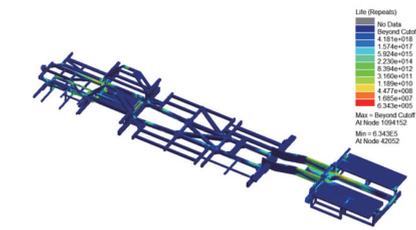
图6 车架疲劳分析五框图

3.4 疲劳可靠性分析

在 nCode Design-Life 中运行程序,计算引擎自动利用 Miner 法则对车架疲劳损伤进行累积,得到车架各工况寿命云图和损伤云图如图 7a)-图 7c)。



a) 弯曲工况损伤云图与寿命云图



b) 扭转工况损伤云图与寿命云图



c) 急转弯工况损伤云图与寿命云图

图 7 车架各工况损伤云图与寿命云图

由图 7 可知,满载弯曲工况,疲劳损伤严重区域为前后轮架与前、后段车架连接位置,最大损伤为 1.576×10^{-6} ,最小疲劳寿命循环次数为 6.343×10^5 次。扭转工况,疲劳损伤严重区域为中段车架中心位置以及右后轮架与后段车架连接位置,最大损伤为 1.986×10^{-6} ,最小疲劳寿命循环次数为 5.034×10^5 次。急转弯工况,疲劳损伤严重区域为中段车架与前、后轮架连接位置,最大损伤为 1.417×10^{-6} ,最小疲劳寿命循环次数为 7.056×10^5 次。综合以上分析可知,3 种工况疲劳寿命均满足安全疲劳寿命标准 (10^5 次),且车架最小疲劳寿命出现在扭转工况下,与静强度分析最大应力所在工况一致。

4 结语

1) 利用 HyperWorks 对氢燃料电池客车车架进行静强度分析,结果表明扭转工况为最危险工况,车架结构最大应力为 178 MPa,最大位移为 6.93 mm,符合强度与刚度要求。

2) 将静强度分析结果导入 nCode Design-Life 中,对车架进行多工况疲劳可靠性分析,结果表明扭转工况疲劳寿命最小,最小疲劳寿命循环次数为 5.034×10^5 次,满足安全疲劳寿命标准 (10^5 次),且疲劳损伤严重区域为中段车架中心位置以及右后轮架与后段车架连接位置。

3) 本文利用 nCode Design-Life 与 HyperWorks 进行联合仿真,为氢燃料电池客车车架疲劳寿命分析提供了解决思路,且该研究为车架的进一步优化设计奠定了基础。但由于实验条件限制,本文采用峰值法对载荷谱进行了简化,若要使疲劳寿命结果更为准确,需要对路面环境有更为准确的模拟,接下来的工作将致力于这方面的研究。

参考文献:

- [1] 姚成,朱铭.全承载式客车车身结构设计[J].客车技术与研究,2008,30(2):13-16.
- [2] 赵世宜.基于 FEMFAT 的白车身疲劳分析[J].汽车实用技术,2014(4):84-86.
- [3] 朱才朝,张伟敏,乔莉,等.摩托车车架系统疲劳强度分析及寿命预估[J].汽车工程,2007,29(10):900-904.
- [4] 阳清泉,谷正气,米承继,等.SF33900 型矿用自卸车车架疲劳寿命分析[J].汽车工程,2012,34(11):1015-1019.
- [5] Wang Hongyan, Rui Qiang and He Xiaojun. The prediction technology study of fatigue life for key parts of a tracked vehicle's suspension system[J]. Frontiers of Mechanical Engineering in China, 2007, 2(1):68-71.
- [6] Lysikov N, Kovalev R, Mikheev G. Stress load and durability analysis of railway vehicles using multibody approach[J]. Transport Problems An International Scientific Journal, 2007, 2(3):49-56.
- [7] Jun H K, Jung H S, Lee D H, et al. Fatigue crack evaluation on the underframe of EMU carbody [J]. Foreign Rolling Stock, 2010, 2(1):893-900.
- [8] 赵伟.空气悬架大客车车身结构有限元分析[D].西安:长安大学,2007.
- [9] 成大先.机械设计手册[M].北京:化学工业出版社,2010.
- [10] 王卫东.轻型电动货车车架的有限元分析及优化[D].青岛:青岛大学,2014.

- [11] 郑鑫. 大客车车架结构的有限元分析及优化设计[D]. 大连:大连理工大学, 2004.
- [12] 王海光. 重型货车车架静态特性分析与优化设计[D]. 重庆:重庆交通大学, 2016.
- [13] 李成林, 宋莎莎, 韩振南. 基于 nCode Design-Life 的某车架疲劳可靠性分析[J]. 图学学报, 2014, 35(1):42-45.
- [14] 姚卫星. 结构疲劳寿命分析[M]. 北京:国防工业出版社, 2003.
- [15] 孙立君, 谭继锦, 蒋成武, 等. 多工况下客车车身骨架轻量化研究[J]. 汽车科技, 2010, (3):20-24.
- [16] 张润生, 侯炜. 车架刚度及强度的有限元分析[J]. 拖拉机与农用运输车, 2007, 34(4):29-30,33.
- [17] 周美施, 张铁柱, 尹怀仙, 等. 基于 nCode Design-Life 的电动客车车架疲劳寿命分析[J]. 青岛大学学报(工程技术版), 2015, 30(4):96-100.
- [18] 王雯. 紧急转弯对客车车架疲劳耐久性的影响研究[J]. 新技术新工艺, 2014(7):132-134.
- [19] 李宗玉. 装载机前车架的疲劳强度分析[D]. 淄博:山东理工大学, 2011.
- [20] 贺新峰. 基于等效静态载荷和响应面法的搅拌车副车架疲劳设计[D]. 长沙:湖南大学, 2012.

收稿日期:2018-07-18

(上接第7页)

5 结语

1) 在线性凸轮槽型线基础上提出了3种新的凸轮槽型线,建立了相应的型线方程,随着曲轴转动,线性型线对应的转套转角波动最小、样条型线最大。

2) 4种型线对应的最大气体体积分数均随工作转速升高单调递增,总体看来线性型线最好。

3) 4种型线对应的空化占比随转速增大而升高,同转速条件下线性凸轮槽型线对应空化占比最小。

4) 4种型线对应的容积效率随转速增加单调递减,开始比较平缓,速度较高时降低较快,总体看来线性型线对应的容积效率最高。

参考文献:

- [1] 潘森森,彭晓星. 空化机理[M]. 北京:国防工业出版社, 2013.
- [2] 张克危. 流体机械原理 上册[M]. 北京:机械工业出版社, 2000.
- [3] 张林夫,夏维洪. 空化与空蚀[M]. 南京:河海大学出版社, 1989.
- [4] 马富银,杨国平,吴伟蔚. 泵的空化现象研究进展[J]. 流体机械, 2011(4):30-34.
- [5] 王勇. 离心泵空化及其诱导振动噪声研究[D]. 镇江:江苏大学, 2011.
- [6] 王一名. 基于模型变换法设计的混流泵空化研究与评价[D]. 大连:大连理工大学, 2013.
- [7] 宋启策,赵伟国,杨军虎,等. 泵空化现象的研究综述[J]. 机械制造, 2014(9):1-5.
- [8] 翟江,赵勇刚,周华. 水压轴向柱塞泵内部空化流动数值模拟[J]. 农业机械学报, 2012(11):244-249,260.
- [9] 刘春节,吴小锋,干为民,等. 基于全空化模型的柱塞泵内空化流动数值模拟[J]. 中国机械工程, 2015(24):3341-3347.
- [10] 高殿荣,索晓宇,蔡倩玲,等. 水压柱塞泵关键结构参数对泵内空化的影响[J]. 中国机械工程, 2018(4):434-440.
- [11] 孙泽刚,肖世德,许明恒,等. 高速高压轴向柱塞泵缸体的气穴机理研究[J]. 机械科学与技术, 2015(1):18-22.
- [12] 築地徹浩,陈卓,陈晶晶. 轴向柱塞泵内部空化流的可视化分析[J]. 液压与气动, 2015(2):1-7.
- [13] 张延君,张洪信,赵清海,等. 转套式配流系统内部流场空化现象研究与分析[J]. 青岛大学学报(工程技术版), 2017(4):72-75.
- [14] 张洪信,程联军,张铁柱,等. 往复柱塞泵转套式配流系统的结构原理[J]. 流体机械, 2015, 43(8):48-51.
- [15] 徐威. 往复柱塞泵转套式配流系统性能仿真与结构优化研究[D]. 青岛:青岛大学, 2016.
- [16] Zhang Y, Zhang H, Yang J, et al. Research on Distribution of Flow Field and Simulation of Working Pulsation Based on Rotating-Sleeve Distributing-Flow System [J]. Modelling & Simulation in Engineering, 2017, 11:1-9.
- [17] Zhang Y, Zhang H, Zhao Q, et al. Research of working pulsation in closed angle based on rotating-sleeve distributing-flow system [C]// Green Energy and Sustainable Development I: Proceedings of the International Conference on Green Energy and Sustainable Development, 2017:201-209.
- [18] 徐威,张洪信,张铁柱,等. 转套式配流系统凸轮槽型线及其运动学特性研究[J]. 机械强度, 2017, 39(4):882-886.
- [19] P. Eisenberg, Cavitation. In Handbook of Fluid Mechanics[M]. [S.L.]: McGrawHill, 1961.
- [20] Zwart P J, Gerber A G, Belamri T A. Two-phase Flow Model for Prediction Cavitation Dynamics [C]//Fifth International Conference on Multiphase Flow. Yokohama, Japan, 2004:216-223.
- [21] 朱礼浩. 阀配流往复柱塞泵效率与噪声的研究[D]. 兰州:兰州理工大学, 2016, 12-13.

收稿日期:2018-06-12