

钢筋连续性对钢-混凝土混合式塔架结构性能的影响

王磊¹, 宋龙代², 颜海燕², 沈小平¹, 吉春明¹, 何欣恒³

(1. 中国能源建设集团 江苏省电力设计院有限公司, 江苏 南京 211100;

2. 国家电投集团 江苏新能源有限公司, 江苏 盐城 224000;

3. 同济大学 建筑工程系, 上海 200092)

摘要:以江苏省盐城某2.2 MW风电机组钢-混凝土混合式塔架为例,建立分片式预应力钢-混凝土混合塔架与基础及地基土的一体化有限元模型,对比钢筋在分缝处贯通及断开2种情况的分析结果。结果表明,钢筋在分缝处的连续性对分片式预应力钢-混凝土混合塔架的承载力和模态参数影响很小;钢筋在分缝处贯通与断开的模型结果的一致性,验证了分片式预应力钢-混凝土混合塔架具有良好的整体性,为工程设计中采用更灵活的分片方式奠定了基础。

关键词:风力发电塔;钢-混凝土混合式塔筒;钢筋连续性;竖向预应力;有限元分析

中图分类号:TK81;TU375 **文献标志码:**A **文章编号:**2095-0373(2020)01-0001-06

作为一种蕴藏丰富,分布广泛的可再生清洁能源,风能引起了世界各国,尤其是发达国家的关注,大量资金的引入使得风电行业发展迅速,成为了目前可再生能源的重要组成部分。随着风力发电机组单机容量的不断增加,配套的叶轮直径和轮毂高度也随之增大,呈现出大容量、长叶片、高塔筒的发展趋势。钢结构-混凝土组合的结构形式不仅有利于提高风力发电机组塔架刚度、增加塔架的阻尼比,而且可以解决纯钢管式塔架的运输问题,又能避免混凝土塔段高度太大而导致的模板费用过高及施工周期过长,已被投入到风电机组的建设中^[1]。典型钢结构-混凝土组合的混合塔架由上部的标准钢管及下部的预制混凝土塔段组成。各混凝土塔段由多片预制板材拼合而成,其高度及组合形式都可以根据实际需求进行调整。各混凝土塔段首尾衔接,通过预应力钢缆进行连接并与地基相固定。然而对于分片式混凝土塔架,虽然混凝土分片之间的纵缝和水平缝通过高强灌浆料进行连接,但由于受到施工工期等现场因素限制,大多数的分片式混凝土塔架纵缝和水平缝处钢筋无法贯通。领域内不少学者对风电机组塔筒结构分析进行了研究^[2-4],但针对钢筋连续性对分片式混凝土塔架结构性能影响的研究较少,本文以江苏省盐城某2.2 MW钢-混凝土混合式塔架为例,采用有限元软件ABAQUS建立混凝土塔段、混凝土基础及地基土的整体模型,对比分析各混凝土分片间钢筋连续性对塔架承载力和自振频率的影响。

1 工程案例

研究对象为国家电投响水大有风电项目工程2.2 MW风电机组钢-混凝土混合式塔架。塔架上部为钢制塔筒,下部为混凝土塔段,通过无粘结高强预应力钢绞线将钢塔筒和混凝土塔段进行连接,钢绞线下端锚固于混凝土基础柱墩下表面。塔架总高120 m,混凝土塔底面标高+0.400 m,上顶面标高32.41 m,底部外径7.764 m,顶部外径4.54 m,共分为9节塔段,每节塔段分为2片进行浇筑。基础部分采用板式承台+桩基础,其中承台直径18 m,埋深3.75 m,桩为预应力混凝土管桩,外径500 mm,内径300 mm。基础混凝土等级C40,管桩混凝土强度等级C80,塔架混凝土强度等级C60,钢筋采用HRB400,垫板、门框采

收稿日期:2018-10-08 责任编辑:车轩玉 DOI:10.13319/j.cnki.sjztdxxb.20181008001

基金项目:国家自然科学基金面上项目(51378381)

作者简介:王磊(1975—),男,高级工程师,研究方向为风力发电结构。E-mail:wanglei@jspd.com.cn

王磊,宋龙代,颜海燕,等.钢筋连续性对钢-混凝土混合式塔架结构性能的影响[J].石家庄铁道大学学报:自然科学版,2020,33(1):1-6.

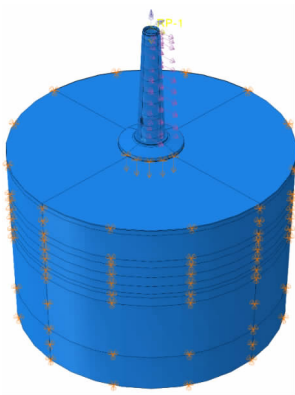
用 Q345 钢,水平缝、竖缝采用高强灌浆料。

2 有限元模型

采用有限元分析软件 ABAQUS 进行建模分析。建模中,由于水平缝、竖缝中高强灌浆料材料性能均高于 C60 混凝土材料性能,偏于安全地对混凝土采用整体建模。地基土、混凝土管桩、垫层、基础、混凝土塔段、垫圈和钢塔筒采用六面体实体单元 C3D8,钢筋采用三维杆单元 T3D2,预应力钢绞线采用三维梁单元 B31。

分析混凝土塔架承载力时,针对混凝土塔段钢筋在纵缝和水平缝处贯通和断开 2 种情况分别建立模型(下文简称“钢筋贯通模型”和“钢筋断开模型”),考虑地基土、混凝土管桩、垫层、基础、混凝土塔段、垫圈和部分钢塔筒的相互作用,地基土、垫层、基础以及混凝土塔段、垫圈、钢塔筒间采用库伦接触约束,钢筋采用 Embedded region 约束,地基土体宽度和深度分别取为基础直径的 4 倍和 3 倍,在管桩底面和地基土体底面和侧面施加约束,在钢塔筒顶面圆心处建立参考点,与塔筒顶面所有节点 x 、 y 、 z 3 个方向平动自由度耦合,根据风机供应商提供的风机塔架载荷报告,将各工况下弯矩、扭矩和竖向力(见表 1)施加在参考点及混凝土塔筒表面。

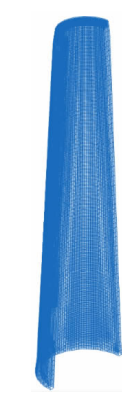
分析塔架结构自振频率时,建立钢筋贯通模型和钢筋断开模型,忽略地基土、垫层及管桩影响,考虑部分混凝土基础、混凝土塔段和钢塔筒的相互作用,在混凝土基础底面施加约束,并考虑钢塔筒底面的附加集中质量(见图 1)。



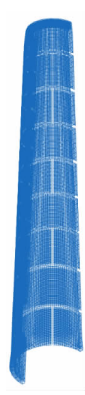
(a)塔架承载力有限元模型



(b)结构模态分析有限元模型



(a)钢筋贯通模型

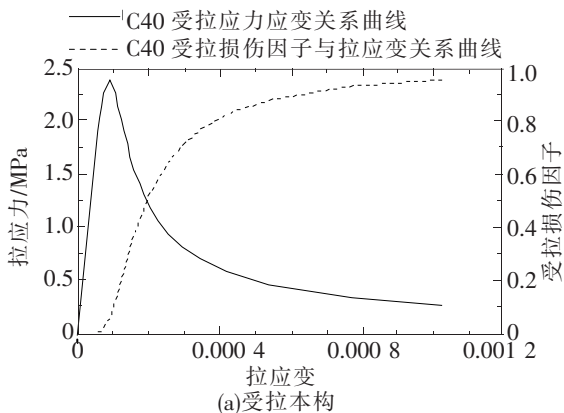


(b)钢筋断开模型

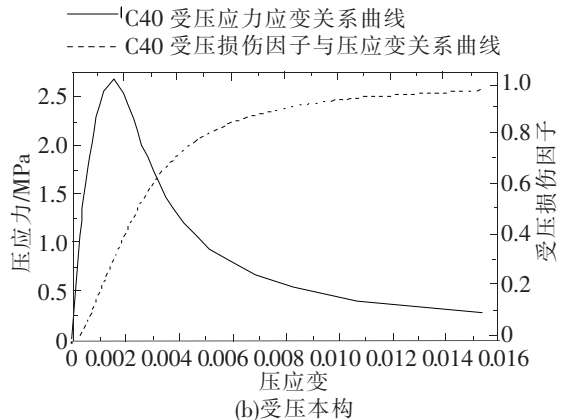
图 1 整体有限元模型

图 2 混凝土塔段钢筋有限元模型(剖视图)

混凝土本构模型采用 ABAQUS 自带的损伤塑性模型(CDP)进行分析。该本构模型根据文献[5]和文献[6]提出的损伤塑性模型确定,能考虑混凝土拉压性能的差异以及低静力压力水平下由损伤引起的不可恢复的材料退化,其本构关系见图 3(以 C40 混凝土为例)。钢筋及钢材采用理想弹塑性模型,地基土采用线弹性本构。混凝土段顶部载荷见表 1。混凝土、钢材及地基土的物理力学参数分别如表 2~表 4 所示。



(a)受拉本构



(b)受压本构

图 3 C40 混凝土的应力-应变曲线及损伤因子-应变曲线

表 1 混凝土段顶部载荷

荷载工况	$M_r/(\text{kN} \cdot \text{m})$	$M_z/(\text{kN} \cdot \text{m})$	F_r/kN	F_z/kN
承载力 极限状态	68 747	1 100	912	- 3 980
正常使用 极限状态	51 181	739	678	- 2 610

表 2 混凝土物理力学参数

混凝土 强度等级	E_c/MPa	μ	f_{tk}/MPa	f_{ck}/MPa	$\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$
C20	25 500	0.20	1.54	13.4	2 370
C40	32 500	0.20	2.39	26.8	2 400
C60	36 000	0.20	2.85	38.5	2 500
C80	38 000	0.20	3.11	50.2	2 650

表 3 钢材物理力学参数

钢材牌号	E_s/MPa	μ	f_y/MPa	$\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$
HRB400	200 000	0.30	310	7 850
Q345	206 000	0.28	265	7 850

表 4 地基土物理力学参数

土层名称	E_{s1-2}/MPa	μ	$\gamma/(\text{kN} \cdot \text{m}^{-3})$
粉土	5.00	0.25	18.10
淤泥	2.00	0.25	16.20
粉土夹粉质黏土	4.50	0.25	18.00
粉质黏土夹粉土	6.00	0.25	18.50
淤泥质粉质黏土	8.50	0.25	17.20
粉砂	11.00	0.25	19.00
粉质黏土夹粉砂	6.00	0.25	18.50

3 计算结果

3.1 承载力极限状态

承载力极限状态下混凝土塔段竖向应力云图如图 4 所示。混凝土塔段竖向应力整体呈迎风侧低背风侧高分布,应力水平由背风侧向迎风侧降低,符合悬臂构件在弯矩作用下的应力分布规律。对于钢筋贯通模型,除顶部塔段局部区域外,整体上混凝土塔筒全截面受压,大部分区域竖向压应力水平为 2.29~16.04 MPa,低于《混凝土结构设计规范》^[7](GB50010—2010,下文简称“混凝土规范”)中 C60 混凝土抗压设计强度 27.5 MPa;顶部塔段应力分布较复杂,迎风侧外立面局部区域出现拉应力,拉应力水平为 0~2.54 MPa,超出混凝土规范中 C60 混凝土抗拉强度设计值 2.04 MPa,但仍低于 C60 混凝土抗拉强度标准值 2.85 MPa,背风侧顶面压应力水平较高(22.91~25.21 MPa),低于 C60 混凝土抗压强度设计值。对于钢筋断开模型,应力分布情况与钢筋贯通模型大致相同,但由于纵向钢筋在水平缝中断开,竖向钢筋所承担的竖向预应力及外部荷载引起的竖向应力较小,而混凝土所承担的较大,在承载力极限状态下,混凝土竖向压应力水平较钢筋贯通模型高,顶部塔段迎风侧出现竖向拉应力的区域也较小。由图 5 可以看出,竖向钢筋 Mises 应力水平呈现迎风侧低背风侧高的规律分布,由于钢筋贯通模型的钢筋在水平缝处保持连续,竖向传力性能较好,所承担的竖向应力较大,竖向钢筋应力水平整体较钢筋断开模型高;背风侧顶部塔段的钢筋应力水平最高,钢筋贯通模型和钢筋断开模型分别为 138.01 MPa 和 135.77 MPa。

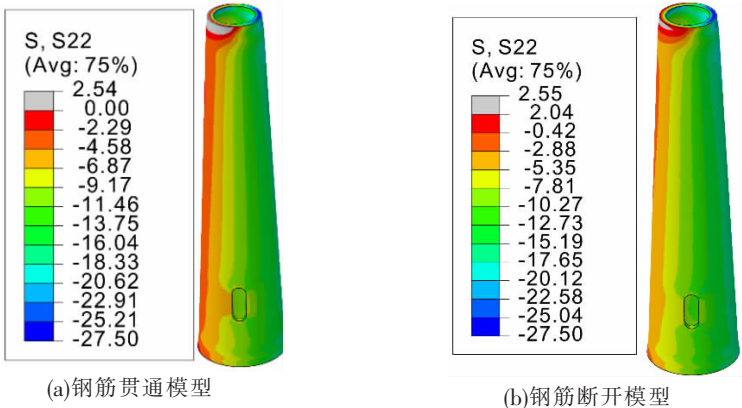


图 4 承载力极限状态下混凝土塔段竖向应力云图(单位:MPa)

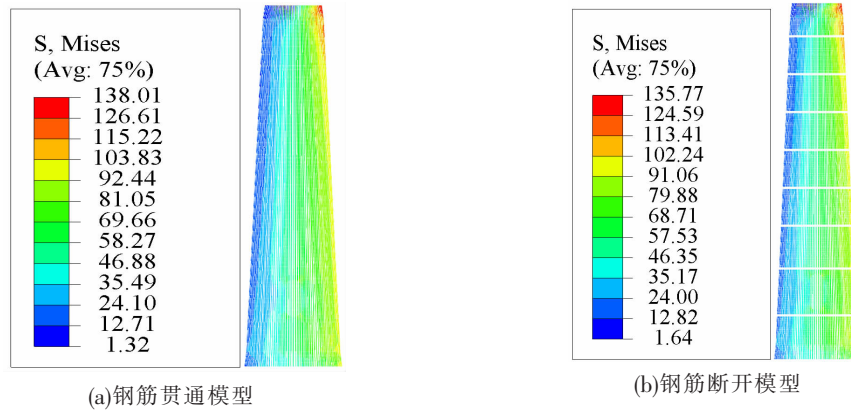


图 5 承载力极限状态下钢筋 Mises 应力云图(单位:MPa)

3.2 正常使用极限状态

正常使用极限状态混凝土塔段竖向应力云图及水平位移云图如图 6 和图 7 所示。混凝土塔段竖向应力分布与承载力极限状态下的竖向应力分布类似。对于钢筋贯通模型,除顶部塔段局部区域外,整体上混凝土塔筒全截面受压,满足混凝土规范中一级裂缝控制要求,大部分区域竖向压应力水平为 1.88~13.13 MPa,满足混凝土规范中关于预应力受弯构件在正常使用极限状态下截面压应力的要求;混凝土塔段最大水平位移为 25.28 mm,与混凝土塔段总高度之比为 0.000 79,满足《高耸结构设计规范》^[8](GB50135—2006,下文简称“高耸规范”)中对于自立塔水平位移的要求。对于钢筋断开模型,应力分布情况与钢筋贯通模型大致相同,但由于纵向钢筋在水平缝中断开,结构整体刚度相对较低,塔筒顶部最大水平位移较钢筋贯通模型更大,最大水平位移为 25.33 mm,满足高耸规范的要求。

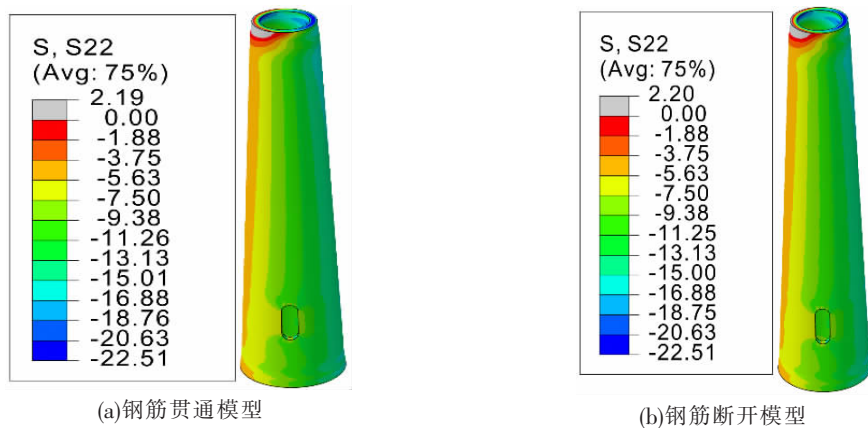


图 6 正常使用极限状态下混凝土塔段竖向应力云图(单位:MPa)

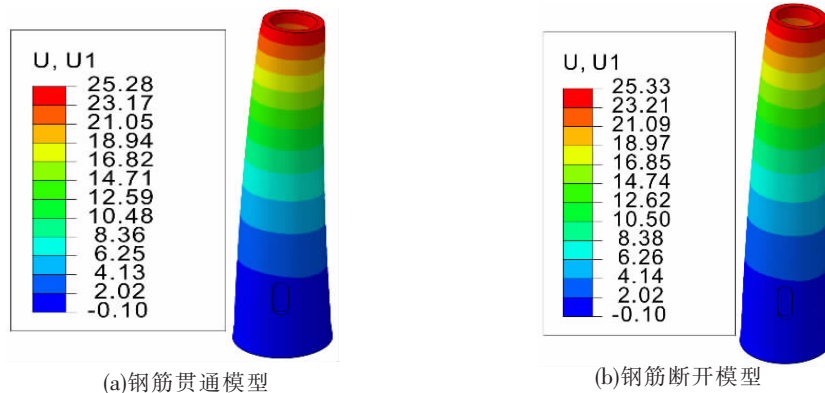


图 7 正常使用极限状态下混凝土塔段水平位移云图(单位:mm)

3.3 模态分析

预应力钢-混凝土混合式塔筒整体结构前 6 阶振型如图 8 所示,各阶自振频率如表 5 所示。整体结构振型与一般悬臂结构类型,主要为弯曲振型。虽然整体结构为对称结构,但由于塔筒顶部集中质量位置与结构平面中心不重合,因此第一和第二阶,第三和第四阶,第五和第六阶虽然为正交振型,但自振频率均存在一定差值,且随着阶数提高差值逐渐增大。由表 5 可以得出,钢筋在纵缝和水平缝的不连续导致结构刚度降低,与钢筋贯通模型相比,除第一、二阶外钢筋断开模型的各阶自振频率较低,且阶数越高频率降低越明显;但由于频率降低值较小(0~0.002 1 Hz),可以认为对整体结构性能的影响可以忽略。

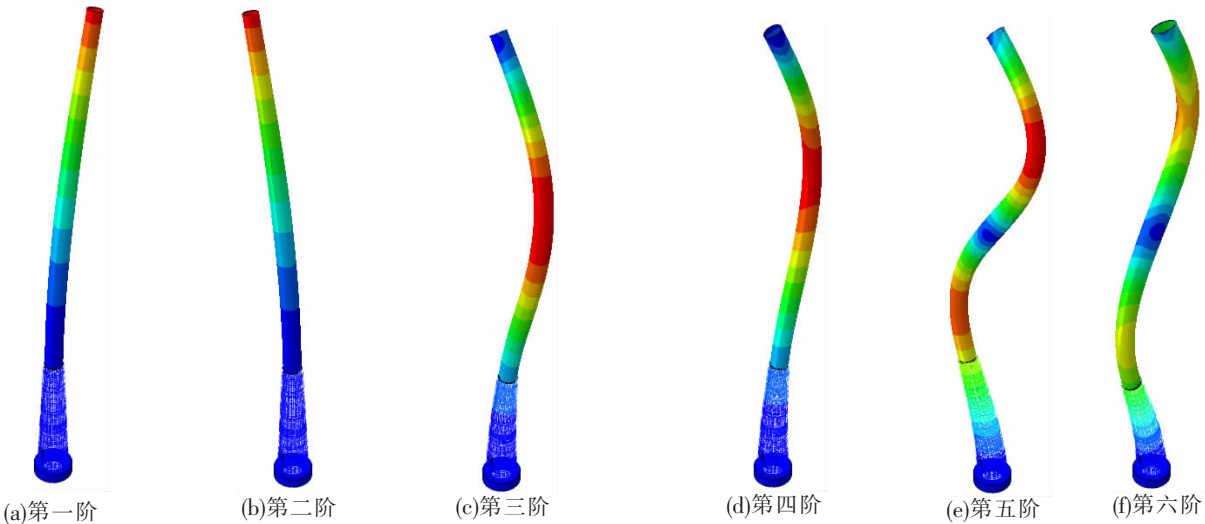


图 8 整体结构前 6 阶振型图

表 5 整体结构前 6 阶自振频率

阶数	Hz		
	自振频率 f (钢筋贯通)	自振频率 f (钢筋断开)	差值 f
1	0.244 1	0.244 1	0.000 0
2	0.244 3	0.244 3	0.000 0
3	2.056 2	2.055 3	0.000 9
4	2.090 3	2.089 3	0.001 0
5	4.251 6	4.249 5	0.002 1
6	4.346 6	4.344 5	0.002 1

4 结论

以实际工程案例为背景,建立了分片式预应力钢-混凝土混合式塔架与基础及地基土的一体化有限元模型,对比钢筋在分缝处贯通及断开 2 种情况的分析结果,研究了钢筋连续性对分片式预应力钢-混凝土混合式塔架承载力和模态参数的影响,得到以下结论:

- (1)顶部混凝土塔段应力分布情况复杂,迎风侧外表面出现了竖向拉应力区,混凝土开裂后拉应力由钢筋承受,钢筋的应力水平仍较低。
- (2)由于混凝土塔段在竖向预应力作用下基本处于受压状态,钢筋在分缝处的连续性对分片式预应力钢-混凝土混合塔架的承载力和模态参数影响很小,验证了该类结构具有良好的整体性,为分片式预应力钢-混凝土混合式塔架整体性的研究提供了工程实例和有限元分析依据,为工程设计中采用更灵活的分片方式奠定了基础;
- (3)对分片式预应力钢-混凝土混合式塔架进行数值分析时,可采用建模更为方便的钢筋贯通模型。

参 考 文 献

- [1]王蔚祺. 金风科技国内首推混合式塔架技术[N]. 中国电力报, 2015-05-16(006).
- [2]Chou J. S, Tu W. T. Failure analysis and risk management of a collapsed large wind turbine tower[J]. Engineering Failure Analysis, 2011, 18 (1):295-313.
- [3]蒙宣伊, 陈小军, 向际超. 大型直驱型风力发电机组钢制圆锥形塔筒设计[J]. 中国机械, 2014(17):169-171.
- [4]彭文春, 邓宗伟, 高乾丰, 等. 风机塔筒流固耦合分析与受力监测研究[J]. 工程力学, 2015, 32 (7) :136-142.
- [5]Lubliner J, Oliver J, Oller S, et al. A plastic-damage model for concrete [J]. International Journal of Solids and Structures, 1989, 25(3): 299-326.
- [6]Lee J, Fenves G L. Plastic-damage model for cyclic loading of concrete structures [J]. Journal of Engineering Mechanics, 1998, 124(8): 892-900.
- [7]中华人民共和国住房和城乡建设部. GB 50010—2010 混凝土结构设计规范[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2011.
- [8]中国建设和交通委员会. GB50135—2006 高耸结构设计规范[S]. 北京: 中国计划出版社, 2007.

Influence of Continuity of Steel Bars Between the Segments on Structural Performance of the Steel-concrete Hybrid Wind Turbine Tower

Wang Lei¹, Song Longdai², Yan Haiyan², Shen Xiaoping¹, Ji Chunming¹, He Xinheng³

(1. China Energy Engineering Group Jiangsu Power Design Institute Co., Ltd., Nanjing 211100, China;

2. State Power Investment Corporation Jiangsu New Energy Co., Ltd., Yancheng 224000, China;

3. Department of Structural Engineering, Tongji University, Shanghai 200092, China)

Abstract: Taking a steel-concrete hybrid wind turbine tower in Yancheng city, Jiangsu province, as an example, numerical analysis is carried out to analyze the influence of continuity of steel bars between the segments on structural performance of the pre-stressed segmented steel-concrete hybrid wind turbine tower. Numerical analysis results show that the continuity of steel bars between the concrete segments has little impact on the structural performance and modal parameter of the structure. Consistency between the numerical analysis results show that the pre-stressed segmented steel-concrete hybrid wind turbine tower has good structural integrity and lays the foundation of possibility of more flexible design of the tower.

Key words: wind turbine tower; steel-concrete hybrid tower; continuity of steel bars; vertical pre-stress; finite element analysis

部分填充混凝土钢桁梁桥车激响应分析

李延强, 刘得运

(石家庄铁道大学 工程力学系, 河北 石家庄 050043)

摘要:以天津海河部分填充混凝土钢桁梁桥为研究对象,采用 ANSYS 有限元软件,建立了桥梁和汽车有限元模型,利用生死单元技术实现了车桥耦合振动的数值仿真,采用 Newmark- β 法求解其动力响应。在此基础上,分析探讨不同桥面等级和车速等因素对部分填充混凝土钢桁梁桥动力响应的影响。结果表明:部分填充混凝土能有效增大钢桁梁桥的竖向刚度,提高桥梁承载力;桥面等级对部分填充混凝土钢桁梁桥车激响应影响较大,等级越低,动力响应增幅越大;提高车速并不能大幅降低部分填充混凝土钢桁梁桥的动力响应。

关键词:部分填充混凝土;钢桁梁;车桥耦合振动;桥面平整度

中图分类号:U441.3 **文献标志码:**A **文章编号:**2095-0373(2020)01-0007-07

近年来,随着交通事业和桥梁结构的发展,关于车桥耦合振动问题的研究受到广泛关注^[1-2]。郭文华等^[3]采用直接积分法研究了二期恒载对大跨度斜拉桥车桥耦合振动的影响。Wang et al^[4]计算、分析、比较了半车模型的试验和理论计算结果,证明了将半车模型用于模拟真实的车桥耦合作用是可以满足精度要求的。桂水荣等^[5]发现二分之一车模型更能体现车桥耦合振动的真实性。桥面平整度被认为是引起车桥耦合振动的主要激励,分析车桥耦合振动问题必须考虑桥面平整度的影响^[6]。刘寅华等^[7]发现用三角级数法模拟轨道不平顺具有通用性好,模拟精度高的特点。

部分填充混凝土钢管结构作为一种新型的结构形式,得到了实际应用,目前对该类桥梁的研究主要集中在静力和动力特性分析^[8-9]等方面,有关其车桥耦合振动研究的文献未见报道。本文基于车桥耦合振动理论,以天津滨海某部分填充混凝土钢桁梁桥为研究对象,应用 ANSYS 分析软件,分别建立了车辆和桥梁的有限元分析模型,利用生死单元技术实现了车桥耦合振动问题的数值模拟,并利用 Newmark- β 法求解部分填充混凝土钢桁梁桥的车激响应。在此基础上系统地分析了桥面平整度、车速等因素对部分填充混凝土组合钢桁梁桥车激振动响应的影响。

1 车桥耦合振动数值仿真

1.1 理论基础

当车辆通过桥梁时,车轮和桥面的接触位置不断发生变化,使得桥梁与车辆运动方程组成为一个时变系数的二阶线性微分方程组

$$\begin{cases} \mathbf{M}_v \ddot{\mathbf{Z}}_v + \mathbf{C}_v \dot{\mathbf{Z}}_v + \mathbf{K}_v \mathbf{Z}_v = \mathbf{G}_v + \mathbf{F}_v \\ \mathbf{M}_b \ddot{\mathbf{Y}}_b + \mathbf{C}_b \dot{\mathbf{Y}}_b + \mathbf{K}_b \mathbf{Y}_b = \mathbf{F}_b \end{cases} \quad (1)$$

式中, $\mathbf{M}_v$ 、 $\mathbf{C}_v$ 、 $\mathbf{K}_v$ 分别表示车辆模型的质量矩阵、刚度矩阵和阻尼矩阵, $\mathbf{Z}_v$ 、 $\dot{\mathbf{Z}}_v$ 、 $\ddot{\mathbf{Z}}_v$ 分别为车辆的位移向量、速度向量和加速度向量, $\mathbf{G}_v$ 为车辆的重力荷载向量, $\mathbf{F}_v$ 为车辆的瞬时激振力向量。 $\mathbf{M}_b$ 、 $\mathbf{C}_b$ 、 $\mathbf{K}_b$ 分别表示部分填充混凝土钢桁梁桥的质量矩阵、刚度矩阵和阻尼矩阵, $\mathbf{Y}_b$ 、 $\dot{\mathbf{Y}}_b$ 、 $\ddot{\mathbf{Y}}_b$ 分别为桥梁节点的位移向量、速度向量和加速度向量, $\mathbf{F}_b$ 为作用于桥梁节点上的激振力向量,与 $\mathbf{F}_v$ 互为作用力与反作用力。

收稿日期:2018-10-25 责任编辑:车轩玉 DOI:10.13319/j.cnki.sjztdxxbzb.20181025001

基金项目:河北省自然科学基金(E2016210066)

作者简介:李延强(1973—):男,教授,博士,主要从事大跨桥梁结构损伤识别研究。E-mail:Yanleeq1973@163.com

李延强,刘得运.部分填充混凝土钢桁梁桥车激响应分析[J].石家庄铁道大学学报:自然科学版,2020,33(1):7-13.

在车桥耦合振动分析中,假定车轮与桥面始终接触,则车辆的车轮位移和桥面接触处相同,并考虑到与桥面接触点处的桥面平整度 $r(x)$,则车轮在接触处的竖向位移联系方程为

$$z_{vi} = r(x)_i + y_{bi} \quad (2)$$

式中, y_{bi} 为第 i 个车轮接触处桥面的竖向位移; $r(x)_i$ 为第 i 个车轮处的桥面平整度; z_{vi} 为第 i 个车轮接触处车轮的竖向位移。

车辆的瞬时激振力

$$F_v = (k_{t1}\Delta_1 + c_{t1}\dot{\Delta}_1, k_{t2}\Delta_2 + c_{t2}\dot{\Delta}_2, 0, 0)^T \quad (3)$$

式中, Δ_i 、 $\dot{\Delta}_i$ 分别为第 i 个车轮处的相对竖向位移与竖向速度,其表达式为

$$\Delta_i = z_i - z_{vi} \quad \dot{\Delta}_i = \dot{z}_i - \dot{z}_{vi} \quad (i = 1, 2) \quad (4)$$

作用在桥梁节点处的激振力与车辆的瞬时激振力大小相等,方向相反,因此

$$F_v = -F_b \quad (5)$$

将式(2)~式(5)代入到式(1),采用 Newmark- β 法求解可得车桥耦合振动系统的动力响应。

1.2 数值分析方法

基于 ANSYS 的车桥耦合振动数值分析的具体方法、步骤及分析流程如图 1 所示。

(1)建立桥梁空间有限元模型,并根据桥面板单元长度以及车辆模型长度,建立适当数目的车辆模型,并在车轮和桥面接触位置进行位移耦合。

(2)利用 Matlab 软件生成桥面平整度样本,根据车桥耦合振动中的相互作用力关系,依据式(3)计算由于桥面平整度引起的车桥耦合相互作用力,在车轮和桥面接触位置进行相互作用力耦合。

(3)根据车辆行驶速度,利用 APDL 语言进行车辆模型的杀死和激活以及相互作用力的添加,利用 ANSYS 软件提供的 Newmark- β 直接积分法进行数值求解,得到桥梁结构瞬时动力响应。

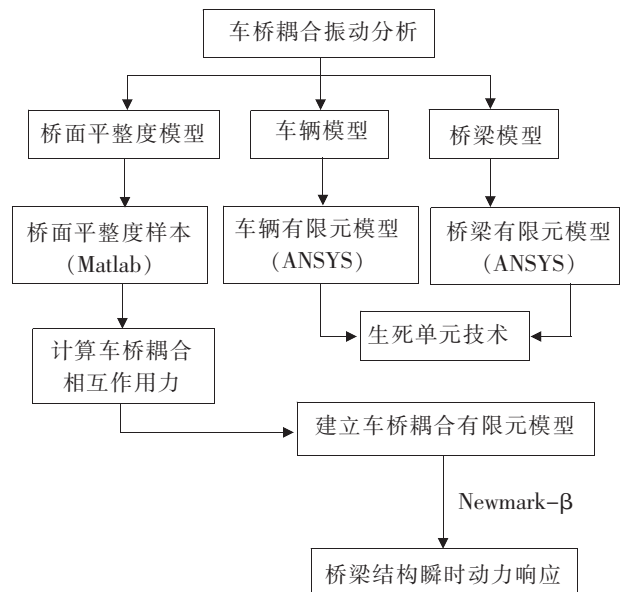


图 1 车桥耦合振动数值分析流程图

2 车桥耦合振动模型

2.1 工程概况

天津海河某部分填充混凝土组合钢桁梁桥,跨径布置为 95 + 140 + 95 m,主桁中墩处梁高 12 m,跨中截面高 3.5 m,边跨连接处墩高 3.0 m,桥面宽度 43 m。主桥平面布置如图 2 所示。

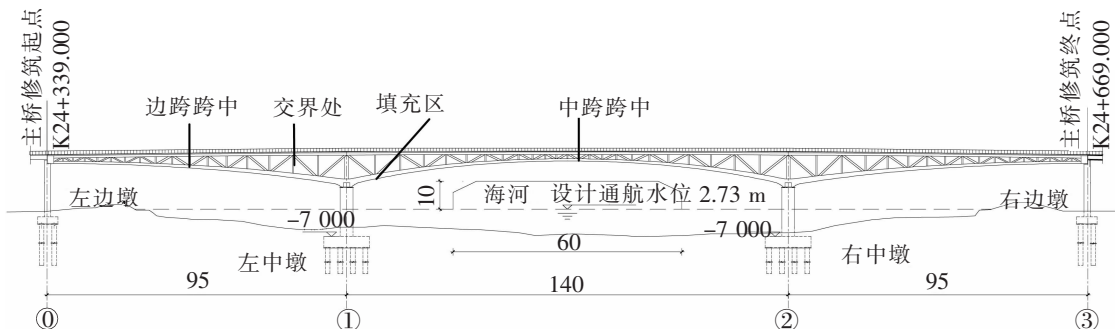


图 2 主桥平面布置图(单位:m)

主桥采用钢桁架形式,分为上下 2 幅,每幅横向由 6 榀桁架组成,桁架横向中心间距为 3.56 m,上弦杆线型随道路纵断线型,下弦杆线型为悬链线,腹杆分为竖杆和斜杆,腹杆节点之间的间距随梁高变化。上弦杆、下弦杆均采用箱型截面,上弦杆为等高度,箱型截面为 800 mm×800 mm,下弦杆为变高度箱型截面,截面尺寸为 800 mm×800 mm~2 800 mm,钢材采用 Q345qD 钢。在中墩墩位线两侧各 17 m 范围内,下弦杆内灌注 C55 自密实混凝土,并通过焊钉进行连接。桥梁横向联系分为上横撑、下横撑和上下平纵联。

2.2 有限元模型

基于 ANSYS 建立有限元分析模型,其中钢桁梁构件(上弦杆、腹杆和下弦杆)以及桥墩均采用 BEAM189 梁单元模拟,桥面板采用 SHELL181 壳单元模拟,全桥有限元模型共 7 325 个节点,3 165 个梁单元,310 个壳单元。墩底视为固结。

车辆模型选取双轴汽车模型,不考虑车的横向摆动,将车体简化为只有竖向和俯仰 2 个自由度的质量块,悬架和轮胎简化为弹簧阻尼系统,其质量之和简化为只有竖向自由度的质量块,如图 3 所示。质量块采用 MASS21 单元模拟,而弹簧阻尼系统则采用 COMBIN14 单元模拟,因此 1 个车辆模型由 4 个弹簧单元和 3 个质量单元通过刚臂连接构成。车桥耦合有限元模型如图 4 所示。车辆具体参数见表 1。^[10]

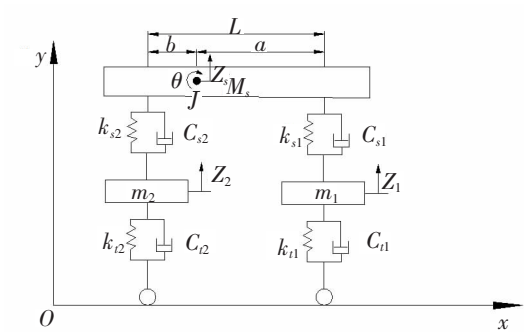


图 3 车辆模型示意图

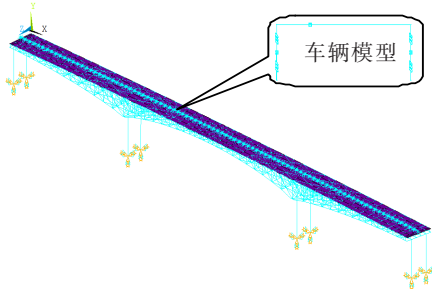


图 4 车桥耦合有限元模型

表 1 车辆模型参数表

质量		刚度		阻尼系数		与车身质心的距离	
变量	数值/kg	变量	数值/(N·m ⁻¹)	变量	数值/(N·s)·m ⁻¹	变量	数值/m
m_1	480	k_{t1}	95e4	c_{t1}	0	a	2.652 4
m_2	945	k_{t2}	190e4	c_{t2}	0	b	0.972 6
M_s	32 025	k_{s1}	17e4	c_{s1}	7e3		
J	82 615.67	k_{s2}	48e4	c_{s2}	14e3		

2.3 桥面平整度模型

桥面平整度是满足零均值的平稳高斯随机过程,文献[7]证明了三角级数法建立的模拟模型,理论基础严密,算法稳定可靠,故采用三角级数法模拟桥面平整度。

$$r(x) = \sum_{k=1}^N \alpha_k \cos(2\pi\omega_k x + \phi_k)$$
 (6)

式中, α_k 为余弦波的振幅, $\alpha_k^2 = 4S_r(\omega_k)\Delta\omega$, $S_r(\omega_k)$ 为能量功率谱密度函数, $\omega_k = \omega_1 + (k - \frac{1}{2})\Delta\omega, k = 1, 2, \dots, N, \Delta\omega = (\omega_u - \omega_l)/N, \omega_k$ 为空间截止频率上下限 $[\omega_1, \omega_u]$ 之间的值,文中取 $\omega_1 = 0.01\text{cycle/m}, \omega_u = 0.01\text{cycle/m}; \phi_k$ 为 $[0, 2\pi]$ 之间满足均匀分布的随机数; x 为桥面点的纵桥向坐标; N 为建立桥面不平度的总项数。

桥面平整度能量功率谱密度函数可由空间频率 ω_k 表示

$$S_r(\omega_k) = \begin{cases} \bar{\alpha}\omega_k^{-\beta} & \omega_1 < \omega_k < \omega_u \\ 0 & \omega_k \geq \omega_u, \omega_u \leq \omega_1 \end{cases}$$
 (7)

式中, $\bar{\alpha}$ 为桥面平整度相关系数。通过不同的 $\bar{\alpha}$ 取值分别得到不同等级的桥面平整度曲线。桥面平整度参数取值如表 2 所示。根据以上过程利用 Matlab 软件分别模拟了 A、B、C、D 4 级桥面平整度曲线, 限于篇幅, 仅给出 A 级桥面的平整度曲线如图 5 所示。

表 2 桥面平整度参数取值

桥面等级	参考值	α
A	$\bar{\alpha} \leq 0.24E-6$	$0.12E-6$
B	$0.24E-6 < \bar{\alpha} \leq 1.0E-6$	$0.62E-6$
C	$1.0E-6 < \bar{\alpha} \leq 4.0E-6$	$2.5E-6$
D	$4.0E-6 < \bar{\alpha} \leq 16.0E-6$	$10E-6$

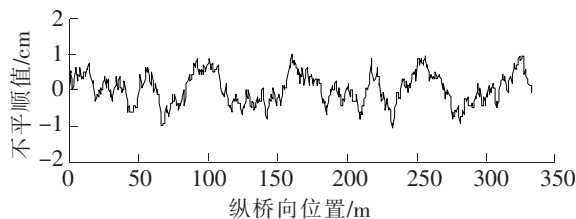


图 5 A 级桥面平整度曲线

3 数值仿真分析

为了探讨部分填充混凝土对钢桁梁桥车桥耦合振动的影响, 分析比较桥面等级为 B 级, 速度为 80 km/h 时, 部分填充混凝土钢桁梁桥和普通钢桁梁桥的动力响应。如图 6 所示分别为 2 种钢桁梁桥中跨跨中竖向位移时程曲线, 表 3 所示为 2 种钢桁梁桥部分位置的动位移增量和对应下弦杆的动轴力增量。其中竖向位移增量和轴力增量均是相对于在自重作用下的竖向位移和轴力而言。

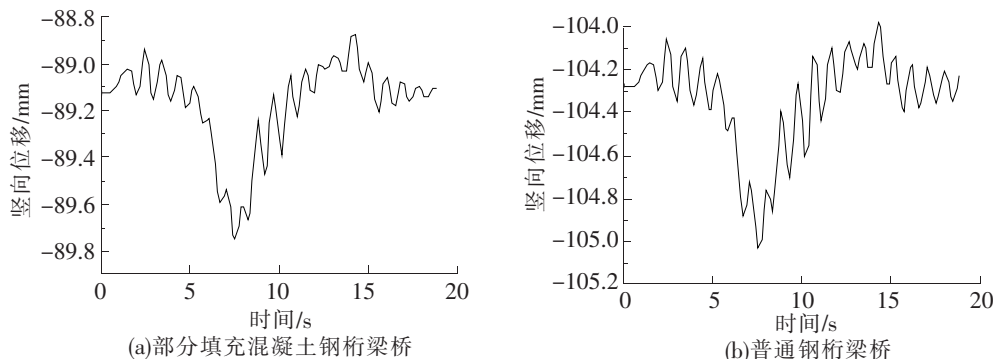


图 6 2 种钢桁梁桥中跨跨中竖向位移时程曲线

由图 6 可知, 部分填充混凝土并没有改变中跨跨中处下弦杆的时程曲线形状, 但竖向位移和振动幅值明显减小, 说明部分填充混凝土能够有效提高钢桁梁桥的竖向刚度, 可有效降低桥梁动力位移响应。

表 3 2 种钢桁梁桥部分下弦杆动力增量

动力参数	部分填充		无填充	
	动位移增量/mm	轴力增量/kN	动位移增量/mm	轴力增量/kN
边跨跨中	0.32	19.9	0.34	23.0
交界处	0.09	26.1	0.09	29.2
填充区	0.07	33.5	0.09	39.1
中跨跨中	0.86	40.1	1.06	46.0

由表 3 可知, 部分填充混凝土后, 下弦杆的轴力增量呈下降趋势, 其中中跨跨中处的下弦杆轴力降幅最大。可见, 部分填充混凝土能有效提高桥梁竖向刚度, 降低钢桁梁桥的动力响应。

4 参数影响分析

为了准确全面分析部分填充混凝土对钢桁梁桥车桥耦合振动的影响, 分别求解不同参数下部分填充混凝土钢桁梁桥和普通钢桁梁桥的动力响应, 对比其下弦杆的竖向位移响应和轴力响应, 总结在不同参数下 2 种钢桁梁桥车桥耦合振动的规律。选取的 2 个参数分别为桥面平整度和车辆速度。

4.1 桥面平整度

采用本文模拟方法模拟的 4 种桥面状况,计算时车速为 80 km/h。不同桥面等级下 2 种钢桁梁桥部分位置竖向位移增量如图 7 所示,不同桥面等级下 2 种钢桁梁桥部分下弦杆的轴力增量如表 4 所示。

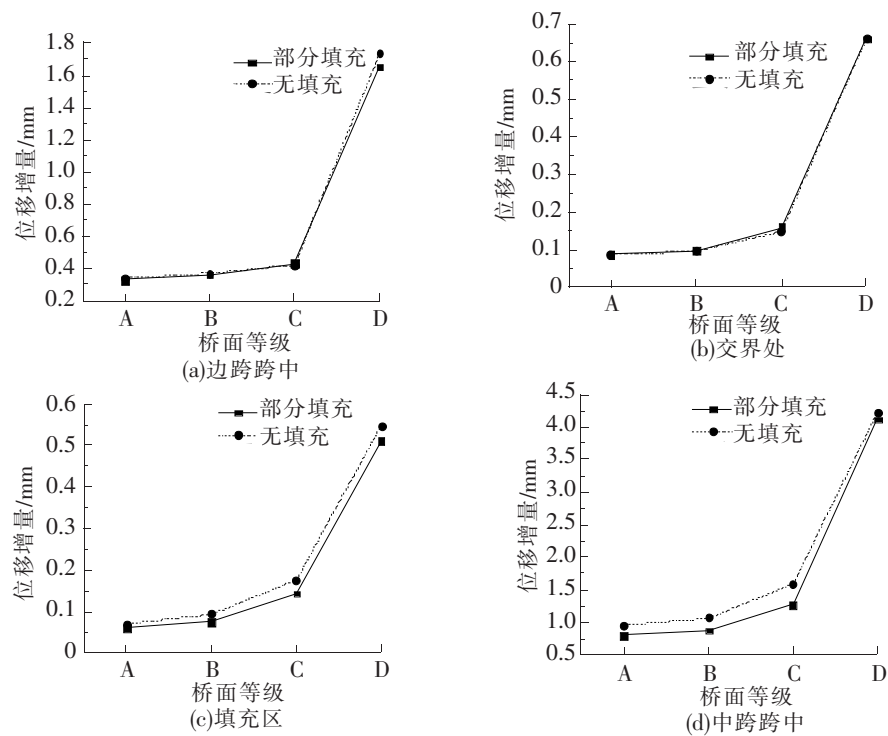


图 7 不同桥面等级时部分位置竖向位移增量

由图 7 可知,桥面平整度对 2 种钢桁梁桥竖向位移的影响基本一致,都是随着桥面等级的降低,竖向位移增量逐渐增加,且增幅越来越大。例如,D 级桥面时的竖向位移增量约是 C 级桥面时竖向位移增量的 4 倍,而 B 级桥面时的竖向位移增量只有 A 级桥面时竖向位移增量的 1.1 倍左右。部分填充混凝土后,填充区和中跨跨中的竖向位移增量有所减小,边跨跨中和交界处的竖向位移增量几乎无变化,说明部分填充混凝土对钢桁梁桥中跨部分的影响较大,对钢桁梁桥边跨部分的影响较小,这主要是因为中跨跨度大,部分填充引起结构刚度的改变对其影响较大所致。

表 4 不同桥面等级时部分下弦杆轴力增量 kN

填充情况	位置	桥面等级			
		A	B	C	D
部分填充	边跨跨中	16.4	19.9	38.5	193.8
	交界处	22.6	26.1	40.4	96.6
	填充区	29.7	33.5	55.3	140.2
	中跨跨中	38.2	40.1	59.8	119.8
无填充	边跨跨中	18	23	42.2	209.7
	交界处	24.6	29.2	46.6	115.9
	填充区	32.5	39.1	66.6	176.6
	中跨跨中	43.2	46.0	54.0	128.8

由表 4 可知,随着桥面等级的降低,下弦杆轴力增量逐渐增加,且增幅越来越大。部分填充混凝土后,钢桁梁桥的下弦杆轴力增量均有所减小,且桥面等级越低,轴力增量的差值越大,其中填充区处的下弦杆轴力增量差值最大。综上,桥面平整度对部分填充混凝土钢桁梁桥的影响较大,随着桥面等级的降低,动力响应逐渐增加,且增幅越来越大。

4.2 车辆速度

按照 40、60、80 和 100 km/h 4 种不同速度进行 2 种钢桁梁桥动力响应的分析,桥面等级采用 B 级。不同速度时 2 种钢桁梁桥部分位置竖向位移增量如图 8 所示,不同速度时 2 种钢桁梁桥下弦杆的轴力增量如表 5 所示。

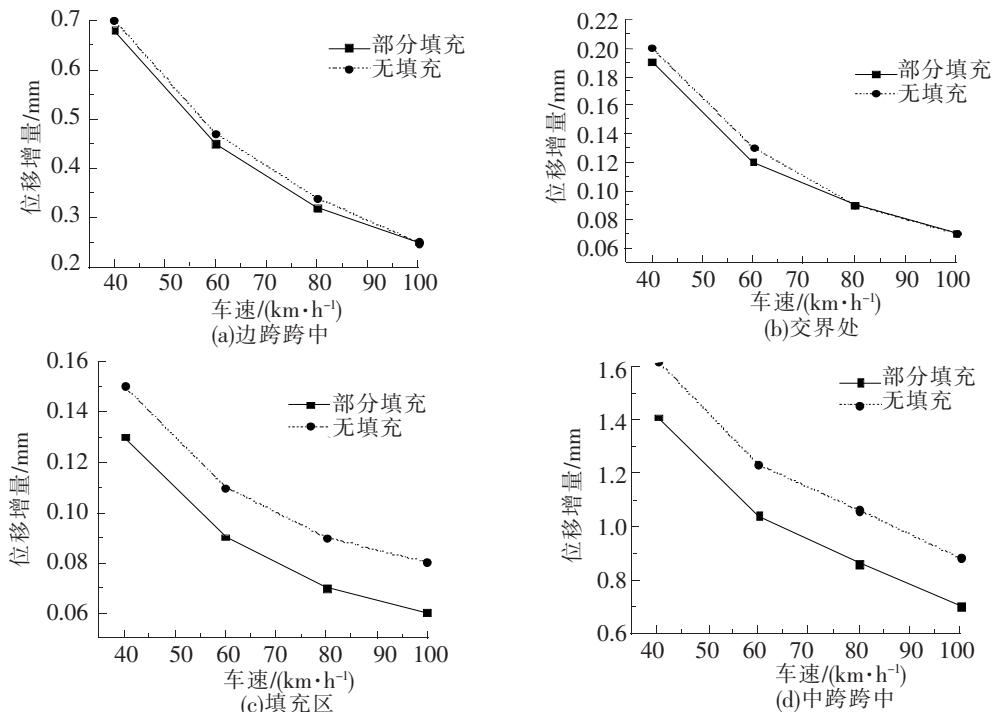


图 8 不同速度时关键弦杆竖向位移增量

由图 8 可知,2 种钢桁梁桥的竖向位移响应随着车速的增加而减小,且减幅越来越小。部分填充混凝土后,没有改变关键弦杆竖向位移响应和车速之间的变化趋势,只是在响应的数值上有所变化,填充区和中跨跨中的竖向位移增量明显减小,边跨跨中和交界处的竖向位移增量略有减小,其中中跨跨中处竖向位移增量的减幅最大,例如,车速为 40 km/h 时,中跨跨中处关键弦杆竖向位移增量的减幅为 0.21 mm。

表 5 不同速度时部分下弦杆轴力增量 kN

填充情况	位置	车速			
		40 km · h ⁻¹	60 km · h ⁻¹	80 km · h ⁻¹	100 km · h ⁻¹
部分填充	边跨跨中	32.4	23.3	19.9	16.5
	交界处	40.7	30.9	26.1	21.9
	填充区	56.2	41.6	33.5	27.5
	中跨跨中	65.7	47.1	40.1	33.3
无填充	边跨跨中	34.3	25.2	23	19.8
	交界处	43.6	33.1	29.2	24.7
	填充区	61	45.5	39.1	32.4
	中跨跨中	72.3	52.9	46	38.7

由表 5 可知,随着车速的增加,2 种钢桁梁桥的下弦杆的轴力响应均逐渐减小,且减幅越来越小。这是因为车速越大,车桥之间的相互作用力越大,但是力作用的时间却明显减小,相比于时间的减少,相互作用力的增量很小,所以车辆对钢桁梁桥同一位置的冲量逐渐减小。部分填充混凝土后,钢桁梁桥下弦杆轴力增量均有所减小,其中中跨跨中处下弦杆轴力增量的减幅最大。

由此可见,车速对部分填充混凝土钢桁梁桥的影响也很大,随着车速的增加,钢桁梁桥的动力响应逐渐减小,但减幅越来越小,所以较高的车速并不能大幅减小钢桁梁桥的动力响应。

5 结论

(1)部分填充混凝土能有效增加桥梁竖向刚度,减小下弦杆的动力响应,较普通钢桁梁桥有明显的优势,部分填充混凝土钢桁梁桥作为一种新桥型值得推广应用。

(2)桥面平整度对部分填充混凝土钢桁梁桥的影响较大,随着桥面等级的降低,动力响应逐渐增加,且增幅越来越大,为了保证桥梁的长期健康运营,应该注意桥梁运营状态中桥面的维护。

(3)随着车速的增加,部分填充混凝土钢桁梁桥的动力响应逐渐减小,但减幅越来越小,所以较高的车速并不能大幅减小部分填充混凝土钢桁梁桥的动力响应。

(4)本文车辆模型简化为 2D 模型,仅探讨了车速的影响,车辆偏心、车辆参数(质量、刚度、阻尼等)的影响以及车桥耦合侧向振动的影响尚需后续研究。

参 考 文 献

- [1] Ettefagh M M, Behkamkia D, Pedrammehr S, et al. Reliability analysis of the bridge dynamic response in a stochastic vehicle-bridge interaction[J]. Ksce Journal of Civil Engineering, 2014, 19(1):220-232.
- [2] Wu S Q, Law S S. Dynamic analysis of bridge with non-Gaussian uncertainties under a moving vehicle[J]. Probabilistic Engineering Mechanics, 2011, 26(2):281-293.
- [3] 郭文华,陈代海,李整. 二期恒载对大跨度斜拉桥车桥耦合振动的影响[J]. 中南大学学报:自然科学版, 2011, 37(8): 2423-2429.
- [4] Wang T L, Shahawy M, Huang D Z. Dynamic response of highway trucks due to road surface roughness[J]. Computers & Structures, 1993, 49(6):1055-1067.
- [5] 桂水荣,陈水生,许士强. 移动荷载下简支梁桥 3 种车桥耦合模型研究[J]. 华东交通大学学报, 2007, 24(1):35-39.
- [6] 唐意,陈燊. 桥梁车振伪随机桥面不平度模拟[J]. 福州大学学报:自然科学版, 2003, 31(3):326-329.
- [7] 刘寅华,李芾,黄运华. 轨道不平顺数值模拟方法[J]. 交通运输工程学报, 2006(1):29-33.
- [8] 周叶飞,李晓坤,李延强. 部分填充混凝土组合钢桁梁桥静力分析[J]. 铁道建筑, 2016(4):9-12.
- [9] 叶卓棋,杨健,刘永健,等. 部分填充混凝土钢管结构桥梁研究[J]. 建筑科学与工程学报, 2010, 27(2):96-101.
- [10] 唐意. 刚架拱桥车辆振动可视化仿真研究[D]. 福州:福州大学, 2003.

Dynamic Analysis of Partially Concrete-filled Steel Truss Girder Bridge Under Vehicle Load

Li Yanqiang, Liu Deyun

(Mechanics Engineering Department, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

Abstract: In order to study the dynamic response of partially concrete-filled steel truss girder bridge under vehicle load, partially concrete-filled steel truss girder bridge in Tianjin Haihe was taken as a case, the finite element model of bridge and vehicle was established by using live and death technology in ANSYS and numerical emulation of vehicle-bridge coupling vibration was made. On the basis, the influences of different deck grade and vehicle speed on dynamic response of partially filled concrete steel truss bridge were analyzed and discussed. The results show that partially filled concrete can effectively increase the vertical stiffness of steel truss bridge and improve the bearing capacity of the bridge, and the grade of bridge deck has great influence on the vehicle-induced response of partially filled concrete steel truss bridge, the lower the grade, the greater the increase of dynamic response. Increasing vehicle speed does not significantly reduce the dynamic response of partially filled concrete steel truss bridge.

Key words: partially filled concrete; steel truss girder; vehicle-bridge coupled vibration; bridge level degree

下承式悬链线钢管混凝土拱桥空间稳定性参数敏感性分析

关 伟

(山西省交通规划勘察设计院有限公司,山西 太原 030006)

摘要:为研究下承式悬链线钢管混凝土拱桥空间稳定性及影响该种桥型结构稳定的参数敏感性,以运城市某省道上一座27+60+27 m下承式悬链线钢管混凝土拱桥为背景,采用Midas/Civil 2012有限元软件对该桥进行建模,在成桥状态及成桥运营状态2种工况下对其进行稳定性分析。结果表明,该种桥型拱肋结构存在“面内失稳”和“面外失稳”2种失稳状态,拱肋面外刚度小于面内刚度,拱肋结构失稳模态首先表现为拱肋面外侧弯失稳。同时选取拱肋间连接形式、拱肋钢管壁厚 t 、拱肋单侧吊杆布置数量 n 、拱肋管腔混凝土弹性模量 E 、拱肋矢跨比 f/L 、拱肋拱轴系数 m 等影响结构稳定性的参数进行对比分析,得出影响结构稳定性的敏感参数,可供同类型桥梁在结构稳定性设计时参考借鉴。

关键词:钢管混凝土桥;悬链线拱轴线;空间稳定性;特征值;失稳模态

中图分类号: U442.5+9 **文献标志码:** A **文章编号:** 2095-0373(2020)01-0014-06

0 引言

梁拱组合结构梁桥集“梁”与“拱”桥梁受力元素于一体,该桥型结构将梁的弯矩通过梁拱间的吊杆转化为拱的轴向压力,充分发挥了拱的受压性能,能有效降低主梁的弯矩,同时使梁的跨越能力增大,提升桥梁景观效果,在桥梁设计时被广泛采用。结构稳定性是在确定结构开始变得不稳定时的临界荷载和失稳模态,梁拱组合结构梁桥的稳定性与结构形式有密切的关系^[1],结构形式不同其结构的刚度分配不同。下承式悬链线钢管混凝土拱桥结构形式属于梁拱组合结构范畴,然而该种桥型结构同样会面临结构稳定性问题,桥梁结构稳定性可分为2类,即第一类稳定性和第二类稳定性。第一类稳定为压屈失稳,属有平衡分支点失稳,以小位移线形理论为基础,但在工程中只有最低阶的特征值对结构失稳才具有实际意义,求出最低阶特征值即可求出结构失稳的临界荷载,特征值相应的特征向量即为结构的失稳模态,第一类稳定特征值易于求解,被广泛应用在桥梁结构稳定性设计当中^[2-4]。第二类稳定为压溃失稳,属极值点失稳,以大位移非线性理论为基础,由于结构在实际工程当中都存在初始缺陷,考虑结构几何非线性及材料非线性等因素,结构稳定性在实际工程中则表现为第二类稳定性。

研究下承式悬链线钢管混凝土拱桥结构失稳对该种桥型结构的稳定、安全意义重大,本文对下承式悬链线钢管混凝土拱桥实例工程进行第一类稳定性分析,计算结构的失稳模态及稳定系数,并对影响结构稳定性的参数进行对比分析,可供同类型桥梁在结构稳定性设计时参考借鉴。

1 结构有限元模型

运城市某省道上一座27+60+27 m下承式悬链线钢管混凝土拱桥,桥梁按左、右幅进行设计,单幅桥宽16.5 m。上部结构主梁梁高1.7 m,中跨拱肋矢高9 m,矢跨比为1:6.667,拱肋轴线为悬链线,拱肋截面为哑铃形,拱脚拱座为从主梁桥墩中心线处梁顶面凸起的两条边为曲线的三角形^[5],其横桥向宽

收稿日期:2018-11-08 责任编辑:车轩玉 DOI:10.13319/j.cnki.sjztdxxb.20180129

作者简介:关伟(1982—),男,高级工程师,研究方向为桥梁结构与方案设计。E-mail:280681026@qq.com

关伟.下承式悬链线钢管混凝土拱桥空间稳定性参数敏感性分析[J].石家庄铁道大学学报:自然科学版,2020,33(1):14-19.

度同主梁梁肋宽度,吊杆采用单索面,两幅拱肋间采用 3 道一字形横撑连接。

结构采用 Midas Civil 2012 有限元分析软件进行建模,X、Y、Z 轴分别对应桥梁纵桥向、竖桥向、横桥向方向。主梁按连续梁结构图式进行约束,拱脚在主梁桥墩中心线主梁顶面处固结,拱肋间横向连接分别与两幅拱肋固结,吊杆与拱肋及主梁分别固结。全桥共划分 490 个单元,235 个节点,结构有限元模型见图 1。

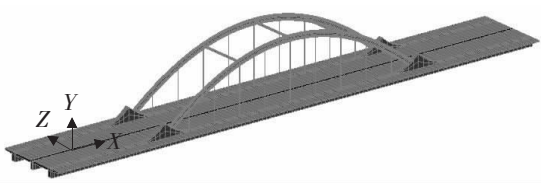


图 1 结构有限元模型图

2 结构空间稳定性分析

取桥梁成桥状态及成桥运营状态 2 种工况对结构进行第一类稳定性分析,分别计算结构稳定系数及失稳模态特征。其中,工况一:成桥阶段结构自重+二期恒载;工况二:成桥阶段结构自重+二期恒载+车道荷载。工况二车道荷载按全桥布置均布荷载 10.5 kN/m,主梁中跨跨中布置集中力 360 kN 对主梁进行加载^[6]。结构前 10 阶稳定系数及失稳模态特征见表 1,由于结构在工况一、工况二荷载作用下前 10 阶失稳模态特征表现相同,只图示工况二荷载作用下结构 1~5 阶、10 阶失稳模态见图 2。

表 1 结构稳定系数及失稳模态特征

失稳阶次	工况一		工况二	
	稳定系数	失稳模态特征	稳定系数	失稳模态特征
1	5.176	拱肋面外向侧弯失稳	5.158	拱肋面外向侧弯失稳
2	6.967	拱肋面外竖向扭转失稳	6.932	拱肋面外竖向扭转失稳
3	10.206	拱肋面外纵向扭转失稳	10.144	拱肋面外纵向扭转失稳
4	13.779	拱肋面外反向扭转失稳	13.687	拱肋面外反向扭转失稳
5	14.374	拱肋面外同向扭转失稳	14.276	拱肋面外同向扭转失稳
6	15.82	拱肋面外反向侧弯失稳	15.713	拱肋面外反向侧弯失稳
7	18.657	拱肋面外向向翘曲失稳	18.524	拱肋面外向向翘曲失稳
8	23.787	拱肋面外反向翘曲失稳	23.608	拱肋面外反向翘曲失稳
9	24.43	拱肋面外横向扭转失稳	24.246	拱肋面外横向扭转失稳
10	24.886	拱肋面内竖向弯曲失稳	24.694	拱肋面内竖向弯曲失稳

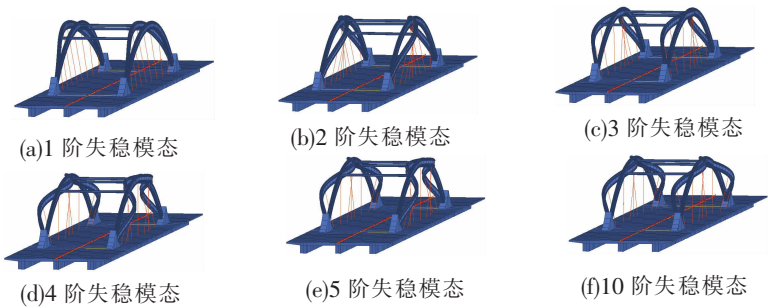


图 2 工况二结构失稳模态图

从表 1 可以看出,在工况一、工况二荷载作用下,结构失稳模态首先表现为拱肋面外侧弯失稳(从图 2(a)可以看出),工况二较工况一稳定系数小,其 1 阶稳定系数为 5.158。而拱肋面内失稳则出现在第 10 阶,失稳模态表现为拱肋面内竖向弯曲失稳(从图 2(f)可以看出),其 10 阶稳定系数为 24.694,拱肋面内失稳稳定系数约为面外失稳的 4.8 倍,对于下承式悬链线钢管混凝土拱桥结构的主拱弹性整体稳定系数大于 4.0 满足规范要求^[7]。由于桥梁自重荷载、二期荷载、活载通过吊杆将力传递给拱肋,拱肋实际上为

压弯构件,拱肋面外刚度要小于面内刚度,所以拱肋的 1 阶失稳模态表现为拱肋面外侧弯失稳,这在设计中应给予重视,这也是该种桥型结构的一个特性。

拱肋面外失稳拱肋间横向连接对两榀拱肋协同工作起到了有益的作用,当桥面结构具有良好的整体性时,其横向刚度大于拱肋横向刚度,就拱肋构件而言,传力构件吊杆对拱肋的作用就成了外力系,吊杆对拱肋的作用属于非保向力系^[8-9],拱肋面外侧弯吊杆倾斜,吊杆水平分力使拱肋恢复位置,对拱肋的稳定起到了有益作用。

3 结构空间稳定性参数敏感性分析

从拱肋间横向连接形式、拱肋钢管壁厚 t 、拱肋单侧吊杆布置数量 n 、拱肋管腔混凝土弹性模量 E 、拱肋矢跨比 f/L 、拱肋拱轴系数 m 等方面对下承式悬链线钢管混凝土拱桥结构拱肋稳定系数进行计算,分别计算结构在工况二荷载作用下结构的前 10 阶稳定系数。

3.1 拱肋间横向连接形式

考虑桥面净空高度要求,横向连接均匀布置于两榀拱肋间,横撑形式分别为一字形、K 形、X 形,一字形、X 形横撑分别设置 3 道,K 形横撑设置 4 道,拱肋间横向连接布置及结构稳定系数计算结果见图 3、图 4。

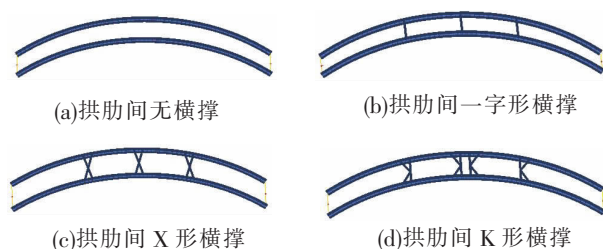


图 3 拱肋间横向连接布置图

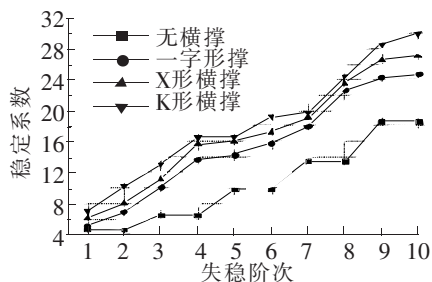


图 4 不同横向连接结构稳定系数

从图 4 可以看出,拱肋间无横向连接结构各阶稳定系数为最小,拱肋间设置 K 形横撑结构各阶稳定系数最大,结构同阶稳定系数均呈增大趋势。拱肋间设置 K 形横撑较无横撑结构 1 阶、10 阶稳定系数分别增加 50.4%、61.4%。拱肋间横向连接形式对结构的稳定性影响明显,拱肋间设置横向连接实则限制拱肋连接节点的弯扭变形,缩短拱肋间的自由长度,提高结构的抗变形能力,所以在设计当中拱肋间横向连接应均匀布置,K 形、X 形横撑应优先考虑采用。

3.2 拱肋钢管壁厚 t

采用图 1 中模型,拱肋横向连接为一字形,拱肋钢管外径保持不变,分别取拱肋钢管壁厚 $t = 0.02 \text{ m}$ 、 0.03 m 、 0.04 m 、 0.05 m 计算结构稳定系数,拱肋截面图及结构稳定系数计算结果见图 5、图 6。

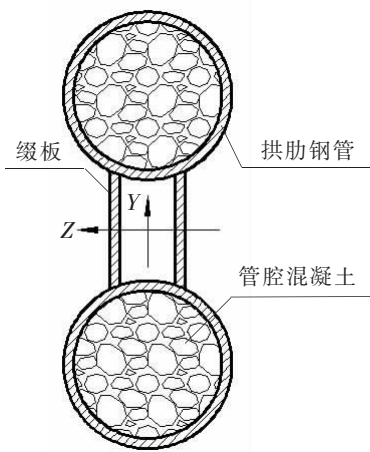


图 5 拱肋截面图

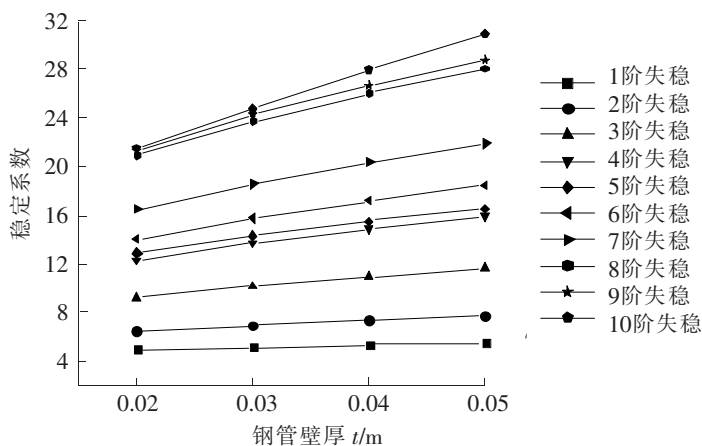


图 6 不同钢管壁厚结构稳定系数

在钢管混凝土构件受压时,拱肋钢管对管腔混凝土起紧箍作用,使管腔混凝土受压强度得以提高,增加钢管壁厚,实际上是提高拱肋构件的含钢率 α_s 及约束效应系数标准值 ξ 。拱肋构件含钢率 $\alpha_s = A_s/A_c$, 而约束效应系数标准值 $\xi = (A_s \times f_y/A_c \times f_{ck})^{[10]}$ 。

拱肋为一空间结构,就图 5 中钢管坐标系而言,拱肋钢管壁厚的增加使拱肋截面的 I_x 、 I_y 、 I_z 惯性矩增加,结构的抗扭刚度、侧向抗弯刚度、竖向抗弯刚度得以提高。从图 6 可以看出,随着钢管壁厚的增加结构稳定系数均呈增大趋势,拱肋钢管壁厚 0.05 m 较壁厚 0.02 m 结构 1 阶、10 阶稳定系数分别增加 12%、43.7%,拱肋钢管壁厚对结构稳定性影响明显,拱肋壁厚增加对结构的稳定性起到有益作用。但在设计选取拱肋钢管壁厚参数时,应注意钢管壁厚增加会导致拱肋用钢数量的增加,拱肋钢管壁厚 0.05 m 较壁厚 0.02 m 用钢量增加 24.9 t,增加工程造价,同时也会增加钢管施工难度。

3.3 拱肋单侧吊杆布置数量 n

采用图 1 中模型,拱肋单侧吊杆布置数量分别取 7、9、11、13,吊杆按中跨跨中对称布置,即吊杆间距分别为 7 m、6 m、5 m、4 m,结构稳定系数计算结果见图 7。从图 7 可以看出,随着拱肋单侧吊杆布置数量的增加各阶结构稳定系数呈增大趋势,拱肋单侧吊杆数量 13 较数量 7 结构 1 阶、10 阶稳定系数分别增加 1.4%、3.2%,拱肋单侧吊杆布置数量对结构的稳定性影响不明显。

3.4 拱肋管腔混凝土弹性模量 E

采用图 1 中模型,拱肋管腔混凝土弹性模量分别取 3.45×10^4 MPa、 3.55×10^4 MPa、 3.60×10^4 MPa、 3.65×10^4 MPa,即对应的混凝土强度等级分别为 C50、C55、C60、C65,结构稳定系数计算结果见图 8。从图 8 可以看出,随着拱肋钢管内混凝土弹性模量的增加,各阶结构稳定系数呈增大趋势,拱肋管腔混凝土弹性模量 $E = 3.65 \times 10^4$ MPa 较 $E = 3.45 \times 10^4$ MPa 结构 1 阶、10 阶稳定系数分别增加 0.27%、1.6%,拱肋管腔混凝土弹性模量对结构的稳定性影响不明显。

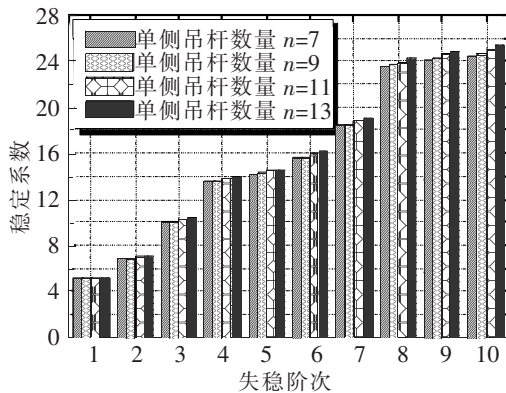


图 7 拱肋单侧不同吊杆数量结构稳定系数

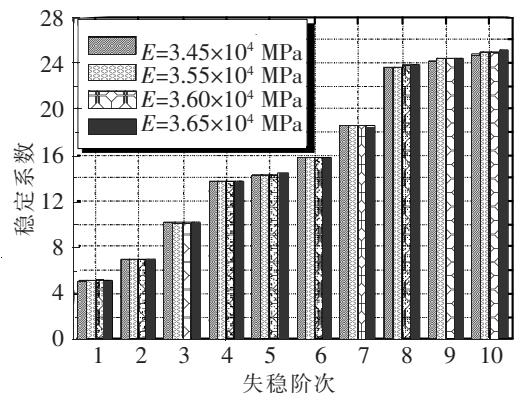


图 8 拱肋管腔混凝土不同弹性模量结构稳定系数

3.5 拱肋矢跨比 f/L

采用图 1 中模型,拱肋横向连接为一字形,中跨跨径 60 m、拱轴线拱轴系数 1.5 保持不变,分别取拱肋矢跨比为 0.13、0.17、0.22、0.28、0.38、0.5,即拱轴线对应的矢高分别为 7.8 m、10.2 m、13.2 m、16.8 m、22.8 m、30 m,计算结构稳定系数,不同拱肋拱轴线纵坐标 y_i 及结构稳定系数计算结果见图 9、图 10。

从图 9 可以看出,随着拱肋拱轴线矢跨比的增大,拱轴线纵坐标呈增大趋势,拱轴线由坦变陡,拱轴跨中增幅明显。从图 10 可以看出,随着拱肋拱轴线矢跨比的增大,当 $f/L \leq 0.28$ 时,结构各阶稳定系数均呈增大趋势,拱轴线矢跨比 0.28 较矢跨比 0.13 结构 1 阶、10 阶稳定系数分别增加 13.9%、46.3%。当 $f/L > 0.28$ 时,结构各阶稳定系数均呈减小趋势,拱轴线矢跨比 0.5 较矢跨比 0.28 结构 1 阶、10 阶稳定系数分别降低 9.6%、15.3%,拱轴线矢跨比对结构的稳定性影响明显。

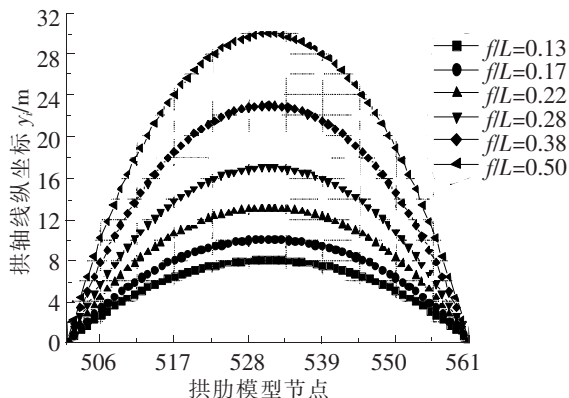
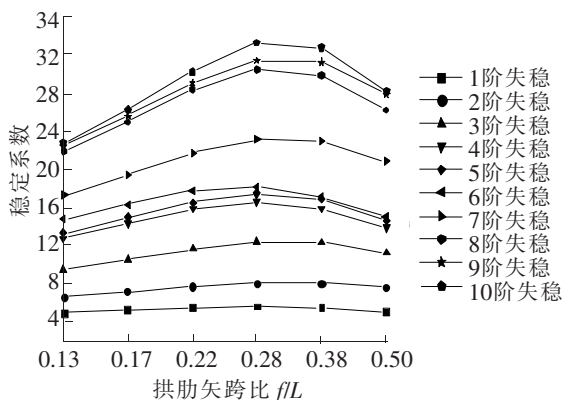
图 9 拱轴线纵坐标 y_i 图

图 10 拱肋不同矢跨比结构稳定系数

拱肋结构无论是面内失稳还是面外失稳,当拱轴线临界矢跨比达到 0.28 时拱肋结构面内、面外屈曲临界荷载可取得理想数值。这是由于在拱肋结构刚度及计算跨径一定的情况下,随着拱轴线矢跨比的增大,拱轴线长度增长,在荷载作用下当拱轴线矢跨比为 0.28 时,拱轴压力线偏离拱轴线最小,致使拱肋结构承受最大压力,拱肋结构的面内、面外稳定性最好。

3.6 拱肋拱轴系数 m

采用图 1 中模型,拱肋横向连接为一字形,中跨跨径 60 m、拱轴线矢高 9 m 保持不变,分别取拱肋拱轴系数 $m = 1.5, 2.0, 2.5, 3.0$,计算结构稳定系数,不同拱肋拱轴线纵坐标 y_i 及结构稳定系数计算结果见图 11、图 12。

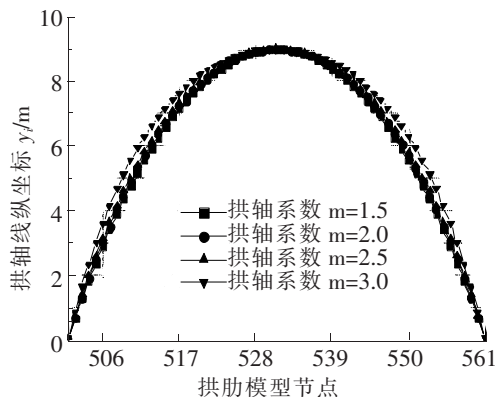
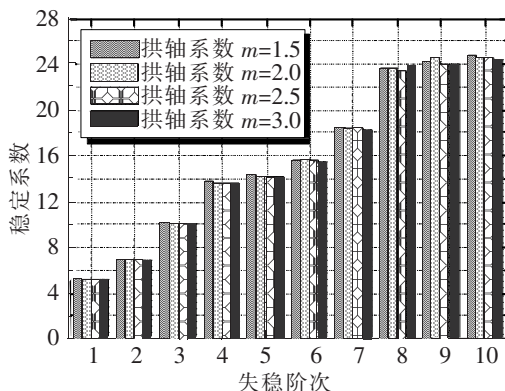
图 11 拱轴线纵坐标 y_i 图

图 12 拱肋不同拱轴系数结构稳定系数

从图 11 可以看出,随着拱肋拱轴系数的增大,拱轴拱顶及拱脚坐标不变,拱轴线纵坐标呈增大趋势,拱轴线四分点纵坐标增幅明显。拱肋拱轴系数 $m = 3$ 较拱轴系数 $m = 1.5$ 拱肋长度增长 22.5 cm。从图 12 可以看出,随着拱肋拱轴系数的增大,结构稳定系数均呈减小趋势,拱肋拱轴系数 $m = 3$ 较拱轴系数 $m = 1.5$ 结构 1 阶、10 阶稳定系数分别减小 0.33%、0.92%,拱肋拱轴系数对结构的稳定性影响不明显。

4 结论

(1)在下承式悬链线钢管混凝土拱桥结构稳定性设计时应注意拱肋结构存在“面内失稳”及“面外失稳”2 种失稳状态,拱肋面外刚度要小于其面内刚度,拱肋面外刚度应予以重视。

(2)拱肋间横向连接形式、拱肋钢管壁厚对结构的稳定性影响敏感,拱肋间横向连接应均匀布置,K 形、X 形横撑应优先考虑采用,以确保结构的稳定。拱肋钢管壁厚在设计选取拱肋钢管壁厚参数时应注意钢管径厚比 D/t 数值范围应满足规范要求^[7]。

(3)拱肋单侧吊杆布置数量及管腔混凝土弹性模量对结构的稳定性影响非常有限,拱肋面内承受荷载时,材料以满足结构承载能力即可。

(4)拱轴线矢跨比对拱肋结构稳定性影响敏感,拱轴线临界矢跨比为 0.28 时拱肋结构面内、面外屈曲临界荷载可取得理想数值,拱轴线矢跨比的选取应综合考虑拱肋结构景观效果、材料用量、内力状态、稳定性而定。

(5)拱轴系数对结构的稳定性影响非常有限,由于拱轴线矢跨比保持不变,拱轴系数增大使拱肋长度变长,拱轴压力线偏离拱轴线有限,致使拱肋结构压力降低不明显,结构稳定性会有所降低。

参 考 文 献

- [1]金成棣. 预应力混凝土梁拱组合桥梁[M]. 北京:人民交通出版社,2001.
- [2]王晓斌. 钢管混凝土拱桥施工全过程稳定性分析[J]. 石家庄铁道大学学报:自然科学版,2012,25(2):28-31.
- [3]关伟. 外倾式双索面矮塔斜拉桥空间稳定性分析[J]. 山西交通科技,2017(3):46-48.
- [4]韩振勇,刘毅. 非对称空间蝶型拱桥风撑对稳定性的影响[J]. 石家庄铁道大学学报:自然科学版,2016,29(3):33-38.
- [5]孙树礼. 青藏铁路拉萨河大桥[M]. 北京:中国铁道出版社,2009.
- [6]中交公路规划设计院有限公司. JTG D60—2015 公路桥涵设计通用规范[S]. 北京:人民交通出版社,2015.
- [7]四川省交通运输厅公路规划勘察设计研究院. JTG/T D65-06-2015 公路钢管混凝土拱桥设计规范[S]. 北京:人民交通出版社,2015.
- [8]李国豪. 桥梁结构稳定与振动[M]. 北京:中国铁道出版社,2002.
- [9]项海帆. 高等桥梁结构理论[M]. 北京:人民交通出版社,2001.
- [10]陈宝春,郑皆连. 钢管混凝土拱桥实例集(一)[M]. 北京:人民交通出版社,2002.

The Parametric Sensitivity Analysis on the Spatial Stability of Through Catenary Concrete-filled Steel Tube Arch Bridge

Guan Wei

(Surveying and Designing Institute of Shanxi Province, Taiyuan 030006, China)

Abstract: To study the spatial stability of through catenary concrete-filled steel tube arch bridge and the parametric sensitivity influencing the structural stability of this type of bridge, this paper employed Midas/Civil 2012 finite element software to model a through catenary concrete-filled steel tube arch bridge in Yuncheng. The bridge was in completed state and in completed operation. The results show that the bridge arch rib structure has two kinds of instability states: in-plane instability and out-of-plane instability. The out-of-plane stiffness of the arch rib is less than in-plane stiffness. The instability mode of the arch rib structure is first manifested as out-of-plane bending instability of the arch rib. At the same time, the parameters affecting structural stability, such as the connection form between arch ribs, the wall thickness of arch rib steel tube, the number of single-side suspenders, the elastic modulus E of concrete in arch rib cavity, the rise-span ratio f/L of arch rib, and the arch rib-arch axis coefficient m , are compared and analyzed, and the sensitive parameters affecting structural stability are obtained, which can be used for similar bridges in structures.

Key words: beam-arch combination continuous girder bridge; catenary arch axis; spatial stability; eigenvalue; instability mode

贝雷梁钢便桥动力响应影响因素分析

许贵满, 韩海娅

(黔南民族职业技术学院 建筑工程与设计系, 贵州 都匀 558000)

摘要:以跨度24 m的下承式贝雷梁钢便桥作为研究对象,采用ANSYS建立三维空间有限元模型,运用瞬态动力分析方法,移动荷载模拟车辆过桥的整个过程,分析不同车速、不同加强方案对钢桥的动力响应影响。结果表明:加强弦杆能提高钢桥固有频率,不能改变其振型;随着车速的提高,钢桥的最大竖向动位移、振动加速度均呈现非线性增加;使用加强弦杆能够提高钢桥刚度,降低振动幅值,减弱车速对钢桥振动加速度的影响;从钢桥动力响应的角度考虑弦杆加强方案,由优到劣依次为上下弦杆加强、上弦杆加强、下弦杆加强、无加强弦杆;无论是否使用加强弦杆都会使得内外侧贝雷梁变形不一致,因变形差异微小可忽略不计。综合考虑,建议贝雷梁作为钢便桥使用时,宜加强上下弦杆以减小动位移,限速50 km/h以降低钢桥振动影响。

关键词:钢桥;贝雷梁;移动荷载;加强弦杆;动力分析

中图分类号: U448.29 **文献标志码:** A **文章编号:** 2095-0373(2020)01-0020-06

0 引言

贝雷梁钢便桥以自重轻、方便快捷架设等优势在工程中得以广泛应用,尤其在抗震抢险救灾的时候,作为架设运送物质的便桥起到了关键作用。近年来,对于贝雷梁的结构安全计算,大多数实际工程采用静力分析的方法来保证^[1-5]。贝雷梁钢便桥作为临时桥梁结构使用时,一般需要满足大型重载车辆的通过,当车辆以某一速度通过时,桥面不平顺等因素会引起车辆与贝雷梁结构之间发生耦合振动,产生的变形和应力都比荷载静止不动时大,忽略动力效应可能造成结构承载力降低,导致结构破坏。黄文等^[6]结合工程实例对贝雷梁桥梁静动载试验,提出限载限行,加强结构的建议;袁红茵等^[7]通过静动力荷载试验实测得到动力特性规律性较差,振动异常明显,尤其是水平振动;陈鲁等^[8]通过5种工况满载试验,分析了钢便桥的承载力特征;李皓桢等^[9]利用ANSYS对贝雷桁架架桥机进行模态和谐响应的分析,得到设计架桥机时应避免的两阶频率。以上学者的研究揭示了贝雷梁钢便桥的一些动力响应特性,让工程师在面对实际工程时得到很好的应用,但贝雷梁的加强弦杆及车辆的移动速度对钢便桥的动力影响没有进行分析,给实际工程应用带来困惑。

在进行贝雷梁钢便桥的结构计算时,多数将计算模型简化为二维平面模型,即假设贝雷梁均匀承担来自横梁的竖向荷载,并没有考虑贝雷梁因三维空间原因产生的不均匀承载效应。其计算结果在一定程度上反应了贝雷梁钢便桥的动力特性,但没有反应贝雷梁钢便桥的三维整体振动状态。本文利用ANSYS有限元分析软件,建立三维空间有限元模型,从模态分析中得到主要的振动形态,进而考虑不同车速、不同弦杆的加强方案,对贝雷梁钢便桥动力响应的影响进行分析研究。

1 贝雷梁钢便桥

根据文献^[10]知,贝雷梁钢便桥主要由主梁(桁架)、桥面系、支撑系统、引桥和人行道组成。贝雷片用销子连接成一排贝雷梁,利用支撑架连接贝雷梁组成主梁,布置在桥梁两侧,两侧主梁用横梁连接,在

收稿日期:2018-11-01 责任编辑:车轩玉 DOI:10.13319/j.cnki.sjztdxxbzb.20181101001

作者简介:许贵满(1986—),男,讲师,研究方向为土木工程中的力学应用、固体力学、轮轨关系。E-mail:xgmfx@163.com

许贵满,韩海娅.贝雷梁钢便桥动力响应影响因素分析[J].石家庄铁道大学学报:自然科学版,2020,33(1):20-24,73.

该横梁上铺设无扣纵梁和钢板形成桥面系。选取跨度为 24 m(8 片贝雷片)的下承式简支梁钢便桥作为研究对象,采用 4 种不同弦杆加强方案,分别为无加强弦杆、上弦杆加强、下弦杆加强和上下弦杆加强,具体尺寸及加强方式如图 1 所示。贝雷片的弦杆、竖杆及斜杆均采用 16Mn 钢;横梁为 27 号压延工字钢制成;纵梁由热轧轻型 10 号工字钢和 8 号工字钢制成;桥面板采用 5 mm 厚钢板制成;加强弦杆为 2 根 10 号槽钢组成,与贝雷片弦杆相同。

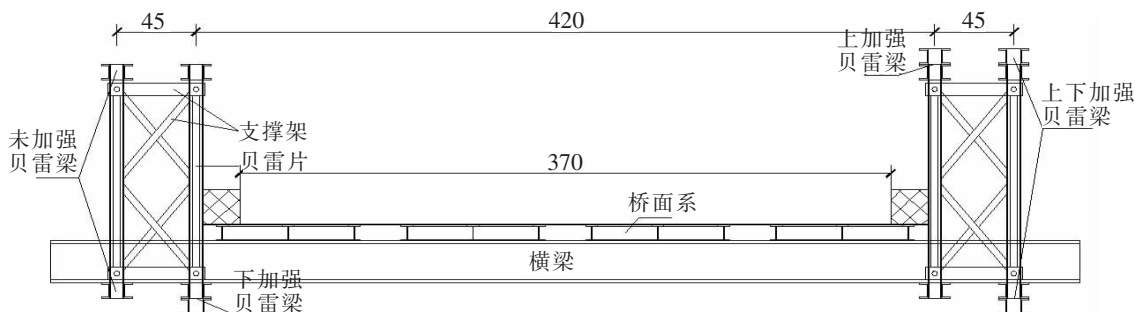


图 1 贝雷梁钢便桥横断面图(单位:cm)

2 三维空间有限元模型

按照上述钢便桥的实际尺寸,运用大型有限元软件 ANSYS 建立相应的三维空间有限元模型。利用梁单元 beam188 模拟主梁结构和壳单元 shell63 模拟桥面系结构,桥面系和横梁、横梁和主梁的连接采用 3 个方向移动自由度的耦合关系,贝雷片之间采用锥销将阴阳接头连接起来,在平面内方向的连接为铰接,故采用 3 个方向移动自由度和 2 个旋转自由度的耦合关系,即假设各构件之间的连接无滑移、无空隙,并忽略因连接的缝隙而产生的挠度,桥梁两端支座边界条件设置为铰接,三维空间有限元模型如图 2 所示,包含 27 587 个节点和 20 024 个单元。材料的弹性模量为 206 GPa,泊松比 0.3,密度 7 850 kg/m³,结构阻尼比为 0.03。在车辆通过钢桥时,因路面不平顺等原因,会激起车辆的振动,继而激起桥梁振动,实际整个过程是车桥耦合振动,为了简化计算,假设车辆为无质量的匀速移动荷载,其中前轴轴重 30 kN,中轴轴重 2×120 kN,后轴轴重 2×140 kN,移动荷载模型^[12]如图 3 所示,车辆轴线与桥梁轴线重合,即不考虑车辆偏心。

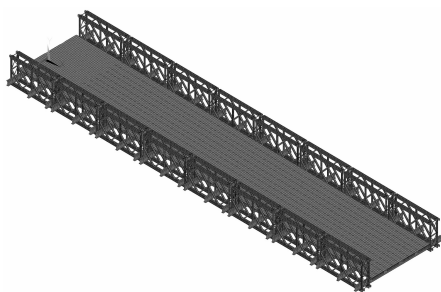


图 2 贝雷梁钢便桥三维空间有限元模型

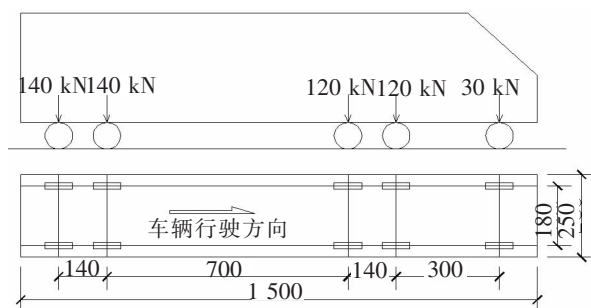


图 3 移动荷载模型图(单位:cm)

3 数值试验分析

首先对贝雷梁钢便桥结构的固有特性进行分析,即模态分析^[11],分析采用 Block Lanczos 法,选取前 10 阶模态,经过软件计算,得到无加强弦杆的前 4 阶主振型变形如图 4 所示。为了研究加强弦杆的影响,建立 4 种不同加强方案的有限元模型,分别为无加强弦杆(上下弦杆为 2[10]、上弦杆加强(上弦杆 2[10, 下弦杆 4[10]、下弦杆加强(上弦杆 4[10, 下弦杆 2[10]和上下弦杆加强(上下弦杆为 4[10],数值分析得到前 10 阶振动模态,取不同加强方案的前 3 阶^[9]固有频率和主振型进行分析,如表 1 所示。

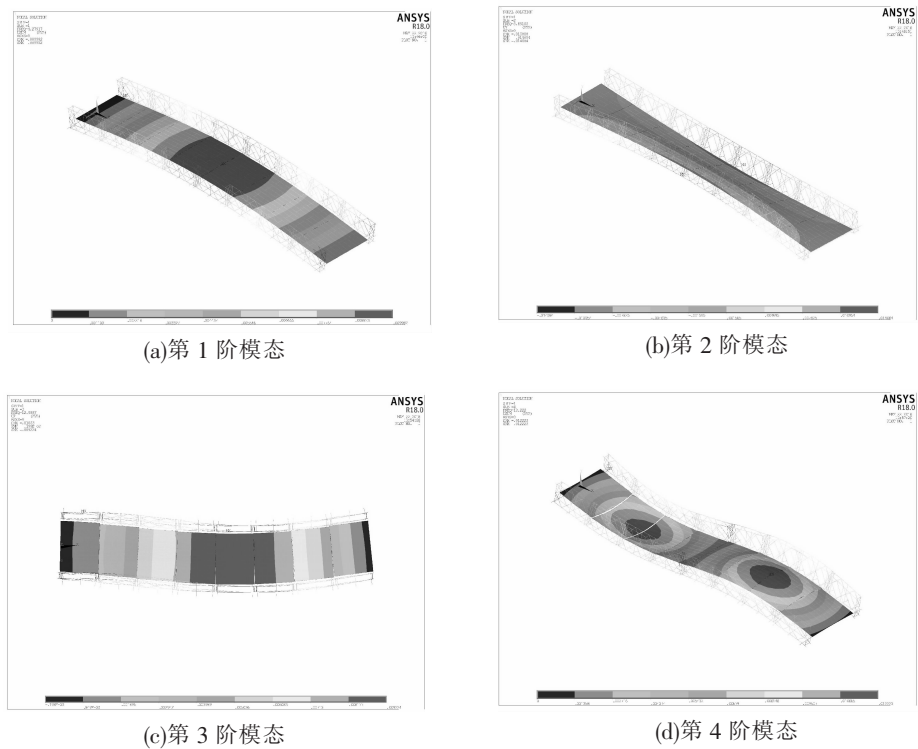


图 4 第 1~4 阶模态图

表 1 不同弦杆加强方案的贝雷梁钢便桥前 3 阶模态频率及主振型

模态阶数	无加强弦杆 频率/Hz	上弦杆加强 频率/Hz	下弦杆加强 频率/Hz	上下弦杆加强 频率/Hz	主振型
1	4.279 1	4.701 1	4.530 8	5.197 1	左右主梁竖向上下同步摆动
2	5.69	5.938 6	5.773 2	6.370 3	左右主梁竖向上下异步扭摆
3	12.988	13.482	13.684	13.807	左右主梁水平左右同步摆动

从表 1 的数据来看,第 1 阶固有频率在 4.2~5.2 Hz 之间,加强弦杆对钢桥结构的固有频率有所提高,但主振型并没有改变,前 2 阶的振动形式均为竖向弯曲振动为主。说明加强弦杆能够提高钢桥结构的刚度,提高其固有频率,并未改变钢桥的基本结构。车辆通过钢桥最容易发生的均是竖向的弯曲振动,在车辆通过钢桥时,其激励源主要来自车辆工作频率及路面不平顺,可以通过假设移动荷载为随时间变化的正弦函数来模拟,即 $F\sin(\omega t)$,其中, ω 为激励频率,故要求车辆激励荷载的频率应尽量远离钢桥的第 1 阶固有频率,以避免与钢桥发生共振现象而导致破坏。

为了进一步研究车速、加强弦杆等因素对钢桥振动加速度及动位移的影响,采用 ANSYS 的瞬态动力分析方法^[11],对 4 种不同弦杆加强方案的有限元模型进行数值模拟。采用移动荷载模拟整个车辆从右侧上桥直至下桥的过程,每个荷载步荷载移动 0.5 m,包含 5 个荷载子步,时间间隔等于 0.5 除以车辆移动速度,共计 76 个荷载步文件求解。通过钢桥的最大竖向位移及振动加速度等动力响应分析其因素的影响。

取车辆模型的移动速度在 0~72 km/h 之间进行瞬态分析。由于结构和荷载均对称,得到左右两边主梁的响应相同,提取任意一边主梁的内外两侧贝雷梁的最大竖向位移,此时车辆前轴钢桥上桥端 20 m 处附近,随速度变化如图 5 所示。从图中可见,随着车速的增加,最大竖向位移均逐渐增大,从增大的趋势来看,由快到慢依次是无加强弦杆、下弦杆加强、上弦杆加强和上下弦杆加强,受速度影响最小的是上下弦杆加强的模型,相对而言,上弦杆加强优于下弦杆。任何一种弦杆加强模型的两排贝雷梁变形并不是完全一致的,而且内侧贝雷梁的变形较大,说明两排贝雷梁受力并不均衡,内侧贝雷梁因变形大而承担

相对较多的荷载。取 4 种弦杆加强模型内外侧贝雷梁变形量差值分别占平均值的 1.34%、1.78%、1.37%、0.98%，从所占比值来看，内外侧贝雷梁的不均匀变形差异较小，且上下弦杆加强的模型能够减小差异，仅仅加强上弦杆或下弦杆不能起到减小内外侧贝雷梁变形的差异，相反会增大差异，造成内外侧贝雷梁的变形不一致，相对而言，仅仅上弦杆加强会更不利于贝雷梁的均匀受力。从数值差异大小上来看，内外侧贝雷梁的变形差异的数值非常小，故可忽略不计。按照规范^[12]的最大允许竖向位移为 $L/500$ ，即 48 mm，仅有上下弦杆加强的模型刚度满足其要求。

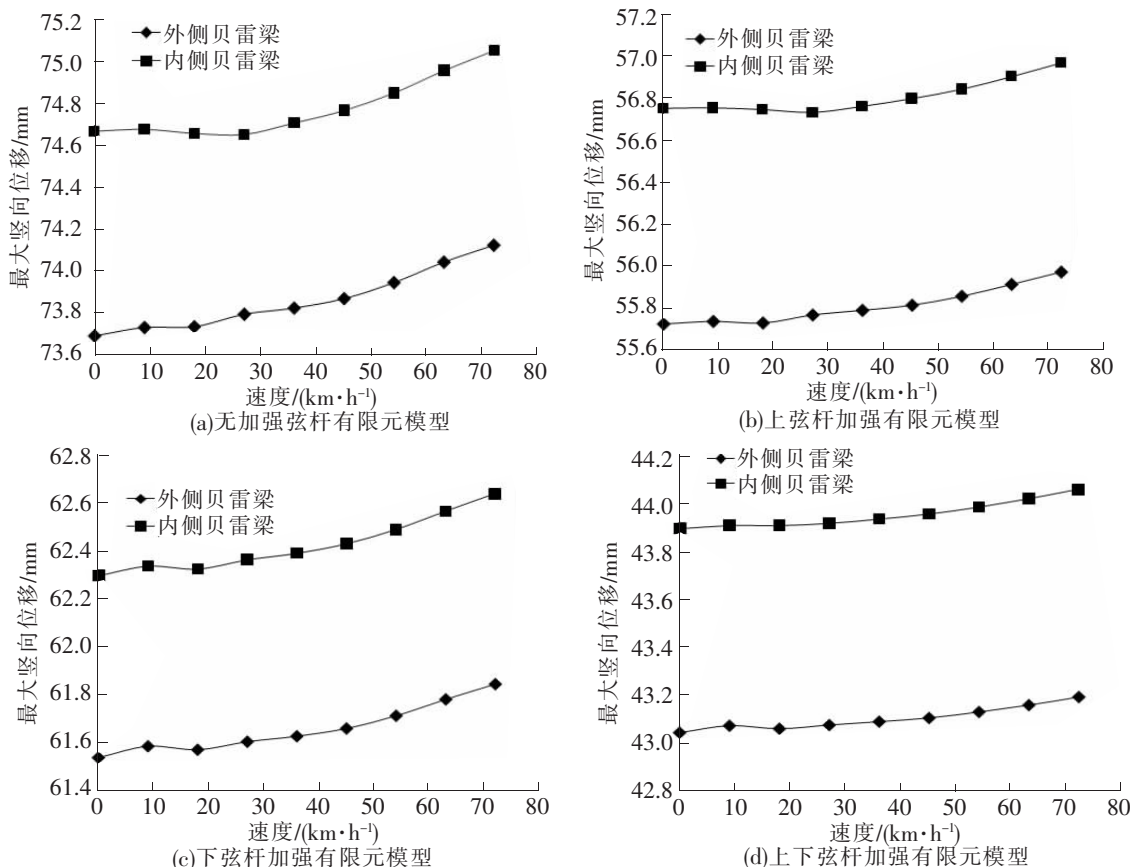


图 5 跨中最大竖向位移变化图

跨中截面的动位移是反应结构振动幅值的重要参数。图 6 给出了最大动位移的变化曲线,可以看到,贝雷梁钢便桥最大动位移与速度呈非线性的增大关系,尤其是无加强弦杆的动位移最大,相对而言,上下弦杆加强大约能够降低动位移三分之二,上弦杆或下弦杆加强的动位移处于两者之间,且上弦杆加强的动位移明显低于下弦杆加强。说明贝雷梁钢便桥的振动幅值随着车速的提高逐渐增大,加强弦杆能够降低钢桥的动位移,提高钢桥的刚度,在贝雷梁的上弦杆使用加强弦杆优于下弦杆。钢桥本身刚度较差,使用上下弦杆均加强能够明显降低速度对钢桥动位移的影响。

跨中竖向最大振动加速度出现在车辆前轴达到 13.2 m 处位置,其变化规律如图 7 所示。随着车辆移动速度的增大,贝雷梁钢便桥的跨中竖向最大振动加速度也会随之增大,钢桥竖向最大振动加速度在车速低于 50 km/h 时变化不大,超过 50 km/h 时,钢桥的竖向最大振动加速度也开始增大,相对而言,加强弦杆能够降低钢桥竖向最大振动加速度,尤其是车速较高时,加强弦杆的作用更加明显地起到减小车速对最大振动加速度的影响。上弦杆或下弦杆加强在速度为 10~50 km/h 时稍微有些区别,而车速不在这个区间时上侧或下侧加强均一样,如车速达到 72 km/h,仅仅在上弦杆或下弦杆使用加强弦杆能降低最大振动加速度 30%,上下采用加强弦杆能够降低 50%。从以上分析来看,加强弦杆能够降低钢桥的跨中竖向最大振动加速度,减小钢桥动力响应,为使得贝雷梁钢便桥动力响应不至于迅速增大,故建议车速低

于 50 km/h, 以避免桥梁产生过大的振动加速度而发生破坏。

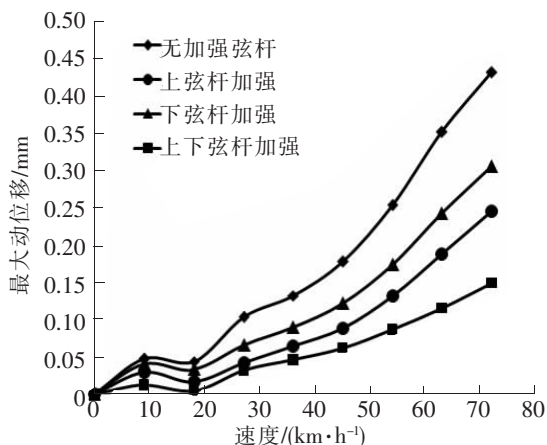


图 6 最大动位移随速度的变化图

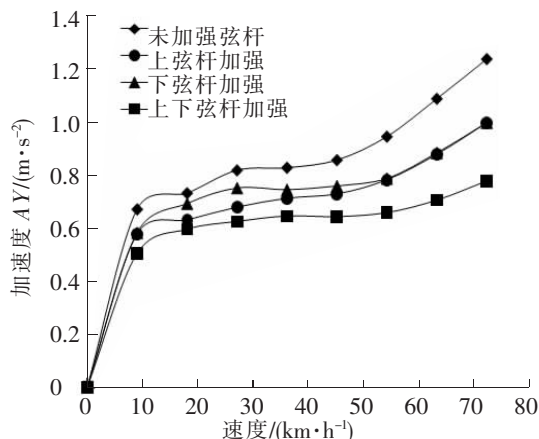


图 7 跨中竖向最大加速度变化图

4 结论

在贝雷梁钢便桥模态分析的基础上,对钢桥的三维空间有限元模型进行瞬态分析,通过分析最大竖向位移、跨中动位移及最大振动加速度等动力响应得到如下结论:

(1)前 2 阶振型为竖向弯曲上下振动,第 3 阶振型为侧向弯曲,荷载激励频率应尽量避免与钢桥固有频率 4.2~5.2 Hz 靠近,以防止出现钢桥共振,使用加强弦杆能够提高钢桥固有频率,但不能改变其振型。

(2)贝雷梁竖向最大位移随着车速的增大而增大,内外两侧贝雷梁的变形不一致,且变形差异微小,加强弦杆对其变形不一致的改善几乎不起作用,可忽略不计。

(3)动位移随速度的变化呈现非线性的增大关系,使用加强弦杆能够降低动位移,且在上弦杆使用加强弦杆优于下弦杆,鉴于贝雷梁刚度本身较低,建议作为钢便桥使用时,上下弦杆均需要使用加强弦杆提高其刚度,减小动位移。

(4)钢便桥振动加速度随着车速的增加呈非线性的增大,采用加强弦杆能够降低车速对钢桥的振动加速度,尤其是随着车速超过某值后,不采用加强弦杆的钢桥振动加速度会明显随车速增大而迅速提高。

综上所述,建议贝雷梁作为钢便桥使用时,采用上下加强弦杆,限速 50 km/h,以降低钢桥的振动影响,确保车辆安全通过钢桥。

参 考 文 献

- [1]孙洪岩,杨平,张彦红,等. 地铁车站交通疏散钢便桥数值分析研究[J]. 地下空间与工程学报, 2010, 6(3): 472-476.
- [2]梁远森,王守君,张静芳. “321”贝雷梁钢便桥静力性能分析[J]. 华北水利水电学院学报, 2012, 33(5): 39-42.
- [3]唐浩斌,刘智君,沈育民. 上承式贝雷梁钢便桥的设计[J]. 湖南交通科技, 2006, 32(3): 111-114.
- [4]刘旭伟. 贝雷梁便桥的检算及安全使用方法[J]. 贵州大学学报:自然科学版, 2009, 26(1): 120-123.
- [5]史正洪,孙九春. 基于静载试验的贝雷梁临时便桥力学状态研究[J]. 上海公路, 2013(3): 40-43.
- [6]黄文,袁向荣. 钢便桥静载试验研究[J]. 长春工程学院学报:自然科学版, 2010, 11(4): 27-29.
- [7]袁红茵,戴永相,张文杰. 贝雷架钢桥的静动力荷载试验研究[J]. 西部交通科技, 2007(5): 84-87.
- [8]陈鲁,柳民,李燕等. 新型超宽下承式施工钢便桥静载试验研究[J]. 施工技术, 2018, 47(4): 81-84.
- [9]李皓桢,吴康雄,朱奇. 架桥机贝雷架主梁动态特性分析[J]. 建筑机械化, 2008(9): 34-36.
- [10]黄绍金,刘陌生. 装配式公路钢桥多用途使用手册[M]. 北京:人民交通出版社, 2002.
- [11]李国,叶裕明,刘春山等. ANSYS 土木工程应用实例[M]. 2 版. 北京:中国水利水电出版社, 2007.
- [12]中交公路规划设计院有限公司. JTG D64—2015 公路钢结构桥梁设计规范[S]. 北京:人民交通出版社股份有限公司, 2015.

(下转第 73 页)

柔性人行悬索桥空间索面 抗风缆索系统的找形计算方法

李保俊

(山西省交通规划勘察设计院有限公司, 山西 太原 030006)

摘要:基于悬线索单元理论,研究了空间索面抗风缆索系统精确计算方法。利用平面受力平衡求得节点横向坐标,再根据各索段在自重作用下呈悬链线的特性,通过不断迭代计算得到节点的竖向坐标和各索段的无应力长度。文中给出了该方法的迭代计算流程,并利用《Matlab》编写计算程序。结合某工程实例,求得抗风缆索系统成桥线形及各索段无应力长度,带入有限元软件进行几何非线性计算,结果表明,恒载状态下缆索系统节点位移小于跨度的 $1/40\ 000$,说明提出的方法是可行的,满足工程精度要求。

关键词:人行悬索桥;抗风缆索;空间索面抗风缆索系统

中图分类号: U213.2+32 **文献标志码:** A **文章编号:** 2095-0373(2020)01-0025-07

0 引言

随着我国经济水平的不断提高,越来越多的景区内修建了大跨度柔性人行悬索桥。这种桥的桥面宽往往不足3 m,但跨度却在100 m以上,这导致其横向刚度和承载力很小,无法依靠自身来抵抗横向风荷载。为此,工程上常在桥面两侧增设抗风缆索系统来提高结构横向刚度^[1]。在以往工程设计中,抗风缆索系统的设计计算方法较为简单:利用简化抛物线理论对风缆单独进行计算^[2-3],不考虑风缆与结构的相互作用。这种将风缆与主结构分割开来简化计算的做法,用于抗风缆索系统自身的设计并没有太大问题,但这种做法不能考虑风缆对主结构竖向拉力影响,也无法查看抗风缆索系统对整个结构横向刚度的贡献程度。若将抗风缆索系统与主结构一起建立有限元模型进行分析,则可考虑风缆对主结构的影响,并可查看主结构和抗风缆索系统对横向风荷载的分担比例。为实现这一目的,首要解决的问题就是抗风缆索系统的找形问题。

文献[4]利用ANSYS迭代结算得到风缆的成桥线形,但采用的是简化抛物线理论,文中按照风荷载的大小确定成桥状态风缆系统线形,恒载状态下风缆的变形较大。严格按照精确悬线索单元理论编写恒载状态下风缆系统的线形,本质上为解析解。

按照先平面后立面的顺序给出空间索面抗风缆索系统的找形思路 and 过程。在平面内由于没有自重力的影响,可借助节线法求解;在立面内由于有单元自重的影响,需采用悬线索单元求解。文中给出计算迭代流程并利用Matlab编程实现。工程实例计算结果表明,本文提出的找形方法快速有效,可供同类项目参考。

1 平面

设置抗风缆索的目的是抵抗横向风荷载并提高整个结构横向刚度,抗风主缆和桥面系之间通过抗风拉索连接起来,并向桥面系传递竖向力、横向力及纵向力。抗风拉索一般通过滑轮实现与桥面系及抗风主缆之间的连接,所以抗风拉索的轴力理论上是不发生变化的。但由于索段自重和节点处竖向集中力的

影响,各段之间的轴力还是略有不同的,在水平面内由于没有其他外界荷载的影响,抗风拉索轴力在水平面的分力是一致的,图 1 为抗风缆索平面投影布置示意图。

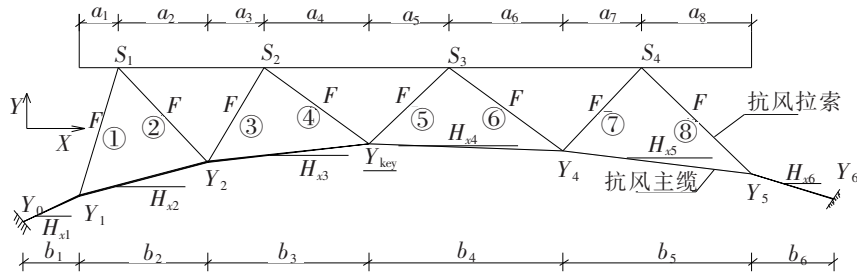


图 1 抗风缆索平面投影示意图

1.1 水平面内找形推导

图 1 中 S_i 为抗风拉索与桥面系相连节点的横向坐标,共 n 个,为已知值; a_i 为抗风拉索沿纵桥向的投影长度,共 $2n$ 个,为已知值; b_i 为抗风主缆索段长度沿纵桥向的投影长度,共 $n+2$ 个,为已知值; Y_i 为抗风主缆节点的横向坐标,共 $n+3$ 个,其中起终锚固点横向坐标 Y_0 、 Y_{n+2} 以及“重点”的横向坐标 Y_{key} 是人为设定值,其余 n 个 Y_i 值为未知值; F 为抗风拉索轴力的平面投影分力,为设定值; H_{xi} 为抗风主缆轴力的纵桥向分力,共 $n+2$ 个,为未知值。

利用接线法^[5]的思想求解主缆节点的横向坐标,即对 $Y_1 \sim Y_{n+1}$ 各节点分别进行纵向和横向受力平衡计算,共有以下 $2n+2$ 个方程式。

$$\begin{cases}
 H_{x1} = H_{x2} + \frac{F}{\sqrt{a_1^2 + (S_1 - Y_1)^2}} \times a_1 \\
 \frac{H_{x1}}{b_1} \times (Y_1 - Y_0) = \frac{H_{x2}}{b_2} \times (Y_2 - Y_1) + \frac{F}{\sqrt{a_1^2 + (S_1 - Y_1)^2}} \times (S_1 - Y_1) \\
 H_{x2} + \frac{F}{\sqrt{a_2^2 + (S_1 - Y_2)^2}} \times a_2 = H_{x3} + \frac{F}{\sqrt{a_3^2 + (S_2 - Y_2)^2}} \times a_3 \\
 \frac{H_{x2}}{b_2} \times (Y_2 - Y_1) = \frac{H_{x3}}{b_3} \times (Y_3 - Y_2) + \frac{F}{\sqrt{a_2^2 + (S_1 - Y_1)^2}} \times (S_1 - Y_2) + \\
 \quad \frac{F}{\sqrt{a_3^2 + (S_2 - Y_2)^2}} \times (S_2 - Y_2) \\
 \vdots \\
 H_{xi} + \frac{F}{\sqrt{a_{2i-2}^2 + (S_{i-1} - Y_i)^2}} \times a_{2i-2} = H_{xi+1} + \frac{F}{\sqrt{a_{2i-1}^2 + (S_i - Y_i)^2}} \times a_{2i-1} \\
 \frac{H_{xi}}{b_i} \times (Y_i - Y_{i-1}) = \frac{H_{xi+1}}{b_{i+1}} \times (Y_{i+1} - Y_i) + \frac{F}{\sqrt{a_{2i-2}^2 + (S_{i-1} - Y_i)^2}} \times (S_{i-1} - Y_i) + \\
 \quad \frac{F}{\sqrt{a_{2i-1}^2 + (S_i - Y_i)^2}} \times (S_i - Y_i) \\
 \vdots \\
 H_{xn+1} + \frac{F}{\sqrt{a_{2n}^2 + (S_n - Y_{n+1})^2}} \times a_{2n} = H_{xn+2} \\
 \frac{H_{xn+1}}{b_{n+1}} \times (Y_{n+1} - Y_n) = \frac{H_{xn+2}}{b_{n+2}} \times (Y_{n+2} - Y_{n+1}) + \frac{F}{\sqrt{a_{2n}^2 + (S_n - Y_{n+1})^2}} \times (S_n - Y_{n+1})
 \end{cases} \quad (1)$$

以上 $2n+2$ 个方程中有 $2n+2$ 个未知量,其中包括 n 个主缆横向坐标 Y_i (Y_{key} 为已知量)和 $n+2$ 个主缆轴力的纵向分力 H_{xi} ,正好可以求解,但以上方程组与传统的可一次求解的接线法^[5]有所不同,此处未

知量 Y_i 与 H_{xi} 之间呈耦合关系而不是线性关系,不可直接线性求解。

从方程组(1)可以看出,如果已知第 1 段主缆轴力的纵向分力 H_{x1} 和第一点的横向坐标 Y_1 就可以逐步推求出其他索段的纵向分力和节点横向坐标,而主缆终点和“垂点”的横向坐标是已知值,因此可以先假定一组 H_{x1} 和 Y_1 为已知值进行计算,如果求得的终点和“垂点”的横向坐标与设计值差距很小时,可认为 H_{x1} 和 Y_1 就是所求未知量的解。

1.2 水平面内迭代求解

在具体求解方法上,可以假定一个 H_{x1} 值,将一系列的 Y_1 值代入方程组试算,求解各节点的横向坐标,当终点坐标的计算值与设计值差距足够小时,认为 Y_1 为此 H_{x1} 值下的真值。但此时“垂点”的横向坐标的计算值与设计值不一定吻合,这时就需要更新 H_{x1} 值,再重复之前的计算过程,直至“垂点”的横向坐标与设计值的差值足够小时,整个过程是个大循环内套小循环不断迭代试算的过程,这个过程可用二分法来实现,具体的迭代流程如图 2。

在迭代过程中,利用了 2 个基本原理来调整初始值 H_{x1} 和 Y_1 的更新方向,以便快速收敛,即:

- (1)主缆纵向水平分力 H_{x1} 越大则“垂度”越小;
- (2)初始横向坐标 Y_1 越大则终点的横向坐标也会越大。

1.3 水平面内迭代流程

根据实现上面提到的求解方案,绘制抗风缆水平平面内找形的流程如图 2,可用 Matlab 编程实现。

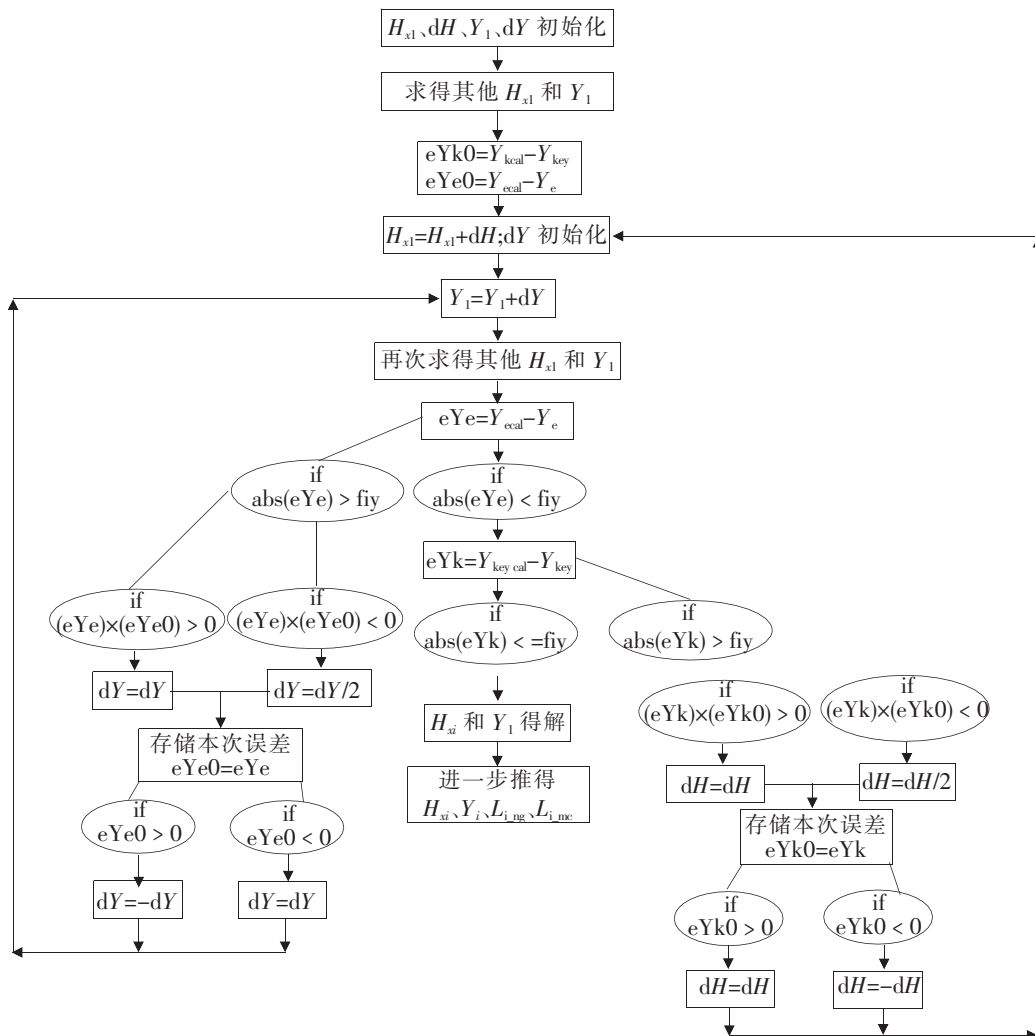


图 2 抗风缆索平面找形迭代流程图

2 立面

平面计算收敛后,平面的线形就确定了,利用简单的几何关系便得到主缆和拉索在水平面内的投影长度和沿平面轴向方向的分力,这将作为立面找形计算的已知值,抗风缆索的立面投影示意图 3。

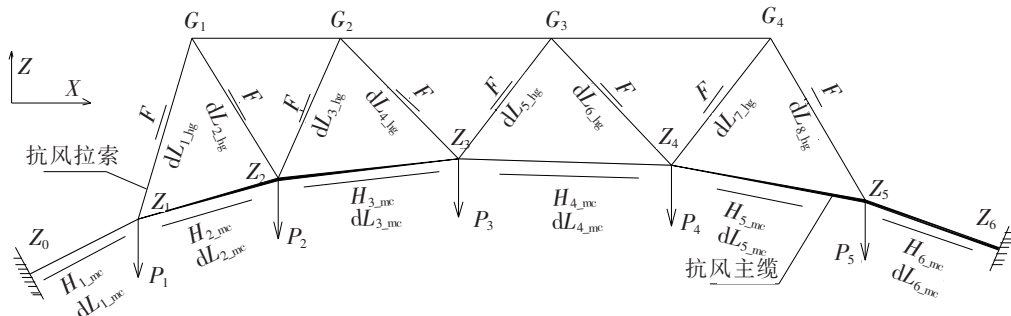


图 3 抗风缆索竖面投影示意图

其中, F 为抗风拉索轴力的平面投影分力,为设定值; G_i 为抗风拉索与主梁连接节点的竖向坐标值; Z_i 为抗风主缆各节点的竖向坐标值,除起终点为已知外,其余均为未知量,需要竖向找形得到; $dL_{i,hg}$ 为第 i 根空间吊杆的平面投影长度,由两端节点的平面坐标计算得到,其中与抗风主缆相连接点的横向坐标值 Y_j 已通过平面找形获得。如, $dL_{i,hg} = \sqrt{(S_i - Y_{i-1})^2 + a_i^2}$; P_i 为抗风主缆第 i 个节点受到的外部竖向力,主要是连接件的质量,如滑轮等; $dL_{i,mc}$ 为第 i 段抗风主缆的平面投影长度,用平面找形得到的各节点横向坐标和已知的纵坐标差值即可求得, $dL_{i,mc} = \sqrt{(Y_i - Y_{i-1})^2 + b_i^2}$; $H_{i,mc}$ 为第 i 段抗风主缆轴力的平面投影分力,利用平面找形获得 H_{xi} 经过简单的几何变换得到, $H_{i,mc} = H_{xi} \times \frac{dL_{i,mc}}{b_i}$;

2.1 索单元假定

缆索在立面的线形受到缆索自身重力的作用,在节点间呈分段悬连线,必须采用精确悬连线理论进行计算才能反映真实的缆形,精确悬连线索单元理论的假定如下:

- (1) 索单元仅承受轴向拉力,不承受压力和弯矩,为理想柔索。
- (2) 主缆仅仅承受沿无应力索长的均布力和节点处的集中力。
- (3) 忽略索单元截面的横向变形,认为截面不发生变化。

索段的计算简图如图 4,其中竖向坐标以向上为正,外力的方向与坐标一致时为正值。根据以上基本假定和受力平衡得到索单元的基本方程

$$H_{x1} = -H_{x2} \quad (2)$$

$$V_2 = -(V_1 + qS_0) \quad (3)$$

$$dL = \frac{H_{x1}S_0}{EA} - \frac{H_{x1}S_0}{q} \left[\ln(V_1 + qS_0 + \sqrt{H_{x1}^2 + (V_1 + qS_0)^2}) - \ln(V_1 + \sqrt{H_{x1}^2 + (V_1)^2}) \right] \quad (4)$$

$$dz = \frac{qS_0^2 + 2V_1S_0}{2EA} - \frac{1}{q} \left[\sqrt{H_{x1}^2 + (V_{x1} + qS_0)^2} - \sqrt{H_{x1}^2 - (V_1)^2} \right] \quad (5)$$

式中, S_0 为索单元无应力长度; q 为沿无应力长度的竖向均布力; H_1 、 V_1 为索起点端受到的纵向和竖向分力,力的方向与坐标系保持一致; E 为索单元材料弹模; A 为索单元截面面积; d_x 为索单元在水平面内的投影长度; d_z 为索单元终点竖向坐标减去起点竖向坐标。索单元的基本参数为 S_0 、 H_{x1} 、 V_1 、 d_x 、 d_z ,只要已知其中的 3 个参数,就能求得剩余的 2 个参数,这个过程也需要迭代求解,具体过程可参考文献[6]。

2.2 立面找形推导

立面线形求解过程也是计算各节点受力平衡的过程。各节点受到的力包括主缆起终点传来的竖向、

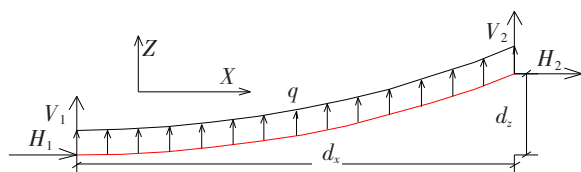


图 4 索单元计算简图

水平分力和拉索起点传来的竖向、水平分力以及节点所受竖向集中力(如索夹重)。其中主缆和拉索传递给节点的水平分力是已知值,且经过平面的找形计算,已在节点处保持了平衡,所以在本阶段可不考虑,仅关注竖向受力平衡即可,各节点竖向受力见图 5。

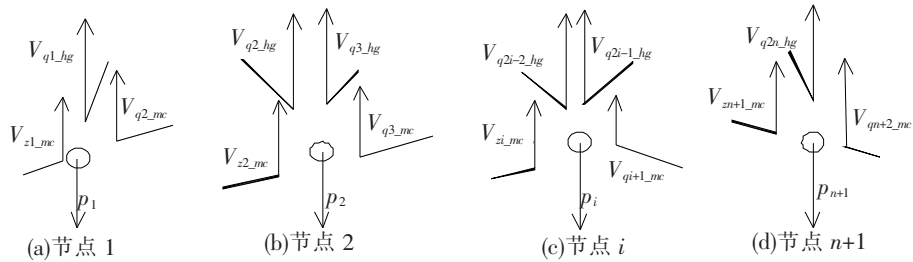


图 5 各节点竖向受力

索单元为 5 参数非线性单元,要已知 3 个参数才能计算另外 2 个,而各索段的轴力水平分力 H 和水平面投影长度 dL 已在平面计算阶段获得,需要另外一个参数才能启动计算,故先假定 $Z_1 = Z_0 + dZ_1$ 为已知值。这样 1 号主缆的便获得了已知值 dz_{1_mc} ,加上平面计算获得的另外两个值 H_{1_mc} 和 dL_{1_mc} ,正好 3 个参数,利用索单元基本方程可求得剩余的两个参数 V_{1_mc} 和 S_{01_mc} ;1 号拉索获得已知值 $dz_{1-hg} = g_1 - Z_1$,加上平面计算获得的另外两个值 F 和 dL_{1_hg} ,正好 3 个参数,利用索单元基本方程可求得剩余的两个参数 V_{1_hg} 和 S_{01_hg} ;利用节点竖向受力平衡: $q_1 + V_{q1_hg} + V_{z1_mc} + V_{q2_mc} = 0$,可得第二段主缆的起点竖向力 V_{q2_mc} 。

第二段索获得 3 个已知参数 H_{2_mc} 、 L_{2_mc} 、 V_{q2_mc} ,利用索单元基本方程可获得剩余参数 dZ_2 、 S_{02_mc} ,这样第二点的竖向坐标可确定 $Z_2 = Z_1 + dZ_2$;2、3 号拉索分别获得已知值 $dz_{2-hg} = g_1 - Z_2$ 、 $dz_{3-hg} = g_2 - Z_2$,加上平面计算获得的 F 、 L_{2_hg} 、 L_{3_hg} ,可获得剩余参数 V_{q2_hg} 、 V_{q3_hg} 、 S_{02_hg} 、 S_{03_hg} ,同样利用节点 2 竖向受力平衡, $q_2 + V_{q2_hg} + V_{q3_hg} + V_{z2_mc} + V_{q3_mc} = 0$,可得下一段主缆的起点竖向力 V_{q3_mc} 。

依次类推可得到最终点竖向坐标计算值 Z_{n+2_cal} ,这个值与终点竖向坐标的设计值 Z_{n+2} 会有所差别,这就要不断迭代调整初始 dz_{1_mc} ,直到两者差值足够小,计算结束后可获得主缆竖向坐标和各索段的无应力长度。 dz_{1_mc} 的初始值可根据线性节点平衡法^[3]获得,较精确的初始值和适当的步长可加快收敛。

3 算例

某景区人行悬索桥,主缆跨度 125 m,垂度 12 m,吊杆间距 3 m,见图 6。为抵抗横向风载,在跨中 103 m 段设置抗风索缆结构,抗风拉索成三角形布置,通过滑轮与桥面系及抗风主缆相连,恒载状态设计抗风拉索轴力的水平面分力为 0.5 kN,抗风拉索长度的纵向分量为 3 m。抗风主缆起终锚固点距拉索上节点的竖向距离 6.7 m,横向距离 8.5 m,横向垂度为 7.5 m。单根主缆由 7 根 $6 \times 19s + IWR(\Phi 36)$ 型钢丝绳组成,弹模 $1.1e5$ MPa;吊杆采用 $\Phi 32$ 粗钢筋,弹模 $2.06e5$ MPa;抗风主缆为单根 $6 \times 19s + IWR(\Phi 36)$ 型钢丝绳,弹模 $1.1e5$ MPa;抗风拉索为单根 $6 \times 19s + IWR(\Phi 16)$ 型钢丝绳,弹模 $1.1e5$ MPa。

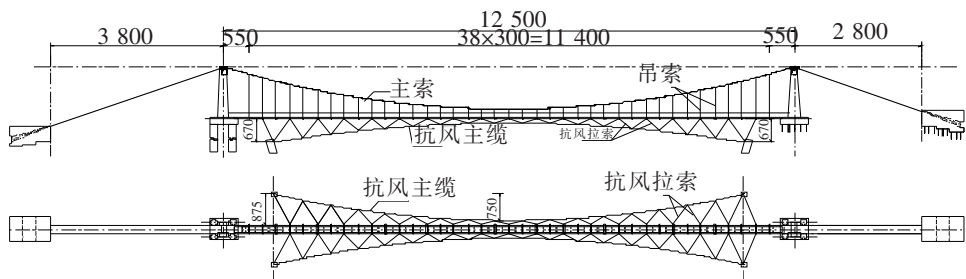


图 6 某人行悬索桥布置图(单位:cm)

抗风拉索与桥面系交点共 17 个,抗风拉索共 $2 \times 17 = 34$ 节,抗风主缆共 $17 + 2 = 19$ 节,节点 $17 + 3 = 20$ 个,以第 10 个节点作为横向“垂点”,设计抗风拉索成桥状态的平面分力为 0.5 kN。利用 Matlab 编制

找形程序,得到抗风主缆的横、竖向坐标及无应力长度见表 1。

表 1 抗风主缆的节点坐标和无应力长度

mm

节点	x	y	z	L_0	节点	x	y	z	L_0
1	0	-8 500	-6 700		11	54 500	-1 000	-2 036.2	5 999.5
2	500	-8 320.7	-6 607.1	539.2	12	60 500	-1 131.3	-2 134.9	6 001.8
3	6 500	-6 339.3	-5 519.5	6 411	13	66 500	-1 409	-2 341.1	6 009.5
4	12 500	-4 733.2	-4 569	6 283	14	72 500	-1 863.2	-2 670.8	6 025.7
5	18 500	-3 477.6	-3 774.3	6 180.7	15	78 500	-2 536.4	-3 143.3	6 055.6
6	24 500	-2 536.4	-3 143.3	6 105.5	16	84 500	-3 477.6	-3 774.3	6 105.5
7	30 500	-1 863.2	-2 670.8	6 055.6	17	90 500	-4 733.2	-4 569	6 180.7
8	36 500	-1 409	-2 341.1	6 025.7	18	96 500	-6 339.3	-5 519.5	6 283
9	42 500	-1 131.3	-2 134.9	6 009.5	19	102 500	-8 320.7	-6 607.1	6 411
10	48 500	-1 000	-2 036.2	6 001.8	20	103 000	-8 500	-6 700	539.2

4 验证

利用 Matlab 编制的找形程序,不仅能得到成桥线形、索段无应力长度,还能得到拉索对桥面系的竖向作用,将该竖向力作为外荷载施加于 MIDAS 软件建立的主结构有限元模型中进行主缆找形。最后将找形成功的主结构模型与抗风缆索结构模型合二为一,并去掉之前施加的竖向力,打开大位移选项进行几何非线性分析,得到的恒载状态变形结果如图 7,可见恒载状态下结构的位移量很小,横竖向位移量分别为 2.3 mm、1.95 mm,不足跨度的 1/40 000,说明本文提出的抗风拉索找形方法满足工程精度要求。

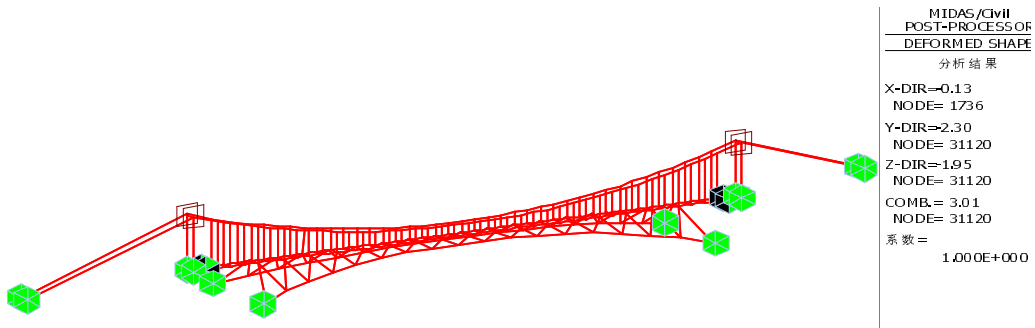


图 7 恒载状态整体结构的变形(单位:mm)

5 结语

(1)按照本文提出的方法编程计算,可快速找出空间索面抗风缆索系统的成桥线形。

(2)基于分段精确悬链线索单元求解得到的抗风缆成桥线形及各索段无应力长度,本质为解析解,带入有限元模型进行几何非线性分析,计算结果表明,恒载状态下缆索系统变形很小,精度可满足工程要求。

参 考 文 献

- [1]吴长青,张志田,吴肖波. 抗风缆对人行悬索桥动力特性和静风稳定性的影响[J]. 桥梁建设,2017,47(3):77-82.
- [2]韩海峰,杨虎根. 人行索道桥主索和抗风拉索的设计与计算[J]. 交通节能与环保,2014,10(2):64-66.
- [3]杨虎根,牟严松. 新型人行索道桥结构设计与计算方法[J]. 贵州大学学报:自然科学版,2013,30(增刊):217-221.
- [4]巩明,刘玉辉,张彦玲,等. 基于 ANSYS 的人行悬索桥主缆及抗风缆找形方法研究 [J]. 国防交通工程与技术,2018,16(5):26-29.
- [5]刘政伟,高能祥. 用节线法计算悬索桥缆形[J]. 交通科技,2014(3):26-28.
- [6]王嵩. 独塔空间索面自锚式悬索桥主缆线形分析[J]. 上海公路,2010(4):45-48.

(下转第 81 页)

橡胶粉掺量对泡沫混凝土性能影响的研究

陈龙龙¹, 朱 涵^{1,2}, 邵建文¹, 石万万¹

(1. 天津大学 建筑工程学院, 天津 300072;

2. 天津大学 滨海土木工程结构与安全教育部重点实验室, 天津 300072)

摘要:利用由废旧轮胎制成的橡胶粉、普通硅酸盐水泥和复合类发泡剂制备干密度为 500 kg/m³ 的泡沫混凝土。研究了橡胶粉掺量对泡沫混凝土抗压强度、孔隙率、吸水率、抗裂性能的影响,并通过电子扫描显微镜对其微观结构进行了分析。结果表明:随着橡胶粉掺量的增大,泡沫混凝土的开裂时间显著延长,裂缝发展速度明显减缓,抗压强度、孔隙率及体积吸水率逐渐减小。

关键词:泡沫混凝土;橡胶粉;体积吸水率;收缩开裂;抗压强度

中图分类号: TU528.041 **文献标志码:** A **文章编号:** 2095-0373(2020)01-0031-06

0 引言

泡沫混凝土,又称为发泡水泥,是将泡沫剂水溶液制成的泡沫加入到水泥、粉煤灰、砂、水及外加剂组成的料浆中,经过混合搅拌、浇筑成型、养护而成的轻质多孔的混凝土制品^[1],是一种节能、环保、利废的新型建筑材料^[2]。泡沫混凝土以其轻质多孔、保温隔热、隔声降噪、防火耐久等优异的性能而被广泛应用于建筑、岩土、市政等工程领域^[3-6]。但是,由于泡沫混凝土制作过程中采用较大的水灰比(一般在 0.5 以上),在凝结硬化过程中水分大量散失、收缩变形,其制品多出现开裂现象,这是泡沫混凝土在生产应用中存在的最显著问题之一。这不仅对其保温性能、抗渗性、抗冻性等产生不良影响,而且也是国内一大批泡沫混凝土砌块生产线停产的主要原因^[7]。近些年,国内外许多学者对泡沫混凝土的干缩开裂性能做了大量研究。管文^[8]通过掺加萘系减水剂降低泡沫混凝土的水灰比,提高浆体粘度,减少物料分层离析和收缩下沉的几率,抵消部分收缩应力,对抑制泡沫混凝土的干缩起到一定的积极作用。袁伟等^[9]研究发现通过掺加分散性良好的 PP 纤维,可在泡沫混凝土中形成一种均匀乱向的支撑体系,消耗混凝土硬化过程中的收缩应力,从而阻断收缩裂纹的发展。何爱顺等^[10]研究发现 HCSA 膨胀剂中的硫铝酸钙水化产生钙矾石,可以减少泡沫混凝土中水泥颗粒早期水化产生的化学收缩和物理收缩。蒋俊等^[11]研究了水料比、减缩剂、玻璃纤维、固化硫对泡沫混凝土收缩性能的影响。试验结果表明,减缩剂 SRA 可以减小泡沫混凝土的毛细孔张力,补偿收缩。他们提出的方法在解决泡沫混凝土干缩开裂问题上提供了很好的思路,但是实际效果不能很好地满足工程中对泡沫混凝土抗裂性能的要求。

橡胶粉是通过粉碎机将废旧汽车轮胎等橡胶制品粉碎,再经过研磨、清洗等工序制作而成的一种绿色材料^[12],粒径一般为 1~2 mm 或更小^[13]。国内外学者研究表明:加入橡胶粉可以有效改善混凝土的抗裂性能、抗冻融性能、冲击韧性,降低混凝土的脆性、吸水率,具有良好的社会价值和经济效益,廉价易得,应用前景广泛^[14-16]。但是,有关橡胶粉在泡沫混凝土领域的应用,国内外还鲜有报道。因此,笔者通过探究掺加橡胶粉对泡沫混凝土性能的影响,以期改善其开裂性能,拓展其工程应用范围。

1 试验

1.1 原材料

收稿日期:2018-06-05 责任编辑:车轩玉 DOI:10.13319/j.cnki.sjztdxzbzrb.20180605002

作者简介:陈龙龙(1994—),男,硕士研究生,研究方向为混凝土材料。E-mail:1006377291@qq.com

陈龙龙,朱涵,邵建文,等.橡胶粉掺量对泡沫混凝土性能影响的研究[J].石家庄铁道大学学报:自然科学版,2020,33(1):31-36.

水泥采用天津市水泥实业公司生产的骆驼牌 P · O42.5,主要性能指标如表 1 所示。橡胶粉选用四川金摩尔环保材料有限公司生产的 60 目橡胶粉,由废旧轮胎机械磨碎制成,表观密度为 1 050 kg/m³。发泡剂为天津永暖建材科技开发有限公司提供的复合类发泡剂,稀释倍数 30 倍。

表 1 水泥的主要性能指标

比表面积/(m ² · kg ⁻¹)	凝结时间/h		抗压强度/MPa			抗折强度/MPa		
	初凝	终凝	3 d	7 d	28 d	3 d	7 d	28 d
346	2.07	5.20	22.2	35.7	50.2	5.2	6.4	7.9

1.2 试验配合比

试验配合比设计依据《泡沫混凝土应用技术规程》(JGJ/T 341—2014),设计干密度为 500 kg/m³,水灰比为 0.5,橡胶粉掺量分别为设计干密度的 0~9%,梯度为 3%。

表 2 泡沫混凝土配合比

试验组号	水泥/(kg · m ⁻³)	橡胶粉/(kg · m ⁻³)	水/(kg · m ⁻³)	泡沫量/(L · m ⁻³)
R0	417	0	208	723
R1	404	15	202	719
R2	392	30	196	714
R3	379	45	190	709

1.3 制备工艺

按试验配合比将水泥及橡胶粉等粉末状材料混合并预搅拌,倒入砂浆搅拌机中慢转 1 min 使材料充分混合,缓慢加入水,再搅拌 2~3 min。然后,加入制备好的泡沫,快速搅拌 2 min 后将料浆倒入涂抹脱模剂的模具中,自然养护 24 h 脱模,放入标准养护室内养护至规定龄期进行试验。

1.4 试验方法及内容

泡沫混凝土的干密度、吸水率、抗压强度的测定,依据标准《泡沫混凝土》(JC/T 266 - 2011);抗裂性能试验采用圆环约束收缩试验法。

(1)干密度试验。试件尺寸为 100 mm×100 mm×100 mm,每组 3 个试件。试件于标准养护室养护 28 d 后取出,置于干燥鼓风箱中,温度设定为 65 ℃,烘干至前后 2 次相隔 4 h 质量差不大于 1 g^[17],取出后立即放入干燥器中冷却至常温,快速称取质量 m_0 ,测量得体积 V ,干密度 ρ_0 按公式(1)计算。

$$\rho_0 = \frac{m_0}{V} \tag{1}$$

(2)真密度及孔隙率试验。将干密度试验烘干后的试件打碎后随机取样,使用研钵研磨至粉末状,在 110±5 ℃ 的温度下干燥 1 h,取出后放在干燥器中冷却至室温,称取样品 60 g,称重精确至 0.01 g。将无水煤油注入李氏瓶中至 0~1 ml 刻度线,盖上瓶塞放入恒温水浴箱中,恒温 30 min,记下初始读数 V_1 。从恒温水槽中取出李氏瓶,用滤纸将李氏瓶细长颈内没有煤油的部分仔细擦干净。用小药匙将样品装入李氏瓶中,反复摇晃至没有气泡排出,再次将李氏瓶静置于恒温水浴箱中,恒温 30 min,记下第二次读数 V_2 。泡沫混凝土真密度 ρ_1 及孔隙率 φ 按式(2)、式(3)计算。

$$\rho_1 = \frac{60}{V_2 - V_1} \tag{2}$$

$$\varphi = \left(1 - \frac{m_0}{\rho_1 \cdot V}\right) \times 100\% \tag{3}$$

(3)吸水率试验。试件尺寸及数量同干密度试验,标准养护 28 d 后取出,烘干至恒重,置于干燥器中冷却至常温后称取质量 m_0 ,然后将试件放入 20 ℃ 恒温水槽中,加水至试件高度 1/3,保持 1 d。再加水至

试件高度 2/3 处,保持 1 d。继续加水至没过试件 30 mm,保持 1 d 后取出,用湿抹布快速擦干表面水分并立即称取质量 m_1 。使用式(4)、式(5)分别计算体积吸水率 W_V 和质量吸水率 W_M 。

$$W_V = \frac{m_1 - m_0}{V \cdot \rho_w} \times 100\%$$

(4)

$$W_M = \frac{m_1 - m_0}{m_0} \times 100\%$$

(5)

式中, ρ_w 为水的密度。

(4)抗压强度试验。试件尺寸同干密度试验,每组 9 个试件,拆模后立即放入标准养护室中,分别养护 3 d、7 d、28 d 后取出,将试件放在温度为 65 ℃ 的干燥鼓风箱中烘干至恒重后放在万能试验机上测试,加载速度取 0.5 kN/s。

(5)圆环约束收缩试验。试验采用不锈钢同心圆环试模,成型试件外径为 140 mm,内径为 100 mm,高度为 40 mm,每组 3 个试件。试件浇筑后,置于室内自然养护 48 h 后拆除外模,连续监测 24 h,记录试件开裂时间,为方便裂纹宽度测量,于试件开裂 24 h 后测量裂缝宽度,如图 1 所示。



图 1 环形约束收缩试件裂缝图

2 结果与讨论

表 3 是不同橡胶掺量的泡沫混凝土的干密度、孔隙率、吸水率、抗压强度、开裂时间和裂缝宽度试验结果。

表 3 不同橡胶粉掺量的泡沫混凝土试验结果

组号	胶粉掺量/ %	干密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	孔隙率/%	吸水率/%		抗压强度/MPa			开裂时间/ h	裂缝宽度/ mm
				W_V	W_M	3 d	7 d	28 d		
R0	0	518	86.1	19.4	37.5	0.845	1.443	2.128	11.4	3.09
R1	3	508	85.3	19.3	38.0	0.816	1.301	1.728	13.0	1.82
R2	6	477	84.6	18.6	39.3	0.607	0.941	1.424	17.0	1.28
R3	9	460	83.6	16.4	42.7	0.587	0.803	1.051	18.7	1.07

2.1 橡胶粉对泡沫混凝土干密度及孔隙率的影响

干密度是影响泡沫混凝土抗压强度的主要因素之一,两者具有良好的相关性。在实际工程中配制泡沫混凝土,通常以其密度来估算配制混凝土的强度。图 2 是橡胶粉掺量对泡沫混凝土干密度和孔隙率的影响。由图可知:(1)随着橡胶粉掺量的不断增大,泡沫混凝土的干密度在不断地减小,当橡胶粉掺量达 9% 时,相对基准组干密度减小了 58 kg/m³。干密度减小的原因是橡胶粉的掺加减少了水泥的用量,而橡胶粉的表现密度仅是水泥的 1/3 左右,这无疑会降低泡沫混凝土的密度;同时由于橡胶粉是一种非极性的有机材料^[18-19],具有憎水性,使得相同体积的泡沫混凝土浆液中含水量降低,从而影响水泥水化产物的形成,导致干密度降低。(2)泡沫混凝土的孔隙率随橡胶粉掺量的增大而减小,当橡胶粉掺量为 9% 时,泡

泡沫混凝土孔隙率为 16.4%。泡沫混凝土孔隙率减小是因为橡胶粉是由废旧橡胶机械磨碎而成,其表面较为粗糙,具有大量的尖锐棱角,很容易划伤泡沫,导致泡沫破裂^[20],降低了混凝土的孔隙率。此外,橡胶粉掺量为 9% 时,泡沫混凝土的孔隙率相对基准组仅减小 2.5%,这也反映了橡胶粉对泡沫的稳定性影响很小,因此其满足 JC/T 266—2011 对泡沫混凝土集料的要求。

2.2 橡胶粉对泡沫混凝土吸水率的影响

吸水率是衡量泡沫混凝土耐久性的一个重要指标,可以分为质量吸水率和体积吸水率 2 种。质量吸水率是指材料所吸收水分的质量占材料干燥质量的百分数,体积吸水率是指材料吸收水分的体积占干燥自然体积的百分数。由于橡胶粉的加入,泡沫混凝土具有很多开口微小的孔隙,质量吸水率往往偏大,此时宜用体积吸水率来衡量其吸水性^[20]。

图 3 为橡胶粉掺量对泡沫混凝土体积吸水率和质量吸水率的影响。随橡胶粉掺量的增大,泡沫混凝土的体积吸水率减小,且减小的幅度逐渐增大,当橡胶粉掺量为 9% 时,泡沫混凝土体积吸水率降低约 3%。对照图 2,图 3 可以发现,泡沫混凝土的体积吸水率远远小于其孔隙率,仅是其 22% 左右。这是因为泡沫混凝土中的气孔大多是被凝固的水泥石所包围的封闭孔隙,水分不易进入,同时试件表面与外界连通的粗大孔隙,水分又不易留存,故而体积吸水率要低于孔隙率。

2.3 橡胶粉对泡沫混凝土抗裂性能的影响

图 4 为泡沫混凝土圆环收缩试验得到的开裂时间与裂缝宽度结果。可以看出:(1)橡胶粉的掺入可以明显延长泡沫混凝土的开裂时间,并且这种效果随着橡胶粉掺量的增加更加显著。当橡胶粉掺量为 3% 时,泡沫混凝土的开裂时间延迟了 1.6 h;掺量为 6% 时,开裂时间为基准组的 1.49 倍,延长 5.6 h;掺量为 9% 时,开裂时间相对基准组开裂时间延长了 64%,延长 7.3 h。橡胶粉延缓泡沫混凝土开裂的原因是微小的橡胶颗粒在泡沫混凝土中形成了大量微小弹性单元,有效阻止了周围水泥基材料因应力集中而产生的受拉裂缝的发展,从而延缓泡沫混凝土的开裂。(2)随着橡胶粉掺量百分比的增加,泡沫混凝土开裂 24 h 后的裂缝宽度逐渐减小,当橡胶粉掺加 9% 时,裂缝宽度减小至 1.07 mm。

2.4 橡胶粉对泡沫混凝土抗压强度的影响

图 5 是橡胶粉掺量对泡沫混凝土 3 d、7 d、28 d 抗压强度的影响,由图可知,随橡胶粉掺量增加,泡沫混凝土的抗压强度呈现减小的趋势,最高降幅达到 50%。以 28 d 抗压强度曲线来看,与基准组泡沫混凝土相比,橡胶粉掺量为 3% 时,抗压强度降低 19%;橡胶粉掺量为 6% 时,强度下降约 33%;橡胶粉掺量为 9% 时,抗压强度损失严重,超过 50%。另外,橡胶粉的掺入使得泡沫混凝土具有一定的早强效应,当橡胶粉掺量为 9% 时,泡沫混凝土的 7 d 抗压强度达到 28 d 抗压强度的 76.4%。泡沫混凝土强度降低的原因是橡胶粉的掺入,减少了作为胶凝材料的水泥的用量,而橡胶粉作为一种惰性材料,不参与水化反应,使得整个体系的水化反应速率在一定程度上受到影响,延缓了泡沫混凝土的凝结硬化。此时泡沫混凝土中的气泡在浮力等作用下,小气泡内气体向大气泡扩散^[20],如图 6 所示,最终导致大泡沫数量增多、连通穿并。泡沫混凝土试件在受压过程中压应力集中于大气泡引起开裂,致使抗压强度降低。

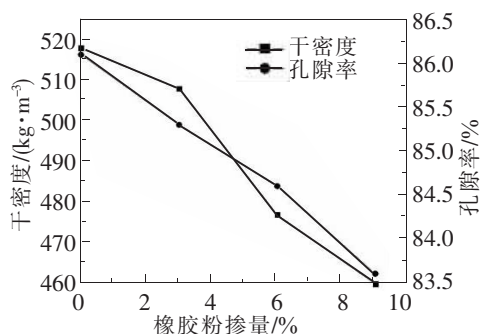


图 2 干密度、孔隙率与橡胶粉掺量的关系曲线

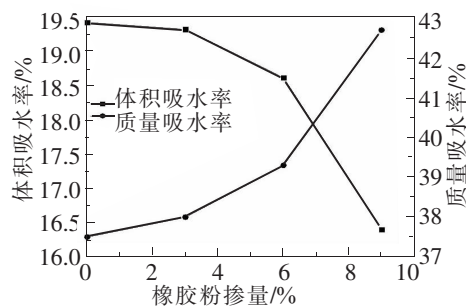


图 3 泡沫混凝土吸水率与橡胶粉掺量的关系

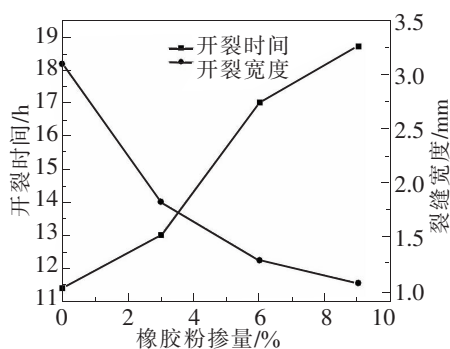


图 4 泡沫混凝土开裂时间和裂缝宽度与橡胶粉掺量的关系

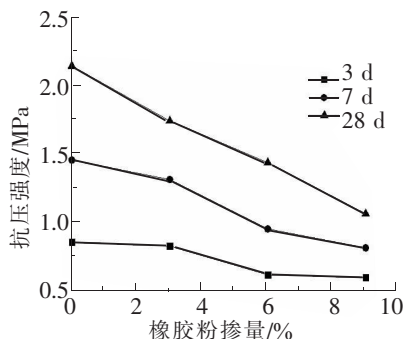


图 5 泡沫混凝土抗压强度与橡胶粉掺量的关系

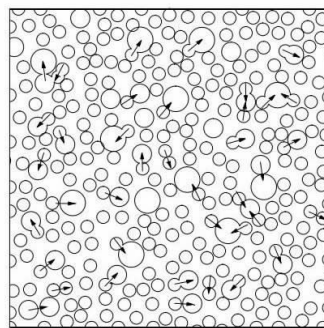


图 6 泡沫混凝土中气体扩散示意图

2.5 橡胶粉-水泥石微观结构

图 7 为基准组泡沫混凝土和 6% 掺量橡胶粉泡沫混凝土的 SEM 照片,从图中可以看出,基准组泡沫混凝土气孔孔径圆润,内壁光滑,孔壁较厚,且厚度相差较大。而掺加橡胶粉的泡沫混凝土的孔径多呈椭圆形,内壁粗糙,孔壁厚度较薄且比较均匀,这也是橡胶粉泡沫混凝土强度降低的一个原因。橡胶粉微粒填充于孔壁之间,表面良好,未与水泥产生反应,且与水泥石之间存在一个界面过渡区。过渡区存在较多的微小裂纹,结构疏松。同时发现,基准组泡沫混凝土的水化产物结晶尺寸粗大,而掺加橡胶粉的泡沫混凝土的水化产物则晶粒较小。这是由于橡胶粉是一种非极性材料,具有很强的憎水性,减小了水向橡胶粉表面迁移的体积和速度,使得表面处的水灰比减小, $\text{Ca}(\text{OH})_2$ 晶体发育速度缓慢,晶粒大小减小^[21]。

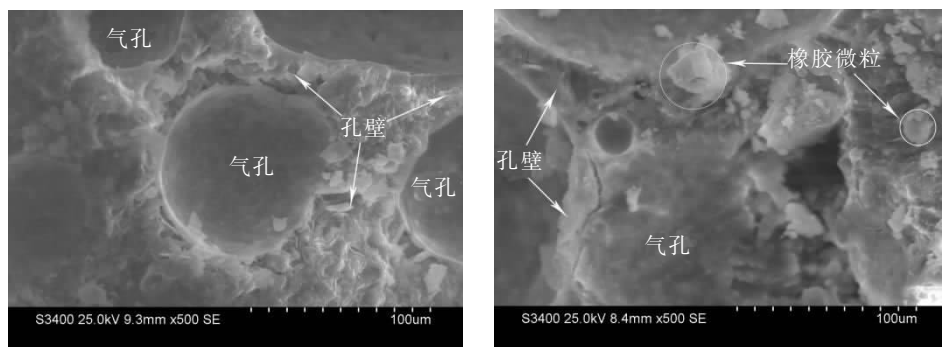


图 7 泡沫混凝土的 SEM 照片

3 结论

(1) 随橡胶粉掺量增大,泡沫混凝土的干密度及孔隙率逐渐减小,橡胶粉掺量为 9% 时,干密度相对基准组减小了 58 kg/m^3 ,吸水率减小了 2.5%。

(2) 泡沫混凝土的体积吸水率随橡胶粉掺量的增大而减小,且减小的幅度逐渐增大。同时,泡沫混凝土的体积吸水率远小于其孔隙率,仅为孔隙率的 22%。

(3) 掺入橡胶粉可以有效延长泡沫混凝土的开裂时间,减小裂缝宽度。9% 橡胶粉掺量的混凝土较基准组开裂时间延长约 64%,裂缝宽度减小超过 65%。

(4) 橡胶粉对泡沫混凝土的抗压强度有明显的不良影响,当橡胶粉掺量为 9% 时,28 d 强度损失超过 50%。

(5) 橡胶粉微粒不参与水泥水化反应,主要填充于孔壁之间。橡胶粉-水泥石存在过渡区界面,结构疏松,削弱了泡沫混凝土的强度。

参 考 文 献

- [1] 高倩, 王兆利, 赵铁军. 泡沫混凝土[J]. 青岛理工大学学报, 2002, 23(3): 113-115.
- [2] 李克亮, 邢朝燕, 陈爱玖等. 页岩陶粒泡沫混凝土性能与保温机理研究[J]. 混凝土, 2017(12): 75-78.

- [3]戴民,贺中泽,方鑫. 固体发泡剂制备泡沫混凝土的试验研究[J]. 新型建筑材料, 2017, 44(10): 97-99, 115.
- [4]Kearsley E P, Wainwright P J. The effect of high fly ash content on the compressive strength of foamed concrete[J]. Cement & Concrete Research, 2001, 31(1): 105-112.
- [5]甘戈金, 陈景, 叶海艳, 等. 磷渣复合粉对超轻质泡沫混凝土的性能影响研究[J]. 施工技术, 2015, 44(24): 41-44.
- [6]周利睿, 耿飞, 习雨同, 等. 气孔结构对泡沫混凝土吸水率和抗压强度的影响[J]. 新型建筑材料, 2017, 44(7): 71-75.
- [7]闫振甲. 泡沫混凝土发展状况与发展趋势[J]. 混凝土世界, 2009(11): 48-55.
- [8]管文. 减水剂对泡沫混凝土性能的影响[J]. 新型建筑材料, 2011, 38(5): 46-49.
- [9]袁伟, 丁来彬, 秦岷, 等. 水泥基泡沫混凝土裂缝控制技术研究[J]. 粉煤灰, 2014(3): 33-37.
- [10]何顺爱, 朱晓燕, 杨奉源, 等. 无荷载状况下泡沫混凝土裂缝控制的研究[J]. 新型建筑材料, 2011, 38(10): 1-4.
- [11]蒋俊, 卢忠远, 牛云辉, 等. 外加组分对泡沫混凝土收缩性能的影响研究[J]. 混凝土, 2013(8): 47-50.
- [12]郭文健, 朱涵, 焦欣玥, 等. 高性能橡胶粉混凝土动态压缩性能研究[J]. 硅酸盐通报, 2018(1): 110-114, 121.
- [13]朱涵. 新型弹性混凝土的研究综述[J]. 天津建设科技, 2004, 14(2): 35-37.
- [14]Sukontasukkul P, Chaikaew C. Properties of concrete pedestrian block mixed with crumb rubber[J]. Construction & Building Materials, 2006, 20(7): 450-457.
- [15]Zhu H, Thongon N, Zhang X. Adding crumb rubber into exterior wall materials. [J]. Waste Manag Res, 2002, 20(5): 407-413.
- [16]Kaloush K E, Way G B, Zhu H. Properties of Crumb Rubber Concrete[J]. Transportation Research Record Journal of the Transportation Research Board, 2005, 1914(1): 8-14.
- [17]中国建筑科学研究院. JG/T 266-2011 泡沫混凝土[S]. 北京: 中国标准出版社, 2011.
- [18]于泳. 橡胶掺入对水泥砂浆性能影响的机理研究[D]. 天津: 天津大学, 2017.
- [19]Turatsinze A, Garros M. On the modulus of elasticity and strain capacity of Self-Compacting Concrete incorporating rubber aggregates[J]. Resources Conservation & Recycling, 2008, 52(10): 1209-1215.
- [20]张巨松. 泡沫混凝土[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2016.
- [21]杨林虎. 橡胶集料混凝土的微观解析及其结构理论的探索研究[D]. 天津: 天津大学, 2010.

Study on the Influence of Crumb Rubber on Properties of Foam Concrete

Chen Longlong¹, Zhu Han^{1,2}, Shao Jianwen¹, Shi Wanwan¹

(1. School of Civil Engineering, Tianjin University, Tianjin 300072, China;

2. Tianjin Key Laboratory of Civil Engineering & New Materials, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: Foam concrete with dry density of 500 kg/m³ was prepared from rubber powder derived from waste tires, ordinary Portland cement and composite foaming agent. This paper investigated the compressive strength, porosity, water absorption, and crack resistance of the foam concrete with different content of crumb rubber, and the microstructure of the foam concrete was analysed by SEM. Although, the addition of crumb rubber had an adverse impact on the compressive strength of foam concrete, the results showed that the time when the first crack of the foam concrete appeared was prolonged, and the growth rate of crack slowed down with the increase of the content of crumb rubber. Besides, compressive strength, the porosity, and volume water absorption were gradually reduced.

Key words: foam concrete; crumb rubber; water absorption; shrinkage cracking; compressive strength

列车交叠动荷载对邻近基坑结构动力响应分析

朱海涛^{1,2}, 舒魏碧章¹

(1. 天津大学 建筑工程学院, 天津 300072;

2. 天津大学 滨海土木工程结构与安全教育部重点实验室, 天津 300072)

摘要:运用 Abaqus 有限元软件,开展了在地铁列车交叠动荷载作用下基坑结构的动力响应研究。通过考虑 7 种不同工况,分析了基坑开挖过程中,地铁列车交叠动荷载存在对基坑结构内力与变形的影响规律。分析结果表明,地铁列车交叠动荷载对表层土体沉降有较大影响,且这种影响随着列车时速的增大而不断增大。地铁列车交叠动荷载对围护结构变形和弯矩有一定影响,但列车静载部分起控制作用。地铁列车交叠动荷载对支撑轴力影响不大。列车交叠动荷载的作用规律与单层列车动荷载作用规律有一定差异,在列车交叠动荷载的作用过程中,上层列车荷载起主要控制作用。

关键词:交叠隧道;列车动荷载;动力响应;基坑开挖;数值分析

中图分类号: TU 473 **文献标志码:** A **文章编号:** 2095-0373(2020)01-0037-07

0 引言

近年来,随着城市轨道交通和高速铁路的大量修建,地铁运营所引起的周边环境振动响应问题越来越受到人们的关注,对地铁运营所引起的环境振动响应问题的研究具有重要意义,并有不少学者在相关方面进行研究^[1]。对于列车动荷载,常采用现场实测或激励函数法进行模拟^[2-3],或将列车荷载转换为静载进行分析^[4-6]。通过这些荷载模拟方法的运用,广泛开展了列车动荷载对基坑结构动力响应的影响研究。张学民等^[5]针对列车动荷载对偏压基坑围护结构的影响问题,建立了动力有限元模型,通过导入现场测试获得的列车激励荷载时程作用曲线,讨论了列车动荷载对偏压基坑围护结构的振动响应。马哲^[7]采用人工数定法确定列车动荷载时程曲线,并通过 FLAC 3D 计算软件 Drucker-Prager 本构模型,对邻近地铁结构在列车荷载影响下的动力响应进行了分析。高广运等^[8]通过推导动应力蠕变本构方程,并建立蠕变本构模型,利用数值模拟方法,讨论了列车移动荷载作用下的地基长期沉降。Meng Ma et al^[9]通过开发地铁列车-轨道-隧道-土壤三维动态有限元模型,分析了 2 个重叠隧道的地铁列车振动对西安钟楼的影响,并根据模拟结果,研究了相应的隔振措施。Konstantinos Vogiatzis^[10]对雅典地铁 3 号线新扩建段周边建筑物的地面噪声和振动水平进行了数学分析,并根据计算结果,对地面噪声高于允许值的建筑物提出了相应的减震措施。

然而,随着城市地下交通设施的大规模建设,交叠隧道已成为地铁隧道结构的重要布置形式。相较于一般情形,上下交叠隧道处地形条件更加复杂,交叠隧道处动荷载对周边基坑动力响应也更为复杂。但是,国内对于交叠隧道动荷载的振动响应研究主要集中在隧道结构及周边环境的单次响应上^[11-12],而对基坑开挖过程中列车交叠动荷载对基坑结构产生的影响少有研究,交叠隧道建设缺少完善的理论与技术支撑。因此,本文通过利用 Abaqus 有限元模拟软件,建立了交叠隧道-土体-围护结构三维动力有限元模型,对交叠隧道动荷载引起的周边土体及基坑围护结构的动力响应规律进行了研究,以期相关的工程实践提供经验。

1 工程概况

某基坑开挖工程与周边地铁线路交叠隧道段相邻,交叠隧道与基坑工程的具体位置如图 1 所示。

收稿日期:2018-09-06 责任编辑:车轩玉 DOI:10.13319/j.cnki.sjztdxzb.20180906001

作者简介:朱海涛(1979—),男,博士,教授,研究方向地下工程、随机振动。E-mail:htzhu@tju.edu.cn

朱海涛,舒魏碧章.列车交叠动荷载对邻近基坑结构动力响应分析[J].石家庄铁道大学学报:自然科学版,2020,33(1):37-43.

该工程在开挖的过程中,不仅受到开挖卸载的影响,同时受到列车交叠动荷载的作用,直接影响到基坑工程的施工安全。为此,本课题以该工程实际为依托,讨论了列车交叠动荷载影响下的基坑围护结构变形与内力,以及周围土体的响应规律。

2 列车振动荷载的确定

列车在不平顺的轨道上行驶,竖向激振荷载可用一个激振力函数来模拟^[13],其表达式为

$$F^*(t) = p_0 + p_1 \sin(\omega_1 t) + p_2 \sin(\omega_2 t) + p_3 \sin(\omega_3 t) \quad (1)$$

式中, p_0 为车轮静载, p_1 、 p_2 、 p_3 分别为①按行车平顺性、②按作用到线路上的动力附加荷载和③波形磨耗 3 种控制条件的振动荷载典型值。令列车簧下质量为 M_0 ,则相应的振动荷载幅值为

$$p_i = M_0 a_i \omega_i^2 \quad (2)$$

式中, a_i ($i=1,2,3$) 为典型矢高, $i=1,2,3$ 分别对应于控制条件①,②,③(以下同); ω ($i=1,2,3$) 为对应车速下不平顺振动波长的圆频率,故有

$$\omega_i = \frac{2\pi v}{L_i} \quad (3)$$

式中, v 为列车的运行速度; L_i ($i=1,2,3$) 为典型波长。

考虑到列车轮对力在线路上的移动,叠加组合与钢轨、轮枕的分散传递因素^[14]。将式(1)修正为

$$F(t) = k_1 k_2 F^*(t) \quad (4)$$

式中, k_1 为相邻轮轨间的叠加系数; k_2 为轨枕间的分散系数。

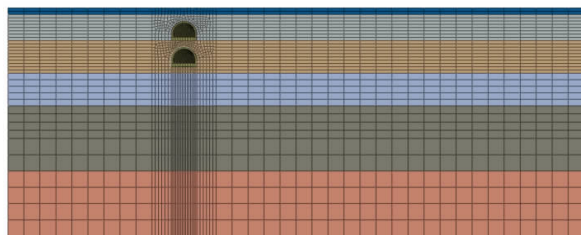
k_1 、 k_2 可根据车辆类型和轨道结构等条件选取, k_1 一般为 1.2~1.7; k_2 一般为 0.6~0.9,趋于结构安全性考虑,取最不利状况下的系数组合,即 $k_1 = 1.7$, $k_2 = 0.9$ 。其他参数的具体取值见文献[1],分别进行 60 km/h、80 km/h、120 km/h 的列车荷载计算,其中 60 km/h 列车的振动荷载如下

$$F_{60}(t) = 1.53 \times \begin{pmatrix} 80 + 0.288 \sin(10.47t) \\ + 0.822 \sin(52.36t) \\ + 2.632 \sin(209.44t) \end{pmatrix} \quad (5)$$

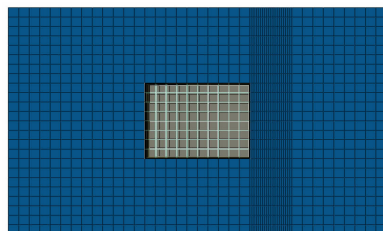
3 列车振动响应数值分析

3.1 动力计算模型的建立

为客观反应基坑结构对交叠动荷载的动力响应特征,拟建立三维动力有限元差分模型。为减少边界条件的影响以及考虑到计算机的计算能力,最终选择模型尺寸为 x 方向(横向)180 m, z 方向(纵向)120 m, y 方向(竖向)70 m。其中,土体、隧道围护结构分别采用实体单元,基坑围护结构采用壳单元,基坑支撑采用梁单元模拟。模型四周设置法向约束,底部为固定边界。三维网格模型及材料属性如图 2 所示。



(a) 三维网格模型正视图



(b) 三维网格模型俯视图

图 2 三维网格模型

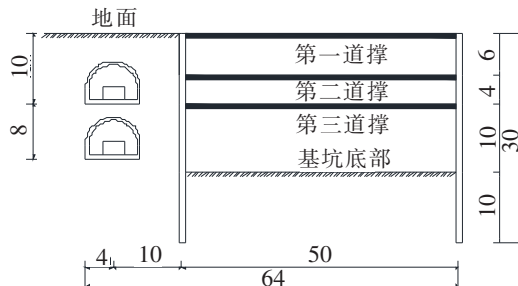


图 1 基坑断面图(单位:m)

3.2 动力分析步骤与计算工况

限于问题的复杂性,动力分析中列车动载的长期累积效应和疲劳效应对围护结构变形和内力累计损伤的影响未进行考虑,而是通过将动力荷载作用产生的应力场导入余下分析步,从而考虑列车动载对基坑施工的影响^[6],具体施工步如下:

- ①重力作用下,计算地应力平衡。
- ②施做连续墙。
- ③施加动力荷载,进行动力分析。
- ④基坑开挖 2 m,施做第一道撑。
- ⑤基坑开挖 8 m,施做第二道撑。
- ⑥基坑开挖 15 m,施做第三道撑。
- ⑦基坑开挖至基坑底。

分别建立列车时速为 60 km/h,80 km/h,120 km/h 列车交叠动载激励作用下的计算分析,并与只考虑列车静载以及不考虑列车荷载的分析工况进行对比,从而得出交叠动载对地表沉降及基坑内力与变形的影响规律。为了讨论交叠动载与单层动载作用规律的差异,建立 120 km/h 时速下,上层列车动载单独作用以及下层列车动载单独作用的工况,通过与交叠动载作用工况的对比,从而得出交叠动载与单层动载作用规律的差异。

3.3 动力计算参数的选取

模型的材料物理参数见表 1。

表 1 动力模型土层及结构物理参数值

类型	质量 $P/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	弹性模量 E/MPa	泊松比 μ	黏聚力 c/MPa	摩擦角 $\phi/(\text{°})$
轨道	7 800	210e3	0.3	—	—
隧道	2 400	30e3	0.2	—	—
素填土	1 700	15	0.28	0.016	24
软土	1 750	20	0.35	0.010	21
黏土 1	1 950	30.12	0.3	0.025	30
黏土 2	1 800	60	0.3	0.040	32
中风化花岗岩	2 200	200	0.25	0.080	38
微风化花岗岩	2 400	20e3	0.2	1.200	37
围护结构	2 400	30e3	0.2	—	—
支撑	2 000	210e3	0.3	—	—

为了考虑振动过程中的能量耗散特性,在模型中采用 Rayleigh 阻尼,其表达式为^[15]为

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K]$$

(6)

式中, $[C]$ 为阻尼矩阵; $[M]$ 为质量矩阵; $[K]$ 为刚度矩阵; α 为质量相关阻尼系数; β 为刚度相关阻尼系数。Rayleigh 阻尼的系数 α 和 β 与体系的阻尼比和固有频率有关^[1],有

$$\begin{cases} \alpha = \epsilon_0 \omega_0 \\ \beta = \frac{\epsilon_0}{\omega_0} \end{cases}$$

(7)

式中, ω_0 为系统的基频; ϵ_0 为相应振型的阻尼比。

由于在讨论体系的固有特性时,阻尼对固有频率以及固有模态的影响比较小,因此可以按无阻尼系统进行模态分析,提取体系的固有频率,求取阻尼系数^[16]。

3.4 动力模拟的计算结果及分析

通过数值计算,获得列车动载作用下基坑两侧地层及围护结构的变形和内力响应分布曲线,在(1)-

(4)小节中,为交叠列车动载作用的 5 种工况下结果分析对比。在第(5)节中,为列车时速为 120 km/h 时,上层列车荷载单独作用、下层荷载单独作用、交叠列车荷载作用的模拟结果,与不考虑列车荷载工况模拟结果差值的对比分析。

3.4.1 基坑连续墙外侧土层沉降变化规律

以隧道方向的基坑两侧围护结构中心处为基准点,向外延伸绘制地表沉降图,如图 3 所示。

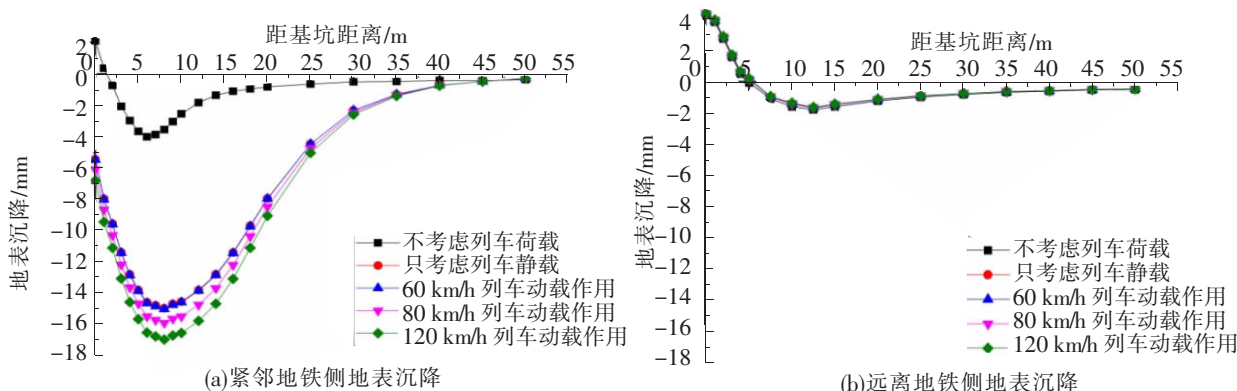


图 3 5 种工况地表沉降曲线对比

图 3 是 5 种工况下基坑开挖至基坑底后相应的最终地表沉降曲线。由图可知,考虑地铁荷载后,远离铁路侧的地表沉降稍有变小,但影响较小,不同工况下的沉降曲线基本重合。而紧邻铁路侧的地表沉降差异显著,不考虑列车荷载工况地表沉降量最小,考虑列车荷载后沉降明显增大。

对于近地铁侧,60 km/h 列车动载作用与列车静载作用的结果接近,差值在 3% 以内,这表明低速行驶的列车,可以只考虑列车静载的作用。而随着列车速度的增加,地表沉降量也逐渐增大,列车时速为 120 km/h 时,地表最大沉降达 16.98 mm,相比等效静载的计算下,增大 13.28%。从力学机理而言,随着列车时速的增加,由列车振动所引起的附加动载部分也逐渐增加,所引起的振动响应也逐渐增大。对于高速行驶的列车,在讨论地表沉降之时,不能只考虑列车静载的作用,还需考虑列车振动引起的附加荷载的影响。

3.4.2 连续墙水平位移变化规律

以隧道方向基坑两侧的中心处为基准点,向下延伸绘制基坑围护结构变形与内力图,如图 4、图 5 所示。

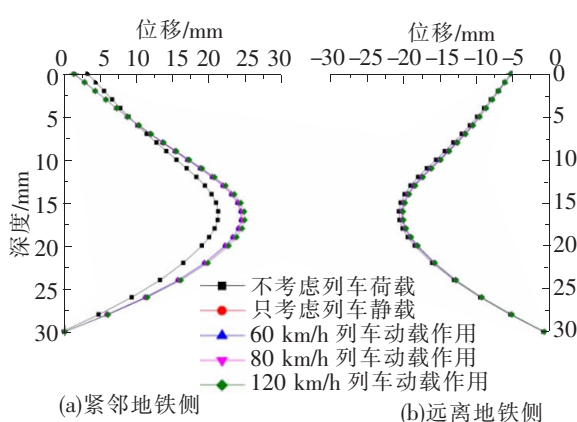


图 4 5 种工况下连续墙水平位移对比

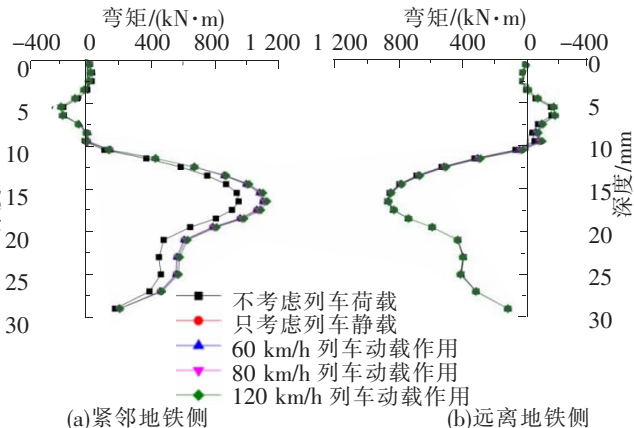


图 5 5 种工况下连续墙弯矩对比图

随着列车时速增加,紧邻铁路侧墙体水平位移增大,而远离铁路侧墙体水平位移减小,但连续墙水平位移的变化幅度受列车时速的影响不大。对于近地铁侧,120 km/h 列车荷载工况与列车等效静载工况相比,紧邻铁路侧墙体水平位移仅增大 1.94%,120 km/h 列车荷载工况与不考虑列车荷载工况相比,紧邻铁路侧墙体最大水平位移由 20.84 mm 增大为 24.23 mm,增大 16.27%。从力学机理而言,围护结构

自身的抗侧刚度较大,抵抗周边荷载的能力较强。而列车荷载相当于一个较大的偏压荷载,随着列车时速的增加,其所产生的附加动载虽然不断增加,但总体而言,仍是静载处主要控制作用。因此,在讨论列车荷载对墙体水平位移的影响时,列车荷载的作用不能忽略,而在列车荷载的作用中,又以列车静载起主要作用。

3.4.3 连续墙弯矩变化规律

5 种工况计算结果(如图 5)表明,随着列车时速的增加,紧邻铁路侧连续墙的弯矩增大,而远离铁路侧连续墙的弯矩稍有减小。对于近地铁侧,基坑开挖至基坑底时,考虑列车动载工况与只考虑列车静载工况相比,计算结果比较接近,列车时速 120 km/h 工况与只考虑列车静载工况相比,连续墙最大弯矩增加 2.23%。而 120 km/h 工况与不考虑列车荷载工况相比,墙体最大弯矩由 942.084 kN·m 增加到 1 118.590 kN·m,增值为 18.74%。这表明,在讨论列车荷载对墙体弯矩的影响时,不能忽略列车荷载的作用,而在列车荷载作用中,以列车静载起主要作用。

3.4.4 内撑轴力的变化规律

对比表 2 的数据可知,对于第一道撑的轴力,列车荷载的影响很小,增幅仅不到 1%,且列车静载起主要作用。对于第二道撑的轴力,列车静载部分起增大作用,而列车动载部分起减弱作用,时速 120 km/h 相比列车静载作用,第二道撑的轴力减少 28 kN,减幅为 2%。对于第三道撑的轴力,列车静载与列车动载均起增大作用,且列车动载起主要作用,相比不考虑列车荷载工况,120 km/h 列车动载工况作用下,轴力增大 3.05%。总的来说,列车荷载对于内撑轴力的影响较小。

表 2 5 种工况下计算的支撑轴力 kN

工况	不考虑列车荷载	列车静载	时速 60 km/h	时速 80 km/h	时速 120 km/h
第一道撑	331	334	334	334	334
第二道撑	1 373	1 385	1 384	1 371	1 357
第三道撑	1 901	1 910	1 910	1 926	1 959

3.4.5 与单层列车动载作用的对比

为了讨论单层列车动载与交叠列车动载动力响应的影响差异,利用列车时速为 120 km/h 时,上层列车荷载单独作用、下层荷载单独作用、交叠列车荷载作用的模拟结果,与不考虑列车荷载工况模拟结果的差值进行对比分析,结果如图 6、图 7 所示。

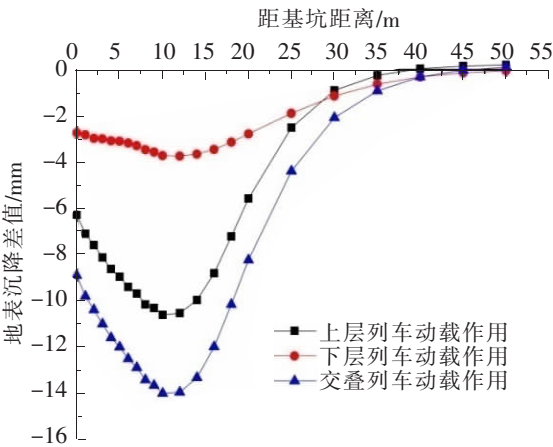


图 6 地表沉降差值曲线图

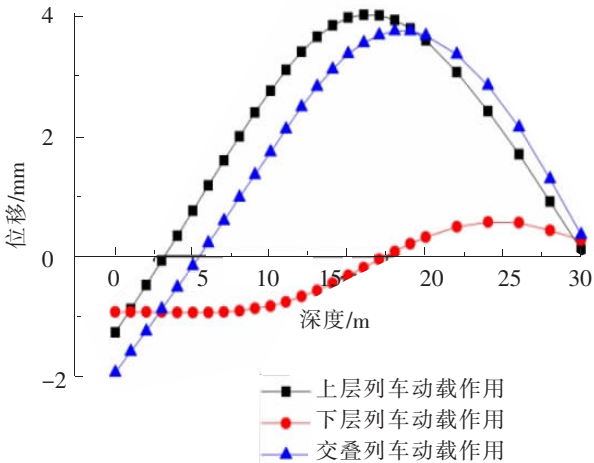


图 7 连续墙侧移差值曲线图

由图 6 可知,对于地表沉降,无论是单层列车动载作用又或是交叠列车动载,均起加大的作用,而其影响值的最大值约在距基坑 10 m 远处(即隧道中心线的位置)。列车荷载对于地表沉降的影响范围约为以隧道为中心的 30 m 区间内,在这个区间之外的影响,可以忽略不计。从 3 种工况影响数值大小上来

看,总的来讲,交叠动载的影响>上层动载的影响>下层动载的影响,这说明在交叠列车动载对于地表沉降的共同作用中,以上层列车动载的影响起主要控制作用。

与地表沉降不同,列车动载对于连续墙侧移的影响则较为复杂,总的来讲,是先减小后增大的趋势。从图 7 来看,在单层列车荷载作用时,对于高程高于隧道荷载作用位置的连续墙侧移往往有减小作用,而对于高程低于隧道荷载作用位置的连续墙侧移则有增大作用,两者的分界处约在列车荷载作用处上下 2 m 内。交叠列车动载的作用规律,与起主要控制作用的上层列车动载的规律接近,但减小与加剧的分界处不明朗,需要结合具体工程情况具体分析。值得注意的是,在本工程实际下,由于下部隧道位置较深,最低处位于地底 18 m 的位置,因此下层列车荷载对于上部的围护墙侧移起衰减作用,这也导致出现了上层列车荷载单独作用下连续墙侧移大于交叠列车动载作用的情况。对于本工程实际,在上层动载单独作用时,连续墙的最大侧移为 25.17 mm,比交叠动载作用时多出 2%,比不考虑列车荷载作用时高出 19%。因此,遇到上下交叠动载作用的工程实际,在考虑列车动载对围护结构的影响时,不应只考虑交叠动载的作用,还需要与单层列车动载单独作用的情况进行对比。

4 结论

联系某基坑工程的工程实际,对列车交叠动荷载影响下的基坑围护结构变形与内力,以及周围土体的响应规律进行了三维数值分析,得到了以下相关结论:

(1)列车荷载作用对近地铁侧地表沉降影响较大,对远地铁地表沉降影响较小。列车动载作用使得邻近地铁侧的地表沉降加大,且随着列车时速的增大地表沉降也逐渐增大。当列车时速低于 60 km/h 时,考虑列车动载与只考虑列车静载作用的结果接近,可以用列车静载等效考虑。对于高速行驶的列车,必须考虑列车动载的作用,而不能只考虑列车静载的作用。

(2)列车荷载作用对近地铁侧基坑围护结构的弯矩和变形影响较大,对远地铁侧基坑围护结构的弯矩和变形影响较小。列车荷载对基坑围护结构弯矩和变形的影响中,以列车静载起主要作用,而列车动载的影响较小,在设计中可以只考虑列车静载的作用。列车荷载对支撑轴力的影响较小,在 5% 以内,在设计中可以忽略列车荷载对支撑轴力的影响。

(3)交叠列车动载对地表沉降的影响规律与单层列车动载影响规律相似,均是增大作用,且最大影响位置均处在隧道中心处,而向两侧不断减弱,影响范围大概是 30 m 内。交叠列车动载对与地表沉降的影响大于单层列车动载的影响,且以上层列车动载的作用起主导作用。

(4)交叠列车动载对基坑围护结构侧移的影响规律较为复杂,总的来说是先减小后增大的趋势。单层列车动载作用下,两者的分界处较为明确,约在荷载作用处上下 2 m 内,交叠列车动载作用时则不明确。由于下层列车动载对于基坑围护结构的减小作用,可能会出现交叠列车动载对围护结构侧移的影响小于上部列车动载单独作用下的情况,在实际工程中,必须针对具体问题进行分析。

参 考 文 献

- [1]莫海鸿,邓飞皇,王军辉. 营运期地铁盾构隧道动力响应分析[J]. 岩石力学与工程学报, 2006(S2): 3507-3512.
- [2]龚伦,郑余朝,仇文革. 列车动载引起下穿隧道振动三维数值分析[J]. 现代隧道技术, 2008(4): 23-27, 43.
- [3]曲村,高亮,辛涛,徐亮. 高速列车振动荷载作用下电缆隧道结构动力响应分析[J]. 振动与冲击, 2011, 30(3): 264-268.
- [4]石钰锋,宁锐,张学民,阳军生. 列车动载影响下偏压地铁基坑稳定性分析[J]. 铁道标准设计, 2009(12): 96-98.
- [5]张学民,石钰锋,张自力,等. 列车动载作用下偏压基坑围护结构的动力响应分析[J]. 振动与冲击, 2012, 31(20): 103-109.
- [6]林刚,徐长节,蔡袁强. 不平衡堆载作用下深基坑开挖支护结构性状研究[J]. 岩土力学, 2010, 31(8): 2592-2598.
- [7]马哲. 列车荷载对临近地铁结构动力响应分析[J]. 武汉理工大学学报: 交通科学与工程版, 2017, 41(1): 109-112, 118.
- [8]高广运,聂春晓,曾龙,等. 基于蠕变本构的列车荷载下地基长期沉降计算[J]. 岩土工程学报, 2015, 37(S2): 1-5.
- [9]Ma Meng, Liu Weining, Qian Chunyu, Deng Guohua, Li Yudong. Study of the train-induced vibration impact on a historic Bell Tower above two spatially overlapping metro lines[J]. Soil Dynamics and Earthquake Engineering, 2016, 81: 58-74.
- [10]Konstantinos Vogiatzis. Environmental ground borne noise and vibration protection of sensitive cultural receptors along

the athens metro extension to piraeus[J]. Science of the Total Environment, 2012, 439: 230-237.

[11] 于鹤然, 周晓军. 高速列车动荷载作用下立体交叉铁路隧道动力响应研究[J]. 铁道学报, 2015, 37(6): 103-111.

[12] 贾颖绚, 刘维宁, 孙晓静, 等. 三维交叠隧道列车运营对环境的振动影响[J]. 铁道学报, 2009, 31(2): 104-109.

[13] 张鹤年, 阳建强, 孙广俊, 等. 地铁运行诱发的环境振动数值模拟与模型预测[J]. 东南大学学报: 自然科学版, 2012, 42(5): 988-993.

[14] 梁波, 罗红, 孙常新. 高速铁路振动荷载的模拟研究[J]. 铁道学报, 2006(4): 89-94.

[15] 胡成宝, 王云岗, 凌道盛. 瑞利阻尼物理本质及参数对动力响应的影响[J]. 浙江大学学报: 工学版, 2017, 51(7): 1284-1290.

[16] 张璞. 列车振动荷载作用下上下近距离地铁区间交叠隧道的动力响应分析[D]. 上海: 同济大学, 2001.

Dynamic Response of Adjacent Foundation with Overlapping Dynamic Load on Trains

Zhu Haitao^{1,2}, ShuWei Bizhang¹

(1. School of Civil Engineering, Tianjin University, Tianjin 300072, China;

2. Key Laboratory of Coast Civil Structure Safety of Ministry of Education, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: This paper addresses the dynamic response of foundation pit structure under the overlapping dynamic loads of subway trains by using the finite element software Abaqus. We consider seven working conditions and analyze how overlapping dynamic loads impact on the internal force and deformation of foundation pit. Analysis results show that the overlapping dynamic loads of subway trains have a great influence on the settlement of surface soil. In addition, this influence increases as the speed of trains increasing. The overlapping dynamic loads of subway trains also have influence on the deformation and bending moment of the retaining structure, where the static load part of the trains plays a controlling role. However, the overlapping dynamic loads of subway trains have little effect on the support axial force. Moreover, there are differences on action laws between overlapping dynamic loads of subway trains and dynamic loads of single-layer train. The upper train load plays a controlling role during the overlapping action process.

Key words: overlapping tunnel; train loading; dynamic response; foundation pit excavation; numerical analysis

基于“锚杆框架梁+主动防护网”的 裂隙岩质边坡治理措施研究

薛彦雨¹, 李家欣², 袁 维²

(1. 中铁二十四局集团有限公司, 上海 200433;

2. 石家庄铁道大学 土木工程学院, 河北 石家庄 050043)

摘要:以某高速公路某处岩质边坡为研究对象,采用极限平衡法并结合 Hoek-Brown 经验强度准则对边坡的治理措施进行有效性评估。该处边坡最典型的特点是岩层层理较薄,节理发育,受风化作用严重,都处于极限平衡状态,较难直接确定计算参数。因此,首先通过现场地质调查获取边坡基本地质信息并确定边坡的典型计算剖面形态,然后采用 slide 软件反演合适的岩体计算参数,为设计合理的边坡支护方案奠定基础。最后,针对提出的设计方案,分析在 3 种工况(正常工况、暴雨工况、地震工况)下边坡防护措施的有效性,对治理后的边坡稳定性进行了评估。

关键词:岩质边坡;Hoek-Brown 强度准则;参数反演;稳定性评估

中图分类号: TU47 **文献标志码:** A **文章编号:** 2095-0373(2020)01-0044-05

0 引言

近年来,裂隙岩体边坡的变形破坏机制与稳定性的评估已成为岩土工程领域的研究热点之一。国内外许多学者就此问题开展了相应研究,并取得了较为丰富的成果。然而,岩质边坡变形破坏机制与边坡稳定性的研究主要针对层状岩体或存在明确滑动面的节理岩体,对于裂隙发育型岩体边坡的稳定性研究还相对缺乏,制约裂隙发育型岩体边坡稳定性分析的关键因素就是裂隙岩体的力学参数取值问题。因此,对该类边坡岩体的边坡稳定性进行分析,并提出针对性的治理措施,具有重要的工程意义。以某高速公路某处具有典型滑坡趋势的岩质边坡为研究对象,首先通过现场地质调查手段获取坡高、坡角、岩性、节理、裂隙等地质信息,确定边坡的典型计算剖面形态,然后采用 Bishop 法、Morgenstern-Price 法和 Spencer 法并利用 Hoek-Brown 经验强度准则反演边坡岩石的计算参数,为提出边坡支护方案奠定基础。最后,针对提出的设计方案,考虑 3 种工况(正常工况、暴雨工况、地震工况)对边坡防护措施的有效性进行分析,评估边坡治理后的稳定性。

1 Hoek-Brown 经验强度准则基本原理

相关研究表明:岩体的破坏包线并非 Mohr-Coulomb 强度准则表述的线性关系,而为抛物线形状,岩体破坏时的极限强度 σ_τ 和 $\sigma_1 - \sigma_3$ 往往呈现非线性的破坏特征,即使对完整、坚硬的均质岩块也不例外^[1]。而这种非线性破坏强度,是线性的 Mohr-Coulomb 强度准则所不能表述的。Hoek-Brown 准则由 E. Hoek 在 1980 年提出并于 1992 年进行了修正,该准则综合考虑岩块强度、结构面强度、岩体结构等多种因素的影响,能够更好地反映岩体的非线性破坏特征。因此,已被岩土工程的学者们广泛应用到裂隙岩体的稳定性分析中。广义的 Hoek-Brown 准则的表达式如下

收稿日期:2018-08-20 责任编辑:车轩玉 DOI:10.13319/j.cnki.sjztdxxbzb.20180820001

作者简介:薛彦雨(1986—),男,工程师,研究方向为机械设计及理论。E-mail:1561245222@qq.com

薛彦雨,李家欣,袁维.基于“锚杆框架梁+主动防护网”的裂隙岩质边坡治理措施研究[J].石家庄铁道大学学报:自然科学版,2020,33(1):44-48.

$$\sigma_1 = \sigma_3 + \sigma_c \left(m_b \frac{\sigma_3}{\sigma_c} + s \right)^a \tag{1}$$

式中， m_b 为经验参数 m 的值， m 反映岩石的软硬程度，其取值范围在 0.000 000 1~25 之间，对严重扰动岩体取 0.000 000 1，对完整的坚硬岩体取 25； s 反映岩体的破碎程度，其取值范围在 0~1 之间，对破碎岩体取 0.0，对完整岩体取 1.0； a 为经验参数，取值范围在 0.5~0.6 之间，块状岩体取 0.5，破碎岩体取 0.6； σ_c 表示岩块的饱和单轴抗压强度。

2 工程地质概况

某路段为一石质挖方路段，边坡高度为 42.2 m，边坡坡率为 1：0.4，共 5 级台阶。边坡岩层为第四系地层的更新世与全新世冲积、坡积黏性土和砾类土。砾类土主要为中侏罗系后城组厚层砾岩夹杂色凝灰质砂岩，砖红色砂砾岩，多为混积。坡面岩石裂隙纵横交错，较为破碎，岩层节理面结合很差，岩体破碎严重，有大块碎石裸露，极易形成危石坠落和滑塌，岩层产状 N65-75°E/SW35°。节理 3 组，平均间距 1.1 m，节理面结合很差，岩体体积节理数 J_v 为 9~20。由于坡面岩石受风化作用影响，造成坡面岩石松动、滚落现象，局部出现小型滑坡，阻塞道路，严重影响道路安全运营。坡面岩体形态如图 1 所示。

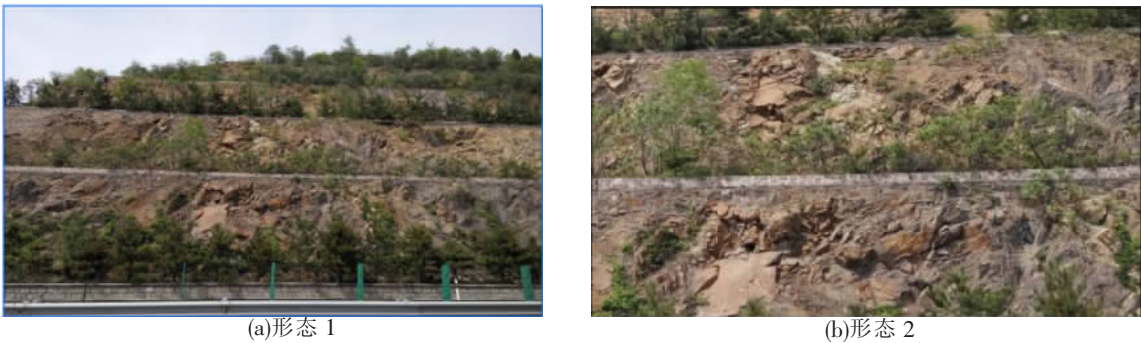


图 1 某高速公路岩质边坡

3 边坡计算参数反演

目前边坡抗滑稳定计算方法主要有极限平衡法和强度折减法，极限平衡法最为常用，目前较为常用的极限平衡法有：Fellenius 法，Bishop 法，Janbu 法，Spencer 法，Morgenstern-Price 法等。对土质边坡和呈碎裂结构、散体结构的岩质边坡可采用瑞典圆弧法、Bishop 法、Morgenstern-Price 法、不平衡推力传递法等^[2]。因此，针对京承高速某处结构碎散、风化严重，具有典型滑坡趋势的岩质边坡，采用 Bishop 法、Morgenstern-Price 法和 Spencer 法对边坡进行参数反演。

为了评价此处裂隙岩质边坡的稳定性并确定其潜在的滑塌范围，根据该边坡剖面形态，利用 silde 软件建立边坡的二维地质模型，整个边坡模型分为一层，坡高为 42.2 m，坡率为 1：0.4，分有 5 级台阶，台阶宽度为 2 m，见图 2。利用极限平衡法和 Hoek-Brown 岩体经验强度准则，通过反复试算，得到的反演参数结果见表 1。

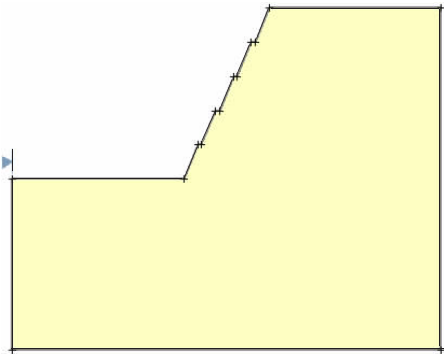


图 2 参数反演模型

表 1 参数反演结果

岩土层	重度/(kN·m ⁻³)	单轴抗压强度/MPa	岩体软硬程度 m	岩体破碎程度 s
土石混合体	26.6	22	0.2	0.000 004

反演得到边坡状态安全系数、潜在临界滑动面和位移场如图 3 和图 4 所示。由图 3 可知，边坡现状的

最小安全系数为 1.096,处于临界滑动状态;由图 4 可知,边坡现状的最大位移值达到 7.2 cm。

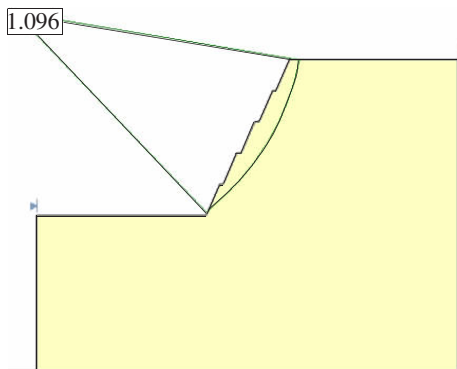


图 3 反演的边坡滑动面示意图

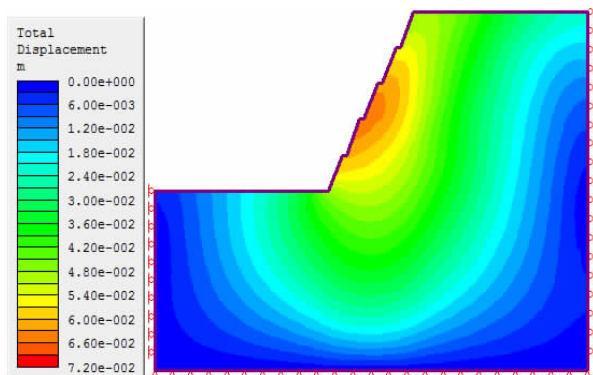


图 4 反演的边坡位移场

4 防护措施安全性评价

在裂隙岩体边坡的安全防护方面,锚杆框架防护和主动防护网是 2 种有效的治理措施,其中锚杆框架防护是近年来在总结锚杆挂网喷浆防护的经验教训后发展起来的,它既保留了锚杆对风化破碎岩石边坡主动加固作用,防止岩石边坡经开挖卸荷和爆破松动而产生的局部楔形破坏,又吸收了浆砌片石骨架防护的造型美观的优点^[3],适用于稳定性较差土质边坡和坡体中无不良结构面、风化破碎的岩石路堑边坡;主动防护网系统常用于坡面崩塌、危岩、落石、风化剥落、溜坍、溜滑或塌落类地质灾害加固防护,其明显特征是采用系统锚杆固定,并根据柔性网的不同,分别通过支撑绳和缝合张拉(钢丝绳网和铁丝格栅)或预应力锚杆(TECCO-65 格栅)来对柔性网部分实现预张,从而对整个边坡形成连续支撑,其预张拉作业使系统尽可能紧贴坡面并形成了抑制局部岩土体移动或在发生局部位移或破坏后将其裹缚(滞留)原位附近的预应力,从而实现其主动防护(加固)功能^[4]。

该边坡的设计方案如下:

1、2 级边坡采用锚杆框架梁支护,3、4、5 级边坡设置主动防护网,全长粘结型锚杆杆体材料采用直径为 32 mm 的 HRB335 级钢筋,锚杆长度 12 m,锚杆垂直间距 2 m,纵向间距 3 m,锚固角度为 20°,钻孔直径为 90 mm,注浆水泥砂浆强度为 M30;矩形框架梁单元尺寸不宜小于 3 m×3 m。主动防护网采用施加主动荷载的方式进行模拟,即在 3、4、5 级边坡表面垂直坡面施加 1.0 kPa。

通过采用极限平衡法(Bishop 法、Spencer 法、Morgenstern-Price 法),并结合 Hoek-Brown 准则对支护后边坡进行安全系数计算,结果表明,以上支护参数符合规范要求。详细计算过程如下所述:

(1) 正常工况。《公路路基设计规范》JTG D30—2015 中规定^[5],正常工况下边坡的安全系数值为 1.2~1.3。支护后正常工况下以上 3 种计算方法的安全系数见表 2,位移场分布见图 5。由表 2 可知,各种计算方法的安全系数均大于规范的要求值,同时,由图 5 可知,治理后正常工况的最大位移值为 0.84 cm,因此,可认为边坡在正常工况下是符合稳定性要求的。

表 2 正常工况下安全系数

计算方法	Bishop 法	Spencer 法	Morgenstern-Price 法
安全系数	1.252	1.237	1.234

(2) 暴雨工况。《公路路基设计规范》JTG D30—2015 中规定^[5],暴雨工况下,边坡的安全系数建议取 1.1~1.2。根据文献[6]中的方法,当模拟暴雨工况时,假定整个边坡全部被水浸润(即浸润线

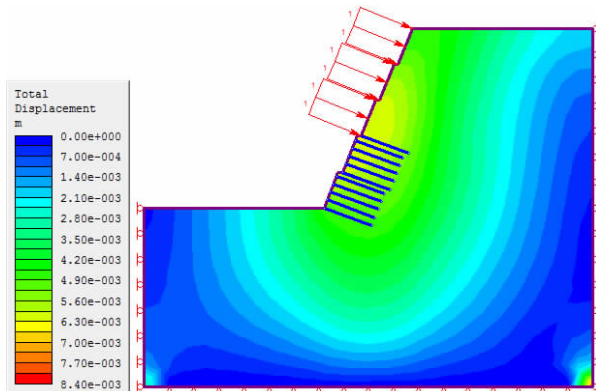


图 5 治理后正常工况下的位移场

位于边坡表面),且岩体强度按照正常工况下的 0.8 倍进行折减。支护后暴雨工况下各种计算方法得到的安全系数见表 3,位移云图见图 6。由表 3 可知,各种计算方法的安全系数均大于规范的要求值,同时,由图 6 可知,治理后暴雨工况的最大位移为 0.96 cm,因此,可认为边坡在暴雨工况下是符合稳定性要求的。

表 3 暴雨工况下安全系数

计算方法	Bishop 法	Spencer 法	Morgenstern-Price 法
安全系数	1.177	1.160	1.156

(3)地震工况。《公路路基设计规范》^[5]JTG D30—2015 中规定,边坡在地震工况下的安全系数建议取 1.05~1.1。根据《建筑抗震设计规范》GB 50011—2010 中附录 A 的要求^[7],该地区的地震加速度峰值取 0.05g。根据《公路工程抗震规范》JTG B02—2013 中 8.2.6 条规定^[8],采用拟静力法进行抗震稳定性验算,根据公式 8.2.6-1 和公式 8.2.6-2 可知,该边坡的水平地震作用系数为 0.034,竖向地震作用系数为 0.0。因此,支护后地震工况下各种计算方法得到的安全系数见表 4,位移云图见图 7。由表 4 可知,各种计算方法的安全系数均大于规范的要求值,同时,由图 7 可知,治理后地震工况的最大位移为 1.08 cm,因此,可认为边坡在地震工况下是符合稳定性要求的。

表 4 地震工况下安全系数

计算方法	Bishop 法	Spencer 法	Morgenstern-Price 法
安全系数	1.123	1.117	1.111

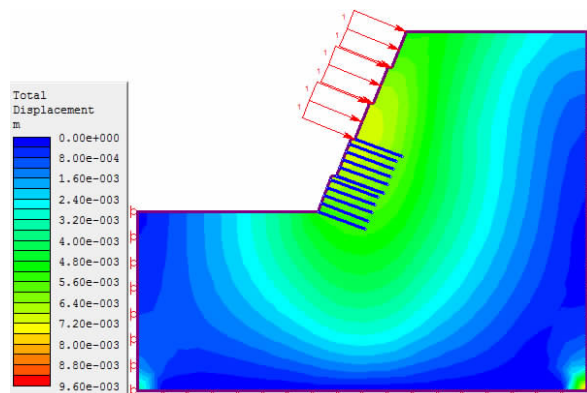


图 6 治理后暴雨工况下的位移场

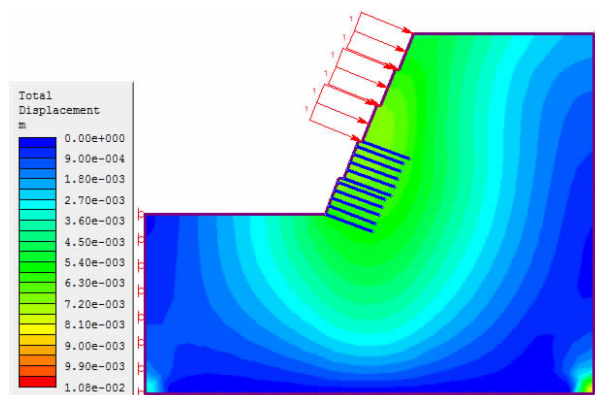


图 7 治理后地震工况下的位移场

5 结论

以某高速公路具有典型滑坡趋势的岩质边坡为研究对象,通过地质调查和数值模拟相结合的方法对某处边坡的稳定性进行了分析,对边坡的计算参数进行了反演,并对具体支护措施进行了安全性评价,取得的主要结论如下:

(1)假定临界状态边坡安全系数等于 1.0,基于临界状态边坡实际破坏状态,通过采用极限平衡法并结合 Hoek-Brown 经验强度准则,对边坡的岩体参数进行了反演分析,反演得到的破坏形态与现场实际情况较为吻合,从而认为反演得到的参数即为边坡临界状态的力学参数,该参数为评价边坡稳定性和支护结构合理性提供重要参数依据。

(2)通过反复试算,得到该边坡的整体治理方案为:1、2 级边坡采用锚杆框架梁支护,3、4、5 级边坡设置主动防护网。采用 3 种极限平衡法(Bishop 法、Spencer 法、Morgenstern-Price 法)对治理后的边坡在正常工况、暴雨工况和地震工况下的安全系数进行了计算,结果表明,正常工况的安全系数最大,暴雨工况次之,地震工况的安全系数最小,3 种工况皆满足相关规范对应的安全系数要求,因此,锚杆框架梁+主动防护网可以提高此处边坡的安全性。

参 考 文 献

- [1]宋建波,张倬元.岩体经验强度准则在地质工程中研究和应用现状[J].地球科学进展,2004(S1):305-311.
- [2]张启兵.边坡稳定性分析的计算方法及特点[J].安徽建筑,2016,23(5):196-198.
- [3]林瑜.混凝土框架锚杆在边坡加固中的应用[J].四川建材,2010,36(2):56-57.

- [4]李秀清. SNS 柔性主动防护网在太古公路病害治理中的应用[J]. 山西建筑, 2017, 43(21): 116-117.
- [5]中交第二公路勘察设计研究院有限公司. JTG D30—2015 公路路基设计规范 [S]. 北京: 人民交通出版社, 2015.
- [6]王光进, 袁利伟, 孔祥云, 等. 边坡工程稳定与不确定性分析 Slide 程序的应用[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2015.
- [7]中国建筑科学研究院. GB50011—2010 建筑抗震设计规范 [S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010.
- [8]中交路桥技术有限公司. JTG B02—2013 公路工程抗震规范 [S]. 北京: 人民交通出版社, 2014.

Research on Protection of Fractured Rock Slope Based on Anchor Frame Beam Combined with Active Net

Xue Yanyu¹, Li Jiaxin², Yuan Wei¹

(1. China Railway 24th Bureau Group Co. LTD, Shanghai 200433, China;

2. School of Civil Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

Abstract: Selecting two rock slopes of a certain highway as research objects, and the effectiveness of slope treatment measures is evaluated by using the limit equilibrium method and Hoek-Brown empirical strength criterion. The most typical characteristics of the two slopes that the layers of strata are thinner and the fractures is developed well, which are in a state of the maximum balance and it is difficult to directly determine the calculation parameters. Firstly, the basic geologic information is acquired from geological survey and the typical calculated section shape of the slope is confirmed. Secondly, back analysis of geomechanical parameters is obtained by using the slide software, which provides evidence for the feasibility of the slope protection program. At last, for existing protection program, this paper analyzes the effectiveness of slope protection measures in three conditions (normal conditions, heavy rain conditions, earthquake conditions), and evaluates the slope stability after the treatment.

Key words: rock slope; Hoek-Brown strength criteria; back analysis of parameters; stability analysis

基于非线性车辆模型的行驶状态与路面附着系数估计

张航星¹, 路永婕², 张俊宁¹

(1. 石家庄铁道大学 机械工程学院, 河北 石家庄 050043;

2. 河北省交通安全与控制重点实验室, 河北 石家庄 050043)

摘要:路面状况和行驶状态的准确识别是车辆安全行驶和主动控制的重要依据。为了验证车辆行驶状态和路面附着系数估计的有效性,建立了包含 Dugoff 轮胎模型的四轮三自由度整车仿真模型,提出了基于扩展 Kalman 滤波理论的车辆行驶状态与路面附着系数估计算法。车辆在设定的双移线路面附着系数分别为 0.8、0.7、0.6 的工况下进行仿真,对比车辆的运动状态和车辆转向输入激励的趋势的一致性,验证了该模型的合理性。结合该模型计算出的 Dugoff 轮胎模型纵向和侧向归一化力,通过 Matlab 编程实现扩展卡尔曼算法估计,算法估算得到的汽车行驶状态参量和路面附着系数与仿真值进行对比。通过结果对比表明,车辆行驶状态估计值与 Simulink 数值解的均方根误差(RMSE)指标最大值不大于 0.03,由于轮胎与路面是动态接触,路面附着系数呈上下波动状,实现了对车辆行驶状态参量和路面附着系数的实时估计,为重型车辆稳定性控制提供了理论基础。

关键词:非线性动力学;扩展 Kalman 滤波;路面附着系数;Dugoff 轮胎模型

中图分类号: TP391.9 **文献标志码:** A **文章编号:** 2095-0373(2020)01-0049-10

0 引言

对车辆行驶状态和路面附着系数的准确估计,是实现汽车主动安全控制的重要瓶颈问题^[1],车轮纵向速度、侧向速度、质心侧偏角是评价汽车安全行驶状态的重要变量,路面状况估计主要是针对轮胎与路面之间附着系数的估计。汽车行驶中这些待估计的状态变量,虽然都可以通过传感器直接测得,但硬件成本较高,测量精度的耐久性差,测量的实时反馈存在时滞。理想的状态估计算法,不但可以减少传感器数量,降低系统成本;也可提高响应速度和可靠性,降低对硬件制造精度和工艺要求。所以,寻求理想的估计算法一直是国内外学者研究的热点问题^[2-8]。Hahn O et al^[9]和 Han K S et al^[10]提出了一种根据车辆侧向运动状态来估计轮胎-路面附着系数的算法,将轮胎侧向力参数化为与侧偏角、附着系数、法向力和侧偏刚度相关的函数,它是利用差分 GPS 系统和陀螺仪的测量值实现对轮胎-路面附着系数和轮胎侧偏刚度系数的识别参数实时算法,并验证了该算法可以有效地识别干燥路面和湿滑路面。Tanelli M^[11]基于摩擦曲线的经验拟合估计当前道路状况,并结合速度估计算法提出了在线算法,测试了该算法无论是在复杂程度和估计精度上均适用。Chen L et al^[12-13]建立了采用 Dugoff 轮胎模型的非线性三自由度车辆模型,基于无迹卡尔曼滤波(Unscented Kalman Filter, UKF)理论,将路面附着系数估计和车速估计结合起来,实现对车辆纵向力、垂向力、滑移率和路面附着系数的估计,但 UKF 算法的缺点在于其参数的选择问题尚没有得到完全解决,且参数的选择受系统噪声的影响。对于非线性系统滤波问题,常用的处理方法是利用线性化技巧将其转化为一个近似的线性滤波问题,其中应用最广泛的方法是扩展 Kalman 滤波(Extended Kalman Filter, EKF)方法。

本文的研究对象是重型四轮汽车,建立了三自由度四轮整车模型,并验证了该模型的合理性。采用

收稿日期:2018-06-26 责任编辑:车轩玉 DOI:10.13319/j.cnki.sjztdxxb.20180626001

基金信息:国家自然科学基金(11572207,11472180);河北省自然科学基金(A2016210103)

作者简介:张航星(1991—),男,硕士研究生,研究方向为车辆-路面相互作用动力学研究。E-mail:zhanghangxing3@163.com

张航星,路永婕,张俊宁.基于非线性车辆模型的行驶状态与路面附着系数估计[J].石家庄铁道大学学报:自然科学版,2020,33(1):49-58.

扩展卡尔曼滤波实现了汽车各状态变量及路面附着系数的估计,轮胎模型采用了 Dugoff 轮胎模型^[14]。从 Simulink 仿真模型中获取各车轮转速和前轮轮胎转角,通过 Matlab 编程实现 EKF 算法,算法估算得到的汽车状态参量和路面附着系数与设定值进行仿真对比。通过在设定的典型双移线工况下,对比 EKF 算法得到的估计值和 Simulink 仿真值,验证了估计算法的有效性。

1 非线性三自由度车辆动力学模型

1.1 三自由度车辆转向动力学模型

车辆在车轮牵引力作用下做转向运动时,因侧向加速度的出现,轮胎产生侧偏力,随着轮胎滚动,车体出现侧偏现象;由于前轮和后轮的垂向载荷分配不同,所以轮胎与路面相对运动产生的附着力不同,导致车辆会出现横向摆动,轮胎纵向行驶力也随之发生变化。为了能够准确描述车辆转向时的行驶状态和附着力,取纵向位移、侧向位移、横摆角速度 3 个方向的运动建立整车模型,非线性三自由度四轮车辆转向运动学模型如图 1 所示。

由图 1 的车辆模型,可得到车辆在转向行驶下的运动微分方程,如式(1)和式(2)。

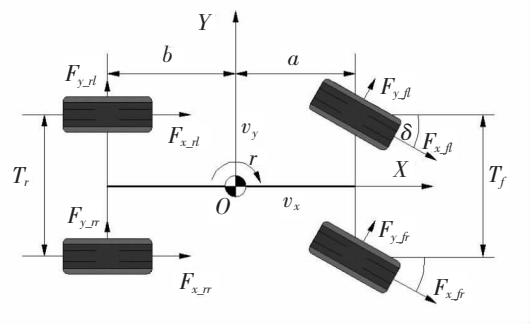


图 1 非线性三自由度车辆转向模型

$$\dot{v}_x = v_y r + \frac{1}{m} [(F_{x_{fl}} + F_{x_{fr}}) \cos \delta + (F_{y_{fl}} + F_{y_{fr}}) \sin \delta + (F_{x_{rl}} + F_{x_{rr}})] \quad (1)$$

$$\dot{v}_y = -v_x r + \frac{1}{m} [-(F_{x_{fl}} + F_{x_{fr}}) \sin \delta + (F_{y_{fl}} + F_{y_{fr}}) \cos \delta + (F_{y_{rl}} + F_{y_{rr}})] \quad (2)$$

当车轮转向角较小时,有式(3)和式(4)的运动学关系。

$$\dot{v}_x = a_x + v_y r \quad (3)$$

$$\dot{v}_y = a_y - v_x r \quad (4)$$

由此,可以得到车轮纵向和横向加速度的表达

$$a_x = \frac{1}{m} [(F_{x_{fl}} + F_{x_{fr}}) \cos \delta + (F_{y_{fl}} + F_{y_{fr}}) \sin \delta + F_{x_{rl}} + F_{x_{rr}}] \quad (5)$$

$$a_y = \frac{1}{m} [(-F_{x_{fl}} - F_{x_{fr}}) \sin \delta + (F_{y_{fl}} + F_{y_{fr}}) \cos \delta + F_{y_{rl}} + F_{y_{rr}}] \quad (6)$$

横摆角加速度可以表示为

$$r = \frac{1}{I_z} [a(-F_{x_{fl}} \sin \delta - F_{y_{fl}} \cos \delta) - T_f/2(F_{x_{fl}} \cos \delta + F_{y_{fl}} \sin \delta) + a(-F_{x_{fr}} \sin \delta + F_{y_{fr}} \cos \delta) + T_f/2(F_{x_{fr}} \cos \delta + F_{y_{fr}} \sin \delta) + (-bF_{y_{rl}} - T_r/2F_{x_{rl}}) + (-bF_{y_{rr}} + T_r/2F_{x_{rr}})] \quad (7)$$

式中, m 为车身质量; v_x 为车辆纵向速度; v_y 为车辆侧向速度; r 为车辆横摆角速度; I_z 为车辆横摆转动惯量; a_x 为车辆纵向加速度; a_y 为车辆横向加速度; a 为前桥至车辆质心处的距离; b 为后桥至车辆质心的距离; δ 为前轮转角; T_f 、 T_r 分别为前轮和后轮的轮距; $F_{x_{fl}}$ 、 $F_{y_{fl}}$ 、 $F_{x_{fr}}$ 、 $F_{y_{fr}}$ 、 $F_{x_{rl}}$ 、 $F_{y_{rl}}$ 、 $F_{x_{rr}}$ 、 $F_{y_{rr}}$ 分别为前后轮左右两侧轮胎的纵向力和侧向力。

各轮侧偏角可表示为

$$\begin{cases} \alpha_{fl} = -\delta + \arctan\left(\frac{v_y + ar}{v_x - T_f/2r}\right) \\ \alpha_{fr} = -\delta + \arctan\left(\frac{v_y + ar}{v_x + T_f/2r}\right) \\ \alpha_{rl} = \arctan\left(\frac{v_y - br}{v_x - T_r/2r}\right) \\ \alpha_{rr} = \arctan\left(\frac{v_y - br}{v_x + T_r/2r}\right) \end{cases} \quad (8)$$

各轮胎纵向速度、侧向速度可表示为

$$\begin{cases} v_{flx, frx} = (v_x \mp T_f/2 \cdot r) \cos \delta + (v_y + a \cdot r) \sin \delta \\ v_{fly, fry} = -(v_x \mp T_f/2 \cdot r) \sin \delta + (v_y + a \cdot r) \cos \delta \\ v_{rlx, rrx} = v_x \mp T_r/2 \cdot r \\ v_{rly, rry} = v_y - b \cdot r \end{cases} \quad (9)$$

车辆在转向时各个轮胎的垂向力可表示为

$$\begin{cases} F_{z-fl} = \frac{mgb}{2(a+b)} - \frac{ma_x h}{2(a+b)} - \frac{ma_y hb}{(a+b)T_f} \\ F_{z-fr} = \frac{mgb}{2(a+b)} - \frac{ma_x h}{2(a+b)} + \frac{ma_y hb}{(a+b)T_f} \\ F_{z-rl} = \frac{mga}{2(a+b)} + \frac{ma_x h}{2(a+b)} - \frac{ma_y ha}{(a+b)T_r} \\ F_{z-r} = \frac{mga}{2(a+b)} + \frac{ma_x h}{2(a+b)} + \frac{ma_y ha}{(a+b)T_r} \end{cases} \quad (10)$$

1.2 Dugoff 非线性轮胎模型

目前,轮胎稳态模型可以分为理论模型、经验模型和半经验模型。理论模型是根据轮胎变形的物理过程建立的轮胎模型,轮胎的物理结构及材料特性非常复杂,直接决定了轮胎力学特性的研究难度。Dugoff 轮胎模型是一种描述轮胎纵滑侧偏的模型,即假定轮胎与路面的接触区近似为矩形,其结构简单,参数物理意义明确,该模型中,侧向力与纵向力和轮胎-路面附着系数具有明显的直接关联,这对实现车-路之间的附着系数估计提供了重要的途径,该模型原理如图 2 所示。



图 2 Dugoff 轮胎模型原理图

Dugoff 轮胎模型的轮胎纵向力、侧向力表达为

$$F_x = \mu F_z C_x \frac{\lambda}{1-\lambda} f(L) \quad (11)$$

$$F_y = \mu F_z C_y \frac{\tan(\alpha)}{1-\lambda} f(L) \quad (12)$$

其中

$$f(L) = \begin{cases} L(2-L), & L < 1 \\ 1, & L \geq 1 \end{cases} \quad (13)$$

$$L = \frac{1}{2 \sqrt{C_x^2 \lambda^2 + C_y^2 \tan^2 \alpha}} (1-\lambda) (1-\epsilon v_x \sqrt{C_x^2 \lambda^2 + C_y^2 \tan^2 \alpha}) \quad (14)$$

式中, μ 为轮胎与路面附着系数; C_x 、 C_y 为轮胎纵滑及侧偏刚度; ϵ 为速度影响因子,与轮胎结构及材料有关,通过 ϵ 可以修正轮胎滑移速度对计算轮胎力值的影响^[14], ϵ 取 0.015; λ 为轮胎与路面之间的滑动率; $f(L)$ 为 Dugoff 轮胎模型的修正系数; L 为轮胎滑动造成的轮胎力非线性特征参数^[15]。

Dugoff 轮胎模型公式可以写成

$$F_x = \mu F_x^0 = \mu F_z C_x \frac{\lambda}{1-\lambda} f(L) \quad (15)$$

$$F_y = \mu F_y^0 = \mu F_z C_y \frac{\tan(\alpha)}{1-\lambda} f(L) \quad (16)$$

式中, F_x^0 、 F_y^0 分别为纵向归一化力和侧向归一化力,其大小与附着系数无关; μ 为轮胎与路面之间的附着系数。

1.3 非线性车辆动力学模型

在很多文献中滑移率和滑转率混为一谈,甚至滑转率视为滑移率,其实滑移率和滑转率是有所不同的,滑移率和滑转率统称为滑动率。滑移率是指车辆在制动行驶时,车轮的抱死程度,即 $\lambda = (\omega r_e - v)/v$;滑转率是指车辆在驱动行驶时,车轮的滑转程度,即 $\lambda = (\omega r_e - v)/(\omega r_e)$,其中, r_e 为车轮的滚动半径; ω 为车轮的转动角速度; v 为车轮中心的纵向速度。故各轮的滑动率应统一为

$$\lambda_{ij} = \frac{\omega_{ij} r_e - v_{ij}}{\max(\omega_{ij} r_e, v_{ij})} \quad (17)$$

式中, i, j 为轮胎的位置, i 为前轮或者后轮, j 为左轮或者右轮。联立 Dugoff 轮胎力表达式(15)和(16),以及车轮转向时的运动学表达式(5)、式(6)、式(7),得到整车四轮转向时的非线性动力学微分方程

$$\begin{cases} a_x = \frac{1}{m} [\mu_{fl} (F_{x_{-fl}}^0 \cos \delta + F_{y_{-fl}}^0 \sin \delta) + \mu_{fr} (F_{x_{-fr}}^0 \cos \delta + F_{y_{-fr}}^0 \sin \delta) + \mu_{rl} F_{x_{-rl}}^0 + \mu_{rr} F_{x_{-rr}}^0] \\ a_y = \frac{1}{m} [\mu_{fl} (-F_{x_{-fl}}^0 \sin \delta + F_{y_{-fl}}^0 \cos \delta) + \mu_{fr} (-F_{x_{-fr}}^0 \sin \delta + F_{y_{-fr}}^0 \cos \delta) + \mu_{rl} F_{y_{-rl}}^0 + \mu_{rr} F_{y_{-rr}}^0] \\ r = \frac{1}{I_z} \{ [a(-F_{x_{-fl}}^0 \sin \delta + F_{y_{-fl}}^0 \cos \delta) - T_f/2(F_{x_{-fl}}^0 \cos \delta + F_{y_{-fl}}^0 \sin \delta)] \mu_{fl} + [a(-F_{x_{-fr}}^0 \sin \delta + F_{y_{-fr}}^0 \cos \delta) + T_f/2(F_{x_{-fr}}^0 \cos \delta + F_{y_{-fr}}^0 \sin \delta)] \mu_{fr} + (-bF_{y_{-rl}}^0 - T_r/2F_{x_{-rl}}^0) + (-bF_{y_{-rr}}^0 + T_r/2F_{x_{-rr}}^0) \} \mu_{rr} \end{cases} \quad (18)$$

上述车辆微分方程在 Matlab/Simulink 中求解,如图 3 所示,采用的数值计算方法是 Ode45。

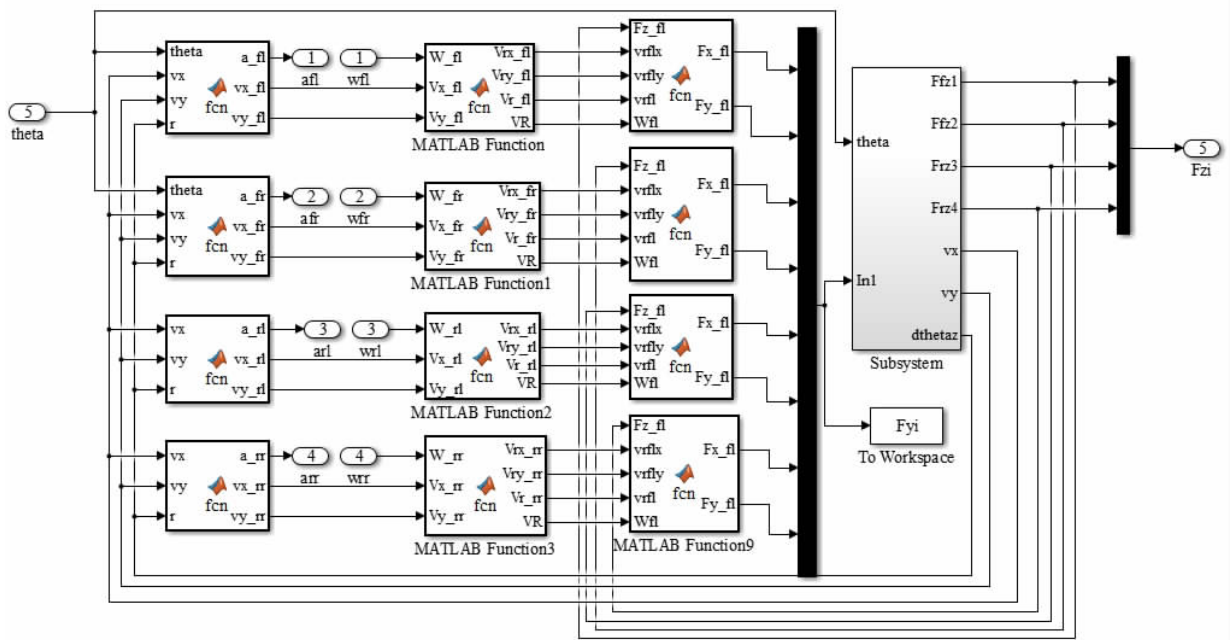


图 3 基于 Simulink 的非线车辆模型数值计算

2 车辆状态与路面附着系数估计器设计

EKF 算法建立在线性 Kalman 滤波方法上,其核心思想是,对一般的非线性系统,首先围绕滤波值将非线性函数 $f(*)$ 和 $h(*)$ 展开成 Taylor 级数并略去二阶以上项,得到一个近似的非线性化模型,然后应用 Kalman 滤波完成对目标的滤波估计等处理。

EKF 的优点是不必预先计算标称轨迹(过程噪声和观测噪声均为 0 时非线性方程的解),但它只能在滤波误差和预测误差较小时才能使用。EKF 算法的求解过程包括:状态方程与观测方程的建立,模型的线性化,赋初值计算。卡尔曼滤波方法的核心为将非线性方程在其最优估计点做 Taylor 级数展开,取其

一阶分量,使得方程线性化。

EKF 滤波观测器选取纵向加速度、侧向加速度和横摆角速度 3 个参量作为观测量,构成了 3 个观测方程^[16]。

扩展 Kalman 滤波算法流程如下:

(1) 状态方程和测量方程。

状态方程

$$x(t) = f(x(t - \Delta t)) \quad (19)$$

式中, $f(x) = x$; Δt 为采样时间步长。

测量方程

$$y(t) = h(x(t), u(t), v(t)) \quad (20)$$

车辆行驶状态矢量表示为

$$x(t) = [\mu_{fl}, \mu_{fr}, \mu_{rl}, \mu_{rr}]^T \quad (21)$$

测量矢量表示为

$$y = [a_x, a_y, \dot{r}]^T \quad (22)$$

$$\text{式中, } a_x = \frac{1}{m} [\mu_{fl} (F_{x-fl}^0 \cos \delta + F_{y-fl}^0 \sin \delta) + \mu_{fr} (F_{x-fr}^0 \cos \delta + F_{y-fr}^0 \sin \delta) + \mu_{rl} F_{x-rl}^0 + \mu_{rr} F_{x-rr}^0]; a_y = \frac{1}{m} [\mu_{fl} (-F_{x-fl}^0 \sin \delta + F_{y-fl}^0 \cos \delta) + \mu_{fr} (-F_{x-fr}^0 \sin \delta + F_{y-fr}^0 \cos \delta) + \mu_{rl} F_{y-rl}^0 + \mu_{rr} F_{y-rr}^0];$$

$$r = \frac{1}{I_z} \left\{ [a(-F_{x-fl}^0 \sin \delta + F_{y-fl}^0 \cos \delta) - T_f/2(F_{x-fl}^0 \cos \delta + F_{y-fl}^0 \sin \delta)] \mu_{fl} + [a(-F_{x-fr}^0 \sin \delta + F_{y-fr}^0 \cos \delta) + T_f/2(F_{x-fr}^0 \cos \delta + F_{y-fr}^0 \sin \delta)] \mu_{fr} + (-bF_{y-rl}^0 - T_r/2F_{x-rl}^0) + (-bF_{y-rr}^0 + T_r/2F_{x-rr}^0) \right\} \mu_{rr}。$$

控制输入矢量表示为

$$u = [\delta] \quad (23)$$

(2) 模型线性化。 $H(t)$ 表示函数 $h(x(t), u(t), v(t))$ 对参数变量 x 求偏导之后的雅可比矩阵

$$H(t) = \begin{bmatrix} \frac{\partial h_1}{\partial x_1} & \frac{\partial h_1}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial h_1}{\partial x_n} \\ \frac{\partial h_2}{\partial x_1} & \frac{\partial h_2}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial h_2}{\partial x_n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \frac{\partial h_m}{\partial x_1} & \frac{\partial h_m}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial h_m}{\partial x_n} \end{bmatrix} \quad (24)$$

$$H(t) = \begin{bmatrix} \frac{F_{x-fl}^0 \cos \delta + F_{y-fl}^0 \sin \delta}{m} & \frac{F_{x-fr}^0 \cos \delta + F_{y-fr}^0 \sin \delta}{m} & \frac{F_{x-rl}^0}{m} & \frac{F_{x-rr}^0}{m} \\ -\frac{F_{x-fl}^0 \sin \delta + F_{y-fl}^0 \cos \delta}{m} & -\frac{F_{x-fr}^0 \sin \delta + F_{y-fr}^0 \cos \delta}{m} & \frac{F_{y-rl}^0}{m} & \frac{F_{y-rr}^0}{m} \\ H(3,1) & H(3,2) & H(3,3) & H(3,4) \end{bmatrix} \quad (25)$$

$$\text{式中, } H(3,1) = \frac{a(-F_{x-fl}^0 \sin \delta + F_{y-fl}^0 \cos \delta) - T_f/2(F_{x-fl}^0 \cos \delta + F_{y-fl}^0 \sin \delta)}{I_z}; H(3,2) = \frac{a(-F_{x-fr}^0 \sin \delta + F_{y-fr}^0 \cos \delta) - T_f/2(F_{x-fr}^0 \cos \delta + F_{y-fr}^0 \sin \delta)}{I_z}; H(3,3) = \frac{-bF_{y-rl}^0 - T_r/2F_{x-rl}^0}{I_z}; H(3,4) = \frac{-bF_{y-rr}^0 + T_r/2F_{x-rr}^0}{I_z}。$$

(3) 给系统赋初值,进行递推运算,算法流程如图 4 所示。

系统的过程噪声协方差 $Q = I_{4 \times 4} \times 0.1$, 观测噪声协方差 $R = I_{3 \times 3}$, 系统初始协方差 $P^-(t_0) = I_{4 \times 4}$, 参数量变量的初始值 $x_0^- = [1, 1, 1, 1]^T$ 。

对整车行驶状态和附着系数估计的完整算法流程为:

① 在 Simulink 中搭建非线性车辆模型, 计算任意工况下车辆的纵向速度、侧向速度、横摆角速度、质

心侧偏角等反映行驶状态的时域响应,以及输出变量侧向加速度,控制输入转向转角和各车轮转速时域响应。

②将上述时域响应量代入到 Dugoff 轮胎模型中,求得 8 个重型车辆轮胎归一化的纵向力和侧向力。

③使用 Matlab 编程实现 EKF 控制算法,将归一化的轮胎力和转向轮转角等参数代入到 EKF 算法中,实时估计轮胎与路面的附着系数、行驶状态。

基于 EKF 的路面附着系数的算法原理如图 5 所示。

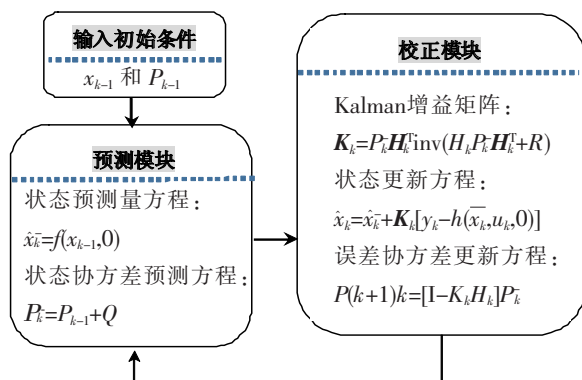


图 4 EKF 算法流程图



图 5 基于 EKF 的路面附着系数的算法原理图

3 车辆状态与路面附着系数估计算法验证

由于篇幅所限,此处仅列出典型的双移线路径进行仿真试验,参考 ISO—3888 标准中的双移线工况^[17-18],车辆行驶的轨迹如图 6 所示。试验车辆初始速度 50 km/h,轮胎与路面的附着系数 0.8,仿真时间 8 s,采样时间间隔 0.01 s。通过仿真,得到车轮前轮转向角和 4 个轮胎的转速,分别如图 7 和图 8 所示。

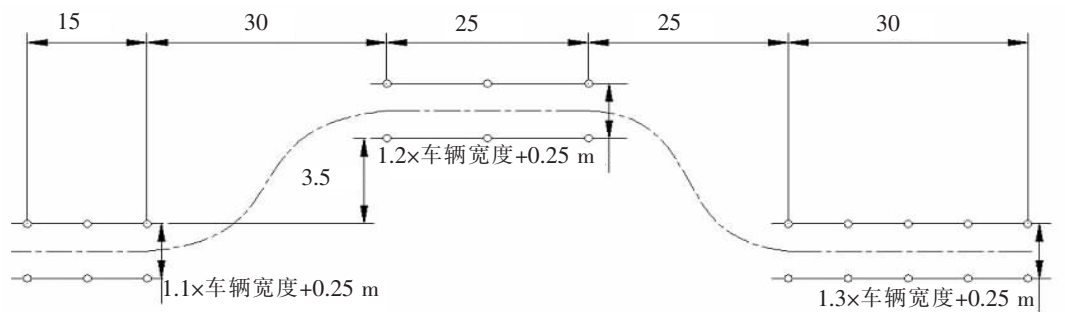


图 6 ISO 双移线工况的路线示意图(单位:m)

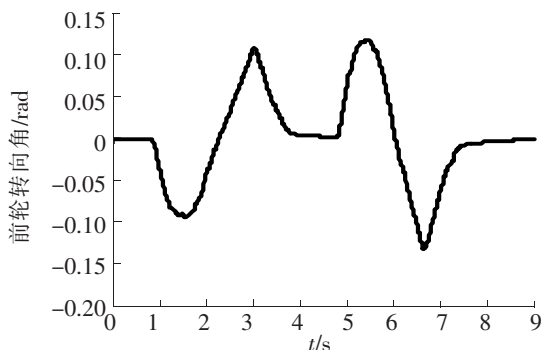


图 7 前轮转向角位移

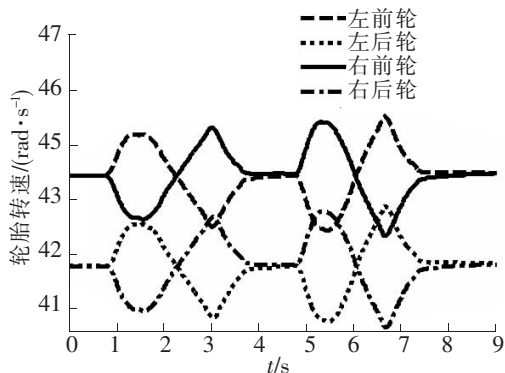


图 8 轮胎转速

3.1 车辆行驶状态估计

通过双移线工况仿真结果分析,得到反映车辆行驶状态的质心纵向、侧向加速度和横摆角速度的时域响应,如图 9、图 10 所示。对比图 7 可以确定,车辆的运动状态与转向角的输入激励的趋势是一致的,由此可以验证重型车辆侧偏的动力学模型是有效的。

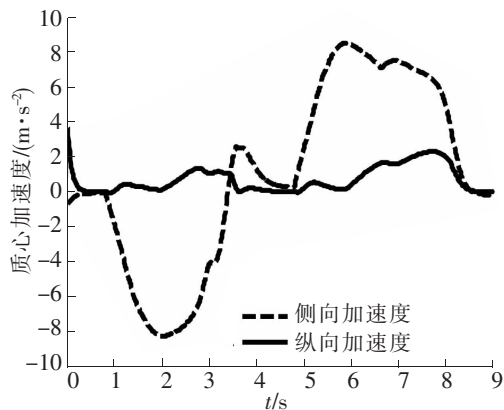


图 9 质心加速度

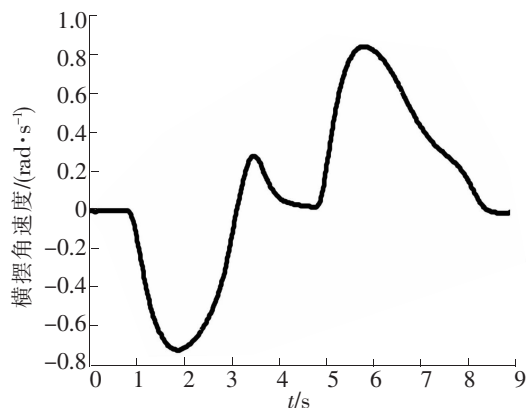


图 10 横摆角速度

基于上述 EKF 算法,分别估计车辆的纵向速度、侧向速度、质心侧偏角、质心纵向加速度、质心侧向加速度、质心横摆角加速度,反映车辆行驶状态。对比分析 EKF 估计值与 Simulink 数值解,如图 11~图 16 所示。

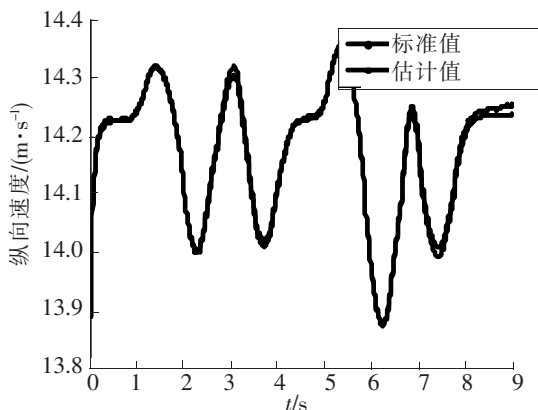


图 11 纵向速度对比图

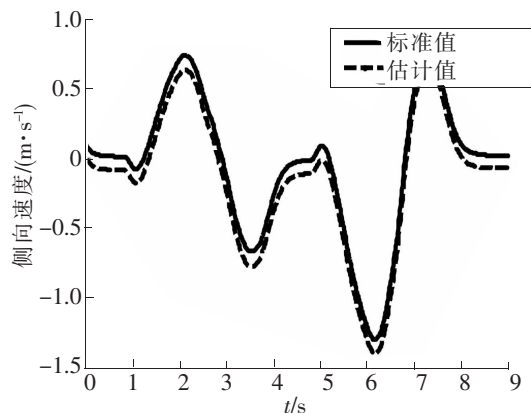


图 12 侧向速度对比图

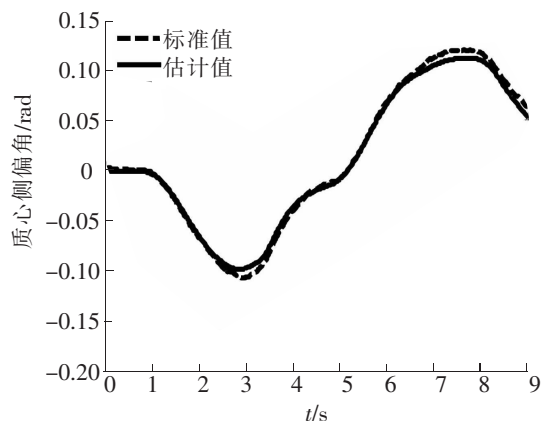


图 13 质心侧偏角对比图

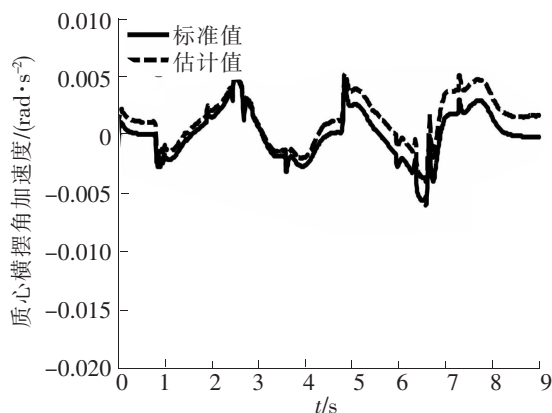


图 14 质心横摆角加速度对比图

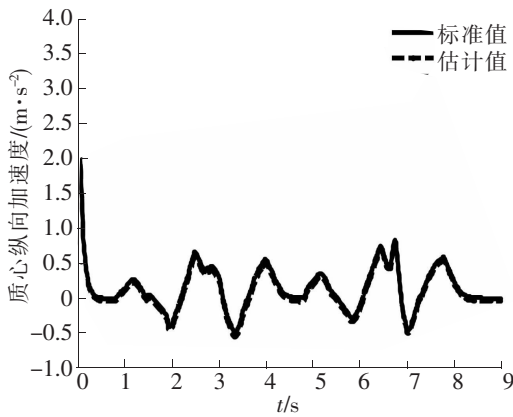


图 15 质心纵向加速度对比图

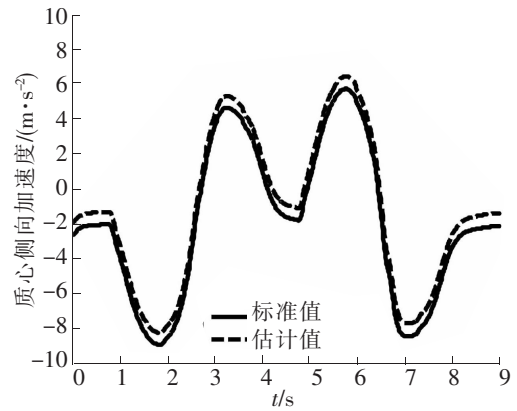


图 16 质心侧向加速度对比图

估计值相对于 Simulink 数值解的均方根误差(RMSE)指标表达式如下

$$\text{RMSE}(x) = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^N (\hat{x}(k) - x(k))^2}{N+1-k}} \quad (26)$$

式中, $\hat{x}(k)$ 、 $x(k)$ 分别为第 k 个采样点的最优状态值和仿真试验值。

通过 EKF 估计值与 Simulink 数值解的对比曲线和其均方根误差,可以看出其精度和稳定性较好,趋势基本保持一致。其中,纵向速度、质心侧偏角和质心纵向加速度的 EKF 估计值精度较高,误差指标分别是 0.014 0、0.017 1 和 0.002 14;侧向速度、质心横摆角加速度和质心侧向加速度的 EKF 估计值次之,误差指标分别是 0.024 1、0.028 3 和 0.022 3。

3.2 车辆与路面附着系数估计

图 17 为车辆在同样的双移线工况下路面附着系数设定值分别为 $\mu = 0.8$ 、 $\mu = 0.7$ 、 $\mu = 0.6$ 时与 EKF 估计值的对比图。

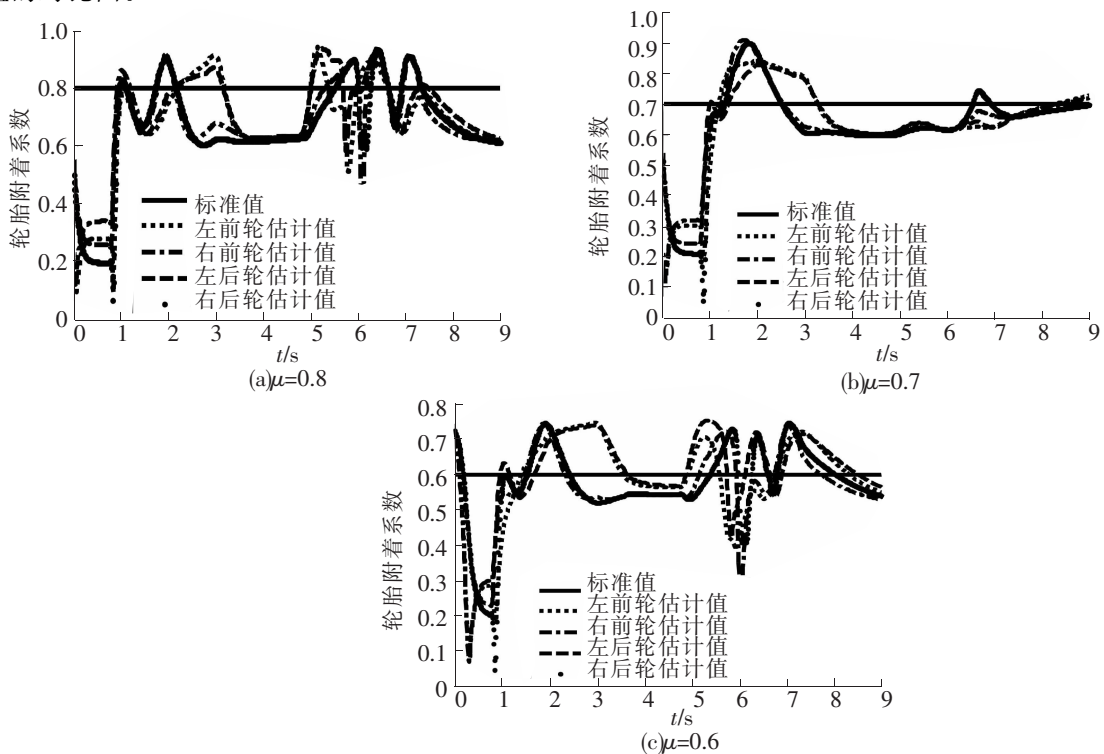


图 17 轮胎附着系数对比图

可以看出,车辆在 1 s 后开始转向,由于轮胎与路面是动态接触,所以附着系数在系统设定值上下波动。该控制算法得到的汽车的状态和实际车辆状态基本吻合,控制算法获得的路面附着系数能够拟合出真实的路面附着系数。说明 EKF 控制算法在工况下能够有效地估计出汽车的状态和路面的附着系数。

4 结论

(1)基于 Dugoff 轮胎模型建立了非线性三自由度四轮整车模型,将轮胎力归一化代入,整个模型搭建过程在 Simulink 中实现,通过模拟双移线工况分析得到,车辆的运动轨迹和运动状态趋势吻合,初步验证了重型车辆侧偏动力学模型的合理性。

(2)从 Simulink 模型中获取各车轮转速和前轮轮胎转角,通过 Matlab 编程实现 EKF 算法,算法估算得到汽车状态参量。通过 EKF 估计值与 Simulink 数值解的对比曲线和其均方根误差,可以看出其精度和稳定性较好,趋势基本保持一致,且均方根误差指标最大值小于 0.03;在路面附着系数分别为 0.8、0.7、0.6 的双移线工况下,将 EKF 算法估得的路面附着系数与设定值进行对比,来验证算法的有效性。充分证明了 EKF 算法具有较高的估计精度,同时也为后续的重型车辆稳定性控制奠定了基础。

参 考 文 献

- [1]余卓平,高晓杰. 车辆行驶过程中的状态估计问题综述[J]. 机械工程学报,2009,45(5):20-33.
- [2]李欣,程晓鸣. 基于 LuGre 轮胎动力学摩擦模型的路面估计与车辆自适应制动控制[J]. 传动技术,2007,7(4):26-31.
- [3]李力,王飞跃,单国玲,周群植. 基于轮胎/路面磨擦状况估计的轮胎故障观测器设计(英文)[J]. 自动化学报,2003,29(5):695-702.
- [4]李刚,解瑞春,卫绍元,宗长富. 基于双容积卡尔曼滤波的车辆状态与路面附着系数估计[J]. 中国科学:技术科学,2015,45(4):403-414.
- [5]Kaminski P, Bryson A, Schmidt S. Discrete square root filtering: A survey of current techniques[J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 1971, 16(6): 727-736.
- [6]Rajamani R, Phanomchoeng G, Piyabongkarn D, et al. Algorithms for real-time estimation of individual wheel tire-road friction coefficients[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2012, 17(6): 1183-1195.
- [7]Kim T, Lee J, Yi K. Enhanced maximum tire-road friction coefficient estimation based advanced emergency braking algorithm[C]//2015 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV). IEEE, 2015: 883-888.
- [8]Fan Xiaobin, Deng Pan, Jiang Yu, Fan Bingxu. Road friction coefficient real-time identification based on the tire dynamic friction model[J]. Computer Aided Drafting, Design and Manufacturing, 2013, 23(3):28-32.
- [9]Hahn J O, Rajamani R, Alexander L. GPS-based real-time identification of tire-road friction coefficient[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2002, 10(3): 331-343.
- [10]Han K S, Lee E, Choi S. Estimation of the maximum lateral tire-road friction coefficient using the 6-DoF sensor[C]//Control, Automation and Systems (ICCAS), 2015 15th International Conference on. IEEE, 2015: 1734-1738.
- [11]Tanelli M, Piroddi L, Savaresi S M. Real-time identification of tire-road friction conditions[J]. IET control theory & applications, 2009, 3(7): 891-906.
- [12]Chen L, Bian M, Luo Y, et al. Real-time identification of the tyre-road friction coefficient using an unscented Kalman filter and mean-square-error-weighted fusion[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2016, 230(6): 788-802.
- [13]Chen L, Bian M, Luo Y, et al. Vehicle-model-based lateral tire force estimation for 4WID EV[J]. Measurement, 2014, 10: 5.
- [14]张向文,王飞跃,高彦臣. 轮胎稳态模型的分析综述[J]. 汽车技术,2012(2):1-7.
- [15]Chen L, Bian M, Luo Y, et al. Maximum tire road friction estimation based on modified Dugoff tire Model[C]//Mechanical and Automation Engineering (MAEE), 2013 International Conference on. IEEE, 2013: 56-61.
- [16]Wenzel T A. Dual extended Kalman filter four vehicle state and parameter estimation[J]. Vehicle System Dynamics, 2006, 44(2):153-171.

- [17] Institution B S. Passenger cars. Test track for a severe lane-change manoeuvre. Obstacle avoidance[J]. Vehicle System Dynamics, 2000, 34(1): 1-24.
- [18] 王丰元, 邹旭东. 汽车试验测试技术[M]. 北京: 北京大学出版社, 2015.

Vehicle State and Road Surface Adhesion Coefficient Estimation Based on Nonlinear Model

Zhang Hangxing¹, Lu Yongjie², Zhang Junning¹

(1. School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China;

2. Key Laboratory of Traffic Safety and Control in Hebei, Shijiazhuang 050043, China)

Abstract: Accurate identification of road conditions and driving state of the vehicle can be important basis for safe driving. To verify the effectiveness of the estimation value about the status of the vehicle and the road surface adhesion coefficient, the simulation model of four-wheel three-degree-of-freedom vehicle with Dugoff tire model was established based on Matlab/Simulink. The Dugoff tire model is used in the model. Based on extended Kalman filtering theory, the estimation algorithm of vehicle driving state and road adhesion coefficient are designed. The adhesion coefficient of the double lane change is the condition of setting, whose value is 0.8, 0.7 or 0.6. The consistency of the moving state of the vehicle and the input excitation of vehicle steering is compared, and the rationality of the model has been proved. Combined with the model, the longitudinal and lateral Dugoff tire model calculated by the model of Dugoff tire model is calculated by the model. By Matlab programming to achieve estimation of Extended Kalman Filter algorithm, the vehicle driving state parameters and the road adhesion coefficient being estimated by this algorithm are compared. The results show that the maximum value of root-mean-square error (RMSE) between the estimated vehicle running state and Simulink numerical solution is less than 0.03. Because the tire is in dynamic contact with the road surface, the road adhesion coefficient fluctuates up and down. At the same time, it lays the foundation for the stability control of heavy vehicle.

Key words: nonlinear dynamics; extended kalman filter; road surface adhesion coefficient; Dugoff tire model

汽车转向系统操纵性与稳定性协同最优控制研究

贾长旺, 路永婕, 杨绍普, 李振宇

(石家庄铁道大学 机械工程学院, 河北 石家庄 050043)

摘要:运用汽车二自由度模型对车辆进行主动前轮转角控制, 针对车辆稳定性设计了 LQR 控制器, 采用 Carsim 与 Simulink 联合仿真, 在双移线工况下验证了控制器的可行性。通过大量仿真与系统分析, 得到 LQR 参数与车辆稳定性的定性关系。在这一研究的基础上, 设计了同时考虑车辆稳定性与操纵灵活性的协同控制器, 采用同样的仿真方法, 验证了协同控制器的优越性。结果表明, LQR 控制可以提高车辆的稳定性; LQR 控制器参数与车辆稳定性存在一定的相关性; 协同控制器在 LQR 控制器的基础上可以起到折衷车辆稳定性与操纵灵活性的作用, 为车辆控制器的设计提供了参考。

关键词:转向系统; LQR 控制; 协同控制

中图分类号: U463.4 **文献标志码:** A **文章编号:** 2095-0373(2020)01-0059-09

近年来, 汽车转向方面的研究成为了汽车研究的热点, 其中主动前轮转向技术基于其自身优势而备受国内外学者关注。主动前轮转向(active front wheel steering, AFS)技术, 通过附加前轮转角, 可以起到稳定车辆和减少驾驶员疲劳的双重作用^[1-2]。要设计主动前轮转向控制器, 就要考虑车辆的实际状况, 因此国外的很多学者针对模型参数的时变和不确定性对车辆模型和控制系统进行了改进和优化^[3-6]。国内学者在这方面也展开了不断的研究并取得一定成果^[7-8]。

应用于汽车转向系统的控制方法有很多, 其中, 线性二次型最优控制(LQR 控制)成本廉价、方法简单、易于实现, 被广泛地应用于汽车转向控制中^[9-11]。而对于 LQR 控制器设计过程中参数的选取, 大多情况下都采用经验试凑的方法; 并且在这种反馈控制下, 车辆的稳定安全性与操纵灵活性是相互矛盾的, 在增加一方面的性能时, 另一方面的性能就会降低, 两者不能同时满足^[12]。现设计了 LQR 转向控制器并验证其优越性; 同时在大量仿真和系统分析的基础上, 得出了 LQR 控制器参数对转向系统的影响规律; 最后, 设计了同时考虑转向系统操纵性与稳定性的协同控制器。

1 车辆转向系统二自由度模型

选取被广泛应用又简单可行的车辆二自由度模型, 如图 1 所示。汽车二自由度运动微分方程为

$$\begin{cases} (k_f + k_r)\beta + \frac{1}{u}(ak_f - bk_r)\omega_r - k_f\delta = m(\dot{v} + u\omega_r) \\ (ak_f - bk_r)\beta + \frac{1}{u}(a^2k_f - b^2k_r)\omega_r - ak_f\delta = I_z\dot{\omega}_r \end{cases} \quad (1)$$

式中, k_f 为前轮侧偏刚度; k_r 为后轮侧偏刚度, 轮胎侧向力计算采用线性模型, 假设轮胎力在线性区内; a 为前轴到车辆质心的距离; b 为后轴到车辆质心的距离; β 为质心侧偏角; ω_r 为横摆角速度; u 为纵向速度; v 为横向速度; δ 为前轮转角; I_z 为车辆绕 z 轴转动惯量^[13]。

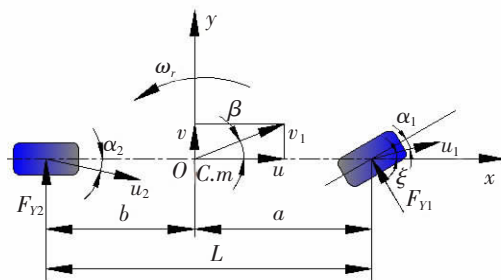


图 1 汽车二自由度模型

收稿日期: 2018-06-28 责任编辑: 车轩玉 DOI: 10.13319/j.cnki.sjztdxxxbzrb.20180628002

作者简介: 贾长旺(1991—), 男, 硕士研究生, 研究方向为转向系统; 制动系统。E-mail: 1976558077@qq.com

贾长旺, 路永婕, 杨绍普, 李振宇. 汽车转向系统操纵性与稳定性协同最优控制研究[J]. 石家庄铁道大学学报: 自然科学版, 2020, 33(1): 59-67.

由稳态横摆角速度增益可以得到理想横摆角速度公式

$$\omega_d = \frac{u\delta}{L(1+Mu^2)} \quad (2)$$

式中, L 为前后轴距; M 为稳定性因数, 其表达式为

$$M = \frac{m}{L^2} \left(\frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1} \right) \quad (3)$$

2 前轮主动转向 LQR 控制研究

LQR 控制的对象是现代控制理论中以状态空间形式给出的线性系统, 而目标函数为对象状态和控制输入的二次型函数。LQR 最优控制是指设计出的状态反馈控制器 K 要使二次型目标函数 J 取最小值, 而 K 由权矩阵 Q 与 R 唯一决定, 具体如下所述。

2.1 汽车二自由度转向系统状态空间方程

选取质心侧偏角与横摆角速度作为状态变量, 由式(1)中给出的运动微分方程得到转向系统状态空间方程^[14]

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu \\ y = Cx + Du \end{cases} \quad (4)$$

式中, $x = \begin{bmatrix} \beta \\ \omega_r \end{bmatrix}$; $u = \delta$; $A = \begin{bmatrix} -\frac{k_1+k_2}{mv} & -\frac{ak_1-bk_2}{mv^2}-1 \\ -\frac{ak_1-bk_2}{I} & -\frac{a^2k_1-b^2k_2}{Iv} \end{bmatrix}$; $B = \begin{bmatrix} \frac{k_1}{mv} \\ \frac{ak_1}{I} \end{bmatrix}$; y 为系统输出。

2.2 LQR 转向控制器设计与仿真

LQR 转向控制器的设计目的是使车辆状态能够跟随理想转向模型, 从而保证车辆的稳定性, 即状态变量质心侧偏角与横摆角速度能够跟随理想质心侧偏角和理想横摆角速度。控制系统流程如图 2 所示。

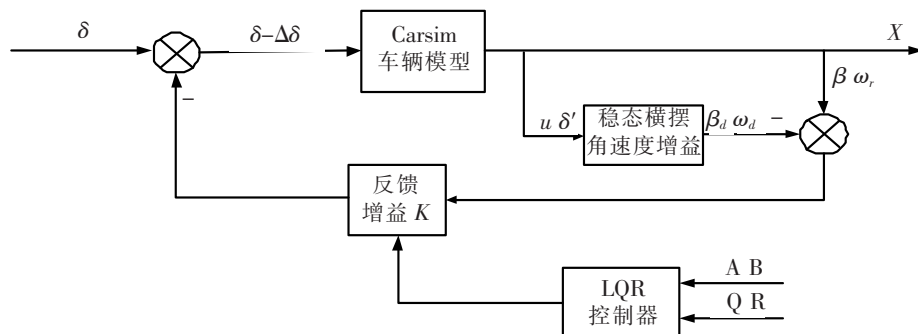


图 2 转向系统 LQR 控制结构图

如图 2 所示, LQR 控制器需要空间状态变量 A 、 B 和所选取的参数 Q 、 R 计算出最优反馈增益矩阵 K , 由状态量偏差与最优反馈增益 K 的乘积算得附加前轮转角。

LQR 算法的目标函数取为

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} [(X - X_d)^T Q (X - X_d) + U^T R U] dt \quad (5)$$

式中, $X = \begin{bmatrix} \beta \\ \omega_r \end{bmatrix}$, β 为质心侧偏角, ω_r 为横摆角速度。取 $\beta_d = 0$, ω_d 由式(2)、式(3)得到。 $Q = \begin{bmatrix} q_1 & 0 \\ 0 & q_2 \end{bmatrix}$, $R = r$, 为 LQR 控制器中的权重系数, 一般通过经验试凑获取。

根据极值原理, 可以求出任意时刻的最优附加转向角 $\Delta\delta(t)$ 为

$$\Delta\delta(t) = -R^{-1} B^T P [X(t) - X_d(t)] = -K [X(t) - X_d(t)] \quad (6)$$

式中, K 为系统最优反馈增益矩阵。

$$PA + A^T P - (PB + N)R^{-1}(B^T P + N^T) + Q = 0$$

(7)

式(7)为黎卡提方程, P 为常值正定矩阵, 是式(7)的解。更直接的方法, 可以通过调用 Matlab 中的 `lqr` 函数, 求解系统最优反馈增益矩阵。

2.3 LQR 仿真及结果

车辆模型选用 Carsim 中一款高性能车型, 该车型具有良好的操纵性、平顺性和舒适性, 可以避免仿真受到其他因素的干扰, 车辆的具体参数如表 1 所示, 车辆模型的软件界面如图 3 所示。

表 1 车辆参数表

项	汽车质量	横摆转动惯量	轴距	转向传动比	质心到前轴	质心到后轴	前轮侧偏刚度	后轮侧偏刚度
	m/kg	$I_z/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	L/m	(方向盘-前轮)	距离 a/m	距离 b/m	$k_1/(\text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$	$k_2/(\text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$
数值	1 830	3 234	3.05	18	1.4	1.65	28 648	28 648

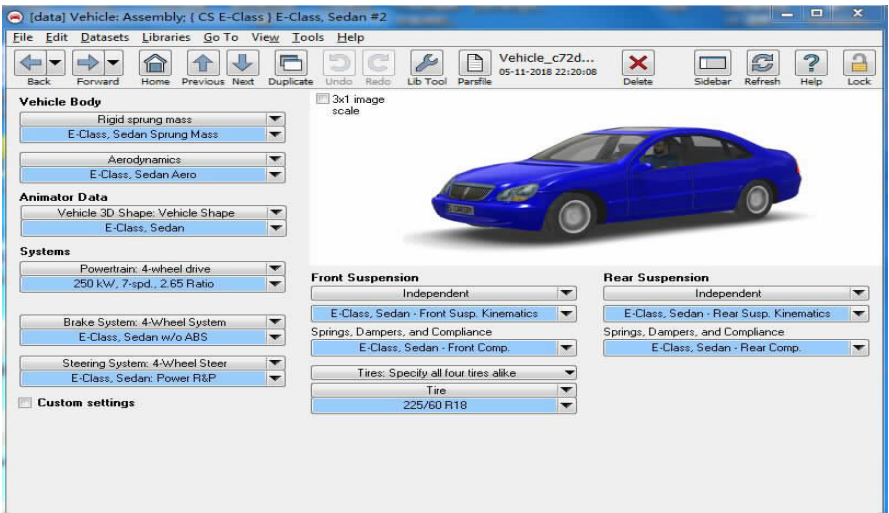


图 3 车辆模型界面

在仿真验证之前, 有必要对车辆的性能进行研究, 选取双移线工况与 72 km/h 的中高车速, 车辆不施加控制, 采用 Simulink 与 Carsim 联合仿真进行研究。

仿真结果显示, 车辆本身的性能已经很优越, 所以可以满足中高速时的车辆稳定性要求。如图 4, 车速为 72 km/h 时, 在转向过程中车辆的实际横摆角速度可以很好地跟踪理想横摆角速度。如图 5, 转向过程中, 车辆的质心侧偏角始终没有超过 1°, 说明车辆的稳定性很好。图 6 为转向过程中驾驶员模型的方向盘转角输入。如图 7, 车辆可以很好地跟踪理想路径。基于上述结果, 为了验证所设计 LQR 控制器的可行性, 对车辆极限速度下的转向性能进行研究。采用 Simulink 与 Carsim 联合仿真来验证 LQR 算法的可行性, 选取双移线工况, 车速 120 km/h。

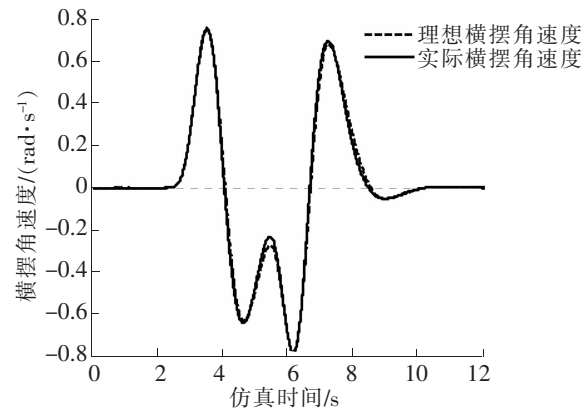


图 4 横摆角速度仿真结果

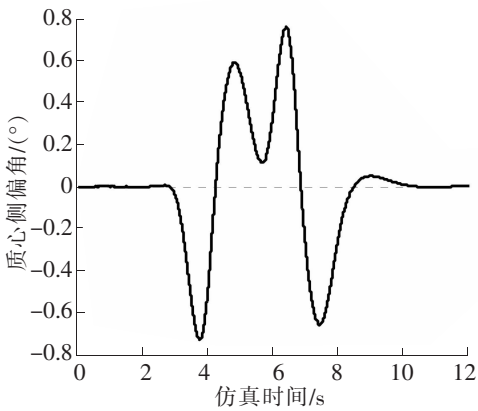


图 5 质心侧偏角仿真结果

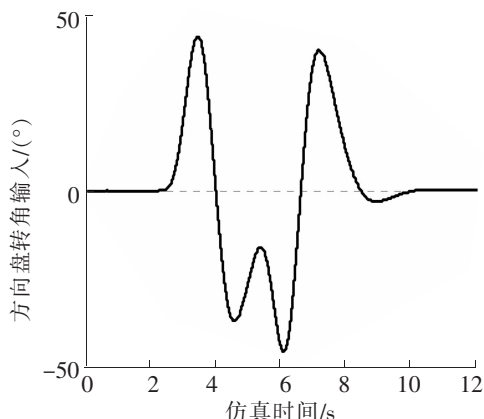


图 6 方向盘转角

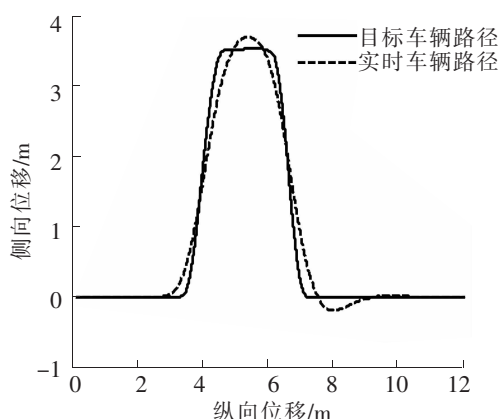


图 7 车辆轨迹

LQR 算法联合仿真程序如图 8 所示。

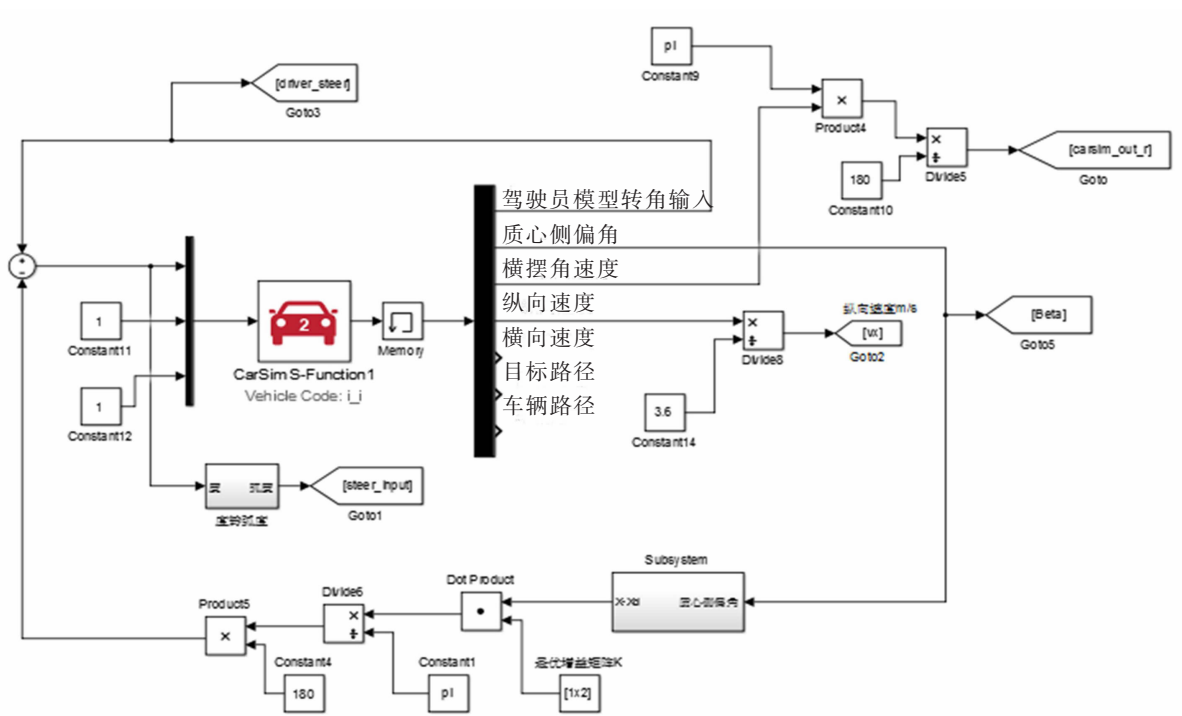


图 8 LQR 控制联合仿真

仿真结果如图 9~图 12 所示。如图 9 所示, LQR 控制相比于无控制的车辆, 质心侧偏角均方根值减小了 0.70° , 峰值减小了 2.11° ; 如图 10 所示, LQR 控制相比于无控制的车辆, 横摆角速度均方根值减小了 0.05 rad/s , 峰值减小了 0.139 rad/s , 如表 2 所示, 转向过程中 LQR 控制相比于无控制的车辆, $|\omega_r - \omega_d|_{\max}$ 减小了 0.06 rad/s , 结合图 10, 说明 LQR 控制跟踪理想横摆角速度的能力更强, 但横摆角速度稳定所用时间增加了大概 $8 \sim 9 \text{ s}$, 出现了滞后性; 图 11 为 LQR 控制和无控制车辆转向过程中的方向盘转角输入, 可以看出, LQR 控制的方向盘转角要明显小于无控制车辆, 减小的这部分方向盘转角用于维持车辆稳定性; 如图 12 所示, LQR 控制的车辆运动轨迹偏离了目标轨迹, 移线完成后, LQR 控制偏离目标轨迹的距离增加了约 0.7 m , 移线完成后调整所用时间增加了 9 s 。

图 9、图 10、图 11、图 12 和表 2 说明 LQR 控制可以提高车辆的稳定性, 但同时其操纵灵活性出现一定程度的降低, 响应出现了滞后性。因此, 这种附加转向角的反馈控制实际上是以牺牲车辆操纵灵活性为代价来提高车辆稳定性, 在紧急避障、紧急转向等情况下, 这种控制模式有可能会给车辆带来一定的危险。

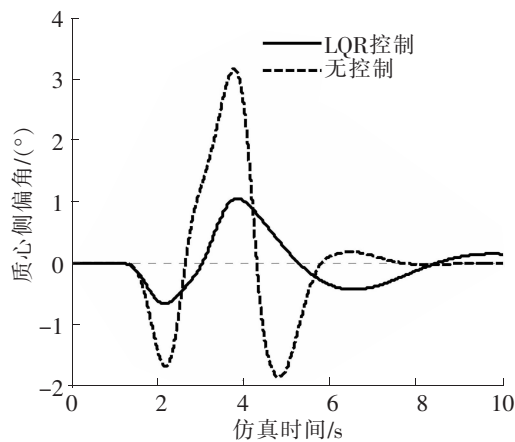


图 9 质心侧偏角对比图

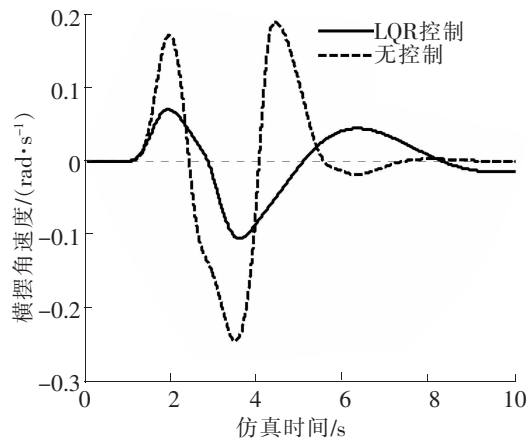


图 10 横摆角速度对比图

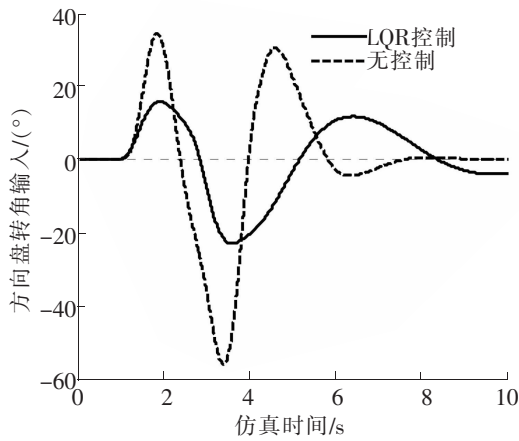


图 11 方向盘转角变化

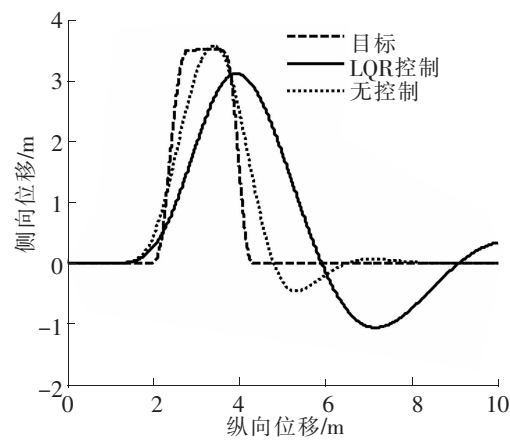


图 12 车辆路径对比图

表 2 横摆角速度对比表值

类别	$ \omega_r - \omega_d _{\max}/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$	ω_r 稳定所用时间/s
无控制	0.08	6.6
LQR 控制	0.02	15.0

2.4 LQR 参数对转向系统的影响研究

LQR 控制是由状态变量 β 和 ω_r 求得最优增益矩阵,从而对系统施以附加转向角。最优增益矩阵的值由参数 Q 和 R 唯一确定,它们之间的确定关系需要通过求解黎卡提方程得到,而黎卡提方程的求解又不容易做到。同时最优增益矩阵对转向系统的具体影响,需要通过分析系统特征得到,也很难做到。但对于具体的转向系统却可以分析出它们之间的定性关系。为方便分析,选取质心侧偏角作为衡量系统稳定性的标准,采用控制变量法,通过系统仿真得到各参数 k_1 、 k_2 还有 $|\beta|_{\max}$ 的关系,研究思路如图 13 所示。仿真结果整理为表 3、表 4、表 5。

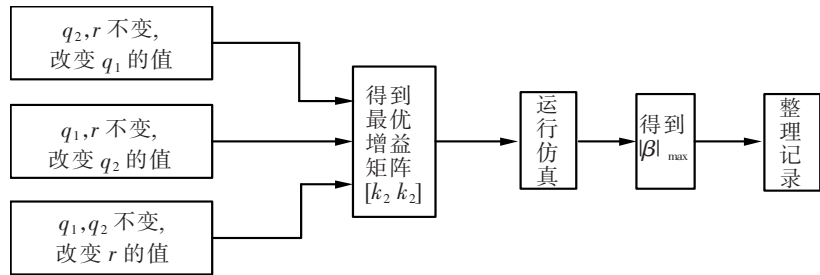


图 13 LQR 参数与转向系统关系研究思路

表 3 q_1 与 $|\beta|_{\max}$ 的关系 ($q_2=1, R=1$)

q_2	k_1	k_2	$ \beta _{\max}$
1	-0.073 5	0.870 3	2.98
3	-0.409 3	0.926 5	2.16
5	-0.695 3	0.974 1	1.70
7	-0.948 9	1.016 1	1.42
9	-1.179 1	1.054 2	1.24
11	-1.391 4	1.089 1	1.10
13	-1.589 5	1.121 7	1.00
15	-1.775 8	1.152 2	0.92
≥ 16	系统开始发散		

表 4 q_2 与 $|\beta|_{\max}$ 的关系 ($q_1=1, R=1$)

q_1	k_1	k_2	$ \beta _{\max}$
1	-0.073 5	0.870 3	2.98
2	-0.013 9	1.270 3	3.14
3	0.016 4	1.582 9	3.23
4	0.035 6	1.847 8	3.28
5	0.049 2	2.081 8	3.33
6	0.059 5	2.293 8	3.36
7	0.067 6	2.488 9	3.39
8	0.074 2	2.670 8	3.4

表 5 R 与 $|\beta|_{\max}$ 的关系 ($q_1=1, q_2=1$)

R	k_1	k_2	$ \beta _{\max}$
1	-0.073 5	0.870 3	2.98
2	-0.022 9	0.574 5	3.13
3	-0.004 7	0.444 8	3.17
4	0.004 2	0.368 3	3.19
5	0.009 1	0.316 6	3.20
6	0.012 0	0.279 0	3.20
7	0.013 7	0.250 1	3.21
8	0.014 8	0.227 0	3.21

表 3 中, $q_2 \geq 3$ 时, 附加转向角的最终结果变成正值。表 5 中, $R > 3$ 时, 附加转向角的最终结果变成正值。不妨设 $|\beta|_{\max} = f(q_1, q_2, R) = g(k_1, k_2)$, 由表 3、表 4、表 5 可以看出, $|\beta|_{\max}$ 与 q_1, q_2, R 的关系是单调的, 即在收敛范围内 $|\beta|_{\max}$ 随 q_1 的增大而减小, 随 q_2, R 的增大而增大, 也可以说, $|\beta|_{\max}$ 与 q_1 呈负相关性, 与 q_2, R 呈正相关性, 且由转向系统特点知 $|\beta|_{\max}$ 与 q_1, q_2, R 的函数关系是连续的, 不存在突变点或无穷突变点。最优增益矩阵 $\mathbf{K} = [k_1, k_2]$, k_1, k_2 与 q_1, q_2, R 的函数关系也应该是连续的, 因此, $|\beta|_{\max}$ 与 k_1, k_2 的关系也应该是单调的, 其相关性可以通过上面的方法单独对 k_1, k_2 控制变量得到, 这里不再过多叙述。

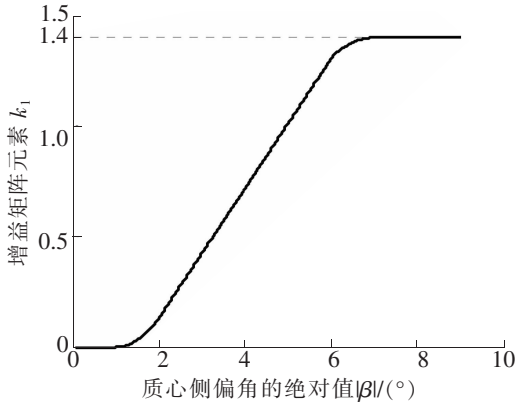
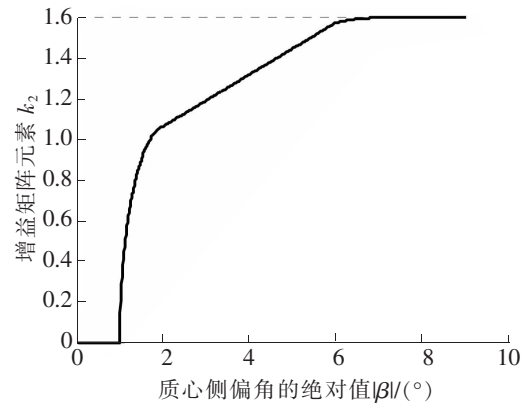
3 变增益 LQR 协同控制器设计与仿真

3.1 变增益 LQR 协同控制器设计

由 2.3 分析知: 基于车辆稳定性的附加转向角反馈控制, 实际上就是给方向盘附加一个负的转向角, 这种控制方法在提高车辆稳定性的同时, 降低了车辆的操纵灵活性, 因此, 如果改变车辆转向过程中附加转向角的附加程度, 就能在稳定性与操纵性之间起到折衷的效果。即在车辆失稳不严重时, 可以考虑提高车辆的操纵灵活性, 附加小程度的前轮转角; 车辆失稳严重时, 着重考虑车辆的稳定性, 附加大程度的前轮转角。

选取 $|\beta|_{\max}$ 作为车辆稳定性的判断标准。根据文献[13], 车辆侧向加速度不超过 $0.4g$ 时, 轮胎处于线性范围内, 车辆不容易失稳, 通过仿真分析得到侧向加速度为 $0.4g$ 时对应的车辆质心侧偏角 β 在 1° 左右, 所以将 $\beta = 1^\circ$ 作为车辆失稳的界限, 由 2.4 中 $|\beta|_{\max}$ 与各参数的关系制造 k_1, k_2 与转向过程中 β 的函数关系, 来对车辆实施不同程度的控制, 从而平衡车辆的稳定性与操纵灵活性的关系。函数关系如图 14 和图 15 所示。

由图 14、图 15 和公式(8)和公式(9)可知, 这一函数关系由分段函数构成, 两端的函数为平行于横轴的线段或在横轴上的线段, 中间的一段函数是一条斜线段, 在斜线段和两端的平线段之间是一段过度的圆弧, 要适当地调整圆弧, 使圆弧两端的切线与斜线段和平线段之间的夹角尽量小, 这样可以缓解函数切换时引起的系统不稳定。

图 14 k_1 与 β 函数关系图图 15 k_2 与 β 函数关系图

具体函数关系如下

$$k_1 = \begin{cases} 0 & 0 \leq |\beta| < 1 \\ \frac{211}{45} - \sqrt{\left(\frac{211}{45}\right)^2 - (|\beta| - 1)^2}, & 1 \leq |\beta| < 2 \\ 0.294|\beta| - 0.454, & 2 \leq |\beta| < 6 \\ \sqrt{5.659^2 - (|\beta| - 7)^2} - 4.259, & 6 \leq |\beta| < 7 \\ 1.4 & |\beta| \geq 7 \end{cases} \quad (8)$$

$$k_2 = \begin{cases} 0, & 0 \leq |\beta| < 1 \\ \sqrt{1.065^2 - (|\beta| - 2.065)^2}, & 1 \leq |\beta| < 2 \\ 0.128|\beta| + 0.807, & 2 \leq |\beta| < 6 \\ \sqrt{20.1^2 - (|\beta| - 7)^2} - 18.5, & 6 \leq |\beta| < 7 \\ 1.6 & |\beta| \geq 7 \end{cases} \quad (9)$$

由式(8)、式(9)可以得到最优增益矩阵的计算公式为

$$K = [-k_1, k_2] \quad (10)$$

协同控制器流程如图 16 所示。

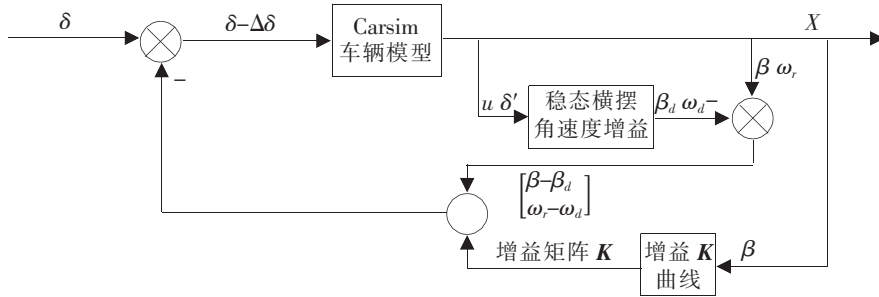


图 16 变增益控制器流程图

3.2 变增益 LQR 协同控制器仿真

采用 Carsim 与 Simulink 联合仿真,选用双移线工况,车速 120 km/h。仿真结果如图 17~图 20 和表 6 所示。

如图 17 所示,当 2 种控制的质心侧偏角大小相差不多时,协同控制的质心侧偏角要比 LQR 控制提前 0.2 s 稳定;如图 18 和表 6 所示,当 2 种控制的横摆角速度情况相差不多时,其跟踪理想横摆角速度的能力也相差不多,但协同控制的横摆角速度要比 LQR 控制提前 0.5 s 稳定;图 19 为 2 种控制的方向盘转

角输入,可以看出,协同控制比 LQR 控制的方向盘转角要大很多,并且在时间 $t = 4\text{ s}$ 左右,协同控制的方向盘转角出现波动,这是函数切换造成的;如图 20 所示,移线完成后,协同控制的车辆偏离目标轨迹 0.3 m ,LQR 控制的车辆偏离目标轨迹 0.7 m ,协同控制稳定所用时间比 LQR 控制减少 0.3 s ,说明协同控制的车辆操纵灵活性要好一些。

由此可以看出,协同控制可以在 LQR 控制的基础上增强车辆的操纵灵活性,从而达到折衷车辆稳定性与操纵灵活性的效果。

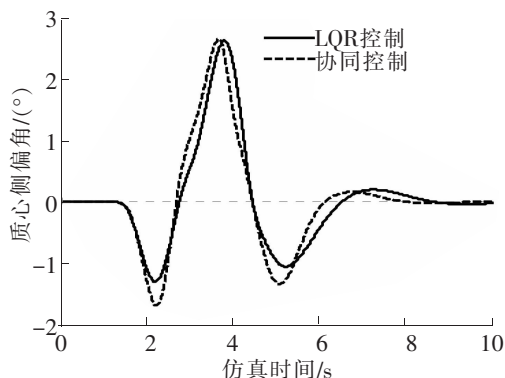


图 17 质心侧偏角对比图

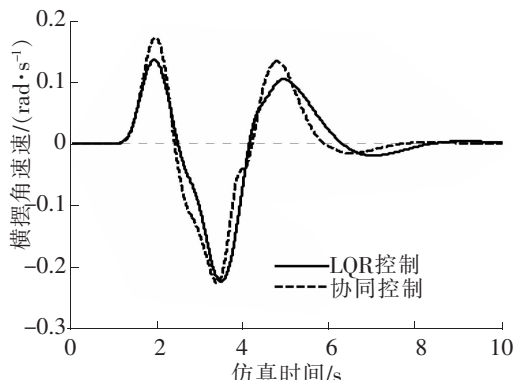


图 18 横摆角速度对比图

表 6 横摆角速度对比表

	$ \omega_r - \omega_d _{\max} (\text{rad/s})$	ω_r 稳定所用时间/s
LQR 控制	0.06	7.2
协同控制	0.05	6.7

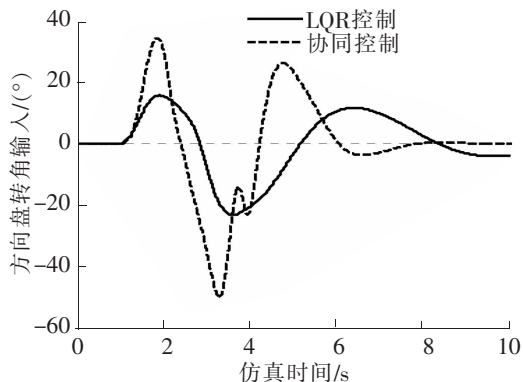


图 19 方向盘转角变化

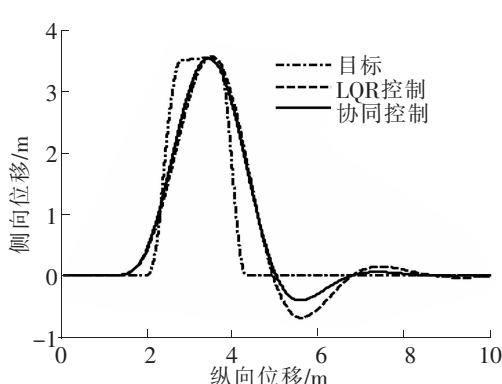


图 20 车辆路径对比图

4 结论

基于车辆稳定性和操纵灵活性,采用附加前轮转向角的方法设计了转向控制器,并采用 Carsim 与 Simulink 联合仿真,选择双移线工况,验证了控制器的可行性,得到主要结论如下:

- (1) 针对车辆稳定性,设计了 LQR 转向控制器,通过仿真证明,该控制器可以提高车辆的稳定性。
- (2) 通过对 LQR 参数的研究,得到其参数对转向系统的影响规律,即 LQR 的参数与车辆的稳定性呈一定的相关性。
- (3) 基于 LQR 控制器参数对转向系统的影响研究,设计了同时考虑车辆稳定性与操纵灵活性的变增益协同控制器,仿真证明,协同控制器可以在车辆稳定性与操纵灵活性之间起到折衷的作用。

参 考 文 献

- [1]罗才伟. EPS与AFS集成转向系统研究[D]. 重庆:重庆大学, 2016.
- [2]桑楠,魏民祥. 车辆主动前轮转向与直接横摆力矩自适应控制[J]. 交通运输工程学报, 2016, 16(3): 91-99.
- [3]Yang W, Feng P, Zhang J. A comprehensive active-steering control method for improvement of vehicle handling performance[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2018, 232(3): 413-425.
- [4]Nam K, Oh S, Fujimoto H, et al. Robust yaw stability control for electric vehicles based on active front steering control through a steer-by-wire system[J]. International Journal of Automotive Technology, 2012, 13(7): 1169-1176.
- [5]Du H, Zhang N. Robust yaw moment control for vehicle handling and stability[J]. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 2009, 2(1): 772-779.
- [6]Zhang H, Wang J. Active Steering Actuator Fault Detection for An Automatically-steered Electric Ground Vehicle[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2017, 99: 1.
- [7]田晨. 基于卡尔曼滤波的AFS和DYC协调控制[D]. 长沙:湖南大学, 2017.
- [8]王金湘,代蒙蒙,陈南. 考虑参数不确定性的汽车前轮主动转向输出反馈鲁棒控制[J]. 东南大学学报:自然科学版, 2016, 46(3): 476-482.
- [9]李辰昶,罗文广. 四轮转向汽车最优转向控制研究[J]. 计算技术与自动化, 2013, 32(4): 20-22.
- [10]张庭芳,张超敏,何新毅,曲志林. 基于线控变传动比的四轮转向汽车最优控制[J]. 机械设计与制造, 2018(1): 133-136.
- [11]高琳琳. 四轮独立驱动独立转向电动汽车控制与协调方法研究[D]. 长春:吉林大学, 2017.
- [12]皮大伟,陈南,张丙军. 基于主动制动的车辆稳定性系统最优控制策略[J]. 农业机械学报, 2009, 40(11): 1-6, 12.
- [13]余志生. 汽车理论[M]. 5版. 北京:机械工业出版社, 2009.
- [14]李果. 汽车转向/制动系统协同控制理论与应用[M]. 北京:国防工业出版社, 2014.

Study on Cooperative Optimal Control of Manipulability and Stability of Vehicle Steering System

Jia Changwang, Lu Yongjie, Yang Shaopu, Li Zhenyu

(Department of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

Abstract: Two-degree-of-freedom vehicle model was used for the design of active front wheel angle control. LQR controller was designed based on vehicle stability. The feasibility of the controller was verified by simulating in Carsim and Simulink for dualline condition. The qualitative relationship between LQR parameters and vehicle stability were obtained through a lot of simulation and systematic analysis. A collaborative controller that considered both vehicle stability and steering flexibility was designed based on this research. The superiority of the cooperative controller was verified by using the same simulation. The results showed that LQR control can improve vehicle stability. What's more, there is some correlation between LQR controller parameters and vehicle stability. The cooperative controller plays a role in compromising vehicle stability and maneuvering flexibility based on the LQR controller. All the studys provide a reference for the design of the vehicle controller.

Key words: steering system; LQR control; collaborative control

一类含分数阶微积分时滞微分方程的解的指数估计

鲍志超, 牛江川, 申永军, 杨绍普

(石家庄铁道大学 机械工程学院, 河北 石家庄 050043)

摘要:研究分数阶时滞微分方程的解的存在唯一性具有重要的理论意义。针对基于电流环分数阶 PID 控制的永磁同步电机,建立了考虑时滞现象的控制系统的理论模型,得到了一类含时滞分数阶项的微分方程。研究了此类微分方程的解的存在唯一性和指数估计。利用分步法证明了此类微分方程的解的存在唯一性;利用广义 Gronwall 不等式,推导了此类微分方程的解的指数估计,为研究此类方程的解析解提供了理论基础。

关键词:时滞;分数阶 PID 控制;指数估计;永磁同步电机

中图分类号: O175.7 **文献标志码:** A **文章编号:** 2095-0373(2020)01-0068-06

0 引言

分数阶微积分建模已经广泛应用于生物学、力学、控制等众多领域^[1-2]。由于分数阶控制比整数阶控制能取得更好的控制效果,越来越多地被应用于实际控制中^[3]。在控制系统进行闭环反馈控制时,系统中不可避免的存在时滞^[4],而且时滞现象的存在会在一定程度上影响受控系统的稳定性。时滞系统广泛存在于各个工程领域,因此吸引了众多学者的关注。胡海岩等^[5]从动力学的角度对时滞动力系统的研究进展进行了综述。王在华等^[6]还综述了时滞动力系统稳定性与分岔方面的研究进展。张舒等^[7]对耦合时滞诱发的动力学研究进展进行了综述。

在分数阶控制系统中,研究分数阶微分方程的解析解或近似解析解具有重要的理论意义。而分数阶微分方程解的存在唯一性是研究方程解析解或近似解析解的前提^[8]。蒋威^[9-10]研究了退化时滞微分系统的可解性,给出了通解形式,推导并证明了解的指数估计。刘可为等和 Zhang X^[11-12]证明了分数阶线性时滞微分系统的解存在且唯一,并推导了在有限区间内解的指数估计,给出了此类微分方程的通解形式。本文对基于电流环分数阶 PID 控制的永磁同步电机进行分析和建模,得到一类含分数阶微积分的时滞微分方程。对此类时滞微分方程的解的存在唯一性进行证明,并利用广义的 Gronwall 不等式^[13],给出了解的指数估计的形式。

1 准备知识

定义 1:设 $f(t) \in C[a, \infty)$, 实数 $\beta > 0$, 当 $t > a$ 时, 可积函数 $f(t)$ 的 β 阶 Riemann-Liouville 积分表示为

$${}_a D_t^{-\beta} f(t) = \frac{1}{\Gamma(\beta)} \int_a^t (t-\tau)^{\beta-1} f(\tau) d\tau \quad (1)$$

定义 2:设 $0 \leq n-1 < \alpha < n, n \in \mathbf{N}$, $f(t)$ 是 n 阶连续可导函数, $f(t)$ 的 α 阶 Caputo 导数表示为

$${}_a D_t^\alpha f(t) = \frac{1}{\Gamma(n-\alpha)} \int_a^t \frac{f^{(n)}(\tau) d\tau}{(t-\tau)^{\alpha+1-n}} \quad (2)$$

收稿日期: 2018-09-01 责任编辑: 车轩玉 DOI: 10.13319/j.cnki.sjztdxxbzb.20180901001

基金项目: 国家自然科学基金(11872254); 河北省自然科学基金(E2018210056)

作者简介: 鲍志超(1991—), 男, 硕士研究生, 研究方向为机械系统动力学。E-mail: 396178417@qq.com

鲍志超, 牛江川, 申永军, 等. 一类含分数阶微积分时滞微分方程的解的指数估计[J]. 石家庄铁道大学学报: 自然科学版, 2020, 33(1): 68-73.

引理 1: 设 $x(t) \in R^n$ 是下列方程的解

$$\begin{cases} \dot{x} = \mathbf{A}x(t) + \mathbf{B}x(t-\tau) + f(t) & t \geq 0 \\ x(0) = \varphi & -\tau \leq t \leq 0 \end{cases} \quad (3)$$

式中, $\mathbf{A}, \mathbf{B} \in R^{n \times n}$, $x(t), f(t), \varphi \in R^n$ 。

根据文献[9]可知方程存在唯一解

$$x(t) = \varphi + \int_0^t [\mathbf{A}x(s) + \mathbf{B}x(s-\tau) + f(s)] ds \quad (4)$$

引理 2 (Gronwall 不等式): $u(t), \alpha(t)$ 是在区间 $[a, b]$ 上的连续实值函数, $\beta(t) \geq 0$ 而且在 $[a, b]$ 上是可积函数, 若

$$u(t) \leq \alpha(t) + \int_a^t \beta(s) u(s) ds \quad a \leq t \leq b \quad (5)$$

则有

$$u(t) \leq \alpha(t) + \int_a^t \beta(s) \alpha(s) \left[\exp \int_s^t \beta(\tau) d\tau \right] ds \quad a \leq t \leq b \quad (6)$$

如果 $\alpha(t)$ 还是非减函数, 则有

$$u(t) \leq \alpha(t) \exp \left[\int_a^t \beta(s) ds \right] \quad a \leq t \leq b \quad (7)$$

引理 3: 函数 $f(t) = at^{1-\alpha} + bt^{1+\delta} - a(1-\tau)^{1-\alpha} - b(t-\tau)^{1+\delta} - a\tau^{1-\alpha} + b\tau^{1+\delta}$ 在区间 $[\tau, +\infty]$ 上存在最小值 $f(\tau) = 0$ 。其中 $a > 0, b > 0, 0 < \alpha < 1, 0 < \delta < 1$ 。

证明

$$f'(t) = a(1-\alpha)[t^{-\alpha} - (t-\tau)^{-\alpha}] + b(1+\delta)[t^\delta - (t-\tau)^\delta] \quad (8)$$

(1) $0 < \tau < 1$, 当 $t \in [\tau, 1]$ 时, $f'(t) < 0$, 函数递减; 当 $t \in [1, +\infty)$ 时, $f'(t) > 0$, 函数递增。在区间 $[\tau, +\infty)$ 上存在极小值 $f(\tau) = 0$ 。

(2) $1 < \tau$, 当 $t \in [\tau, +\infty)$ 时, $f'(t) > 0$, 函数递增。在区间 $[\tau, +\infty)$ 上存在最小值 $f(\tau) = 0$ 。证毕。

2 永磁同步电机时滞分数阶 PID 控制建模

2.1 永磁同步电机矢量模型

永磁同步电机矢量控制的核心思想是将电机的三相电流、电压、磁链经过 Clarke 坐标变换和 Park 坐标变换变到以转子磁链定向的两相参考 dq 坐标系。其中定子电流经变换被分解为相互正交的 2 个分量: 一个分量与磁链方向相同, 代表了定子电流的励磁分量; 另一个分量与磁链方向正交, 代表了定子电流的转矩分量。矢量控制就是维持定子电流的励磁分量不变, 控制其转矩分量, 这种控制方式类似于直流电机控制中维持励磁电流不变, 通过控制电枢电流来控制电机的转矩。矢量控制方法能使系统具有较好的动态特性。

有关参数如表 1 所示。

表 1 永磁同步电机有关参数

极对数	交轴电感/mH	直轴电感/mH	定子电阻/ Ω	转子磁链/Wb
2	20	20	1.4	0.24

永磁同步电机的矢量控制模型为

$$\begin{cases} \frac{di_d}{dt} = \frac{R_s}{L_d} i_d + \frac{2\pi L_q}{L_d} n i_q + \frac{1}{L_d} u_d \\ \frac{di_q}{dt} = \frac{2\pi L_q}{L_q} n i_d - \frac{R_s}{L_q} i_q + \frac{1}{L_q} u_q - \frac{2\pi \phi_f}{L_q} n \\ \frac{dn}{dt} = -\frac{R_p}{J} n + \frac{P_n^2}{2\pi J} [\phi_f i_q + (L_d - L_q) i_d i_q] - \frac{P_n}{2\pi} T_l \end{cases} \quad (9)$$

式中, $R_s, R_p, L_d, L_q, \phi_f, J, P_n$ 分别为定子电阻、电机阻尼系数、直轴电感、交轴电感、定子磁链、电机转动

惯量、极对数。

2.2 时滞分数阶 PID 控制

永磁同步电机电流环控制原理如图 1 所示,控制对象包括 PWM(脉冲宽度调制)逆变器(包括 PWM 信号形成、延时、隔离驱动及逆变器)、永磁同步电机的电枢回路、电流采样和滤波电路。

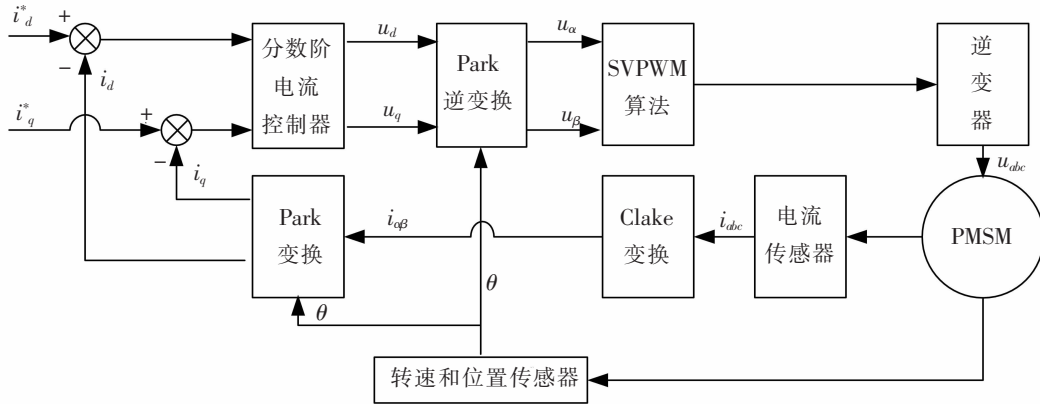


图 1 电流环控制原理图

永磁同步电机的数字伺服控制系统存在固有延时,系统的固有延时包括 PWM 逆变器延时(T_{pwm}),电流采样延时,滤波电路延时等。其中起主导作用的延时包括采样延时和逆变器输出延时,这 2 种延时决定于数字伺服系统所应用的采样方式及 PWM 占空比的更新方式。

在伺服控制系统应用中,有 2 种电流采样时序方式:单次采样单次更新占空比方式(SSSU)以及双采样双次更新占空比方式(DSDU)。其中 SSSU 方式根据采样时刻的不同又有 2 种采样模式,载波周期中点时刻采样与载波周期起始时刻采样,分别记为 SSSUM1 模式和 SSSUM2 模式。

根据平均值等效原则,永磁同步电机伺服控制系统的 3 种固有延时分别为:SSSUM1 模式的延时 $\tau_1 = 2T_{\text{pwm}}$,SSSUM2 模式的延时 $\tau_2 = 1.5T_{\text{pwm}}$,DSDU 方式的延时 $\tau_3 = 0.75T_{\text{pwm}}$ 。

控制系统采用电压型逆变器控制, i_d^* 和 i_q^* 为给定直交轴电流,逆变器电压放大倍数 $K = 15.5$,电流反馈系数 $\beta = 0.6$,分数阶 PID 控制器输出电压为

$$\begin{cases} u_d = K \{ K_p [i_d^* - \beta i_d(t - \tau)] + K_{i,t-2\tau} D_{t-\tau}^{-\delta} [i_d^* - \beta i_d(t)] + K_{dt-2\tau} D_{t-\tau}^{\alpha} [i_d^* - \beta i_d(t)] \} \\ u_q = K \{ K_p [i_q^* - \beta i_q(t - \tau)] + K_{i,t-2\tau} D_{t-\tau}^{-\delta} [i_q^* - \beta i_q(t)] + K_{dt-2\tau} D_{t-\tau}^{\alpha} [i_q^* - \beta i_q(t)] \} \end{cases} \quad (10)$$

整理得电流环分数阶 PID 控制的数学模型为

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} i_d^* - \beta i_d \\ i_q^* - \beta i_q \end{bmatrix} + \mathbf{A}_{t-2\tau} \mathbf{D}_{t-\tau}^{\alpha} \begin{bmatrix} i_d^* - \beta i_d(t - \tau) \\ i_q^* - \beta i_q(t - \tau) \end{bmatrix} = -\mathbf{B} \begin{bmatrix} i_d^* - \beta i_d \\ i_q^* - \beta i_q \end{bmatrix} - \mathbf{C} \begin{bmatrix} i_d^* - \beta i_d(t - \tau) \\ i_q^* - \beta i_q(t - \tau) \end{bmatrix} - \\ \mathbf{E}_{t-2\tau} \mathbf{D}_{t-\tau}^{-\delta} \begin{bmatrix} i_d^* - \beta i_d(t - \tau) \\ i_q^* - \beta i_q(t - \tau) \end{bmatrix} + \mathbf{F} \end{aligned} \quad (11)$$

$$\text{式中, } \mathbf{A} = \begin{bmatrix} \frac{KK_d}{L_d} & 0 \\ 0 & \frac{KK_d}{L_q} \end{bmatrix}; \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \frac{R_s}{\beta L_d} & -\frac{2\pi L_q n}{\beta L_d} \\ \frac{2\pi L_d n}{\beta L_q} & \frac{R_s}{\beta L_q} \end{bmatrix}; \mathbf{C} = \begin{bmatrix} \frac{KK_p}{L_d} & 0 \\ 0 & \frac{KK_p}{L_q} \end{bmatrix}; \mathbf{E} = \begin{bmatrix} \frac{KK_i}{L_d} & 0 \\ 0 & \frac{KK_i}{L_q} \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} \frac{-2\pi L_q n i_q^* + R_s i_d^*}{\beta L_d} \\ \frac{2\pi L_d n (\beta \phi_f + i_d^*) + R_s i_q^*}{\beta L_q} \end{bmatrix}^{\circ}$$

3 主要结果

3.1 解的存在唯一性

证明:由分步法,当 $t \in [0, \tau]$ 时

$$\begin{cases} \dot{x}(t) + A_0 D_t^\alpha \varphi(t - \tau) = -Bx(t) - Cx(t - \tau) - E_0 D_t^{-\delta} \varphi(t - \tau) + F \\ x(0) = \varphi \end{cases} \quad (12)$$

由引理 1 可知时滞微分方程在 $t \in [0, \tau]$ 上存在唯一解,表示为

$$x_1(t) = \varphi - \int_0^t [A_0 D_t^\alpha \varphi(s - \tau) + Cx(s - \tau) + E_0 D_t^{-\delta} \varphi(s - \tau) + B\varphi(0) - F] ds \quad (13)$$

当 $t \in [\tau, 2\tau]$ 时,此方程也存在唯一解,表示为

$$x_2(t) = x_1(\tau) - \int_\tau^t [A_\tau D_t^\alpha x_1(s - \tau) + Cx_1(s - \tau) + E_\tau D_t^{-\delta} x_1(s - \tau) + Bx_1(\tau) - F] ds \quad (14)$$

以此类推,假设方程在区间 $[(k-1)\tau, k\tau]$, $k \in \mathbf{N}^+$ 上的解为 $x_k(t)$,则根据引理 1,可得 $x(t)$ 在区间 $[k\tau, (k+1)\tau]$ 上有唯一解,为

$$x_{k+1}(t) = x_k(k\tau) - \int_{k\tau}^t [A_{k\tau} D_t^\alpha x_k(s - \tau) + Cx_k(s - \tau) + E_{k\tau} D_t^{-\delta} x_k(s - \tau) + Bx_k(k\tau) - F] ds \quad (15)$$

即时滞微分方程(12)在区间 $[0, +\infty]$ 上的解存在且唯一,证毕。

3.2 解的指数估计

在方程的解存在且唯一的情况下,推导此类含分数阶微积分的时滞微分方程的解的指数估计。

定理 2: 设 $x(t)$ 是时滞微分方程的解,且 n 维列向量 $\varphi(t) \in C([0, +\infty))$, $0 < \alpha < 1$, $0 < \delta < 1$ 。则方程的解存在且唯一,并且解在 $[0, k\tau]$ 上有以下形式的估计

$$\|x(t)\| \leq \|\varphi\| \left[1 + \frac{\sigma_a t^{1-\alpha}}{\Gamma(2-\alpha)} + \frac{\sigma_e t^{1+\delta}}{\Gamma(2+\delta)} + \sigma_f t \right] \exp \left[\sigma_{\max} t + \frac{\sigma_a t^{1-\alpha}}{\Gamma(2-\alpha)} + \frac{\sigma_e t^{1+\delta}}{\Gamma(2+\delta)} \right] \quad 0 \leq t \leq k\tau \quad (16)$$

式中,矩阵 A, B, C, E 的范数取其行列式的最大特征值,矩阵的范数分别记为 $\sigma_a, \sigma_b, \sigma_c, \sigma_e$; $\sigma_{\max} = \sigma_c + \sigma_b$, $\|x(t)\|$ 是向量 $x(t)$ 的矩阵范数, $\|\varphi\| = \sup |\varphi(t)|$, σ_f 是向量 F 的最大范数。

证明:对式(12)两边进行积分,当 $0 \leq t \leq k\tau$ 时,有

$$x(t) = \varphi - \int_0^t [Cx(s - \tau) + Bx(k\tau) - F] ds - \frac{1}{\Gamma(1-\alpha)} \int_0^t \frac{Ax(s - \tau)}{(t-s)^\alpha} ds - \frac{1}{\Gamma(1+\delta)} \int_0^t \frac{Ex(s - \tau)}{(t-s)^{-\delta}} ds \quad (17)$$

则有

$$\|x(t)\| \leq \|\varphi\| + \|F\|t + \int_0^t \|Cx(s - \tau) + Bx(s)\| ds + \frac{A\|\varphi\|}{\Gamma(1-\alpha)} \int_0^t (t-s)^{-\alpha} ds + \frac{E\|\varphi\|}{\Gamma(1+\delta)} \int_0^t (t-s)^{-\delta} ds \quad (18)$$

$$\|x(t)\| \leq \|\varphi\| + \|F\|t + \frac{A\|\varphi\|}{\Gamma(2-\alpha)} t^{1-\alpha} + \frac{E\|\varphi\|}{\Gamma(2+\delta)} t^{1+\delta} + \int_0^t \|Cx(s - \tau) + Bx(s)\| ds \quad (19)$$

令 $g(t) = \sup_{-t \leq \eta \leq 0} |x(t + \eta)|$, 则式(19)可化为

$$\|g(t)\| \leq \|\varphi\| + \sigma_f t + \frac{\sigma_a \|\varphi\|}{\Gamma(2-\alpha)} t^{1-\alpha} + \frac{\sigma_e \|\varphi\|}{\Gamma(2+\delta)} t^{1+\delta} + \sigma_{\max} \int_0^t \|g(s)\| ds \quad (20)$$

由引理 3 可知

$$\|g(t)\| \leq \left\{ \|\varphi\| \left[1 + \frac{\sigma_a t^{1-\alpha}}{\Gamma(2-\alpha)} + \frac{\sigma_e t^{1+\delta}}{\Gamma(2+\delta)} \right] + \sigma_f t \right\} \exp(\sigma_{\max} t) \quad (21)$$

故当 $0 \leq t_0 \leq t \leq t_0 + \tau$ 时,则有

$$\|g(t)\| \leq \left\{ \|g(t_0)\| \left[1 + \frac{\sigma_a (t-t_0)^{1-\alpha}}{\Gamma(2-\alpha)} + \frac{\sigma_e (t-t_0)^{1+\delta}}{\Gamma(2+\delta)} \right] + \sigma_f (t-t_0) \right\} \exp[\sigma_{\max} (t-t_0)] \quad (22)$$

式(21)证明了式(16)在 $0 \leq t \leq \tau$ 时是成立的。假设当 $t \in [0, k\tau]$ 时,式(22)成立。在式(22)中令 $t_0 = t - \tau$, 可得

$$\|g(t)\| \leq \left\{ \|g(t-\tau)\| \left[1 + \frac{\sigma_a \tau^{1-\alpha}}{\Gamma(2-\alpha)} + \frac{\sigma_e \tau^{1+\delta}}{\Gamma(2+\delta)} \right] + \sigma_f \tau \right\} \exp(\sigma_{\max} \tau) \quad (23)$$

当 $t \in [r, (k+1)\tau]$ 时, $t - \tau \in [0, k\tau]$ 。根据引理 2, 将式(16)代入式(23)中,有

$$\begin{aligned}
& \|g(t)\| \leq \left[1 + \frac{\sigma_a \tau^{1-\alpha}}{\Gamma(2-\alpha)} + \frac{\sigma_e \tau^{1+\delta}}{\Gamma(2+\delta)} \right] \\
& \left\{ \|\varphi\| \left[1 + \frac{\sigma_a (t-\tau)^{1-\alpha}}{\Gamma(2-\alpha)} + \frac{\sigma_e (t-\tau)^{1+\delta}}{\Gamma(2+\delta)} \right] \exp \left[\sigma_{\max} (t-\tau) + \frac{\sigma_a (t-\tau)^{1-\alpha}}{\Gamma(2-\alpha)} + \frac{\sigma_e (t-\tau)^{1+\delta}}{\Gamma(2+\delta)} \right] + \right. \\
& \left. \sigma_f (t-\tau) \exp \left[\sigma_{\max} (t-\tau) + \frac{\sigma_a (t-\tau)^{1-\alpha}}{\Gamma(2-\alpha)} + \frac{\sigma_e (t-\tau)^{1+\delta}}{\Gamma(2+\delta)} \right] \right\} + \sigma_f \tau \exp(\sigma_{\max} \tau) \leq \\
& \|\varphi\| \leq \left[1 + \frac{\sigma_a \tau^{1-\alpha}}{\Gamma(2-\alpha)} + \frac{\sigma_e \tau^{1+\delta}}{\Gamma(2+\delta)} \right] \left[1 + \frac{\sigma_a (t-\tau)^{1-\alpha}}{\Gamma(2-\alpha)} + \frac{\sigma_e (t-\tau)^{1+\delta}}{\Gamma(2+\delta)} \right] \exp \left[\sigma_{\max} (t-\tau) + \frac{\sigma_a (t-\tau)^{1-\alpha}}{\Gamma(2-\alpha)} + \frac{\sigma_e (t-\tau)^{1+\delta}}{\Gamma(2+\delta)} \right] + \\
& \left[1 + \frac{\sigma_a \tau^{1-\alpha}}{\Gamma(2-\alpha)} + \frac{\sigma_e \tau^{1+\delta}}{\Gamma(2+\delta)} \right] \sigma_f (t-\tau) \exp \left[\sigma_{\max} (t-\tau) + \frac{\sigma_a (t-\tau)^{1-\alpha}}{\Gamma(2-\alpha)} + \frac{\sigma_e (t-\tau)^{1+\delta}}{\Gamma(2+\delta)} \right] + \sigma_f \tau \exp(\sigma_{\max} \tau) \leq \|\varphi\| \leq \\
& \left[1 + \frac{\sigma_a \tau^{1-\alpha}}{\Gamma(2-\alpha)} + \frac{\sigma_e \tau^{1+\delta}}{\Gamma(2+\delta)} + \sigma_f t \right] \exp \left[\sigma_{\max} t + \frac{\sigma_a (t-\tau)^{1-\alpha}}{\Gamma(2-\alpha)} + \frac{\sigma_e (t-\tau)^{1+\delta}}{\Gamma(2+\delta)} + \frac{\sigma_a \tau^{1-\alpha}}{\Gamma(2-\alpha)} + \frac{\sigma_e \tau^{1+\delta}}{\Gamma(2+\delta)} \right] + \\
& \|\varphi\| \left[1 + \frac{\sigma_a t^{1-\alpha}}{\Gamma(2-\alpha)} + \frac{\sigma_e t^{1+\delta}}{\Gamma(2+\delta)} + \sigma_f t \right] \exp \left[\sigma_{\max} t + \frac{\sigma_a t^{1-\alpha}}{\Gamma(2-\alpha)} + \frac{\sigma_e t^{1+\delta}}{\Gamma(2+\delta)} \right] \quad (24)
\end{aligned}$$

证毕。

下面对一种电流环分数阶 PID 控制进行估计。假设永磁同步电机从瞬时零转速调整时,含转速 n 的相关项即可简化,而且 $\varphi = 0$,给出以下形式的电流环时滞分数阶 PID 控制的解的指数估计: $\sigma_a = 775K_d$, $\sigma_b = 11.67$, $\sigma_c = 775K_p$, $\sigma_e = 775K_i$, $\sigma_{\max} = \sigma_c + \sigma_b = 11.67 + 775K_p$, $\sigma_f = 11.67i_q^*$ 。 $\|x(t)\| \leq \|\varphi\| \left[1 + \frac{775K_d t^{1-\alpha}}{\Gamma(2-\alpha)} + \frac{775K_i t^{1+\delta}}{\Gamma(2+\delta)} + 11.67i_q^* t \right] \exp \left[(11.67 + 775K_p)t + \frac{775K_d t^{1-\alpha}}{\Gamma(2-\alpha)} + \frac{775K_i t^{1+\delta}}{\Gamma(2+\delta)} \right]$ 。

4 结论

在永磁同步电机矢量控制策略中,考虑了含有时滞的电流环的分数阶 PID 控制。其数学模型为一类含分数阶项的时滞微分方程。此类方程具有可解性,其解存在且唯一。给出了此类时滞微分方程解的估计的一般形式,并计算了一种控制条件下的解的指数估计。对此类时滞微分方程的求解具有一定的指导意义。但是在解的指数估计的一般形式中,相关特征值会受控制器的参数、永磁同步电机的转速 n 和给定直交轴电流值 i_d^* 和 i_q^* 影响。另外,分数阶 PID 控制器的参数,永磁同步电机的转速和给定直交轴电流值对解的指数估计的影响趋势,进而如何影响此类时滞微分方程的解的性态,需要做更全面,更深入的研究。

参 考 文 献

- [1] Samko S U, Kilbas A A, Marichev O I. Fractional integrals and Derivatives: Theory and Applications [M]. Amsterdam: Gordon and Breach, 1993.
- [2] Podlubny I. Fractional Differential Equations [M]. San Diego: Academic Press, 1999.
- [3] Podlubny I. Fractional-order systems and controllers [J]. IEEE Trans on Automatic Control, 1999, 44(1): 208-214.
- [4] Erneux T. Applied Delay Differential Equations [M]. New York: Springer-Verlag, 2009.
- [5] 胡海岩, 王在华. 非线性时滞动力系统的研究进展 [J]. 力学进展, 1999, 29(4): 501-512.
- [6] 王在华, 胡海岩. 时滞动力系统的稳定性与分岔: 从理论走向应用 [J]. 力学进展, 2013, 43(1): 3-20.
- [7] 张舒, 徐鉴. 时滞耦合系统非线性动力学研究进展 [J]. 力学学报, 2017, 49(3): 565-587.
- [8] Lakshmikantham V. Theory of fractional functional differential equations [J]. Nonlinear Anal, 2008, 69: 3337-3343.
- [9] 蒋威. 退化时滞微分方程 [M]. 合肥: 安徽教育出版社, 1992.
- [10] Jiang Wei. The constant variation formulae for singular fractional differential systems with delay [J]. Comput. Math, 2010, 59: 1184-1190.
- [11] 刘可为, 蒋威. 分数阶时滞系统的通解(英文) [J]. 应用数学, 2014, 27(4): 844-850.
- [12] Zhang X. Some results of linear fractional order time-delay system [J]. Applied Mathematics & Computation, 2008, 197(1): 407-411.
- [13] Mihalo P L, Aleksandar M S. Finite time stability analysis of fractional order time delay system: Gronwall's approach

[J]. Mathematical and Computer Modelling, 2009, 49(3): 259-307.

Exponential Estimation of Solutions for a Delay Differential Equations with Fractional-order Calculus

Bao Zhichao, Niu Jiangchuan, Shen Yongjun, Yang Shaopu

(School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

Abstract: It is of great theoretical significance to study the existence and uniqueness of solutions of fractional differential delay differential equations. For permanent magnet synchronous motor (PMSM) based on current loop fractional-order PID control, a theoretical model of control system with time delay was established, and a class of differential equation with time delay fractional order terms was obtained. The existence, uniqueness, and exponential estimation of solutions of such differential equations were mainly studied. The existence and uniqueness of the solution of this kind of differential equations were proved by using the step-by-step method, and the exponential estimations of the solution of this kind of differential equations were presented by using the generalized Gronwall inequality. It provides a theoretical basis for studying the analytical solutions of such equation.

Key words: time-delay; fractional-order PID control; exponential estimation; permanent magnet synchronous motor

(上接第 24 页)

Dynamic Influence Analysis of Temporary Steel Bridge with Bailey Beam

Xu Guiman, Han Haiya

(Department of Construction Engineering and Design, Qiannan Polytechnic For Nationalities, Duyun 558000, China)

Abstract: A bailey beam temporary steel bridge with 24 m span is selected as the research object, and a 3D finite element model is established by ANSYS. The method of transient dynamic analysis is adopted. The whole process of vehicle passing the bridge is simulated with the moving load. The influence of different speed and different strengthened measures on the dynamic response of bridge is analyzed. The results show that the strengthening chord can improve the natural frequency of steel bridge, but can't change the vibration mode. The maximum vertical dynamic displacement and vibration acceleration of steel bridge ascend nonlinearly with the increase of speed. Strengthened-chords can enhance bridge stiffness and reduce the amplitude of steel bridge, and also can weaken the influence of vehicle speed on the vibration acceleration of steel bridge. From the point of view of dynamic response of steel bridge, the upper and lower strengthened-cords, upper strengthened-cords, lower strengthened-cord and without strengthened-cords are suggested to use in order. The force and deformation of the inner and outer bailey beams become uneven whether or not to use the strengthen-chords. However, the difference of uneven deformation is small and can be ignored. The strengthened-chords should be installed at the upper and lower side of temporary steel bridge to descend the dynamic deformation. The speed should be less than 50 km/h to descend the dynamic response of steel bridge.

Key words: steel bridge; bailey beam; moving load; strengthened-chord; dynamic analysis

智能变电站温度实时监测系统的设计与实现

李 翊¹, 潘存治¹, 杨 慧²

(1. 石家庄铁道大学 机械工程学院, 河北 石家庄 050043;

2. 山西省电力公司太原市电力局, 山西 太原 030053)

摘要:在对传统变电站温度监测技术的研究基础上,设计与实现了一套基于浏览器/服务器(B/S)模式的智能变电站温度实时监测系统。该系统的无线测温模块由采集端和接收端组成,二者间通过GPRS通信模块实现传输。在简述温度采集端和接收端电路的软、硬件设计后,针对该系统设计的关键问题,重点改进了以AT指令为媒介的GPRS无线通信程序设计与数据传输PC主机的方法;介绍了以Windows通信服务(WCF)为基础的客户端与服务器端通讯互联的方法;并介绍了采用Silverlight新技术对电气设备主接线建立模型和绘制图形。在实际运行测试中验证了系统的可靠性,变电站值班工作人员能够快速、准确地获得温度数据和报警信息,从而达到实时监测温度数据的目的,为智能变电站温度实时监测系统的设计提供了借鉴。

关键词:温度监测;GPRS技术;Silverlight技术;WCF服务;智能变电站

中图分类号: TM63 **文献标志码:** A **文章编号:** 2095-0373(2020)01-0074-08

0 引言

随着电力向着高电压、大机组、大容量的迅速发展,变电站中各主要电气设备能否正常运行将直接关系到电力系统的运行情况。在变电站中,各电气设备长期处于运行中,各触点及连接点等部位因老化会造成接触电阻增大的问题,极易产生发热现象^[1]。若不及时处理,会导致火灾和区域性大面积停电,故解决电气设备过热问题是杜绝此类事故发生的重要手段。

对电气设备的运行温度,尤其是敏感位置温度的监测是故障预警和预防事故的重要手段。总结现有电力系统的测温方法,主要有光纤测温和红外线测温法等。红外测温仪携带和使用方便灵活,无干扰环境下测量精度高,但红外测温仪的抗干扰能力弱,测量中对环境要求高,而变电站中各电气设备常年处于复杂环境,故检测的精度会大大降低。光纤测温法全程都通过光的形式传播,体积小便于安装,但缺陷在于光纤传递费用昂贵,其性价比不高,且用于测温的半导体温度传感器探头的抗干扰能力太差,无法适应偏远地区变电站恶劣环境的要求^[2-3]。

近年来使用较多的ZigBee无线通信技术虽传输速度快,但可靠性不高^[3]。而GPRS无线通信技术就以信号穿透能力强和传输可靠性高的优势能弥补现有系统的缺点,其传感器能方便地安装在电气设备的表面,大大增强监测数据的准确性。

在结合实际监测终端设计的基础上,采用Silverlight新技术进行建模和绘图,而客户端通过WCF Server与服务端互联完成通讯连接,在监测页面上,值班工作人员可以看到变电站实时的温度信息,并当温度超过报警点时,会发出警报提示工作人员。本设计已在太原市迎泽区变电站试运行成功,此系统能够实现温度实时监测和报警的功能。

收稿日期: 2018-10-06 **责任编辑:** 车轩玉 DOI:10.13319/j.cnki.sjztdxxb.20181006001

基金项目: 国家自然科学基金(11472180);青年科学基金(51807124)

作者简介: 李翊(1993—),男,硕士研究生,研究方向为机电设备测控技术。E-mail:2774241992@qq.com

李翊,潘存治,杨慧.智能变电站温度实时监测系统的设计与实现[J].石家庄铁道大学学报:自然科学版,2020,33(1):74-81.

1 变电站温度监测系统设计

根据温度监测系统的各个模块分工不同,将系统分为基于 GPRS 的无线测温模块和基于 B/S 的在线监测模块。

(1)基于 GPRS 的无线测温模块。测温系统的结构设计基于 GPRS 通讯协议,采用以 AT 指令为媒介的改进版 GPRS 程序设计与数据传输 PC 主机的方法,实现温度数据的传输,图 1 与图 2 分别为温度采集端框图和温度接收端框图。

(2)基于 B/S 的在线监测模块。基于 B/S 的在线监测模块具有用户端零维护系统的特点,能够大大降低用户在维护系统扩展中的成本,在以 WCF 通讯服务基础下完成数据通信后,能实现实时监测功能。

2 基于 GPRS 的无线测温模块设计

2.1 采集端与接收端的硬件设计

图 3 为采集端 CAD 图。图 4 为接收端 CAD 图。

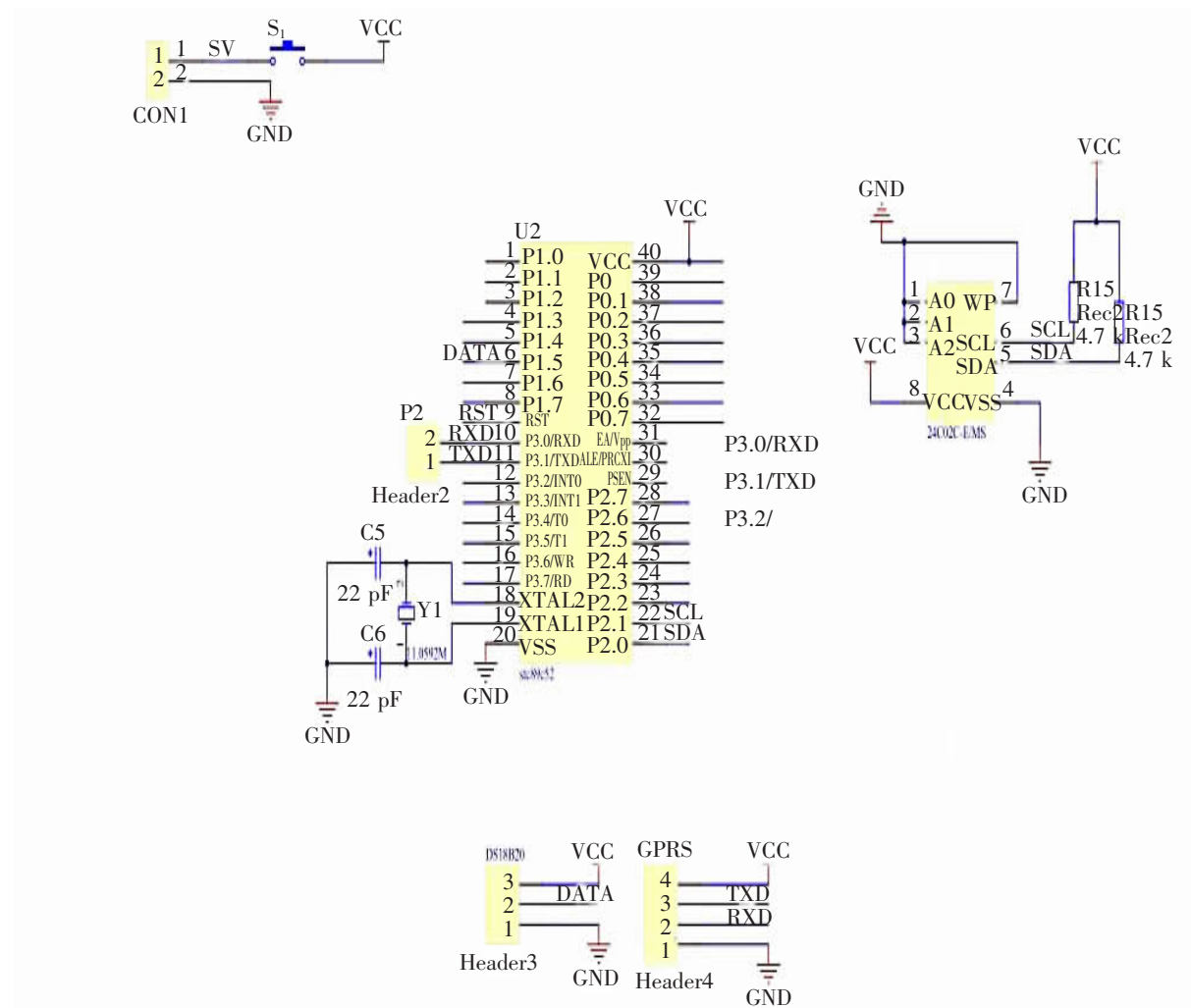


图 3 采集端 CAD 图

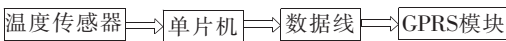


图 1 温度采集端

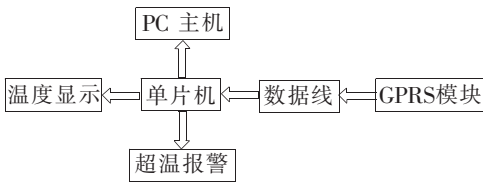


图 2 温度接收端

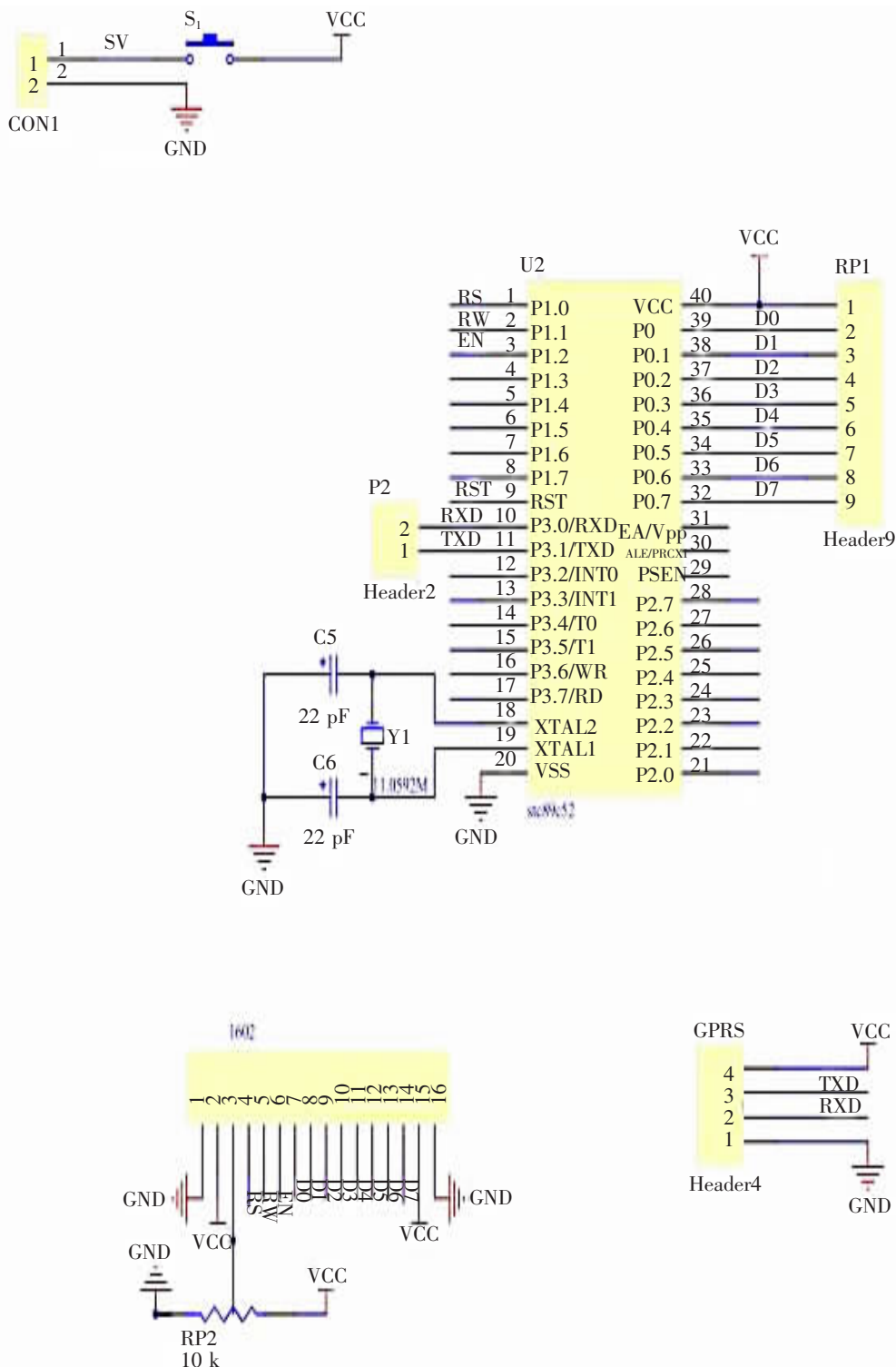


图 4 接收端 CAD 图

加入时钟振荡电路为电路提供时序,并利用复位电路保证电路的稳定,当测量温度值超过设定值时,报警器发出警告,处理故障后按下复位开关,报警声停止,温度报警电路完成警示的效果。此监测系统的测温模块能够实现对温度数据的采集、传输、存储和报警功能。

2.2 测温模块的软件设计

计算机初始化延迟一段时间后读取所测试的温度值,然后由读取状态寄存器判断数据接收情况,并在液晶屏上显示并不断刷新数据的变化。

2.2.1 数据传输方法

与传统的方法不同,改进后的数据传输方法先使用计算机指令 ipconfig 查询 IP 地址,在确定本机为公网后,采用 Net Assist 对网络设置进行修改,将原设置改为 TCP server ,IP 地址改为指令查询的地址号,观察端口号 8086 能否连接,连接成功后,连接对象上能显示出端口号与 IP 地址。

2.2.2 改进版 GPRS 模块通讯设计

若要实现以 AT 指令为媒介的改进版 GPRS 模块数据传输方法,将 GPRS 与移动网络连接,在设置出 AT 指令参数后,通过 AT + GPRS APN 对 GPRS 网络的名称进行设置,设置完毕即可通过 AT + GPRSUSR 和 AT + GPRSPWD 修改的 GPRS 接入密码。若能接收到给定的建网指令,则执行命令,若未接收到任何指令,GPRS 网络即可自动断开。

借助 AT + TCPOPEN 指令来实现网络连接,调试出的 GPRS 通信系统还要观察 GPRS 模块是否接收到 OK 指令,以及 GPRS 模块接收指令后是否输出 GPRS Modem。从而进一步确定无线协调器与网络连接成功,如图 5 和图 6 所示。

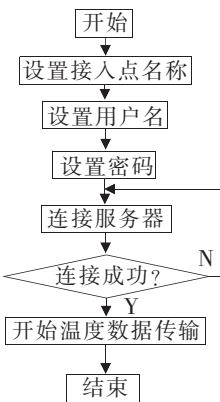


图 5 GPRS 通信程序流程图



图 6 测温模块简易制作图

2.3 无线协议的比较

各类无线协议均有各自的优缺点,表 1 中列出典型代表 ZigBee 与 GPRS 的优缺点比较。

表 1 ZigBee 与 GPRS 的比较

协议	优点	缺点
ZigBee	传输速率较快	高功耗,可靠性不高
GPRS	低功耗,低成本,可靠性高	传输速率不高

通过表 1 的比较,在无线传输协议中,GPRS 拥有更好的可靠性,能确保在传输过程中无数据丢失的现象发生^[4],通过数据的验证,GPRS 协议能在降低测温传感器安装成本的同时也达到满足数据稳定传输的要求。

3 监测系统架构与实现关键技术

3.1 温度实时数据模型原理

变电站中的电气设备往往会存在多个温度监测点,在进行温度传感器 ID 与电气设备 ID 映射时,与传统的映射不同,本设计的映射采用新型多对多的形式。拿电气设备中的闸刀开关举例,在闸刀开关的动、静触点上各自安装一个测温传感器,因为 2 个传感器监测的是同一设备,若进行一对一映射,那么在数据传输时会导致数据的丢失,故一对多的结构不能使用,只能使用多对多映射^[5],根据测温元件的测量位置,将变电站中各主要电气设备进行分割,将整体分割为多组个体进行多对多映射。

3.2 监测平台结构

改进后的 B/S 结构相较于传统的 C/S 结构,能够实现多个客户同时访问一个客户端的功能。表 2 为

2 种结构各自特点的分析。

表 2 2 种结构各自特点的分析

在线监测平台结构	特点
B/S(Browser/Server)	能实现多服务器与网络的接入,并实现让多个独立网络用户访问同一个资源。
C/S(Client/Server)	较好地简化客户端的输入,能够避免非授权人员对系统的访问。

3.3 基于 Silverlight 和 WCF 技术的新型实时监测功能实现

3.3.1 数据展示方式的比较

传统的数据展示方法主要是绘制图表,此类方法单一且不能为工作人员提供总体结构的直观感受^[6]。采用 Silverlight 新技术进行建模和绘制模型,与传统的展示方法相比,观测人员能以更直观的方式看到整个变电站各主要电气设备的温度实时数据变化。

3.3.2 配电网主接线图绘制

使用统一建模语言(UML 图)来表示主接线图的总体结构模型,把系统中的各个监测点抽象为各个类别,并将各个类别由 Silverlight 供应 Ellipse 和 Path 等原始绘图零件完成初始化,之后采用实例化模式进行建模和绘图^[5]。

3.3.3 数据图形一体化功能的实现

完成建模和绘图后,通过 WCF 通讯服务完成通信,SQL server 将测出的温度值存储在数据库中,此时变电站值班工作人员能实时获得温度数据。

WCF 服务的协议必须以接口的方式体现,对于此类编程模型采用的通信机制为 SOAP(简易对象访问协议)进行采编,通过在服务器程序中定义标准的 Web Service 作为返回数据类型的结构体,获得实时的温度数据^[7]。其中 WCF 服务的结构如图 7 所示。

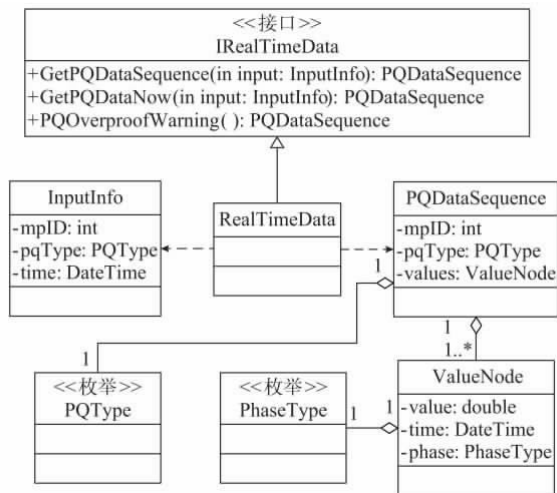


图 7 WCF 服务的结构图

4 温度监测系统运行的效果

4.1 系统运行环境

系统基于 Microsoft NET 架构,C 语言作为系统的开发语言。采用 Windows Server 2010 实现对 PC 机管控,Web 服务器软件为 IIS6.0。

4.2 传感器的安装方案

太原市迎泽区变电站在电力电缆接头处、母线接头处、电缆接头处,以及变压器输配电线路端口处等设备处安装测温传感器,对温度进行实时监测。

4.3 实时监测图的演示

图 8 是温度实时监测系统中监测部分截图,其中实线部分代表 2 号主变室内环境温度,虚线部分代表此设备区域安装有测温传感器,灰色区域代表测温元件的测量点,在文字提示下,值班人员能够精确找出测量位点。图中显示的数据均是各电气设备的实时温度值,可以看到图中大部分数据为正常值,其中“35 kV 套管侧温度”温度较高,达

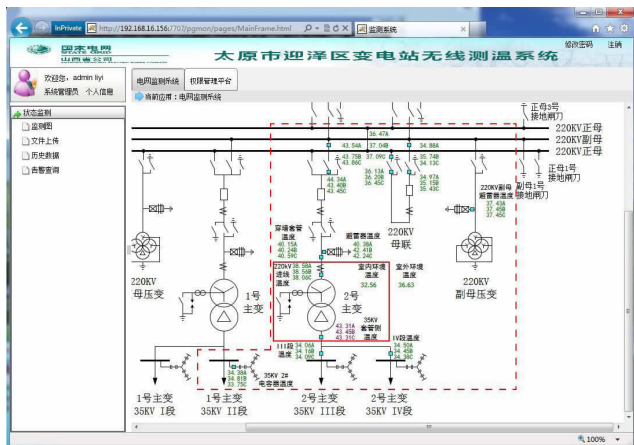


图 8 太原市迎泽区变电站无线测温系统

到了温度预警的条件,若此温度继续上升,则发出警示信息。

太原迎泽区变电站 2 号主变正处于工作状态,此变电站负责向太原迎泽区域内的 35 kV 负载段供电,当负载电流通过 2 号主变,根据热量公式: $Q = I^2R$, 计算得出,由于流经低压侧套管的电流过大进而造成热量过大,故产生了温度预警^[8]。

4.4 传输数据精确度实验

当太原市迎泽区变电站内的 110 kV 变压器在额定运行情况下,对常温下的 110 kV 变压器的低压绕组进行测试,表 3 变电站中干式变压器温度监测值与理论计算值对比,表中相对温差是指变压器 A、B、C 三相的平均温度与计算值间的偏差。

表 3 变电站中 110 kV 变压器温度监测值与理论计算值对比 ℃

日期	室内温度值	A 相温度值	B 相温度值	C 相温度值	理论计算值	相对误差值
2018.09.18	23.1	87.2	88.1	87.4	90.7	3.13
2018.09.19	26.7	87.1	88.2	87.1	90.5	2.28
2018.09.20	25.8	58.3	59.1	58.7	61.1	2.41
2018.09.21	28.1	58.5	59.2	58.2	61.5	2.87

测量出的温度值与理论计算值相比略有下降,相对误差分别为 2% 和 3% 左右。误差的原因在于变电站中干式变压器理论与实际的损耗有所差别^[9],故实际与理论的热源存在误差。但是相较于原有的监测系统,本监测系统以 AT 指令为媒介的改进版 GPRS 无线通信程序设计与数据传输 PC 主机的方法,能够大大提高数据传输的精确性,进而有效降低误差。

4.5 测量精度实验与性能测试比对

红外测温仪在外界干扰小的环境下测量精度很高,为验证基于 GPRS 的温度监测系统测量数据的准确性,现使用温度源和变电站监测常用仪表精度等级为 1.0 的手持红外测温仪对系统进行精度等级比对。将温度源每 15 ℃ 设置为一个测量点,在测点处同时使用标准温度计和测温节点进行温度测量,测量数据如表 4 所示。

表 4 测量数据比对 ℃

温度源温度	红外测温仪	测温节点	温度源温度	红外测温仪	测温节点
15	15.2	15	60	60.8	61
30	30.9	31	75	74.9	75
45	45.4	45	90	90.6	90

我国工业仪表精度等级分为 7 个等级:0.1、0.2、0.5、1.0、1.5、2.5、5.0。将 2 种测温系统在相同测试环境(无雾气和粉尘)下进行实验^[10]。实验数据表明,二者在同一测试环境下,已知红外测温仪的测量精度,根据公式,引用误差 = (绝对误差的最大值/仪表量程) × 100% 计算出系统的引用误差为 0.9%,则其精度等级为 1.0,完全满足变电站中使用仪表测量精度的要求。

在变电站中进行性能测试,在无遮挡的情况下,测试出 SIM900A 型 GPRS 的有效测温通信距离为 120 m,在厚 30 cm 的墙体遮挡情况下,其有效测温通信距离为 75 m,同精度等级(1.0)的红外测温仪测温有效距离为 110 m,在厚 30 cm 的墙体遮挡情况下,其有效测温通信距离为 42 m。查阅大量文献后得知,对于现有的红外测温法而言,通常采用测量精度为 1.0 的手持式红外测温仪进行温度测量,但在有雾气和粉尘的恶劣环境下,红外测温仪的有效测温距离仅为原有的 40%,会严重影响测温数据的准确性^[11]。

综上所述,从测量精度角度分析,在同一干扰较小的环境下,测试数据表明,GPRS 温度监测系统在测量精度等级上与现有常用工业精度等级为 1.0 的红外测温仪相同。从可靠性角度分析,通过实际测量和查阅资料,得出 GPRS 温度监测系统的穿透能力和在恶劣环境下的抗干扰能力要更好。从经济角度分析,GPRS 传输模块的价格更低,大大节约了变电站的投资成本。结果证明本系统在变电站温度监测过程中具有较好的实用性和经济性^[12]。

5 结语

提出并实现了一种基于 GPRS 无线测温模块和基于 B/S 的在线监测模块的智能变电站温度实时监测系统设计方案,对以 AT 指令为媒介 GPRS 无线通信程序设计与数据传输 PC 主机的方法进行改进,能有效降低系统的搭建成本。在监测系统架构实现过程中,使用 Silverlight 新技术进行建模和绘图,并以 WCF 客户端通过与服务器端互联完成通讯连接,从而实现变电站值班工作人员第一时间获得温度数据和报警信息,与此同时通知相关人员解决问题,大大降低了事故隐患的发生。

对系统先后进行了 2 类实验。首先进行传输数据精确度实验,实验数据表明,本监测系统使用以 AT 指令为媒介的改进版 GPRS 无线通信程序设计与数据传输 PC 主机的方法后,大大提高数据传输的精确性,进而有效降低了误差。其次进行了测量精度实验与性能测试,当基于 GPRS 的温度监测系统和红外测温系统的测量精度等级均为 1.0 时,分别测试 2 种系统在有无遮挡时的测温有效距离。其中基于 GPRS 的温度监测系统测温通信有效距离为 75 m,红外测温仪有效测温距离 42 m。据此计算分析和查阅相关资料得出,本设计的 GPRS 温度监测系统比现有传统红外测温仪的穿透能力和在恶劣环境下的抗干扰能力更强^[13]。

该系统已在太原迎泽区变电站试运行,效果良好,试运行结果验证了系统能实现对无人值守变电站中各主要电气设备进行准确、在线、连续的监测,为智能变电站各主要电气设备的正常运行提供了有力支持。

参 考 文 献

- [1]杨青波,魏卓,柴卫强,孟学磊. 红外测温技术在换流阀温度监测中的应用[J]. 激光与红外,2018,48(1):73-78.
- [2]王然,刘曜恺. 红外测温技术在炉膛温度场检测中的应用[J]. 中国电机工程学报,2017,46(6):136-140.
- [3]张丽萍. 基于 ARM 和 GPRS 的微光安全监测预警系统的设计[J]. 仪表技术与传感器,2018(1):93-97.
- [4]朱文,袁成,孟晓. 变电站无线温度监测系统设计与实现[J]. 水电能源科学,2016,31(2):207-210,79.
- [5]曹一家,何杰,黄小庆,张志丹. 物联网技术在输变电设备状态监测中的应用[J]. 电力自动化,2016,27(3):16-27.
- [6]杨建平,阳靖,罗莎. 110kV 智能变电站的设计与实现[J]. 电力科学与技术学报,2017,27(2):90-96.
- [7]曾祥君,黎瑞峰,李泽文,等. 基于 IEEE1588 的智能变电站时钟同步网络[J]. 电力科学与技术学报,2015,26(3):3-8.
- [8]焦东升,陆冬良,应俊豪,等. 基于 Probus 的电能质量实时监测系统的设计[J]. 电力自动化,2014,31(5):117-121.
- [9]于庆广,付之宝. 电力系统电能质量监测系统的实现[J]. 仪器仪表学报,2015,35(7):17-21.
- [10]朱伟立,王俊,王巍. PQDF 在嵌入式电能质量监测终端上的实现与应用[J]. 电机工程,2015,27:19-23.
- [11]王康,胡永辉,马红皎. 基于 IEEE1588 的智能变电站时钟同步技术[J]. 电力科学与技术学报,2015,26(3):14-17.
- [12]袁兆强,张雯. 基于 B/S 模式的电力设备在线监测通用安全信息系统的研究[J]. 继电器,2017,35(6):59-63.
- [13]刘琦,程春,吴健,等. 智能变电站温度监测主站系统的设计与实现[J]. 电力系统保护与控制,2015,41(4):130-135.

Design and Implementation of Temperature Real-time Monitoring System for Intelligent Substation

Li Yi¹, Pan Cunzhi¹, Yang Hui²

(1. School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China;

2. Taiyuan Electric Power Bureau, Shangxi Electric Power Company, Taiyuan 030053, China)

Abstract: Based on the research of traditional substation temperature monitoring technology, a set of intelligent substation temperature real-time monitoring system based on Browser/Server (B/S) mode is designed and implemented. The wireless temperature measurement module of the system is composed of the collecting end and the receiving end, and the transmission between them is realized by GPRS communication module. After introducing the hardware and software design of temperature collecting and

receiving circuits, this study focuses on the improvement of GPRS wireless communication program design and data transmission PC host based on AT instruction, aiming at the key problems of the system design. The method of communication between client and server based on Windows communication service (WCF) is introduced. This paper also introduces how to establish the model and draw the graph of the main wiring of electrical equipment by using the new technology of Silverlight. The reliability of the system is verified in the actual running test. The substation staff on duty can obtain the temperature data and alarm information quickly and accurately, so as to achieve the purpose of monitoring and predicting the temperature data. It provides a reference for the design of intelligent substation temperature real-time monitoring system.

Key words: temperature monitoring; GPRS; Silverlight; WCF service; intelligent substation

~~~~~  
(上接第 30 页)

## Calculation Method for the Shape-finding of Spatial Wind Cable System on Flexible Pedestrian Suspension Bridge

Li Baojun

(Surveying and Designing Institute of Shanxi Province, Taiyuan 030006, China)

**Abstract:** Based on the theory of catenary cable element, a reliable and accurate calculation method for the shape-finding of spatial wind cable system was studied. The transverse coordinates of cable nodes were gotten according to force equilibrium in the horizontal plane. Then, on the principle that the shape of the cable between nodes was catenary, vertical coordinates of node and the unstressed length of cable were gotten through iterative calculation. The calculating process chart was shown in this study, and programmed with Matlab. Based on a practical example of certain project, the shape of the wind cable system under condition of dead load and the unstressed length of cable were gotten through this method. According to the method in this study, the bridge line shape of wind-resistant cable system and the stress-free length of each cable segment were obtained by combining with an engineering example. The results show that the deformation is less than 1/40 000 of the span. The shape-finding calculation method presented is feasible, and meets the requirement of engineering accuracy.

**Key words:** pedestrian bridge; wind cable; spatial wind cable system



# 基于 AAR 标准的石砟漏斗车疲劳寿命评估

王 顺<sup>1</sup>, 冯国胜<sup>1</sup>, 李 龙<sup>1</sup>, 许秀峰<sup>2</sup>, 吕 华<sup>2</sup>

(1. 石家庄铁道大学 机械工程学院, 河北 石家庄 050043;

2. 中车石家庄车辆有限公司, 河北 石家庄 051430)

**摘要:** AAR 评定标准由北美铁路协会制定, 可用于铁路货车寿命疲劳评估。以某公司正在研制的米轨石砟漏斗车为例, 使用 ANSYS Workbench 建立了该车的有限元模型, 分别进行了垂向静载、纵向拉伸、纵向压缩和扭转 4 种工况下的应力分析, 选取 100 t 无盖漏斗车相应载荷谱, 以名义应力法和 Miner 线性累积损伤理论进行计算, 基于 AAR 标准编写了寿命评估 Matlab 程序, 评估结果表明寿命满足设计要求。

**关键词:** AAR 标准; 漏斗车; 应力; 载荷谱; 疲劳寿命

**中图分类号:** TH16 **文献标志码:** A **文章编号:** 2095-0373(2020)01-0082-06

“十三五”规划指出, 国民经济将继续保持平稳增长。铁路是国民经济大动脉、国家重要基础设施和大众化交通工具, 对于经济社会的发展具有重要支撑和拉动作用。我国幅员辽阔、内陆深广, 资源以及工业分布不均衡, 这方面的国情决定了铁路运输较其他交通方式相比占据主导地位。重载运输是当今铁路货物运输发展的趋势, 它在降低运营成本、增强市场竞争力方面起重要作用<sup>[1-2]</sup>。根据我国铁路货车装备技术整体发展情况, 货车结构的疲劳可靠性问题已经成为制约货车装备技术提升的关键因素<sup>[3]</sup>。因此, 对于重载货车车体的疲劳寿命校核, 具有非常重要的意义。

## 1 AAR 标准疲劳评估简介

### 1.1 AAR 疲劳评估原理

AAR 是一个非营利性技术协会, 它的成立是为了确保北美铁路安全、迅速、高效、整洁、技术先进, 是北美铁路协会 (Association of American Railroad) 的简称, 主要业务为铁路货运方面以建立行业标准为基础提供技术服务, 并专门为铁路货车车辆制定法规<sup>[4]</sup>。AAR 标准机车车辆手册: CII 分册分册 [M-1001]《货车设计制造规范》<sup>[5]</sup> 中提供了详细的实测载荷谱、构件疲劳参数和  $S-N$  曲线, 该标准可计算出目标车辆的具体寿命。

待评估车体寿命可由图 1  $S-N$  曲线图推导。

设  $k$  为  $S-N$  曲线的绝对斜率

$$\frac{\lg S_i - \lg S_e}{\lg N_e - \lg N_i} = k \quad (1)$$

则有

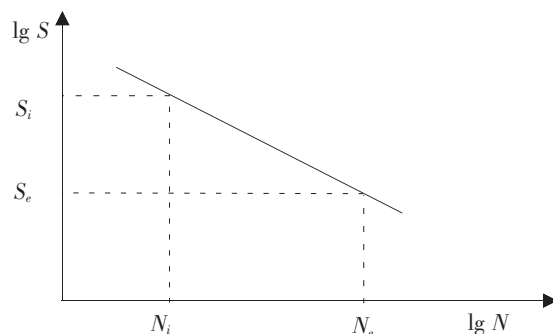


图 1  $S-N$  曲线图

$$N_i = \frac{N_e}{\left(\frac{S_i}{S_e}\right)^{1/k}} \quad (2)$$

实际上,  $S_{\max}$  代替  $S_i$ , 故方程(2)为

$$N_i = \frac{N_e}{\left(\frac{S_{\max}}{S_e}\right)^{1/k}} \quad (3)$$

由于疲劳极限  $S_e$  的值跟随不同的  $R$  值变化, 疲劳极限方程可由理想的修正 GOODMAN 曲线得出, 如图 2。

理想的修正 GOODMAN 曲线方程为

$$S_{\max} = mS_{\min} + b \quad (4)$$

式中,  $b$  为  $R=0$  时的疲劳极限;  $m$  为改进的 GOODMAN 图的斜率。

按照定义

$$R = \frac{S_{\min}}{S_{\max}} \quad (5)$$

但是在疲劳极限时,  $S_{\max} = S_e$ , 因此, 可推导

$$S_e = \frac{b}{1 - mR} \quad (6)$$

根据 Miner 线性累计损伤假设, 当损伤增值之和为 1 时, 认为出现疲劳破坏。那么载荷谱下出现损伤的循环数为

$$N_t = \frac{1}{\sum \frac{\alpha_i}{N_i}} \quad (7)$$

式中,  $N_t$  为部件在载荷谱下出现损伤的循环数;  $\alpha_i$  为每一应力级占总循环的份数;  $N_i$  该应力级时将导致损坏的循环数。

使用方程(7)可以预测适用疲劳特性的各部件达到损坏的循环数, 从而计算部件的寿命

$$\text{寿命} = \frac{N_T}{\beta} \quad (8)$$

式中,  $\beta$  为每英里谱中循环数。

## 1.2 AAR 疲劳评估方法

进行车体部位的疲劳分析, 首先应结合有限元分析结果确定分析的部位, 选取位置大多是车体焊接结构附近。由于货车车头一般为焊接结构, 结构焊成后不做消除残余应力的处理, 疲劳强度会大幅度低于金属本身<sup>[6-7]</sup>。根据 AAR 标准查找评估部位相关的母材或者焊缝具体参数, 其中包括  $b$ 、 $m$ 、 $k$  或者  $S_e$  的数值, 载荷与载重呈线性关系, 由 AAR 标准提供的重、空车垂向心盘载荷谱、纵向拉压和扭转载荷谱分别换算出车体各处在这些载荷谱作用下的应力幅值谱。根据原理方程进行单一工况下的损伤计算, 评估出该工况下的寿命后, 利用多载荷通道疲劳寿命计算方法近似处理这种多载荷事件, 计算该部位在各工况下的综合疲劳寿命<sup>[8]</sup>。计算流程如图 3。

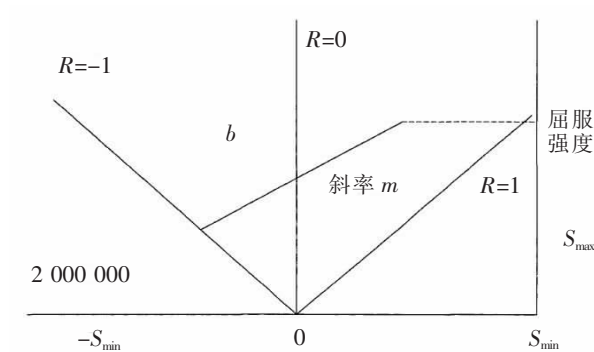


图 2 理想的修正 GOODMAN 曲线

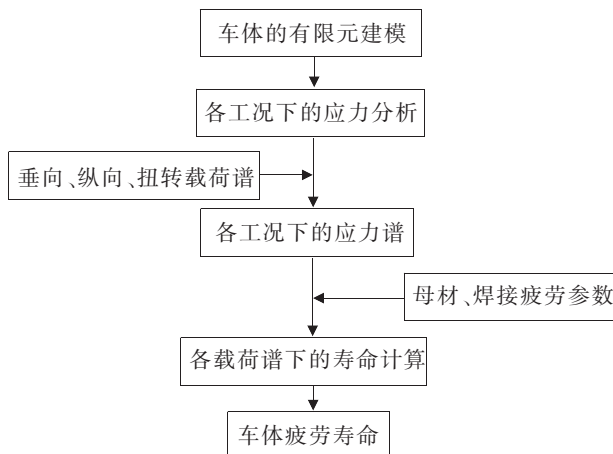


图 3 AAR 疲劳寿命分析流程图

## 2 车体疲劳寿命分析

### 2.1 车体有限元模型的建立

漏斗车三维尺寸为:纵向长度 11 570 mm,横向宽度 2 492 mm,心盘到车顶的高度 2 150 mm。为了得到高精度的有限元模型,先由三维软件 SolidWorks 对其进行必要的简化,在保留车体结构特点和力学性能的前提下,略去小尺寸的非承载构件,忽略零件表面小孔及圆角等特征,简化结果见图 4。

建立好几何模型,导入有限元分析软件 ANSYS Workbench 中。材料选用 Structural Steel,由于模型零件几何特征规则,选用自动分网的方法,单元形式采用壳和实体混合。有限元计算精度随着网格的变小而提高,但同时对于计算资源的占用也会增加。为得到适当的网格尺寸,选用试算法,将网格细化到一定程度,以应力结果偏差为指标来确定最终模型,划分结果如图 5 所示,其单元数 54 322,节点数 103 002。

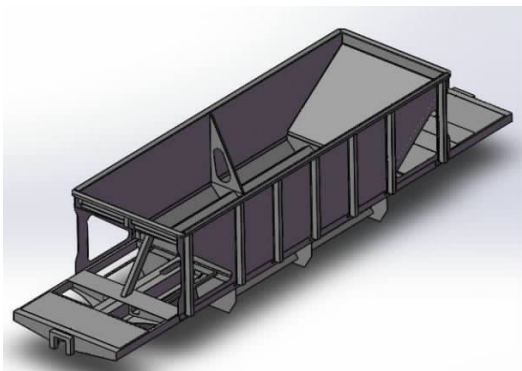


图 4 漏斗车三维模型

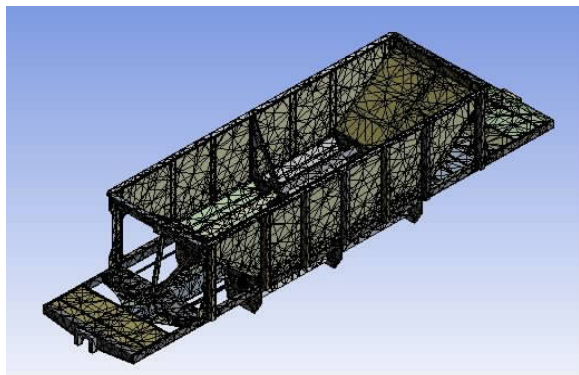


图 5 漏斗车有限元模型

### 2.2 约束设置

为使边界条件与静强度实验条件最为接近,在车体一侧心盘处施加固端约束,另一侧心盘约束  $X$  和  $Z$  轴方向的位移并在  $Y$  向施加弹性约束<sup>[9]</sup>。模型中坐标轴的方向为:车体横向为  $X$  轴,纵向为  $Z$  轴,垂向为  $Y$  轴。

### 2.3 有限元模型计算

根据 AAR 标准规定,在车体相应位置施加载荷,计算求解出车体在垂向静载、纵向 100 t 拉伸、纵向 100 t 压缩和 40 kN·m 扭转 4 种工况下的应力,各工况应力云如图 6~图 9。

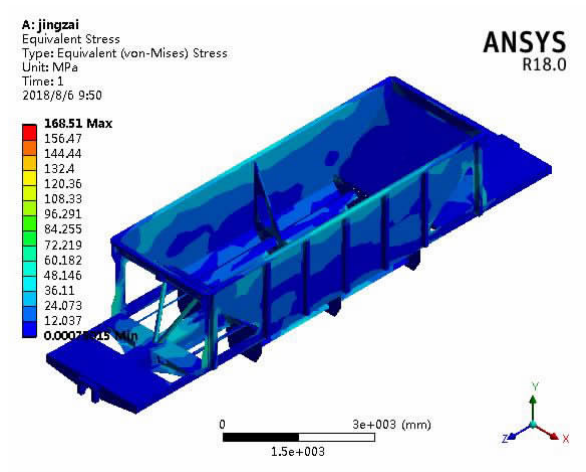


图 6 垂向静载应力云图

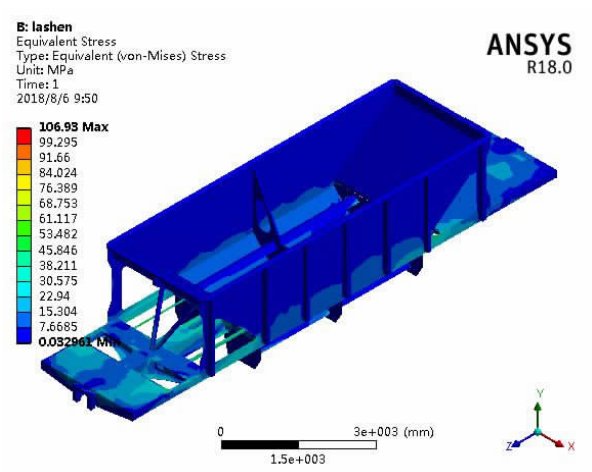


图 7 纵向 100 t 拉伸应力云图

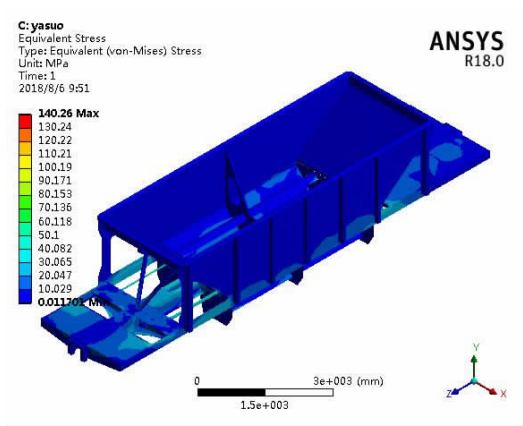


图 8 纵向 100 t 压缩应力云图

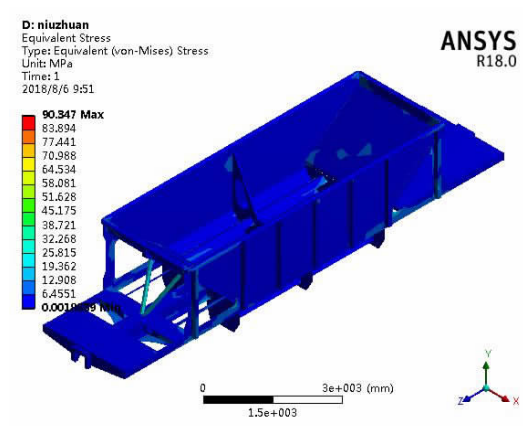


图 9 扭转应力云图

基于分析结果,在应力集中较大的焊缝附近选取了 11 处部位,提取相应的 4 个工况的 Von. Mises 应力,如表 1。

| 表 1 11 个部位对应 Von. Mises 应力 MPa |                  |      |    |    |    |
|--------------------------------|------------------|------|----|----|----|
| 编号                             | 位置               | 垂向静载 | 拉伸 | 压缩 | 扭转 |
| 1                              | 漏斗板与漏斗端隔板间焊缝     | 83   | 22 | 23 | 0  |
| 2                              | 侧墙板与下侧梁搭接处焊缝     | 50   | 8  | 7  | 0  |
| 3                              | 漏斗中隔板凹角处母材       | 81   | 0  | 0  | 0  |
| 4                              | 漏斗板加强板与漏斗隔板间焊缝   | 0    | 36 | 42 | 0  |
| 5                              | 牵引梁靠近端梁附近下翼板处母材  | 0    | 51 | 0  | 0  |
| 6                              | 牵引梁端头与横梁 2 间焊缝   | 45   | 53 | 53 | 15 |
| 7                              | 纵向梁腹板靠近枕梁附近母材    | 21   | 52 | 53 | 7  |
| 8                              | 端墙斜撑左与腰带处焊缝      | 52   | 9  | 10 | 44 |
| 9                              | 二位枕梁下盖板与下侧梁间搭接焊缝 | 18   | 57 | 54 | 9  |
| 10                             | 侧墙板角柱附近圆弧处       | 81   | 8  | 9  | 0  |
| 11                             | 端墙斜撑左与地板间焊缝      | 48   | 7  | 8  | 28 |

注:应力低于 5 MPa,损伤计算忽略不计,表中记为 0。

2.4 疲劳寿命计算

AAR 标准中涉及到的部分评估部位相关焊缝的疲劳特性见表 2。

| 表 2 钢制构件焊缝的疲劳特性                |     |            |                 |              |  |
|--------------------------------|-----|------------|-----------------|--------------|--|
| 构件说明                           | 构件图 | 名义屈服应力/KSI | 应力范围 $S_e$ /KSI | S-N 曲线斜率 $k$ |  |
| 平板横向对接焊接,充分焊透,焊缝高起部分保持完整(轴向载荷) |     | 36         | 16              | 0.11         |  |
|                                |     | 50         | 20              | 0.09         |  |
|                                |     | 100        | 20              | 0.17         |  |
| 搭接焊接头,纵向或纵向加横向角焊缝,焊缝应力临界(轴向载荷) |     | 36         | 13              | 0.14         |  |
|                                |     | 50         | 13              | 0.14         |  |
|                                |     | 100        | 13              | 0.14         |  |
| 带垂直角焊接的平板,焊缝应力临界(挠曲载荷)         |     | 36         | 20              | 0.12         |  |
|                                |     | 50         | 20              | 0.12         |  |
|                                |     | 100        | 20              | 0.12         |  |

由于涉及车体部位较多,手工计算较为不便,因此使用数据分析软件 Matlab 进行数据处理。根据表 1 提供的 11 个部位的结构特征,在 AAR 机务标准查询相应的材料疲劳特性,将分析用到的重、空车各载

荷谱数据按列依次放入 Excel 表格中, Matlab 程序将其作为输入文件读取。根据编写的 Matlab 程序,  $m$  文件中依次输入  $b$ 、 $m$ 、 $k$ 、载荷、应力值和每英里平均循环次数, 经过 2 次判断过程, 可以计算出评估位置在各工况作用下车体疲劳寿命评估结果。最后利用多载荷通道疲劳寿命计算方法计算该部位在各工况下的综合疲劳寿命。

## 2.5 车体疲劳寿命预测

该漏斗车的设计寿命为 30 a, 年运营里程按 15 万 km 计算, 则该车车体结构的疲劳设计寿命 450 万 km 以上, 该重、空车里程比取为 1:1。本次车体的疲劳寿命按该运营情况计算。

通过计算, 车体结构在 AAR 载荷谱下的疲劳损伤估算见表 3。

表 3 米轨漏斗车疲劳寿命计算结果

km

| 序号 | 车体部位             | 各个工况下车体疲劳寿命 |          |          |          | 总寿命      |
|----|------------------|-------------|----------|----------|----------|----------|
|    |                  | 垂直载荷        | 纵向拉伸     | 纵向压缩     | 扭转       |          |
| 1  | 漏斗板与漏斗端隔板间焊缝     | 3.68E+07    | 1.98E+16 | 1.24E+16 | 无损伤      | 3.68E+07 |
| 2  | 侧墙板与下侧梁搭接处焊缝     | 9.43E+07    | 无损伤      | 无损伤      | 无损伤      | 9.43E+07 |
| 3  | 漏斗中隔板凹角处母材       | 2.23E+10    | 无损伤      | 无损伤      | 无损伤      | 2.23E+10 |
| 4  | 漏斗板加强板与漏斗隔板间焊缝   | 无损伤         | 6.23E+15 | 4.78E+14 | 无损伤      | 4.44E+14 |
| 5  | 牵引梁靠近端梁附近下翼板处母材  | 无损伤         | 2.19E+10 | 无损伤      | 无损伤      | 2.19E+10 |
| 6  | 牵引梁端头与横梁 2 间焊缝   | 1.55E+12    | 9.89E+12 | 9.89E+12 | 无损伤      | 1.18E+12 |
| 7  | 纵向梁腹板靠近枕梁附近母材    | 8.50E+19    | 1.81E+10 | 1.49E+10 | 无损伤      | 8.19E+09 |
| 8  | 端墙斜撑左与腰带处焊缝      | 1.78E+07    | 1.86E+17 | 6.81E+16 | 8.72E+10 | 1.78E+07 |
| 9  | 二位枕梁下盖板与下侧梁间搭接焊缝 | 5.63E+07    | 1.33E+07 | 1.75E+07 | 1.15E+13 | 6.67E+06 |
| 10 | 侧墙板角柱附近圆弧处       | 2.34E+09    | 无损伤      | 无损伤      | 无损伤      | 2.34E+09 |
| 11 | 端墙斜撑左与地板间焊缝      | 3.82E+07    | 2.03E+18 | 5.70E+17 | 6.45E+12 | 3.82E+07 |

## 3 结论

从表 3 中寿命评估结果看, 大部分的部位寿命评估结果远高于预期寿命。母材的寿命一般高于焊缝, 其中最薄弱的部位是二位枕梁下盖板与下侧梁间搭接焊缝, 预测寿命约为 667 万 km, 满足预期寿命 450 万 km 的设计要求。其余薄弱部位寿命如: 漏斗板与漏斗端隔板间焊缝 3 680 万 km, 端墙斜撑左与腰带处焊缝 1 780 万 km, 均远高于预期寿命。

AAR 标准用来评估货车寿命, 用到的载荷谱数据较多, 计算步骤繁琐。涉及评估国内货车寿命时, 更需要用到单位换算, 用 Matlab 编程处理计算数据代替手工, 极大地提升了计算效率, 亦减少出错的可能性。

## 参 考 文 献

- [1]陈伯施. 我国铁路重载货车技术发展[C]//铁路重载运输技术交流会论文集. [S.l.]:中国铁道学会, 2014:5.
- [2]田葆栓. 世界铁路重载运输技术的运用与发展[J]. 铁道车辆, 2015, 53(12):10-19, 5.
- [3]赵方伟. 铁路货车车体载荷谱测试及疲劳强度评价研究[D]. 北京:北京交通大学, 2015.
- [4]林至睿. 漏斗车车体结构疲劳强度研究[D]. 成都:西南交通大学, 2013.
- [5]铁道部四方车辆研究所. AAR 机务标准手册: C 分册[II]货车设计制造规范[S]. 青岛:铁道部四方车辆研究所, 1986.
- [6]Wolfgang Fricke. Fatigue analysis of welded joints; state of development[J]. Marine Structures, 2003, 16(3):185-200.
- [7]Halid Can Yildirim, Gary B Marquis. Fatigue strength improvement factors for high strength steel welded joints treated by high frequency mechanical impact[J]. International Journal of Fatigue, 2012, 44:168-176.
- [8]李涛. 30 t 轴重双浴盆敞车车体焊接结构抗疲劳设计[D]. 大连:大连交通大学, 2010.
- [9]谭宇宽. 载重 98 t 铝合金煤炭漏斗车车体结构优化研究[D]. 成都:西南交通大学, 2015.

(下转第 92 页)



# 汽车防撞梁电磁手爪研发

刘腾飞<sup>1</sup>, 王战中<sup>1</sup>, 孙国翔<sup>1</sup>, 杜启鑫<sup>2</sup>

(1. 石家庄铁道大学 机械工程学院, 河北 石家庄 050043;

2. 张家口职业技术学院 机械工程学院, 河北 张家口 076450)

**摘要:**为实现焊接过程中机械手自动取放汽车防撞梁及组件,根据小汽车防撞梁的实际形状、尺寸和搬运速度要求,提出机械式电磁手爪并详细设计电磁吸盘,用SolidWorks软件建立电磁吸盘的三维模型。通过对电磁吸盘在吸起和搬运工件过程中的受力分析,得出需要的电磁力的范围;并用Maxwell软件进行电磁吸盘的电磁强度分析,得出磁感应强度分布云图及工件所受磁感应强度及电磁力。进而分析磁场分布情况,发现无漏磁现象,确定了安匝数,验证了电磁吸盘的结构合理性,手爪满足上下料的要求。

**关键词:**电磁吸盘;手爪;Maxwell;磁场分布

**中图分类号:** TH122 **文献标志码:** A **文章编号:** 2095-0373(2020)01-0087-06

## 0 引言

随着科学技术的发展,汽车走进千家万户。汽车数量和交通事故的增多,引起人们对汽车坚固性的重视。其中轿车侧门是整个轿车最薄弱的地方,为减小发生交通事故时车内人员的受伤程度,需在侧门安装各种形式的防撞梁。目前市面上的防撞梁主要有管状和帽形2种形式。日韩型轿车常用管状防撞梁。管状防撞梁也叫防撞杆,其两端有支架,中间主要为圆管,也有矩形管、梅花形管、椭圆形管等。欧美型轿车主要用帽形防撞梁。帽形防撞梁主要有单帽形状(U形),双帽形状(M形)。

目前国内的一些企业在防撞梁焊接过程中的上下料部分还处于人工上下料,费时且效率低下。为进一步提高生产效率,需要自动化改造。南方的一些企业可以实现2个手爪交互式自动上下料,但这种交互式手爪结构复杂,且在上下料过程中误时,效率需要再次提高。本课题基于某工厂在焊接过程中使用同一只手爪抓取支架和圆管的困难之处,设计出一种平面和弧面磁吸面组合式的电磁吸盘。目前电磁吸盘,要么是单纯的平面电磁吸盘,要么是单纯的弧面电磁吸盘,没有此种兼具弧面和平面的电磁吸盘,故需要设计这种电磁吸盘。此种电磁吸盘可以很好地解决上下料的难题,完成对板类和弧面类零件的抓取,效率会再次提高。因此这种电磁吸盘应用范围更广,使用性更强。

## 1 工件简介

轿车侧门防撞梁对轿车有支撑和防撞的作用,可以减轻乘车人员受伤害的程度,因此防撞梁在性能上具有高硬度、高强度的特性;在结构上防撞梁由支架和圆管焊接在一起,材质是合金钢1060。圆管长1 000 mm,大外圆直径50 mm,小内圆直径35 mm,质量为2.25 kg。支架长230 mm,宽200 mm,厚3 mm,质量为0.75 kg;在SolidWorks软件中建立已焊接好的防撞梁三维模型如图1所示。

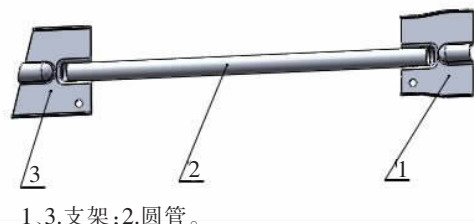


图1 防撞梁

收稿日期:2018-09-05 责任编辑:车轩玉 DOI:10.13319/j.cnki.sjztdxxb.20180905001

作者简介:刘腾飞(1992—),男,硕士研究生,研究方向为机器人技术及应用。E-mail:1373922470@qq.com

刘腾飞,王战中,孙国翔,等.汽车防撞梁电磁手爪研发[J].石家庄铁道大学学报:自然科学版,2020,33(1):87-92.



## 2 手爪机械结构设计

双吸盘机械电磁手爪是基于长为 1 000 mm 的圆管和 2 个支架而设计。双吸盘机械电磁手爪具有 2 个完全相同的兼有弧面和平面的电磁吸盘,对称分布于丝杠的两端,如图 2 所示,并通过丝杠和连接臂连接在一起,通过丝杠可以调节 2 个电磁吸盘的相对距离,以便抓取不同长度的工件。

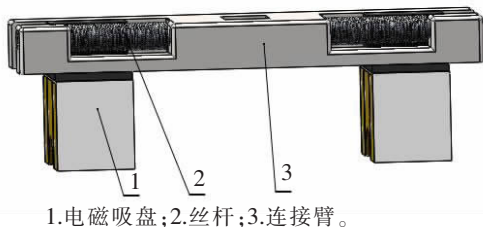


图 2 双吸盘机械电磁手爪

## 3 电磁吸盘结构设计

如图 1 所示,防撞梁由支架和圆管组成,为进一步提高效率,可以设计既能抓取圆管又能抓取支架的电磁吸盘。该电磁吸盘的形状和尺寸根据被吸附对象的形状和尺寸来设计<sup>[1]</sup>。夹取支架宜用平面吸盘,夹取圆管宜用夹持类手爪或弧面吸盘;鉴于这种矛盾,设计出既能吸取支架又能吸取圆管的平面圆弧面组合式电磁吸盘,如图 3 所示,平面磁吸面对称分布在弧面磁吸面两边;弧面半径和圆管外径相同,皆为 25 mm。

该电磁吸盘主要由磁吸头、铁芯、线圈、磁轭、隔磁板、外壳组成。弧面磁吸面的铁芯采用长、宽、高分别为 30 mm、20 mm、50 mm 的长方体金属导磁材料制成。平面磁吸面的铁心长、宽、高分别 20 mm、20 mm、50 mm 的长方体金属导磁材料。线圈绕制在铁芯上,磁轭既是磁路导磁体,又是磁吸头外壳一部分。电磁吸盘线圈通电后,磁力线通过磁吸头和工件,工件被磁化吸紧。电磁铁断电后,磁力线消失,工件依靠自身重力掉落<sup>[2]</sup>。根据图 3 电磁吸盘的结构,用 SolidWorks 软件建立电磁吸盘的三维模型,如图 4 所示。

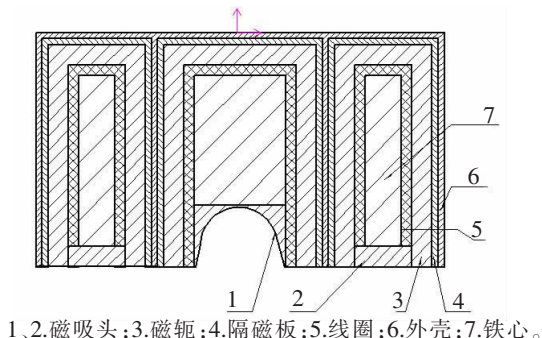


图 3 电磁吸盘结构图

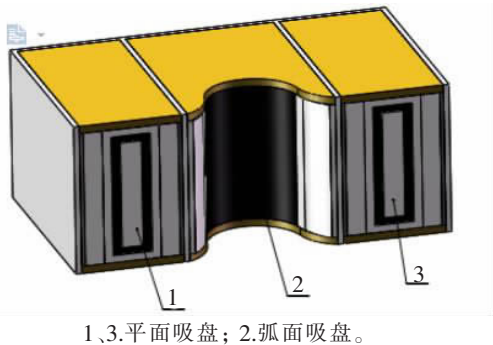


图 4 电磁吸盘

根据磁通连续性原理<sup>[3]</sup>,材料的磁通密度越大,所用的材料越少;矫顽力越小,在断电后,材料剩磁越少,使工件越容易卸载。经查阅文献,软磁材料符合这种要求,因此选用 DT4 纯铁作为电磁吸盘的铁芯、磁吸头、磁轭的材料。吸盘整体长 200 mm,宽 100 mm,高 100 mm。

## 4 电磁吸盘的力学特性分析

由电磁学理论可知<sup>[4]</sup>,对于螺线管电磁铁,电磁吸力为

$$F_m = \frac{1}{2} \mu_0 (1 - \partial)^2 (iN)^2 \frac{S}{\delta^2} \quad (1)$$

式中, $\mu_0$  为真空磁导率,根据  $\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7} \text{ H/m}$  计算; $\partial$  为铁芯回路和非工作间隙上总磁压降系数,其值与磁路中的漏磁大小有关,一般取值 0.15~0.5; $iN$  为电磁激励安匝数; $\delta$  为气隙大小,通电吸取时磁吸头与工件之间的距离; $S$  为有效工作气隙磁通面积,

由式(1)可知,磁系磁路和有效磁通面积在电磁吸盘结构确定后随之确定,电磁吸力的大小主要通过调节安匝数来改变电磁吸引力,气隙的大小虽能够影响电磁力的大小,但在设计吸盘结构时通过减

小气隙和增加安全余量可以消除气隙的影响。

#### 4.1 防撞梁在吸起时受力分析

为便于分析,对吸盘模型和支架模型进行简化,并假定所有受力作用于支架的质心上,电磁铁产生的磁场在平面磁吸头处分布均匀;由于支架沿中心线对称,在  $y$  轴线方向上支架所受电磁力为零。

对支架受力分析如图 5,由牛顿第二定律可得:

$$F_{m_{\text{支}}} = 2F_{m1}; F_{m_{\text{支}}} - G_{\text{支}} = m_{\text{支}} a; G_{\text{支}} = m_{\text{支}} g = 0.75 \text{ kg} \times 9.8 \text{ m/s}^2 = 7.35 \text{ N}, \text{故在此过程中, } F_{m_{\text{支}}} > 7.35 \text{ N}。$$

对圆管受力分析如图 6,由牛顿第二定律可得:

$$F_{m_{\text{柱}}} - G_{\text{柱}} = m_{\text{柱}} a; G_{\text{柱}} = m_{\text{柱}} g = 2.25 \text{ kg} \times 9.8 \text{ m/s}^2 = 22.05 \text{ N}, \text{故在此过程中, } F_{m_{\text{柱}}} > 22.05 \text{ N}。$$

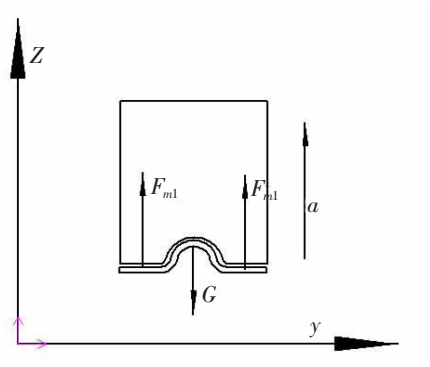


图 5 支架吸起受力分析图

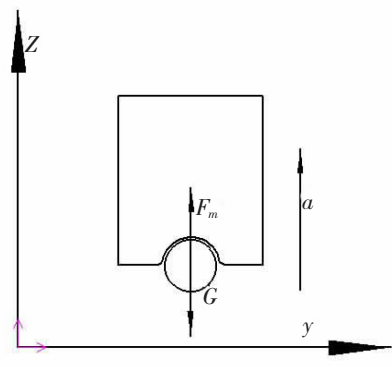


图 6 圆管吸起时受力分析

#### 4.2 防撞梁在搬运时受力分析

由于装夹台的高度和放料台的高度不同,为了避免手爪在搬运过程中和装夹台相撞,故不管是吸取支架之后还是吸取圆管之后,手爪的位姿都会从竖直位置运动到水平位置,手爪做四分之一圆周运动,在此过程中产生向心力,工件的受力发生变化。应当分别分析此过程中工件的受力情况。

手爪在竖直位置时受力分析如下。

(1)对支架受力分析如图 7。

$$F_{m_{\text{支}}} = 2F_{m1}; F_{m_{\text{支}}} - G_{\text{支}} = m_{\text{支}} R \bar{\omega}^2。$$

(2)对圆管受力分析如图 8。

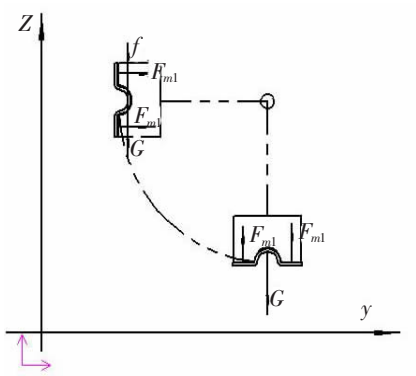


图 7 支架搬运时受力分析

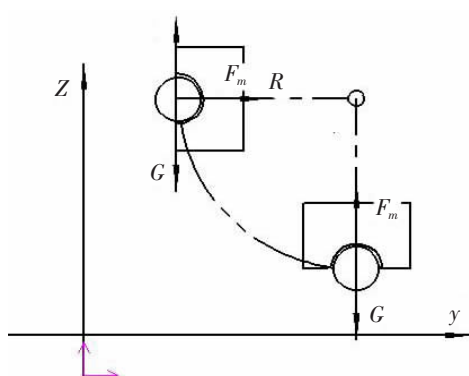


图 8 圆管搬运时受力分析

$F_{m_{\text{柱}}} - G_{\text{柱}} = m_{\text{柱}} R \bar{\omega}^2$ , 其中,  $R$  为设计机械手时腕部和手部的总长, 即  $R = L_5 + L_6 = 1\,120 \text{ mm}$ ;  $\bar{\omega}$  为第四关节定义角速度,  $\bar{\omega} = 1.5 \text{ rad/s}$ 。解得:  $F_{m_{\text{支}}} = 9.24 \text{ N}$ ;  $F_{m_{\text{柱}}} = 27.72 \text{ N}$ 。

经过计算得知,吸取支架的总电磁吸力至少为  $9.24 \text{ N}$ 。同时,为了防止一次吸起 2 片支架,总电磁吸力又必须小于  $14.7 \text{ N}$ 。同理,吸取圆管的总电磁吸力至少为  $27.72 \text{ N}$ ,又必须小于  $44.1 \text{ N}$ 。此时计算所得的数值为手爪的总的电磁吸力,1 个手爪对称安装 2 个电磁吸盘,故每个电磁吸盘的吸力范围为  $13.86 \sim 22.05 \text{ N}$ 。

支架和圆管焊接后要一起吸起下料,需克服防撞梁总质量 3.75 kg,需要至少为 36.75 N 的力。由前面计算得知,手爪的总电磁吸力要求范围为:弧面吸盘吸力 27.72~44.1 N,因此手爪弧面吸盘需要的总吸力范围为 36.75~44.1 N。

## 5 电磁吸盘的电磁分析

电磁吸盘空间磁场的合理性将直接影响到电磁吸力的大小和磁能利用率<sup>[5]</sup>。因此,需要用 Maxwell 软件对电磁吸盘进行磁场分布分析、磁路结构验证和安匝数的确定。

用 SolidWorks 软件建立的电磁吸盘三维模型转存为 \*.x-t 格式文件,并导入到 Maxwell 软件中。根据表 1,在 Maxwell 软件中为电磁吸盘各零件添加材料属性。设置求解器类型为静态电磁分析,激励源安匝电流为 100 A(整个绕组的安匝数),边界条件为气球边界条件,求解域值设置为 50,网格大小设定为 5 mm,自动划分网格。模型检测无误后求解计算,并分析各个区域的磁场分布状况。

### 5.1 平面吸盘吸取支架时磁场分析

图 9 为平面吸盘吸取支架时的磁场分布云图,从图中可以看出,磁场均匀分布在平面吸盘的铁心周围,且由内而外逐渐减小。磁感线从磁吸头出来,有一部分穿过工件且通过两侧的磁轭通路回到电磁铁内,磁场形成闭合回路,但也有一小部分在工件中的磁传到铁皮外壳中,并沿外壳回到工件进而回到磁吸头及铁芯中。吸盘几乎没有漏磁,因此磁能利用率极高,结构设计合理。

进一步研究分析平面磁吸面吸附支架的磁感应强度及分布情况,输出曲线如图 10 所示。由图 10 可知:60~140 mm 之间为弧面吸盘磁场强度,0~60 mm 和 140~200 mm 之间为 2 个平面吸盘,曲线形状大致相同,磁场强度大致相同,总体而言,磁场强度满足要求,磁路结构设计合理。此时平面吸盘的总电磁吸力为 13.012 N。在吸起和搬运支架需要的电磁力的范围 9.24~14.7 N 内。基于吸起和搬运支架所需最小电磁力 9.24 N,再增加 40%的安全余量,得出的电磁力为 12.936 N,与 13.012 N 非常接近,故可选用 13 N 作为电磁力,此时安匝数为 100 A,可满足上下料的要求。

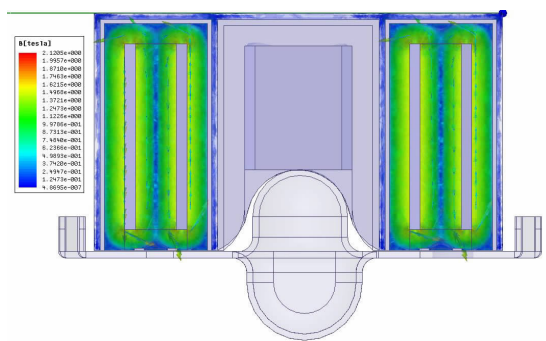


图 9 平面吸盘磁场分布云图

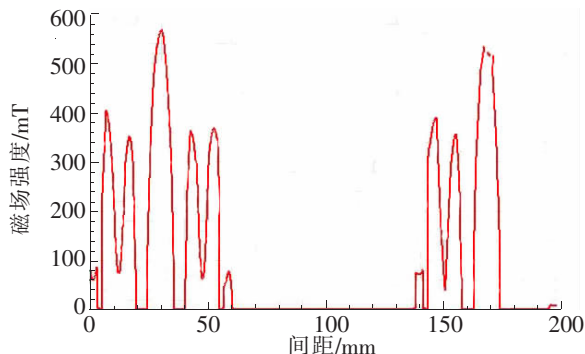


图 10 磁吸头与支架间磁场分布曲线

### 5.2 弧面吸盘吸取圆管磁场分析

激励源安匝电流为 200 A(整个绕组的安匝数),其余求解条件与吸取支架设置相同。求得磁场分布云图如图 11 所示。由图 11 可知,磁场充满整个弧面吸盘,磁场对称均匀分布,没有漏磁现象,磁能利用率极高。磁场中最大磁场强度分布在铁芯内部两侧,其数值为 2.201 0 T。进一步精确研究圆管周边的磁感应强度及分布情况,输出弧面磁场分布曲线如图 12 所示。

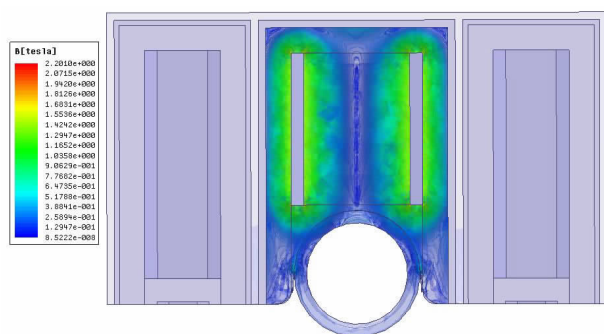


图 11 圆弧吸盘磁场分布云图

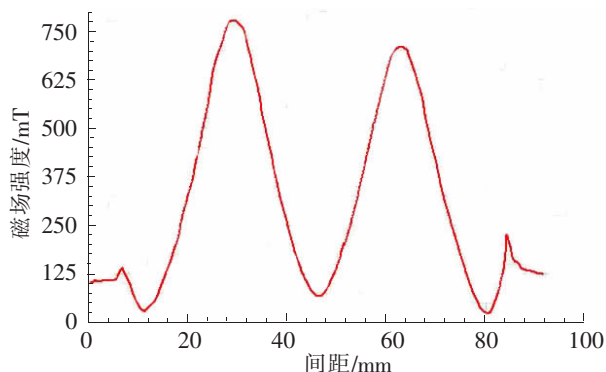


图 12 圆弧面磁场分布曲线

从输出曲线图 12 可知,圆管磁感应强度对称均匀,且中间最小约为 75 mT。以竖直中心为轴线,左右分别  $45^\circ$  处磁场最强,约为 750 mT。此时圆管受力为 18.641 N,即手爪电磁吸力为 37.282 N,在吸取和搬运圆管所需要的电磁力 27.72~44.1 N 的范围内。在吸取和搬运圆管所需要的最小电磁力 27.72 N 基础上增加 40% 的安全余量得出电磁力为 38.8 N,与仿真得出的 37.282 N 接近,故可选用 39 N 作为手爪电磁吸力;防撞梁上下料所需要的电磁力为 36.75~44.1 N,满足防撞梁的上下料要求。

## 6 结论

根据汽车防撞梁的结构组成,设计一款既能抓取支架、又能抓取圆管的平面和圆弧组合式电磁吸盘,进而设计出双吸盘机械电磁手爪。通过分析支架和圆管在被吸起和搬运的受力情况,得出支架、圆管及防撞梁上下料所需电磁力范围,并通过 Maxwell 软件分析整个吸盘磁场分布情况及工件和吸盘的磁感应强度,验证吸盘结构设计合理,确定电磁吸力,满足焊接过程中的上下料要求。这种平面和弧面组合式的电磁吸盘可以抓取圆管类零件和板类零件,避免使用 2 个手爪交互式抓取工件,减少了机械手手爪结构的复杂性,缩短了上下料周期,提高了工作效率。同时组合式的电磁吸盘对于电磁吸盘结构的多样性有较好的借鉴性和具有更加广泛的使用价值。

## 参 考 文 献

- [1] 龚仲华, 龚晓雯. 工业机器人安全应用手册[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2017.
- [2] 陈海超. 电永磁吸盘结构设计及应用研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2013.
- [3] 闫其龙. 钕铁硼瓦自动搬运机械手设计与研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2015.
- [4] 徐柏兴, 杨瑞, 李征伟, 等. 基于 Maxwell3D 的汽车空调压缩机电磁离合器电磁力仿真研究[J]. 制冷与空调, 2012, 12(4): 31-35.
- [5] 赵博, 张洪亮. Ansoft12 在工程电磁场中的应用[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2010.

## Research and Design of Electromagnetic Claw of Automobile Anti-collision Beam

Liu Tengfei<sup>1</sup>, Wang Zhanzhong<sup>1</sup>, Sun Guoxiang<sup>1</sup>, Du Qixin<sup>2</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China;

2. School of Mechanical Engineering, Zhangjiakou Vocational and Technical College, Zhangjiakou 076450, China)

**Abstract:** In order to realize the picking and placing of automobile anti-collision beam and its components by manipulator automatically during welding process, the mechanical electromagnetic claw is presented and the electromagnetic sucker is designed in detail, according to the actual shape, size and moving speed requirements of car anti-collision beam. A three-dimensional model of electromagnetic

chuck is drawn with solidworks. The range of electromagnetic force is obtained by analyzing the force exerted by electromagnetic sucker during the process of lifting and moving parts. The electromagnetic intensity of magnetic suction disc is analyzed with Maxwell software, and the magnetic induction intensity and electromagnetic force of workpieces are obtained. Furthermore, the magnetic field distribution is analyzed, and there is no magnetic leakage phenomenon. The ampere-turns are determined, and the structural rationality of the magnetic chuck is verified, which meets the requirements of the upper and lower materials.

**Key words:** magnetic chuck; gripper; Maxwell; magnetic field distribution

---

(上接第 86 页)

## Fatigue Life Evaluation of Ballast Hopper Car Based on AAR Standard

Wang Shun<sup>1</sup>, Feng Guosheng<sup>1</sup>, Li Long<sup>1</sup>, Xu Xiufeng<sup>2</sup>, Lv Hua<sup>2</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China;

2. CRCC Shijiazhuang Co., Ltd, Shijiazhuang 050043, China)

**Abstract:** The AAR evaluation standard was developed by the Association of American Railroad and can be used to evaluate the fatigue life of railway freight cars. In this paper, the finite element model of the meter rail ballast hopper car was established by using ANSYS Workbench, and the stress analysis was carried out under four working conditions: vertical static load, longitudinal tension, longitudinal compression, and torsion. Taking the meter-track ballast funnel as an example, the corresponding load spectrum of 100 t covered hopper car was selected and calculated by nominal stress method and Miner linear cumulative damage theory. A Matlab program for life evaluation was compiled based on AAR standard. The evaluation results show that the life of the hopper meets the design requirements.

**Key words:** AAR standard; hopper car; stress; load spectrum; fatigue

# 汽车顶盖喷涂轨迹的优化

杨晨霞, 王战中, 张保真

(石家庄铁道大学 机械工程学院, 河北 石家庄 050043)

**摘要:**在汽车喷涂过程中, 涂料经过高速旋杯式静电雾化器到达汽车顶盖时, 涂层厚度呈现不均匀的状态。为了更大程度上实现喷涂表面涂层厚度的均匀性, 改善汽车喷涂质量, 建立汽车表面喷涂轨迹的优化模型, 并计算相邻喷涂轨迹间的最优重叠距离。将汽车顶盖离散化为多个三角平面, 将汽车顶盖的平面投影按照最佳喷涂间距进行网格划分, 求解相应三角平面的节点信息和喷涂该点时雾化器的坐标值, 并生成汽车顶盖喷涂轨迹。通过对汽车顶盖喷涂轨迹的计算, 为进一步实现对复杂曲面的喷涂轨迹优化提供了理论依据和实践指导。

**关键词:**汽车涂装; 静电雾化; Matlab; 轨迹优化

**中图分类号:** TQ639.8 **文献标志码:** A **文章编号:** 2095-0373(2020)01-0093-06

在经济迅速发展和消费者对汽车品质需求日益提高的整体环境下, 市场对汽车的喷涂质量也日益重视。随着我国综合国力的提升和技术水平的提高, 汽车喷涂水平迅速提高, 汽车行业的各类先进工艺技术得到了广泛应用, 喷涂质量也在不断改善。然而, 由于汽车喷涂工艺过程的复杂性和特殊性, 汽车喷涂质量始终是值得研究的课题。为了提升喷涂质量, 降低喷涂过程中人为因素引起的喷涂误差, 手工作业逐渐被机器喷涂所替代<sup>[1]</sup>。

自法国的 SAMES 公司研发出世界上第一套粉末静电喷涂设备后, 静电喷涂技术由于其在喷涂效率、表面均匀度等方面表现突出, 获得工业界的普遍认可。瑞士 ABB 公司、日本三菱公司、德国杜尔公司等自动化设备生产商<sup>[2]</sup>, 纷纷将专业的工业控制技术应用到喷涂设备。李发忠<sup>[3]</sup>利用点云逆向 CAD 重构技术将复杂表面模型简单化, 为生成喷涂轨迹提供了依据。黎润伟<sup>[4]</sup>将复杂曲面进行三角划分, 继而构建 STL 点集数据, 实现喷涂轨迹规划。喷涂机器人轨迹规划正向着智能化方向发展。为实现对复杂工件的表面喷涂轨迹规划问题, 本文利用 Matlab 编程, 计算出涂料经过高速旋杯式静电雾化器<sup>[5]</sup>形成涂层时, 涂层轨迹间的最优重叠距离, 通过对喷涂轨迹<sup>[6]</sup>重叠距离的计算和对喷涂轨迹的优化, 提高了喷涂质量和喷涂效率。

## 1 相邻轨迹间涂层重叠距离计算

汽车表面进行喷涂时, 由于每次喷涂的直径有限, 因此需要进行多次往复循环喷涂才能完成整体平面的喷涂工艺过程。在汽车喷涂过程中, 涂料经过高速旋杯式静电雾化器到达汽车顶盖时, 在离心作用和静电作用下<sup>[7]</sup>, 涂料分子在各个方向上的运动速率不同, 因此在喷涂表面涂层的厚度分布是不均匀的。在循环喷涂时, 为了最大程度上实现整体涂层厚度的均匀性, 需要将相邻喷涂轨迹进行重叠化。通过确定雾化器中心轨迹之间的距离, 即可确定涂层重叠轨迹。

直角坐标系中表示的涂层厚度叠加俯视图, 如图 1 所示,  $O$  为雾化器中心点在工件表面的垂直投影, 雾化器运动方向与  $x$  轴平行,  $v$  为雾化器移动速度方向,  $R$  为涂料经雾化器在工件表面所形成喷涂轨迹的半径值,  $d$  为 2 次喷涂轨迹之间的重叠距离。根据  $\beta$  分布模型<sup>[8]</sup>, 得到喷涂轨迹剖视图, 如图 2,  $f(r)$  为涂

收稿日期: 2018-08-13 责任编辑: 车轩玉 DOI: 10.13319/j.cnki.sjztdxxxbzrb.20180813001

基金项目: 河北省自然科学基金(E2012210061)

作者简介: 杨晨霞(1993—), 女, 硕士研究生, 研究方向为机械工业。E-mail: 2232398186@qq.com

杨晨霞, 王战中, 张保真. 汽车顶盖喷涂轨迹的优化[J]. 石家庄铁道大学学报: 自然科学版, 2020, 33(1): 93-98.



层厚度,涂层 1 表示雾化器沿  $x$  轴正方向运动时得到的涂层模型,涂层 2 表示雾化器与第一次喷涂轨迹重叠距离为  $d$  时沿  $x$  轴负方向运动时得到的涂层模型,涂层 1 与涂层 2 相交部分形成重叠轨迹,涂层厚度为涂层 1 厚度与涂层 2 厚度的叠加。

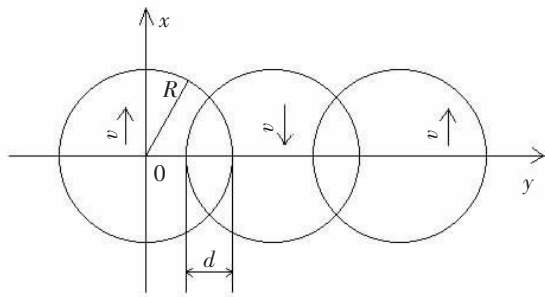


图 1 涂层厚度叠加俯视图

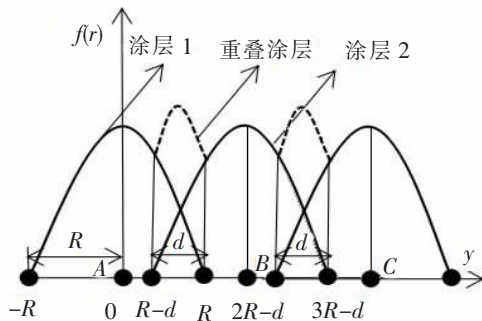


图 2 喷涂轨迹剖视图

由于往复喷涂过程中,相邻喷涂轨迹之间的重叠距离均与涂层 1 和涂层 2 的叠加规律相同,因此只需对涂层 1 和涂层 2 中心点之间的涂层厚度进行研究即可<sup>[8]</sup>。当喷涂过程中往复运动速度均匀时,对涂层叠加后才能使涂层的均匀度达到更高,因此将喷涂过程中雾化器的移动速度设置为定常数。

若在喷涂过程中,雾化器与车身表面一直保持垂直状态,车身工件上任一点  $s$  处的坐标值为  $(x, y, z)$ ,式(1)表示点  $s$  处的涂层厚度

$$f(x, y, z) = \begin{cases} f_1(x, y, z) & 0 \leq y < R - d \\ f_3(x, y, z) & R - d \leq y < R \\ f_2(x, y, z) & R \leq y \leq 2R - d \end{cases} \quad (1)$$

式中,  $f_1(x, y, z)$  为  $s$  点位于第一条喷涂轨迹时得到的涂层沉积厚度;  $f_2(x, y, z)$  为  $s$  点位于第二条喷涂轨迹时得到的涂层沉积厚度;  $f_3(x, y, z)$  为  $s$  点在第一喷涂轨迹与第二喷涂轨迹的重叠部分时得到的涂层沉积厚度。

根据文献[9]测厚仪测量实验平板上不同位置的涂层累积速率数据,式(2)表示  $y$  与  $F$  的关系

$$F = f(y) = k(R^2 - y^2) \quad (2)$$

式中,  $k$  为喷涂厚度调整系数,可以根据实验数据进行调整;  $R$  为雾化器喷涂到工件表面的半径值;  $y$  为  $s$  点与雾化器中心点之间的距离,其值与  $t$  相关。

3 条喷涂轨迹涂层沉积厚度平面方程

$$\begin{cases} q_1 = \int_{-R}^{R-d} k(R^2 - y^2) dy \\ q_2 = \int_R^{2R-d} k(R^2 - (y - 2R + d)^2) dy \\ q_3 = \int_{R-d}^R k(2R^2 - y^2 - (y - 2R + d)^2) dy \end{cases} \quad (3)$$

## 2 汽车表面喷涂轨迹优化模型的建立和求解

实际喷涂过程中,静电雾化器固定,涂料在静电力和离心力的双重作用下,呈现环形的分布状态。经过逆向工程重构 CAD 模型和点云模型切片算法<sup>[3]</sup>对圆环截面曲线进行离散化,得到离散点二维分布图。为方便计算,将离散点二维分布图优化为二次函数进行建模。

### 2.1 设计变量

喷涂质量由喷涂轨迹与涂层厚度决定。喷涂轨迹与喷涂路径、喷涂方向相关,涂层厚度与喷涂半径、喷涂轨迹间的重叠距离、雾化器移动速率相关。当涂料体积一定时,喷涂半径与涂层厚度成反比;喷涂轨迹间的重叠距离与涂层厚度成正比,喷枪移动速率与涂层厚度成反比。为了获得最优涂层厚度,需选择合适的喷涂半径、喷涂轨迹间的重叠距离和雾化器移动速率。

影响涂层厚度的因素是喷涂半径  $R$ 、喷涂轨迹间的重叠距离  $d$ 、雾化器移动速率  $v$ , 当喷涂半径  $R$  和雾化器移动速率  $v$  确定后, 只需优化喷涂轨迹间的重叠距离  $d$ , 因此优化变量可确定为

$$X = \{d\} \quad (4)$$

## 2.2 目标函数

保证涂层厚度合理的情况下, 要求涂层厚度尽可能均匀, 若以实际喷涂涂层厚度与理想喷涂涂层厚度的差值为目标函数, 则存在正负差值相互抵消的情况, 因此, 在满足实际情况需要且尽量减少计算复杂性的基础上, 取实际喷涂涂层最大厚度与最小厚度的差值进行优化, 其中  $q_{\max}(d)$  表示最大涂层厚度,  $q_{\min}(d)$  表示最小涂层厚度, 待优化的目标函数为

$$\min f(X) = q_{\max}(d) - q_{\min}(d) = \int_{\max} f(y, d) dy - \int_{\min} f(y, d) dy \quad (5)$$

## 2.3 约束条件

从实际角度出发, 当喷涂轨迹间的重叠距离大于  $R$ , 为了达到更高的涂层厚度可以通过调整喷涂半径  $R$  和喷枪移动速率  $v$ , 因此喷涂轨迹间的重叠距离在完全不重叠与重叠半径为喷涂半径  $R$  之间。喷涂轨迹间的重叠距离需满足以下条件

$$0 \leq d \leq R \quad (6)$$

## 2.4 计算最优重叠距离

采用单次冒泡法计算相邻轨迹间的最优重叠距离, 涂层厚度与  $s$  点到雾化器中心点的距离  $y$ 、重叠距离  $d$  相关, 喷涂轨迹重叠距离的优化流程如图 3 所示。

假设雾化器与车体表面的距离为 250 mm, 雾化器喷涂形成的锥形涂层在车体表面形成的涂层半径  $R = 40$  cm, 根据  $\beta$  型涂层沉积速率<sup>[7]</sup>得

$$f(d) = \frac{1}{8} (R^2 - d^2) \quad (7)$$

在对喷涂轨迹之间的重叠距离进行优化时, 先将喷涂重叠距离  $d$  的初始值设置为 0, 计算出各点处的涂层厚度和该喷涂重叠距离  $d$  下最大涂层厚度与最小涂层厚度差值, 若喷涂重叠距离  $d$  的值不大于雾化器喷涂形成的涂层半径  $R$ , 则将喷涂重叠距离  $d$  的值增加一个单位值 (增加的单位值越小, 计算出的最大最小涂层厚度差值越精确, 选择的最优喷涂距离  $d$  的值越接近实际值), 为了便于分析, 选取 1 作为每次重叠距离  $d$  的递增值, 并继续计算该喷涂重叠距离  $d$  下的各点的涂层厚度和最大涂层厚度与最小涂层厚度差值, 依次对  $d$  的值进行递增和循环计算, 直至喷涂重叠距离  $d$  的值大于雾化器喷涂形成的涂层半径  $R$ , 此时, 基于冒泡排序法的原理, 采用单次冒泡排序法对以上各喷涂重叠距离下得到的最大涂层厚度与最小涂层厚度差进行比较, 将各相邻涂层厚度差值进行比较, 较小者存放在后者位置, 第一轮比较完毕, 则最小值存放在末位置。末位置的涂层厚度差为最小涂层厚度差, 该情况下得到的涂层即为最优涂层, 且此时的喷涂重叠距离  $d$  为最优喷涂重叠距离。

## 2.5 重叠距离结果分析

根据对喷涂轨迹重叠距离的优化计算, 得出当涂层半径为 40.0 cm 时, 相邻轨迹间的重叠距离最优解为 24.0 cm, 此时涂层最大厚度与最小厚度的差值最小, 涂层均匀度最高, 汽车表面喷涂质量最好。

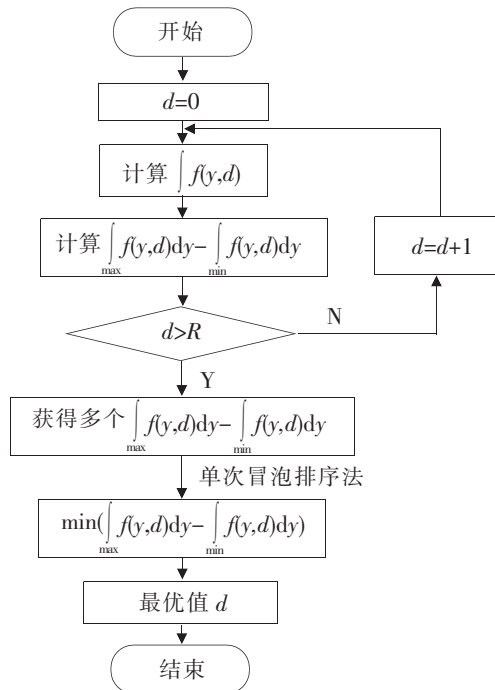


图 3 喷涂轨迹重叠距离的优化流程图

### 3 喷涂轨迹优化

#### 3.1 汽车顶盖进行三角平面剖分

汽车喷涂表面主要由发动机盖总成、翼子板、车门总成、顶盖总成、行李舱隔板总成、行李箱盖总成、侧围总成、后围板总成组成。选取汽车顶盖总成部分为研究对象,进行喷涂轨迹规划。

在 Pro\_E 中建立汽车车体 CAD 模型,由于车体顶盖曲面不规则,计算过程较为复杂,为了简化计算,在满足喷涂精度要求的情况下,参考典型的 Delaunay 算法思想<sup>[10]</sup>,对汽车顶盖进行网格节点初始化划分,在汽车顶盖曲面曲率变化较大的区域划分的节点较为密集,曲面曲率变化较小的区域划分的节点较为稀疏,经过计算和节点划分,车体顶盖曲面模型共划分得到 40 个曲面节点,汽车顶盖曲面节点 CAD 模型如图 4 所示。

将 CAD 曲面模型和划分得到的曲面节点以 igs 格式进行保存,并将曲面和点的保存文件导入逆向工程 Imageware<sup>[11]</sup> 软件,在 Imageware 中查看工件体积信息如图 5,可获得工件在  $x$ 、 $y$ 、 $z$  轴的边界值。

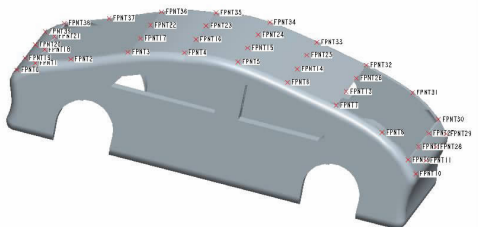


图 4 汽车顶盖曲面节点 CAD 模型



图 5 汽车顶盖体积信息

如图 6 以汽车行业 4 视图的视图布局格式显示汽车模型信息和曲面的具体信息,4 视图分别表示上视图、侧视图、前视图和轴测图,便于查看各曲面节点位置,获取各曲面节点的三维坐标值。

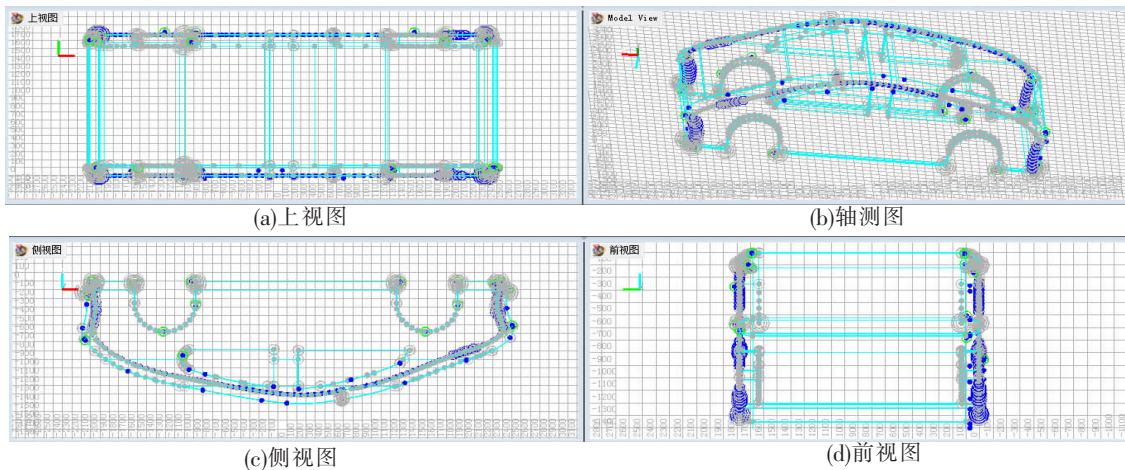


图 6 汽车行业 4 视图显示汽车 CAD 模型

运用 Matlab 编程将曲面节点自动生成三角化离散多面体。利用三角网格模型代替曲面造型,简化求解计算出所需的曲面模型数据信息。为了便于分析和计算,将获取的曲面三维坐标值导入 Matlab 程序,通过三维坐标值绘制相互连接的三角面元,等效为车体顶盖曲面。Matlab 实现三角剖分程序如下:

```
A = [-2 173.306 2, 103.958 2, 650.240 6, ...];
x = A(:,1); y = A(:,2); z = A(:,3); %选取 x, y, z 矩阵
tri = delaunay(x, y); %三角网格划分
tr = TriRep(tri, [x, y, z]);
P = incenters(tr); %求每个三角面元的内接圆圆心
fn = faceNormals(tr); %求每个三角面元的法向量
trisurf(tri, x, y, z, 'FaceColor', 'cyan', 'faceAlpha', 0.8); %画出曲面
```

axis equal;hold on;

```
quiver3(P(:,1),P(:,2),P(:,3),fn(:,1),
fn(:,2),fn(:,3),1,'color','r');%画出法向量
```

车体顶盖曲面三角剖分模型如图 7 所示。

### 3.2 喷涂轨迹生成

在三维坐标系中将车体顶盖曲面在  $xy$  平面进行投影,并对汽车顶盖投影进行网格划分。雾化器在汽车表面形成的涂层半径为 40.0 cm 时,相邻轨迹间的重叠距离最优解为 24.0 cm,可确定相邻雾化器中心点喷涂距离为  $2R - d = 56.0$  cm。喷涂时间包括喷涂轨迹时间和转折点时间,为了尽量减少喷涂时间,提高喷涂效率,根据分片原理<sup>[9]</sup>,通过计算最小高度,减少喷涂轨迹的转折点。因此确定  $x$  轴为喷涂主方向, $y$  轴为喷涂转折方向。根据以上规则,以车体顶盖在  $xy$  平面投影的中心点为对称中心,网格间距为 56.0 cm 进行网格划分,得到多个网格交叉节点。

根据  $xy$  平面的网格交叉节点求解汽车顶盖的三角剖分模型对应的坐标值。三角剖分模型对应的  $x$ 、 $y$  坐标值与网格交叉节点的  $x$ 、 $y$  坐标值一一对应,三角剖分模型  $z$  坐标值需根据所在离散三角平面进行计算,计算步骤如图 8 所示。

已知三角面的 3 点  $T_{D_1}(x_1, y_1, z_1)$ 、 $T_{D_2}(x_2, y_2, z_2)$ 、 $T_{D_3}(x_3, y_3, z_3)$  确定三角面法向向量

$$\mathbf{n} = (n_x, n_y, n_z) = \overrightarrow{T_{D_1}T_{D_2}} \times \overrightarrow{T_{D_1}T_{D_3}} = \begin{vmatrix} i & j & k \\ x_2 - x_1 & y_2 - y_1 & z_2 - z_1 \\ x_3 - x_1 & y_3 - y_1 & z_3 - z_1 \end{vmatrix} \quad (8)$$

由三角面的点  $T_{D_1}$ 、法向量  $\mathbf{n}$ ,根据点法式确定三角面平面方程

$$n_x(x_i - x_1) + n_y(y_j - y_1) + n_z(z_k - z_1) = 0 \quad (9)$$

三角平面上对应  $T_D$  点的坐标

$$\begin{cases} x_t = x_d \\ y_t = y_d \\ z_t = -\frac{n_x(x_t - x_1) + n_y(y_t - y_1)}{n_z} + z_1 \end{cases} \quad (10)$$

雾化器所在位置  $P_D$  点的坐标

$$\begin{cases} x_p = x_t + \frac{n_x}{\sqrt{n_x^2 + n_y^2 + n_z^2}}h \\ y_p = y_t + \frac{n_y}{\sqrt{n_x^2 + n_y^2 + n_z^2}}h \\ z_p = z_t + \frac{n_z}{\sqrt{n_x^2 + n_y^2 + n_z^2}}h \end{cases} \quad (11)$$

式中, $h$  为雾化器与汽车表面的距离。

根据以上推导过程,绘制出车体顶盖喷涂轨迹图,如图 9。

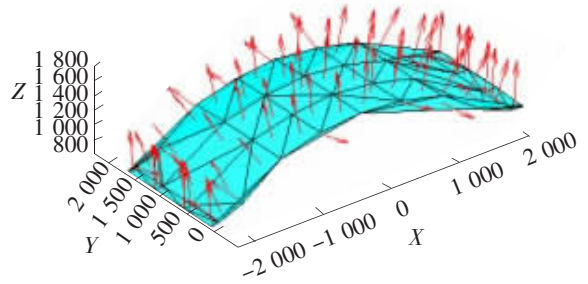


图 7 车体顶盖曲面三角剖分模型

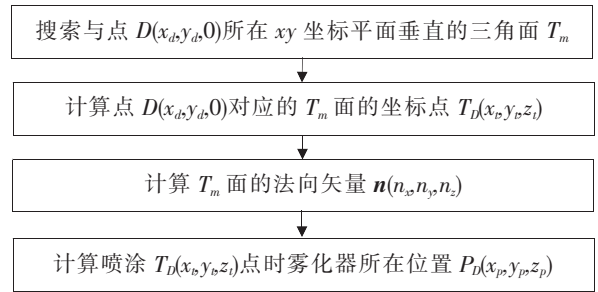


图 8 雾化器位置坐标求解流程图

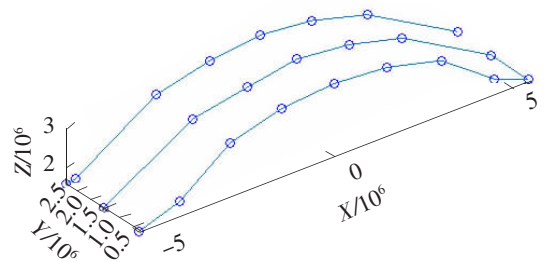


图 9 汽车顶盖喷涂轨迹图

## 4 结论

(1)选取  $\beta$  分布函数,对涂层沉积厚度模型进行研究,计算出相邻轨迹间的最优重叠距离,最大程度上实现了汽车喷涂过程中涂层厚度的均匀性。

(2)以汽车顶盖为例,获取复杂曲面的喷涂轨迹,并完成对喷涂轨迹的规划,为进一步实现对复杂曲面的喷涂轨迹优化提供了理论基础和实践指导。

## 参 考 文 献

- [1]韩鸿志. 高品质汽车涂装工艺及装备关键技术研究[D]. 天津:天津大学,2014.
- [2]汤宇洋. 涂装机器人喷涂模型与离线编程关键技术研究[D]. 镇江:江苏大学,2016.
- [3]李发忠. 静电喷涂机器人变量喷涂轨迹优化关键技术研究[D]. 镇江:江苏大学,2012.
- [4]黎润伟. 面向复杂曲面加工的工业机器人离线编程系统研究[D]. 广州:华南理工大学,2014.
- [5]Si Chaorun, Zhang Xianjie, Wang Junbiao, et al. Design and evaluation of a Laval-type supersonic atomizer for low-pressure gas atomization of molten metals[J]. International Journal of Minerals Metallurgy and Materials, 2014, 21(6): 627-635.
- [6]马捷. 基于 ROBCAD 的涂装生产线 3D 建模及喷涂关键技术研究[D]. 镇江:江苏大学,2016.
- [7]Si Chaorun, Zhang Xianjie, Wang Junbiao, et al. Design and atomization characteristic of laval-style annular slot nozzle[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2013, 20(3): 40-47.
- [8]王战中, 杨晓博, 刘超颖, 等. 基于 Matlab 的喷涂轨迹重叠率优化[J]. 机械设计与制造, 2012(2): 87-89.
- [9]杨晓博. 基于曲面 CAD 模型的喷涂轨迹规划系统研究[D]. 石家庄:石家庄铁道大学,2011.
- [10]陈炎, 曹树良. 结合前沿推进的 Delaunay 三角化网格生成及应用[J]. 计算物理, 2009, 26(4): 527-533.
- [11]单岩, 谢斌飞. Imageware 逆向造型技术基础[M]. 北京:清华大学出版社,2006.

## 3D Deformation Analysis of Retaining Structures of Foundation Optimization of Spraying Trajectory for the Automotive Roof

Yang Chenxia, Wang Zhanzhong, Zhang Baozhen

(School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

**Abstract:** In the process of automotive spraying, the coating thickness is non-uniform when it reaches the automotive roof through the electrostatic atomizer of the high-speed and rotary. In order to realize the uniformity of coating thickness and improve the quality of automotive spraying, an optimization model of automotive spraying trajectory was established, and the optimal overlap distance between adjacent spraying trajectories was calculated. The automotive roof is discretized into several triangular planes, and the plane projection of the automotive roof is meshed according to the optimal spraying distance. The node information of the corresponding triangular plane and the coordinate value of the atomizer when spraying the triangular plane are solved, and the spraying track of the automotive roof is generated. By calculating the spraying trajectory of the automotive roof, the theoretical basis and practical guidance are provided for further realizing the optimization of spraying trajectory of complex curved surface.

**Key words:** automobile coating; electrostatic atomization; Matlab; trajectory optimization



# 一种谐振软切换方案的能量分析研究

何 伟, 张福生, 牛影赞, 罗 帅

(石家庄铁道大学 电气与电子工程学院, 河北 石家庄 050043)

**摘要:**设计一种新型的并联谐振软开关拓扑结构,介绍了谐振软切换的工作原理,建立能量补充模型。得出开关管要想周期性地过零,实现软开关,必须补充回路中的损失以维持振荡的结论。合理设计导通开关管,为储能元件补充能量,使振荡得以维持,可为逆变桥创造出零电压间隔,从而实现软开关切换。

**关键词:**软开关;能量;谐振;软切换

**中图分类号:** TM743 **文献标志码:** A **文章编号:** 2095-0373(2020)01-0099-05

## 0 引言

近年来,随着软开关技术的蓬勃发展,电力电子设备逐渐实现小型化,高频化<sup>[1]</sup>。为了使软开关技术达到新高度,国内外学者对其进行深入研究。其中,有关谐振软切换技术的研究是人们特别关注的问题之一,相继展开一系列研究并取得一定的进展。目前研究者对这类问题的研究大多采用传统的电路分析方法,如文献[2]和文献[3]中提及的谐振软开关电路工作模式,它的局限在于缺乏对电路整体性的分析,而且对电路中能量的转换过程没有涉及。针对这一情况,本文建立相关的数学模型,采用能量补充的方法,通过导通各开关管为电感和电容进行充电,从而维持振荡,可使开关管周期性地过零,实现开关管的软切换。根据电路结构介绍了环流的产生以及抑制环流的主要方法,以使电路的设计能最大化的实现软切换。采用的新型研究方法拓宽了对谐振软切换技术提供的研究手段,提高了这一技术的研究水平,为后续研究者提供一种新思路。

## 1 谐振型软开关逆变电路

谐振软开关逆变电路根据电感电容不同组合方式可分为串联谐振电路和并联谐振电路,本文拓扑结构采用并联接法,如图 1 所示。

逆变电路结构由直流电压源,  $S_1 \sim S_4$  4 个功率开关管(选用 IGBT)构成全桥逆变网络,  $D_1 \sim D_4$  4 个快恢复二极管,并联电感电容组成,该接法限流能力强,而且短路保护可靠性高。当电路正常工作时,需要设计开关顺序使开关管互补导通,驱动电路负责产生 2 组相反的驱动信号。  $S_1$  和  $S_4$  为一组,  $S_2$  和  $S_3$  为另一组。电路中,当  $S_1$  和  $S_4$  导通时,  $S_2$  和  $S_3$  截止,2 组不能同时导通,要留有一定的死区时间。

直流电源加在 2 组互补导通的开关管上,将直流电逆变成成为方波交流电, AB 两端产生的正负交替的交流电经过并联 LC 谐振网络输出平滑的正弦波形。电感和电容中的能量在交换过程中会出现零点,此时切换开关将会实现 ZVS。

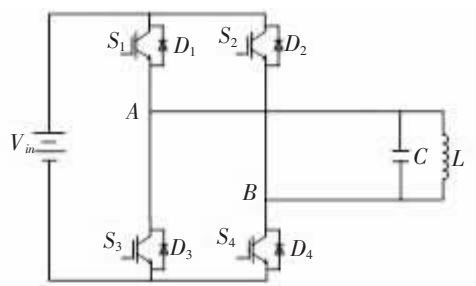


图 1 并联谐振型逆变电路



## 2 能量补充模型

考虑到实际电路中电阻的存在且品质因数  $Q$  值为一有限值,使得逆变桥两端电压  $v_{AB}$  振荡为一衰减过程,并且最终稳定在零值。也就是说,此时  $v_{AB}$  不能产生周期性的过零点,不能为软切换及时提供条件<sup>[4]</sup>。如图 2 所示,实线曲线反映谐振时电压  $u$  随时间  $t$  变化关系。

实际电路中,电阻是主要的耗能元件,将电源的有功功率(电能)转化为热能形式消耗掉<sup>[5]</sup>。而电感和电容是储能元件,电容中存储着电场能,电感中存储着磁场能,当电路受到激励时会产生振荡,并且逐渐衰减。这时电磁能与电场能相互转化,彼此交换能量,即电路总能量守恒。在谐振状态下稳定地存储在电路中的能量  $W_s = 0.5CU^2$ ,这个能量是在电路接通后由外电路提供的,此后会在短时间内产生振荡而消耗。只要外电路不断地提供有功功率,这个振荡过程就可以保持近似等幅变化。而在谐振状态下不再需要外部提供电能,因此,为了使电路能够工作在谐振状态下,人们提出能量补充电路。图 3 给出一种能量补充电路的拓扑结构。

由上面的分析可知一个网络在有剩余能量的时候,它会在其自然频率点上做自由振荡,而且幅值会逐渐减小,直至为零。

图 4、图 5 给出含有负载损耗时电路中电感和电容能量转化过程衰减变化曲线。如图 4 为三维变化曲线,图 5 为相轨迹曲线。

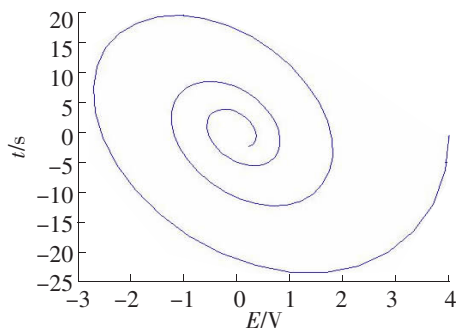


图 4 能量变化三维图

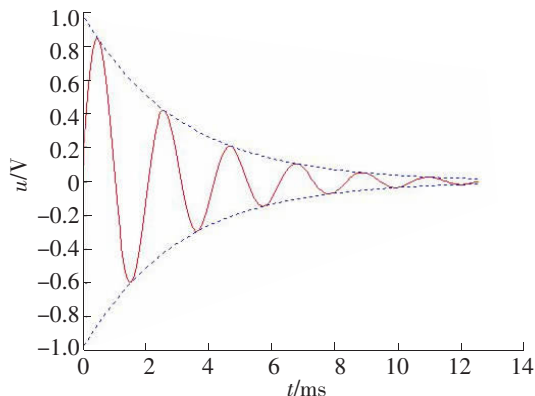


图 2 电压随振荡衰减波形

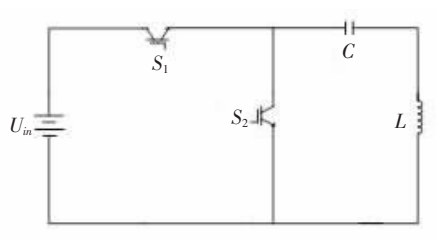


图 3 能量补充电路模型

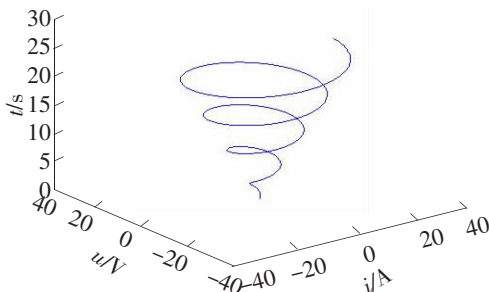


图 5 能量变化相轨迹曲线

图 3 给出了一种能量补充电路的拓扑结构图。该电路工作模态为:

模态 1:  $S_2$  导通,  $S_1$  关断; 模态 2:  $S_1$  导通,  $S_2$  关断。

当运行在模态 1 时,电容  $C$ ,电感  $L$ ,开关管  $S_2$  构成一回路,由于储能原件  $L$ 、 $C$  的存在使电路在初始能量下做减幅振荡,振荡频率由  $L$  和  $C$  共同决定,直到能量消耗完毕。当运行在模态 2 时,电容  $C$ ,电感  $L$ ,开关管  $S_1$ ,电源  $U_{in}$  构成一回路(电流方向规定为电源正级流出为正方向)。此时,直流源的接入为谐振网络注入能量,从而弥补状态 1 中损失的能量。理论上完成一周期的能量补充。该设计如图 6 所示。图中上方表示初始能量衰减振荡过程,下方表示能量补充过程。

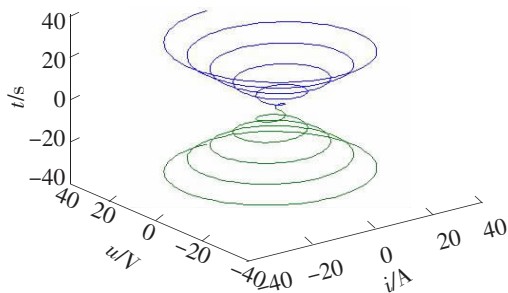


图 6 能量补充电路

### 3 电路模型与能量分析

在模型建立之前假设：电容  $C$  为理想元件，不存在寄生成分；开关管均为理想器件，开合是瞬间完成的。本文仅研究正方向运行情况，该并联谐振电路等效电路模型如图 7 所示。图中  $r$  为谐振回路的等效电阻， $C$  与  $L$  分别表示谐振电容和谐振电感，由基尔霍夫定律列写电路的 KVL 及 KCL 方程如下

$$L_p \frac{di_1}{dt} = V_p - i_1 r_1 \quad (1)$$

$$C_p \frac{dV_p}{dt} = i_d - i_1 \quad (2)$$

求得电容两端电压  $V_p$  的表达式

$$L_p C_p \frac{d^2 V_p}{dt^2} + r_1 C_p \frac{dV_p}{dt} + V_p = i_d(0) r_1 \quad (3)$$

式中， $i_d(0)$  为初始电流值。在其他条件不变的情况下，可得  $V_p$  的表达式

$$V_p(t) = \frac{i_d(0) r_1}{\sin \theta} e^{-\frac{t}{T}} \sin(\omega_f t - \theta) + i_d(0) r_1 \quad (4)$$

此时，初始相角  $\theta$  为

$$\theta = \arctan \frac{\omega_f r_1 C_p}{1 - r_1 C_p / T} \quad (5)$$

计算出

$$\sin \theta = \frac{\omega_f r_1 C_p}{\sqrt{(\omega_f r_1 C_p)^2 + (1 - r_1 C_p / T)^2}} \quad (6)$$

带入式(3)，得出

$$V_p = \frac{i_d(0) \sqrt{(\omega_f r_1 C_p)^2 + (1 - r_1 C_p / T)^2}}{\omega_f C_p} e^{-\frac{t}{T}} \sin(\omega_f t - \theta) + i_d(0) r_1 \quad (7)$$

由上述分析可知电路在理想情况下，谐振网络的等效阻抗  $r_1$  为零。 $T$  为时间常数，电路在初始状态下相角  $\theta = 0$ ，式(7)可表示为

$$V_p = \frac{i_d(0)}{\omega_f C_p} e^{-\frac{t}{T}} \sin(\omega_f t) \quad (8)$$

用 Matlab 仿真软件绘制  $V_p$  随时间  $t$  变化曲线如图 8 所示。从仿真图可知电路在进行能量交换过程中，电容两端电压呈减幅振荡状态，且存在过零点。

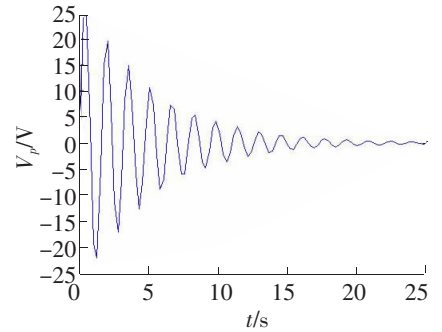


图 8 电容电压振荡电压

### 4 能量补充环节

由上述分析可知能量在振荡的过程中不断衰减直至为零。

如图 9 所示。曲线中纵轴表示能量，电压，电流变化，横轴表示时间变化。

为了使开关管两端电压周期性过零以创造软开关条件，应使谐振槽路存储一定的能量。在本电路中，让开关管导通前电感中先存储足够的能量，让  $LC$  电路做近似等幅振荡，每当振荡回零时，导通开关管，此时  $AB$  两端电压被钳位至零，实现 ZVS 导通。这里引入一电流最大临界值  $I_{L0}$ ，当  $i_L = I_{L0}$ ，即电感预充电流等于或者接近这一最大值时，关断开关管。这时  $LC$  振荡槽路开始振荡，初始时刻电源为电感存储的能量，为  $LI_{L0}^2/2$ ，而且要使开关管两端的电压可以谐振回零。这样，每当开关管两端的电压谐振回零时就触发开关

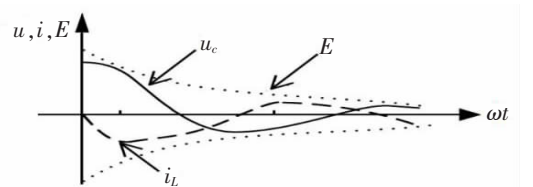


图 9 能量，电压，电流变化曲线

管导通,此时电源提供的电流为电感  $L$  充电,完成一次能量的补充,周而复始地进行下去便可使开关管做连续振荡,从而为逆变桥创造软切换环境。

当  $LC$  谐振网络处于无损状态时,只要电感预充电电流最大临界值  $I_{L0}$  等于此时流过负载的电流值  $I_0$ ,那么电容两端的电压就与无负载时相同,电容两端电压便会做正负交替的等幅振荡,理论上实现能量无损运动。所以,在实际设计中应满足  $I_{L0} > I_0$ ,就可补充内阻损失掉的能量,且实现谐振软切换。

## 5 谐振型逆变器环流问题

### 5.1 环流的产生及危害

由上述分析可知,合理控制开关管通断可以为谐振槽注入能量,实现能量平衡以维持振荡。但在实际中,通过参考大量文献可知,使用该方法得到的谐振电容两端电压波形并非平滑的正弦波形,在过零点有明显的突变,这是因为在开关过程中有电流尖峰产生,即没有实现真正的零电压关断,在逆变回路中产生了环流。环流的存在对系统产生极大的影响,若环流过大,不但会使换流失败,而且会损坏开关管,使逆变“颠覆”。因此在设计电路时要先对环流进行分析。

环流的产生是由于硬切换引起的,目前导致非零切换的主要因素是频率的变化和开关管关断延时。关于频率的变化在文献[6]中有详细介绍,这里只分析开关管延时影响。导致开关管关断延时第一个原因是控制电路对谐振槽路采集信号时,由于驱动隔离的加入使得信号拾取时产生延时,时间为  $0.3 \sim 0.5 \mu\text{s}$ ,二是开关管关断时产生的拖尾电流出现延时,为  $0.2 \sim 2.5 \mu\text{s}$ 。本电路中,开关管关断如果不在谐振零点时会将电容短路掉,此时开关管中会有很大的电流流过,开关管会产生很大的  $di/dt$ ,这将使开关管应力增大,从而影响电路的稳定运行。

### 5.2 环流仿真模型

当电路中存在环流时,电源和电容被短路,环流会在电感,续流二极管,等效电阻以及开关管中流动<sup>[7]</sup>。这里假设  $T_1$  和  $T_4$  延后关断,那么  $VD_2$  和  $VD_3$  会导通续流,图 1 等效电路如图 10 所示。图中,  $R_L$  为电感内阻,  $R_1$  为开关管  $T_1$  内阻,  $R_2$  为二极管  $VD_2$  内阻,  $R_3$  为二极管  $VD_3$  内阻,  $R_4$  为开关管  $T_4$  内阻,  $T_1$  和  $VD_2$  的电流为  $i_2$ ,  $T_4$  和  $VD_3$  的电流为  $i_3$ , 电感电流为  $i_L$ 。由等效电路可知

$$R_{eq} = \frac{(R_1 + R_2)(R_3 + R_4)}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4} \quad (9)$$

列回路 KVL 方程

$$L_p \frac{di_L}{dt} + i_L (R_L + R_{eq}) = 0 \quad (10)$$

可得

$$i_L = i_0 e^{-(R_L + R_{eq})/L_p t} \quad (11)$$

那么

$$i_1 = k i_L \quad (12)$$

其中

$$k = \frac{R_3 + R_4}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4} \quad (13)$$

对此环流模型进行 Matlab 仿真,仿真参数选取:  $R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = 0.001 \Omega$ ,  $R_L = 0.25 \Omega$ ,  $i_L = 30.8 \mu\text{H}$ ,  $i_0 = 36.2 \text{ A}$ , 可计算出等效电阻  $R_{eq} = 0.001 \Omega$ 。仿真得开关管电流如图 11 所示。

由曲线可知,当电路产生环流时,开关管中的电流约为  $17.9 \text{ A}$ ,而正常工作的电流约为  $2 \text{ A}$ ,即开关管

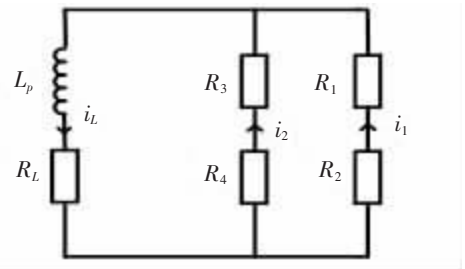


图 10 等效电路图

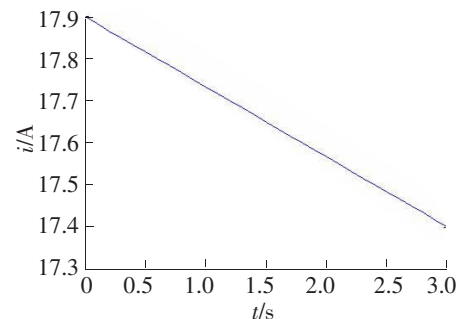


图 11 开关管电流变化曲线

中的电流将变化为正常工作时的 8~9 倍,对开关管产生极大的损害。所以,人们提出相关方法来抑制环流。

### 5.3 环流抑制方法

目前,环流抑制主要应用在电机的调速装置中,另外,也有学者研究不间断电源 UPS 中环流的产生和抑制,并取得一定成果。结合国内外学者的研究成果,总结出环流抑制的 2 种主要方法。一种是依靠主电路的结构去抑制,该方法是通过硬件设计去阻断环流通路,使之与主电路断开,可有效地解决回路环流问题。但该方法也有一定的弊端,使得电路硬件成本增加,且出现电流断续情况。另一种是通过软件编程去抑制环流的产生,该方法采用先进的控制策略,通过控制主电路主动抑制环流,是一种经济可靠的方法,本文采用该方法抑制环流的危害。可以通过控制信号相位补偿对驱动信号进行调节,即通过提前一角度  $\theta$  开通开关管可对延时信号进行补偿,从而保证谐振回零时切换开关管,实现软开关,且环流危害降为最小。其中  $\theta$  可由下式确定

$$\theta = 2\pi f t_d \quad (14)$$

$\theta$  的大小由开关频率和关断延时时间确定。

因此,只要检测出二极管续流时间就可求得环流时间。目前,信号处理器 DSP 功能强大,具有可靠的频率捕获能力,采用 DSP 可以方便且精确地求得环流持续时间<sup>[8]</sup>。在频率  $f$  和关断时间  $t_d$  都已知的情况下,带入公式(14)便可求得延时角,从而抑制环流。

## 6 结论

采用能量的观点分析了谐振变换电路的软切换过程,运用能量补充的方法对储能原件进行充电以维持振荡,使电路实现软开关,损耗降为最小。此外,还介绍了环流的危害和抑制措施,并搭建仿真模型对环流进行仿真。本文的分析思路基本可以克服传统方法对谐振电路分析的缺陷,在不改变拓扑结构的前提下,实现开关管的软化,极大地拓宽了对谐振软切换技术的研究手段。

## 参 考 文 献

- [1]李永东. 现代电力电子学原理及应用[M]. 北京:电子工业出版社,2011.
- [2]王琳. 大功率变频电源并联控制技术的研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨理工大学,2012.
- [3]Alsharqawi A. Batarseh I. Geeneralized State - plane Analysis of Soft - switching DC - DC Converters[J]. IEEE International Symposium on Cricuits and Systems,2002,5:521-524.
- [4]王聪. 软开关功率变换器及其应用[M]. 北京:科学出版社,2000.
- [5]蔡宣三,龚绍文. 高频功率电子学[M]. 北京:中国水利水电出版社,2009.
- [6]王新民. 直接变频调速系统中的环流抑制[J]. 冶金自动化,1994,18(4):38-40.
- [7]夏尔宏,杨世兴. 逻辑无环流可逆调速数字控制系统设计[J]. 制造业自动化,2005,27:506-508.
- [8]邹彦. DSP 原理及应用[M]. 北京:电子工业出版社,2012.

## Research on Energy Analysis of a Soft Switching Scheme for Harmonic

He Wei, Zhang Fusheng, Niu Yingzan, Luo Shuai

(School of electrical and electronic engineering, Shijiazhuang Railway University, Shijiazhuang 050043,China)

**Abstract:** A new type of parallel resonant soft switching topology is designed in this paper. The working principle of resonant soft switching is introduced, and an energy supplement model is established. It is concluded that if switching tube is to go through zero periodically and achieve soft switching, the loss in the loop must be supplemented to maintain the conclusion of oscillation. Reasonable design of the switch tube, energy for the energy storage elements to maintain the shock, can create a zero voltage interval for the inverse bridge, so as to achieve soft switching.

**Key words:** soft switch; energy; resonance; soft cut

# 基于 GA-BP 和小波-SVM 算法的 风电场短期功率预测

陈祖成<sup>1,2</sup>, 王硕禾<sup>1,3</sup>, 赵绍策<sup>1</sup>, 刘治聪<sup>1</sup>, 王 刚<sup>1</sup>

(1. 石家庄铁道大学 电气与工程学院, 河北 石家庄 050043; 2. 天津市市政工程设计研究院, 天津 300380;  
3. 河北省分布式能源应用技术创新中心, 河北 石家庄 050043)

**摘要:** 风力发电过程中的功率预测问题是制约风力发电发展的重要因素。针对单一传统神经网络易陷入局部最优的问题, 提出了利用信息熵原理把遗传算法优化的 BP 网络和小波-支持向量机 2 种算法进行组合预测, 结合华北某风电场提供的历史功率数据和数值天气预报数据对未来 48 h 功率进行预测, 仿真结果表明, 该组合预测方法的预测精度比单一预测模型的预测精度高, 效率高, 具有一定实用价值。

**关键词:** 风电场功率预测; 遗传算法; 小波-SVM; 信息熵

**中图分类号:** TM614 **文献标志码:** A **文章编号:** 2095-0373(2020)01-0104-06

## 0 引言

风力发电的功率预测和传统能源发电有着较大的不同, 影响风功率的主要因素是天气预报的准确性, 风速和风向的变化都可能导致风电场发电功率的变化<sup>[1]</sup>。这导致了风功率的准确预报有着一定的难度。

对于风电场功率预测, 国内不少学者做了研究, 李莉等<sup>[2]</sup>运用 CFD 流场理论对风速进行了预测, 得到的风速数据与实际相比较有着较理想的效果。杨锡运等<sup>[3]</sup>基于相似数据并运用支持向量机的方法对风速进行短期预测, 与实际较为贴近。周世琼等<sup>[4]</sup>运用自回归滑动平均模型对风速进行预测, 较能反应实际风速情况。在功率预测上, 黄俊生<sup>[5]</sup>运用支持向量机与小波变换的方法对风功率进行了有效预测, 与实际风功率的误差较小。彭怀午等<sup>[6]</sup>和杨晓祥<sup>[7]</sup>分别用人工神经网络的方法对风电场发电功率进行了预测, 得到了较为理想的效果。本文采用组合预测方法对风电场功率进行短期预测。

所收集的数据来自华北某风电场, 具体包括历史功率数据和数值天气预报数据, 数值天气预报数据包括风速、风向、温度和湿度 4 个因子。首先将收集到的数据经过预处理, 剔除坏值点、保证完整性, 然后再通过 mapminmax 函数进行归一化, 消除因数据本身量纲等因素对输入向量所带来的影响, 提高预测精度。然后将数据作为模型的输入, 输入到小波-SVM 网络, 遗传神经网络模型之中, 得到 2 种预测算法的预测结果。根据得到的预测结果, 通过最大信息熵原理, 求取各种算法的权重系数, 将权重系数与对应的预测结果相乘得到最终预测结果, 预测效果明显变好。

## 1 GA-BP 网络预测模型

遗传算法是美国密歇根大学约翰·霍兰德(John Holland)教授提出的。该算法是在综合考虑了遗传

收稿日期: 2018-06-26 责任编辑: 车轩玉 DOI: 10.13319/j.cnki.sjztdxxb.20180626003

基金项目: 天津市科技局科技攻关项目(19YFZGQY00040); 河北省分布式能源应用技术创新中心资助项目(SG20182050)

作者简介: 陈祖成(1991—), 男, 硕士研究生, 研究方向为电力系统的自动化。E-mail: 1225286542@qq.com

陈祖成, 王硕禾, 赵绍策, 等. 基于 GA-BP 和小波-SVM 算法的风电场短期功率预测[J]. 石家庄铁道大学学报: 自然科学版, 2020, 33(1): 104-109.

与进化理论的成因之后,形成并行随机搜索最优化的方法。其将引入自然界的生存法则来作为寻优的尺度,通过对上一代种群的选择、交叉互换、变异来寻找适应度最好的个体,该个体较之前的个体具有良好的表现,可以较好地优化相应的系数。

遗传算法优化的 BP 神经网络主要包括 3 个部分,分别是初始化神经网络模型、相应系数的优化、神经网络的预测。根据输入与输出量的维度来判断输入节点数,输出节点数,并通过相应的经验来确定隐含层的节点数、将权重与阈值进行遗传算法的优化,最终得到适应度最好的个体、通过初始化后的网络和遗传算法优化后得到的个体对测试集数据进行预测并得到预测结果。

遗传算法优化的 BP 神经网络主要以下这 5 个部分进行预测得到适应度最好的个体。

(1)种群的初始化。每个个体的编码是根据输入层到隐含层之间的连接权重、阈值以及隐含层到输出层之间的权重与阈值组成的,根据网络的结构即可以唯一确定该网络。

(2)适应度函数。适应度函数( $f$ )即通过网络上一步确定的权重与阈值进行下一步计算得出的预测值( $O_k$ )与实际值( $Y_k$ )的绝对误差值

$$f = \sum_{k=1}^n abs(Y_k - O_k) \quad (1)$$

(3)选择。根据俄罗斯转盘赌的原理,按照误差比例的大小来绝对选择的概率

$$P_k = \frac{1}{f_k \sum_{k=1}^n 1/f_k} \quad (2)$$

(4)交叉互换。按照个体的编码,采用蒙特卡洛方法对编码数列进行交叉互换

$$a_{ij} = a_{ij} (1 - r) + a_{ij} r \quad (3)$$

式中, $r = \text{rand}(0, 1)$ 。

(5)变异。按照生物学变异原理对编码上的数值进行一定的变异可能会使下一代种群中产生性质优良的个体,对于网络训练也可能会出现优良的权值与阈值,提高预测结果的精度。

$$a_{jk} = \begin{cases} \frac{(a_{jk} + (a_{jk} - a_{\max}))r}{(1 - g/G_{\max})^2} & r > 0.5 \\ \frac{(a_{jk} + (a_{\min} - a_{jk}))r}{(1 - g/G_{\max})^2} & r \leq 0.5 \end{cases} \quad (4)$$

式中, $g$  为当前迭代次数; $G_{\max}$  为最大进化代数; $a_{\max}$  和  $a_{\min}$  分别为基因上下界<sup>[8-9]</sup>。

在运用前面算法介绍的基础之上,对华北某风电场 2017 年 06 月 01 日~10 日每隔 15 min 取一个气象条件数值和功率数值进行发电功率的短期预测。为了提高神经网络预测的泛化能力,故将数据分成 2 个部分即 06 月 01~08 日作为数据的训练集,06 月 09 日~06 月 10 日为测试集。对网络所有数据都要进行归一化处理。训练完成之后,对数据进行反归一化处理,得到最终的预测数据,根据预测数据与实际数据比较结果,可以进行误差分析和不确定度分析。

首先将遗传神经网络初始化处理,网络的拓扑结构同 BP 神经网络的相同,权值可以达到 60 个,阈值为 11 个,遗传算法的个体编码长度为 71 个。同时设置种群规模为 10,进化次数为 50 代,交叉互换的概率为 0.3,变异的概率为 0.1。将数据输入遗传神经网络,根据遗传算法的计算原理,将权重系数与阈值进行遗传变异操作,最终得到适应度最好的一组权重系数与阈值的种群个体。将此个体带入测试集数据并与实际值做比较,训练过程与训练结果如图 1、图 2 所示。

经过遗传神经网络的训练之后,均方根误差为 3.810,决定系数为 0.981,最大绝对误差为 6.19,平均绝对误差为 2.48,准确率为 95.1%,合格率为 95.8%。对单纯的 BP 神经网络而言,在最大绝对误差、均方根误差,决定系数与准确率上面有了较大的提升,在计算时间上比传统神经网络要快很多,且误差指标在传统神经网络的基础上稳中有升,是一种较好的、值得推广借鉴的预测方法。



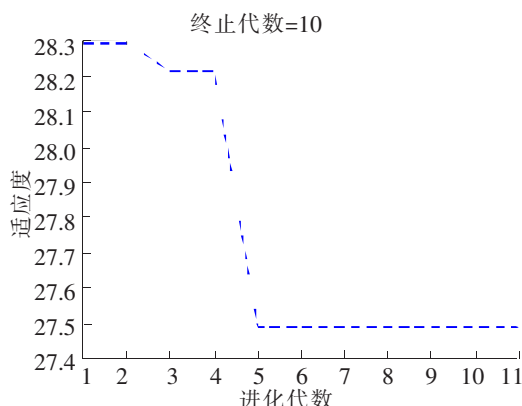


图 1 适应度曲线

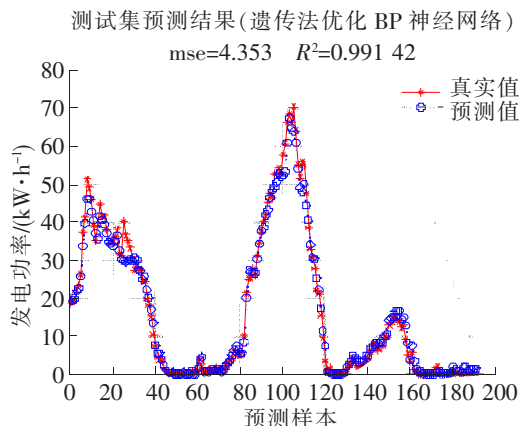


图 2 功率预测曲线

## 2 小波-SVM 网络预测模型

### 2.1 小波-SVM 原理

小波变换是一种对信号时间-尺度的分析方法,通过将信号在不同尺度进行细化分析,最终去除噪声信号的分析方法,有效地表现信号原始状态的一种标准形式。与经典的支持向量机原理不同,在对信号进行分解之后,通过采用合适的阈值,将信号中的噪声滤除后,输入到 SVM 训练模型之中,得到网络的预测输出。

小波-SVM 模型主要由小波的分解,阈值的选择与滤波 2 个环节组成。

#### 2.1.1 小波的分解

假设  $\zeta(t) \in L^2(r)$  的傅里叶变换为  $\hat{\zeta}\omega$ ,  $\hat{\zeta}\omega$  满足完全重构的允许条件。此时可以称  $\zeta(t)$  是一个小波函数,对于任意的函数  $f(t) \in L^2(R)$  时,对原函数进行小波变换的公式为

$$W_f(a, b) = |a|^{-\frac{1}{2}} \int_R f(t) \zeta\left(\frac{t-b}{a}\right) dt \quad (5)$$

其重构公式为

$$f(t) = \frac{1}{C_\varphi} \int_R \int_R \frac{1}{a^2} W_f(a, b) \zeta\left(\frac{t-b}{a}\right) da db \quad (6)$$

在小波函数的选择上,本设计采用 Daubechies 小波,该小波没有显性表达式,但是其在时域上是有限支撑且其与整数位移正交归一,使该小波在风功率预测上面有着优异的性能。

#### 2.1.2 阈值的选择与滤波

经过分解之后的小波信号存在着一定的噪音,应通过选择合适的阈值对噪音信号进行滤除。Donoho 提出了 VisuShrink 方法,维数较大的情况下,该方法可以给出最优阈值,Donoho 给出了证明在大量风险函数下可以获得近似理想的去噪效果。

$$T = \sigma_n \sqrt{2 \ln N} \quad (7)$$

式中,  $\sigma_n$  为噪声信号的标准差;  $N$  为信号长度<sup>[10-12]</sup>。

### 2.2 小波-SVM 预测

将风速,风向,温度,湿度数据,运用 Db8 小波分解成 3 个低频分量和 3 个高频分量后,采取通用阈值法并设计相应滤波器去噪。后分别经过小波处理过的每个高频或低频分量输入到 SVM 训练模型中进行计算,通过网格搜索使  $c, g$  2 个参数分别在  $-10$  到  $10$  之间步长为  $0.5$  搜索粗略的  $c, g$  值后,再以步长为  $0.05$  精确搜索  $c, g$  值,最终得到最优的  $c, g$  值。如图 3、图 4 是经过网格搜索得到  $c = 1.802 5, g = 0.341 51$  的最优  $c, g$  值以及等误差带为  $0.005$  的误差等高线图。

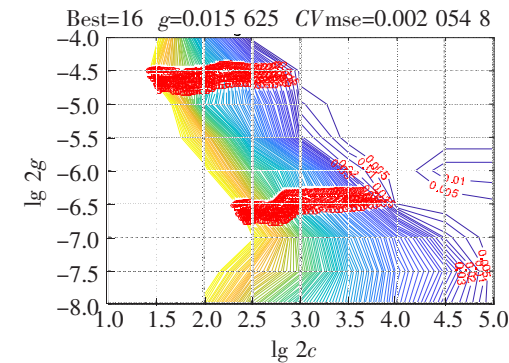


图 3 SVR 参数选择等高线图

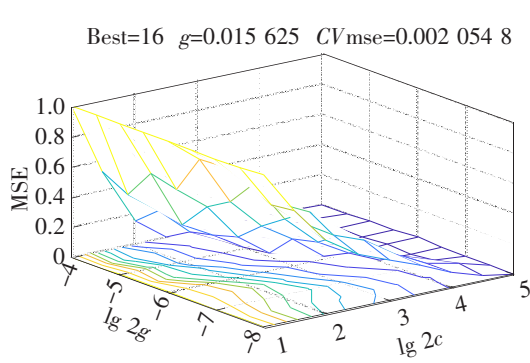


图 4 SVR 参数选择 3D 图

将得到最优的  $c$ 、 $g$  值输入到 SVM 训练模型之中,得到网络最后的预测值如图 5 和图 6 所示。

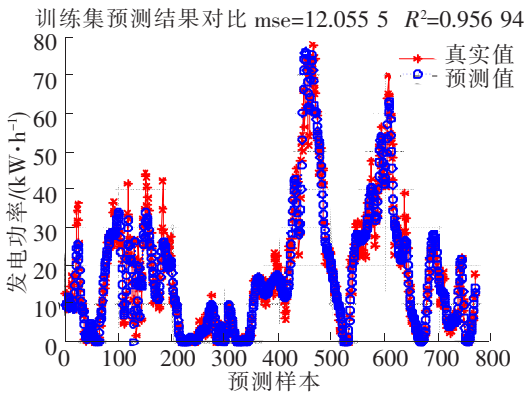


图 5 训练集功率预测曲线

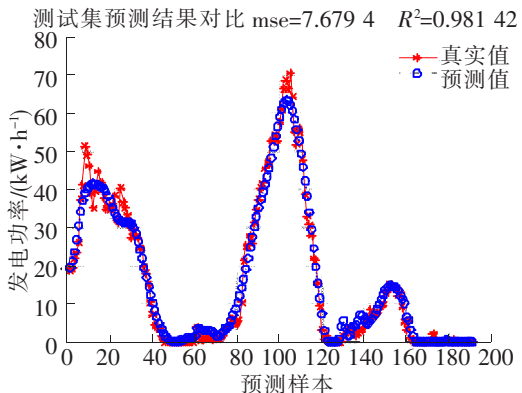


图 6 测试集功率预测曲线

小波-SVM 测试集的均方根误差为 15.569, 决定系数为 0.967, 最大绝对误差为 6.45, 平均绝对误差为 2.59, 准确率为 94.8%, 合格率为 95.6%。通过预测结果发现经过小波变换后的数据比较圆滑, 几乎没有毛刺和噪声信号, 这是比支持向量机的预测效果好的地方。然而风速是一个具有较大随机性的量, 小波变换滤波过后可能把短时间内的风速量去除掉, 这也是其误差系数都较 SVM 模型较低的原因之一。虽然小波-SVM 在训练效果上逊色于 SVM 模型, 但若是在网络输入出现一定的偏差, 气象预报数据出现偏差时, 小波-SVM 可以将网络的噪声通过阈值信号去除, 更好地还原风速以及天气情况下有着较好的适用情况。将上述 2 种方法的预测结果列于表 1。

表 1 GA-BP 网络和小波-SVM 预测结果

| 预测方法   | 决定系数  | 均方根误差  | 最大绝对误差 | 平均绝对误差 | 准确率/% | 合格率/% |
|--------|-------|--------|--------|--------|-------|-------|
| 小波-SVM | 0.967 | 15.569 | 6.45   | 2.59   | 94.8  | 95.6  |
| GA-BP  | 0.98  | 13.810 | 6.19   | 2.48   | 95.1  | 95.8  |

由预测结果分析得 2 种预测方法各有优点, 小波-SVM 算法的去噪效果更好, 遗传神经网络的拟合效果更好, 所以决定系数更高。如果把 2 种方法进行组合各取其优点, 那么预测效果一定会更好。本文采用最大信息熵原理的方法将 2 种算法组合, 进行风电场短期功率预测。

3 基于最大信息熵原理组合预测模型

3.1 最大信息熵原理

最大信息熵原理是 E. T. Jahnas 提出的在对于只掌握未知分布数据的一部分特性时, 而对这些分布最不确定、最随机的一种推断就是对数据的一种最准确的推断的思路衍变而来。对于离散序列, 信息熵

$$H(p) = \sum_{i=1}^n p_i \ln p_i$$

(8)

式中,  $p_i$  为每种预测方法的权重;  $n$  为预测方法的种类。所谓最大信息熵原理, 就是要解出式(8)的一个最大值。根据 E. T. Jahnas 的理论证明, 必须选择一种无偏估计才能满足信息熵的最大。所以式(8)有 2 个约束条件

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n p_i = 1 & 0 \leq p_i \leq 1 \\ \sum_{i=1}^n \sigma_i p_i = E(\sigma_i) \end{cases} \quad (9)$$

式中,  $\sigma_i$  为等式的二阶中心距<sup>[13-15]</sup>在满足上述 2 个等式的条件下, 求解出  $H(p)$  的最大值,  $p$  所对应的值即为每种预测方法的权重系数, 将每种权重系数与对应的单一预测方法的值相乘再相加后即可得最终运用最大信息熵原理的组合预测数值。

组合预测结果如表 2。

表 2 组合预测结果

|      | 决定系数  | 均方根误差 | 最大绝对误差 | 平均绝对误差 | 准确率/% | 合格率/% |
|------|-------|-------|--------|--------|-------|-------|
| 组合预测 | 0.993 | 5.224 | 4.42   | 2.33   | 95.9  | 96.4  |

组合预测结果的均方根误差为 5.224, 决定系数为 0.993, 最大绝对误差为 4.42, 平均绝对误差为 2.33, 准确率为 95.9%, 合格率为 96.4%, 将 2 种预测方法的优点进行组合预测, 得到了更好的预测效果, 可以作为最终预测结果来指导生产生活实践, 为风电场的短期规划作出相应的调整。

根据上述算法计算出的预测值加载到新的工作区之中, 根据目标函数与约束条件确定函数, 运用 Matlab 内置的求解非线性函数来求解函数的最大值点。

运用上述函数计算得到组合预测的权重, 根据权重系数得到最终的预测值如图 7 所示。

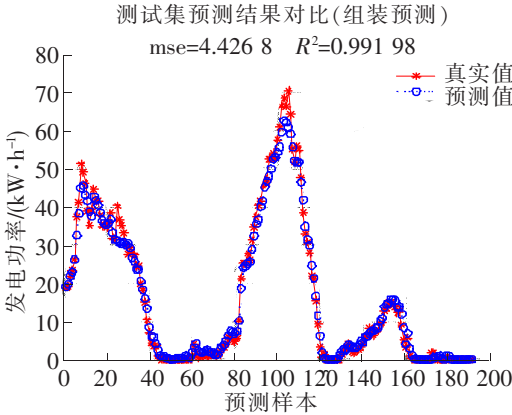


图 7 功率预测曲线

3.2 不确定度分析

对于每一时刻的风功率的确定数值, 在实际情况中是有一些偏差存在导致有一些差别, 所以对风功率系统做不确定度分析可以更好地指导风电场的发电功率。根据已经得到组合预测的风功率数值, 将每一点的预测值与真实值做差值得到每一时刻的误差。画出上述误差值的概率密度曲线, 运用假设检验的方法确定误差的分布规律, 根据分布规律确定误差情况, 确定不确定度。根据组合预测得到的预测值与实际功率的差值得到的误差值做概率密度函数, 得到概率密度, 对此概率密度曲线拟合得到表达式, 求出上 5%分位数和下 5%分位数的数值, 即可确定在显著性水平为 10%的情况下, 预测的不确定度水平。如图 8 是误差概率密度函数以及拟合出的曲线, 图 9 为分布函数曲线, 对分布函数曲线积分可知下 5%分位数值为 -3.19, 上 5%分位数为 3.84, 在 10%的显著性水平之下, 预测风电场发电功率的不确定度为  $[-3.19, 3.84]$ 。

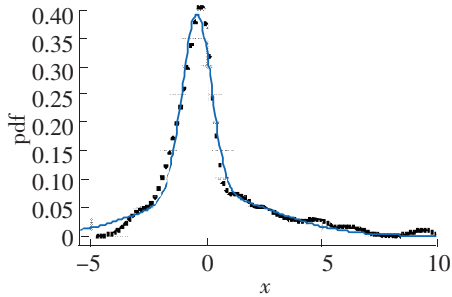


图 8 误差概率密度曲线

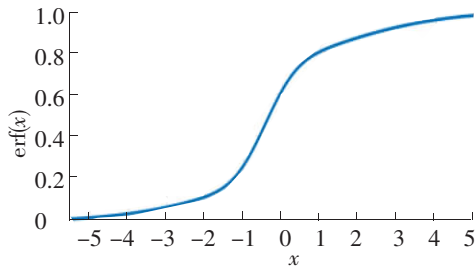


图 9 误差分布函数曲线

## 4 结束语

风电场功率预测是近些年学者们的研究热门话题。本文采用的是遗传算法优化的 BP 神经网络和小波-SVM 模型对华北某风电场进行短期功率预测,该算法的仿真结果证明组合预测的精度要高于对应的 2 种单一预测模型的预测精度;该算法的实现需要历史数据的支持,所以不适用新建风电场的功率预测;该算法利用了数值天气预报数据的信息,所以整体预测效果和各点的预测效果都较好。该方法整体较简单,预测精度高,效率快,对计算机性能要求低,适用广泛。

## 参 考 文 献

- [1]雷亚洲,王伟胜,印永华,风电对电力系统运行的价值分析[J]. 电网技术, 2002(5): 10-14.
- [2]李莉,刘永前,杨勇平,基于 CFD 流场与计算的短期风速预测方法[J]. 中国机电工程学报, 2013, 33(7): 27-32.
- [3]杨锡运,孙宝君,张新房,基于相似数据的支持向量机风速预测[J]. 中国机电工程学报, 2012, 32(4): 35-41.
- [4]周世琼,康龙云,张彦宁,基于 Matlab 系统辨识工具箱的风信号预测[J]. 太阳能学报, 2008, 29(4): 417-420.
- [5]黄俊生. 基于小波变换与支持向量机的风功率预测[D]. 济南:山东大学,2012.
- [6]彭怀午,刘方锐,杨晓峰,基于人工神经网络的风电场短期功率预测[J]. 太阳能学报, 2011, 32(8): 1245-1250.
- [7]杨晓祥. 基于人工神经网络的风电场功率短期预测应用研究[D]. 银川:宁夏大学,2013.
- [8]吴陈,王和杰. 基于改进的自适应遗传算法优化 BP 神经网络[J]. 电子设计工程, 2016, 24(24): 29-32, 37.
- [9]汪怡. 基于改进的遗传算法的部分气象要素预测[D]. 南京:南京信息工程大学,2013.
- [10]刘红柳,杨茂. 基于小波变换和支持向量机的风电功率爬坡事件识别与预测[J]. 东北电力大学学报, 2016, 36(6): 30-35.
- [11]张政国,吴艾玲. 最小二乘小波支持向量机在电力负荷预测中的应用[J]. 兰州交通大学学报, 2016, 35(4): 65-71.
- [12]李霄. 基于提升小波和最小二乘支持向量机的风电功率预测[D]. 上海:上海交通大学,2015.
- [13]肖峻,张璇,张婷,林立鹏. 应用信息熵原理的多路径负荷预测协同方法[J]. 电力系统及其自动化学报, 2013, 25(02): 42-47.
- [14]朱成骐,孙宏斌,张伯明. 基于最大信息熵原理的短期负荷预测综合模型[J]. 中国电机工程学报, 2005(19): 1-6.
- [15]汪小龙,袁志发,郭满才,宋世德,张全启,包振民. 最大信息熵原理与群体遗传平衡[J]. 遗传学报, 2002(6): 562-564.

## Short-term Power Forecasting of Wind Farms Based on GA-BP and Wavelet -SVM Algorithm

Chen Zucheng<sup>1,2</sup>, Wang Shuohe<sup>1,3</sup>, Zhao Shaoce<sup>1</sup>, Liu Zhicong<sup>1</sup>, Wang Gang<sup>1</sup>

(1. School of Electrical and Electronic Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China;

2. Tianjin Municipal Engineering Design and Research Institute, Tianjin 300380, China;

3. Hebei Distributed Energy Application Technology Innovation Center, Shijiazhuang 050043, China)

**Abstract:** The power prediction problem in wind power generation is an important factor that restricts the development of wind power generation. Aiming at the problem that a single traditional neural network is easy to fall into local optimum, this paper proposes a combination of BP neural network optimized by genetic algorithm and wavelet-SVM algorithm based on information entropy principle, to predict the future 48 h power combining with historical power data and numerical weather forecast data provided by a wind farm in North China. The simulation results show that the combined forecasting method has higher forecasting accuracy and higher efficiency than the single forecasting model, and has certain practical value.

**Key words:** wind farm power prediction; genetic algorithm; wavelet -SVM; information entropy

# 基于 SURF 和 FLANN 算法的 变电所仪表定位与读数识别

巩方超<sup>1,2</sup>, 王硕禾<sup>1</sup>, 周启斌<sup>3</sup>, 韩 帅<sup>1</sup>, 巩思洋<sup>4</sup>

(1. 石家庄铁道大学 电气与电子工程学院, 河北 石家庄 050043; 2. 威海海洋职业学院, 山东 威海 264300;

3. 中铁电气化局集团有限公司设计研究院, 北京 100071; 4. 烟台市龙口公路管理局, 山东 烟台 265700)

**摘要:**为了实现变电所指针仪表的自动定位与读数识别,建立了自动图像识别系统,并对采用的 SURF、FLANN、累计概率霍夫变换等算法进行研究。首先针对基本 SURF 算法在目标设备检测中的精度问题,提出了 SURF 联合 FLANN 的交叉验证算法。接着,利用透视变换选定目标区域。最后利用 LOG 变换对目标区域图像进行增强并利用累计概率霍夫变换对仪表指针进行检测。实验结果表明:角度识别检测误差范围小于 3%。在保证运算速度的基础上提高了特征匹配精度、指针识别的精度与鲁棒性。

**关键词:**机器视觉;SURF + FLANN 算法;透视变换;累计概率霍夫变换

**中图分类号:** TP391.41 **文献标志码:** A **文章编号:** 2095-0373(2020)01-0110-06

随着国家“建设坚强智能电网”的发展目标的提出<sup>[1]</sup>,利用机器视觉技术代替人力巡检已经广泛应用于电力行业。除了传统的遥视系统外,随着电力系统巡检机器人、无人机等移动设备的广泛应用,在处理获取的图像资料时,对检测过程中处理速度、精度、尺度变换、角度变化等也提出了更高要求。因此,提高变电所设备的识别定位的精度和快速、智能分析等具有重要意义。本文对变电站配置的许多指针仪表,如气压表、温度表、油温表、避雷器表在多种巡检环境下的匹配和读数识别问题进行深入应用研究。

基于 SIFT、SURF 的算法,在目标检测中应用广泛,并且广泛应用于电力系统中目标检测与研究中。文献[2]结合 SIFT 算法,经过国内某 500 kV 智能变电站巡检机器人实地测试,在输入图像中匹配提取仪表表盘区域子图像<sup>[2]</sup>,并利用智能机器人能够自动实现对仪表设备的状态识别,此算法精度较高,但速度较慢,不满足实时性要求。SURF 算法<sup>[3-5]</sup>借鉴了 SIFT<sup>[6]</sup>简化近似思想,将 DOH 中的高阶二阶微分模板进行了近似简化,可以采用积分图像计算,实验证明 SURF 算法综合性能优于 SIFT 算法。文献[7]通过模板匹配或椭圆拟合确定仪表表盘在图像中的基本位置及区域范围<sup>[5]</sup>,虽然其算法特定条件下有一定实时性和鲁棒性,但对于移动状态的巡检机器人、无人机系统中采集到的图像不适用。文献[8]提到把刻度作为小段的直线,利用 Hough 变换同时识别指针与刻度,虽然可以保证一定的精度,但对一些多符号、多条纹的干扰的仪表并不适用。另外文献中的减影法对拍摄平面角度要求严格,如果两幅图像角度差异大,则不适合当前多距离多角度图像的分析<sup>[8]</sup>。

本文针对变电所设备匹配的精度与速度问题,采取 SURF + FLANN 结合算法提高特征匹配速度与精度;针对仪表指针识别精度与鲁棒性问题,利用 log 变换对图像增强,结合累计概率霍夫变换对指针进行检测,提高指针识别的精度与鲁棒性。

收稿日期:2018-08-26 责任编辑:车轩玉 DOI:10.13319/j.cnki.sjztdxxxbzrb.20180826001

基金项目:中国铁路总公司科技研究开发计划课题(P2018G006);河北省教育厅重点科研项目(ZD2018217)

作者简介:巩方超(1989—),男,硕士研究生,研究方向为输配电工程、电力网及电力系统。E-mail:1061988366@qq.com

巩方超,王硕禾,周启斌,等.基于 SURF 和 FLANN 算法的变电所仪表定位与读数识别[J].石家庄铁道大学学报:自然科学版,2020,33(1):110-115.



## 1 SURF 算法基本原理

SURF 算法于 2006 年由 Bay 等人提出,在特征检测领域应用广泛。SURF 算法是一种快速的特征匹配算法,不仅具有 SIFT 算法尺度不变、旋转不变的特性(如图 1(a)、图 1(b)),而且运算速度又大大优于 SIFT 算法<sup>[9]</sup>。SURF 算法的实现主要有以下 4 个步骤。

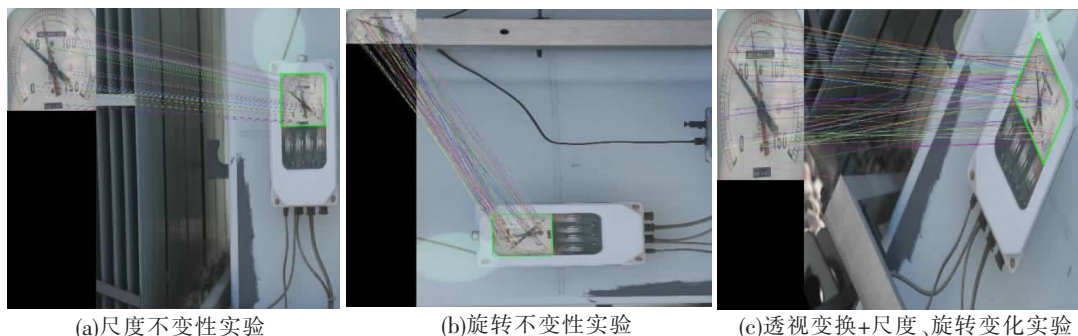


图 1 尺度不变性、旋转不变性、透视变换结果图

(1)特征点检测。利用不同盒子滤波器(Box Filter)建立尺度空间金字塔,应用 Hessian 矩阵检测不同尺度空间的极值点。以  $3 \times 3$  滤波器为例,对该点与邻近的  $3 \times 3 \times 3$  尺度空间进行非极大值抑制,若响应值大于本层 8 个点和上下尺度层的各 9 个点的响应值,则该点为特征点。在图像  $I$  中的点  $x(i, j)$  处,尺度为  $\sigma$  的 Hessian 矩阵  $\mathbf{H}(x, \sigma)$  表示为

$$\mathbf{H}(x, \sigma) = \begin{bmatrix} L_{xx}(x, \sigma) & L_{xy}(x, \sigma) \\ L_{xy}(x, \sigma) & L_{yy}(x, \sigma) \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中,  $L_{xx}(x, \sigma)$  为高斯二阶微分  $\frac{\partial^2}{\partial x^2} g(\sigma)$  在点  $x$  处与图像  $I$  的卷积;  $L_{xy}(x, \sigma)$  和  $L_{yy}(x, \sigma)$  具有类似的含义。Hessian 矩阵判别式的简化形式,推导详见文献[3]。

$$\text{Det}(H_{\text{approx}}) = D_{xx}D_{yy} - (0.912D_{xy})^2 \quad (2)$$

判别式的值是  $\mathbf{H}$  矩阵的特征值,利用判别式的正负,判别该点是否为极值点。

(2)选取特征点主方向。在特征点半径为  $6\sigma$  ( $\sigma$  是该点所在的尺度)内统计  $60^\circ$  扇形区内  $x$  和  $y$  方向的 Haar 小波特征总和,然后一定的间隔旋转扇形区,将响应值最大的那个扇形区方向作为特征点主方向。

(3)生成 SURF 特征描述算子。以特征点为中心,沿主方向将  $20\sigma \times 20\sigma$  的图像划分为  $4 \times 4$  个子块,每个子块利用尺寸  $2\sigma$  的 Harr 模板进行响应值计算<sup>[10]</sup>,然后对响应值进行统计,  $\sum dx$ 、 $\sum |dx|$ 、 $\sum dy$ 、 $\sum |dy|$  形成特征矢量( $dx, dy$  分别表示水平垂直方向的响应)。然后统计子块的响应值,从而得到如式(3)的每个子块矢量,最后形成 64 维特征描述子。

$$V_{\text{子块}} = \left[ \sum dx, \sum |dx|, \sum dy, \sum |dy| \right] \quad (3)$$

(4)特征点匹配。采用最小欧氏距离衡量特征点相似性,将 2 幅图像中描述子进行比较,把距离最近的特征描述子作为最佳匹配。

## 2 针对变电所设备图像处理算法改进与过程优化

### 2.1 设备配准定位优化

#### 2.1.1 结合 FLANN 交叉验证算法的匹配改进

FLANN 实现快速高效匹配(快速最近邻逼近搜索函数库(Fast Approximate Nearest Neighbor Search Library)来解决 SURF 高维特征向量空间中的最近邻搜索问题,由于高维空间的计算量较大,为了提高性能,采用分层 K-均值和多重随机 KD 树。在计算机视觉和机器学习领域中高维特征训练问题是一个复杂性难题,目前最有效的高维数据特征查找常采用 FLANN 最近邻算法<sup>[11]</sup>。



FLANN 中多重随机数采用随机 KD 树算法,KD 树是一棵二叉树,树中存储的是一些  $K$  维数据。在一个  $K$  维数据集合上构建一棵 KD 树代表了对该  $K$  维数据集合空间的一个划分,即树中的每个节点对应了一个  $K$  维超矩形区域。KD 树构造首先在数据集中找到方差最高维度,根据这个最高维度数值将数据集划分为 2 个部分,对符合特征的每个子集进行上述操作,如果当前子集不能再划分时,则该子集中数据的据点将保存在叶子节点;然后建立随机 KD 树,从具有最高方差维度的数据集中选取若干维度用于划分,然后对随机 KD 树进行遍历搜索,其中所有的随机 KD 树将共享一个优先队列。

实验目标图像大小  $4\,368\times2\,912$ ,模板图像大小  $434\times365$ ,本文方法在目标图像缩小至 25%( $1\,092\times728$ )时,Debug 版时间 3.5 s,Release 版时间 0.9 s。本文方法在目标图像缩小至 10%( $437\times292$ )时,Debug 版时间 2.0 s,Release 版时间 0.68 s。一般国内使用的高清图像为( $1\,024\times720\text{ p}$ )、标清图像为( $640\times480$ ),硬件实验平台为 Intel(R) Celeron(R) CPU 1.5 GHz,内存 4 G,Windows7 32 位操作系统,处理器 CPU 是赛扬系列 CPU,主频仅有 1.5 GHz,但在 1 s 内 Release 版仍然可以同时完成模板图像和目标高清图像的特征提取匹配。编程语言采用 C++ 语言,Debug 版为调试版本含有调试信息;Release 版为发布版本代码效率最优。

实验结果如表 1,分析数据可以看出,同大小的图像,SIFT 算法检测出的模板图像和目标图像特征点数最多,描述矩阵维数最大为 128,但耗时最长,约是 SURF 算法的 3 倍,同时内存消耗大;本文改进方法中不仅检测出较多特征点数,还应用交叉验证精匹配筛选剔除了基本 SURF 算法的误匹配点,剔除错误匹配点后使得检测更加精准。匹配交叉验证就是不仅在模板图像到目标图像做符合阈值条件的匹配点配对,在目标图像到模板图像也做符合阈值条件的匹配点配对,选取相互匹配过程中相等的匹配点作为精匹配点,从实际算法处理时间上可以看出,改进方法目标图像缩小 50%时( $2\,184\times1\,456$  仍远大于高清图像的像素要求),Release 版耗时仅仅多耗时 0.1 s。实验结果如图 2。尺度与角度不变性验证如图 1(a)、图 1(b)。

表 1 SIFT、SURF 算法、SURF+FLANN 交叉验证算法实验效果对比

| 算法   | 目标<br>图像大小 | 模板图像特<br>征点检测数 | 目标图像特<br>征点检测数 | 描述矩阵<br>维数 | 粗匹<br>配数 | 交叉验证后<br>精匹配数 | Debug 版<br>耗时/s | Release 版<br>耗时/s |
|------|------------|----------------|----------------|------------|----------|---------------|-----------------|-------------------|
| SIFT | 原图         | 内存耗尽           | —              | —          | —        | —             | —               | —                 |
| SIFT | 小 50%      | 1 324          | 2 189          | 128        | 80       | —             | 24.7            | 6.8               |
| SURF | 原图         | 328            | 1 519          | 64         | 328      | —             | 14.1            | 5.7               |
| SURF | 小 50%      | 328            | 866            | 64         | 328      | —             | 4.9             | 1.8               |
| 本文   | 原图         | 501            | 2 706          | 64         | 501      | 97            | 18.1            | 5.4               |
| 本文   | 小 50%      | 501            | 1 411          | 64         | 501      | 8             | 6.6             | 1.9               |

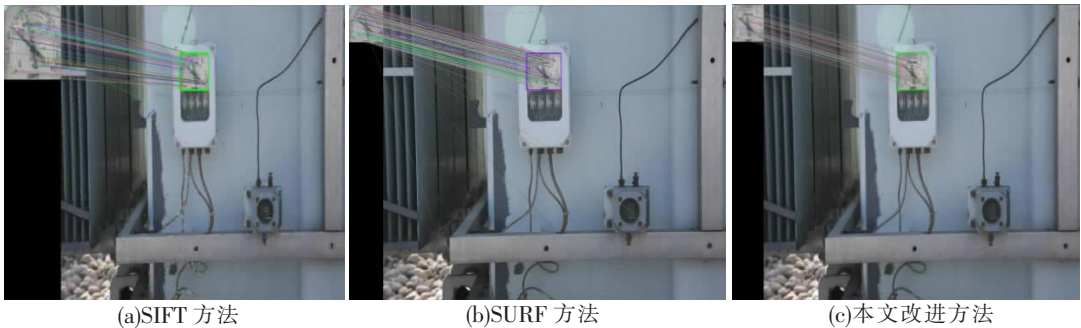


图 2 SIFT、SURF 算法、SURF+FLANN 交叉验证算法目标识别匹配结果

2.1.2 利用透视变换确定目标区域

透视变换(Perspective Transformation)是将图片投影到一个新的视平面(Viewing Plane),也称作投影映射(Projective Mapping)。通用的变换公式为

$$[x', y', w'] = [u, v, w] \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中,  $u, v$  是原始图片左边, 第二项为变换矩阵, 对应得到变换后的图片坐标  $x, y$ , 其中  $x = x'/w', y = y'/w'$ 。寻找透视变换时应用到 opencv 开源视觉库中 findHomography() 函数, 并设置其中基于 RANSAC (“Random Sample Consensus (随机抽样一致)”) 的鲁棒性方法用于计算单应矩阵的方法。也可以应用最小中值鲁棒性方法。透视变换如图 2(c) 所示。

## 2.2 指针识别过程优化

指针识别流程: (1) 对 SURF + FLANN 交叉验证算法匹配的目标仪表图像, 进行 canny 边缘检测。(2) 利用霍夫圆变换进行表盘圆检测、圆心检测, 并筛选符合条件的圆<sup>[12]</sup>。(3) 利用霍夫变换检测并筛选符合条件的直线。(4) 直线归类分组。(5) 根据对应角度映射对应刻度值。

### 2.2.1 对数变换的图像增强

对数变换可以将图像的低灰度值部分扩展, 压缩高灰度值部分, 从而显示出低灰度部分更多的细节, 达到强调图像低灰度部分的目的。通过 log 变换的图像增强可以提高指针检测的鲁棒性。变换公式如下(5),  $r, s$  分别为输入、输出灰度级,  $c$  常数。

$$s = c \cdot \lg(1 + r) \quad r \geq 0 \quad (5)$$

### 2.2.2 累计概率霍夫变换 PPHT

累计概率霍夫变换执行效率很高相比于 HoughLines 函数, 更倾向使用 HoughLinesP 函数。累计概率霍夫变换(PPHT)算法<sup>[13]</sup>是标准霍夫变换(SHT)算法的一个改进, 它在一定的范围内进行霍夫变换, 计算单独线段的方向以及范围, 从而减少计算量, 缩短计算时间。PPHT 因为并不将累加器平面内的所有可能的点累加, 而只是累加其中的一部分, 该想法是如果峰值足够高, 仅用少部分时间去寻找, 从而减少计算时间。

## 3 指针识别实验与分析

实验中以 Visual Studio 2010 + Opencv 计算机视觉的函数库为平台进行算法编程实验, Opencv 中采用了 C++/python 语言函数库, 本文选取 C++ 语言。对 SURF + FLANN 交叉验证算法定位的目标仪表(温度表、油位计)图像进行指针识别。下面对算法改进前后、目标尺度变化 50%、油位计表及整体环境下的实验结果进行分析。

本实验在牵引变电所获取现场图像进行分析。变压器温度仪表型号为 BWY-804A(TH) (量程 0~150°)。通过实验对比分析验证了本文算法的综合性能与良好实际应用性。

图 3(a)~图 3(c) 分别是变压器温度表指针检测原图、改进前检测图、改进后检测图。改进前, 每幅图像都有较多的指针误检测, 背景处理效果也不理想。改进后检测到的线段角度可由 PPHT 函数输出的线段端点与圆心坐标关系计算得到, 程序编写时最好封装 1 个线段类, 以便于计算检测到的指针角度、长度和指针角度与实际表盘面刻度的映射关系。

图 3(a)~图 3(c) 温度表指针检测改进前, 有 1 根指针没有检测出, 漏掉其 2 条边线。指针 1 角度(检测出 2 条)分别为 105°、109°; 指针 2 角度(检测出 3 条)144°、148°、149°; 平均值分别为 107°、147°。图 3(d)~图 3(f) 温度表尺度变化 50% 图, 改进前也有 1 条指针未能检测出, 其中有 1 条检测错误。表的原图尺度变化 50% 时, 指针 1 角度(检测出 2 条)104°、109°; 指针 2 角度(检测出 3 条)144°、148°、149°, 平均值分别为 106.5°、147°, 对应的角度与刻度映射为 30°、72°。与实际指针指示角度相符, 且在一定的尺度变化内也能准确地识别指针。

为了验证该算法的广泛适用性, 本文又选取了变压器用 BWY-803 型温度仪表(量程 0~100°)进行原图与尺度变化后的实验验证。另外对变电所内, YZF3-250 型油位计进行读数识别, 0 位置表示为最低油位, 10 表示为最高油位, 指针若超出 0~10 之间的数字, 就证明进入了油位警戒区(±45°)。

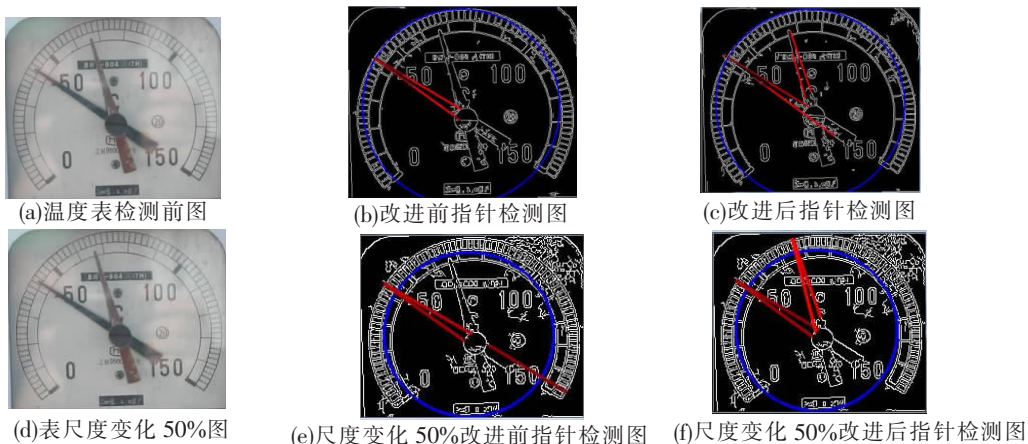


图 3 仪表指针检测图

实验结果如图 4, 下面分析改进后检测到的指针角度变化情况。温度表原图, 指针 1 角度(检测出 2 条)分别为  $28^\circ$ 、 $31^\circ$ ; 指针 2 角度(检测出 3 条)  $145^\circ$ 、 $146^\circ$ 、 $146^\circ$ ; 平均值分别为  $29^\circ$ 、 $145.7^\circ$ 。原图尺度变化 50% 时, 指针 1 角度(检测出 1 条)  $31^\circ$ ; 指针 2 角度(检测出 4 条)  $140^\circ$ 、 $146^\circ$ 、 $146^\circ$ 、 $147^\circ$ , 平均值分别为  $31^\circ$ 、 $144.7^\circ$ 。油表图, 指针角度(检测出 2 条)为  $215^\circ$ 、 $220^\circ$ ; 平均值为  $217.5^\circ$ 。图 4(g) 可以看出整体测试环境下也能较好检测到指针, 验证算法良好的鲁棒性。在霍夫圆检测确定圆心的条件下, 角度识别检测误差范围小于 3%, 对于量程为  $300^\circ$  的仪表映射识别准确率大于 99%, 进行角度与实际刻度映射换算时, 注意水平  $0^\circ$  对应的刻度值, 提前加减相应的角度值, 油位计指针角度为  $217.5^\circ$ , 不在  $\pm 45^\circ$  内属于正常范围。

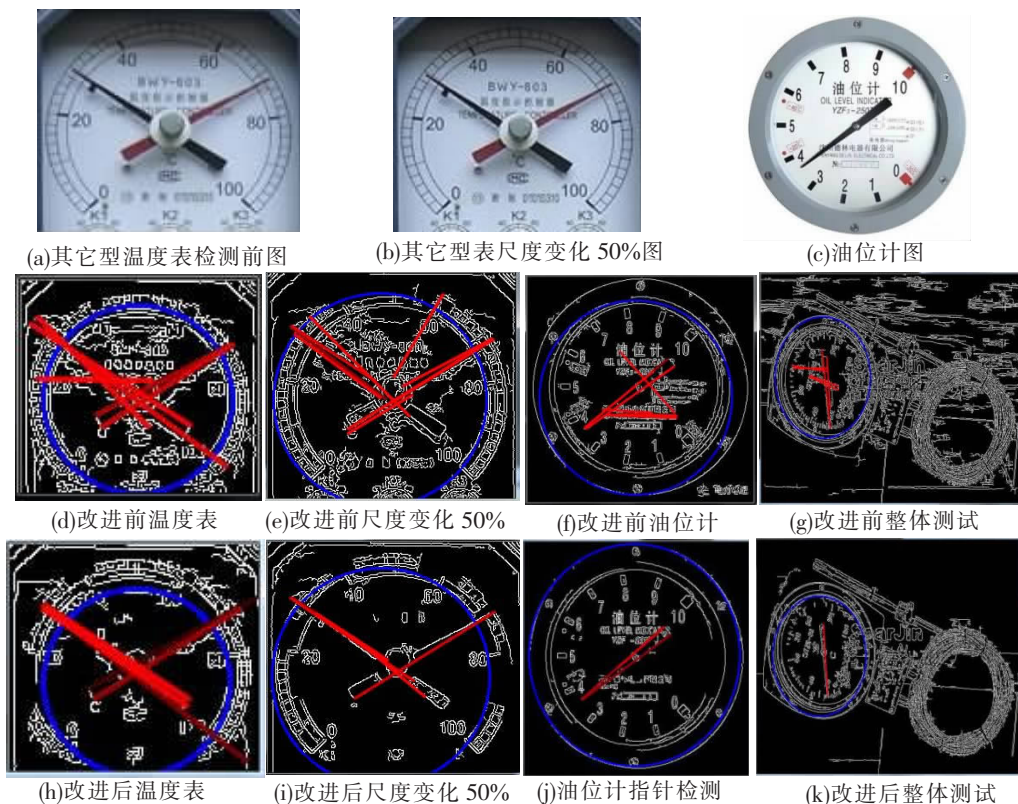


图 4 其他型仪表指针检测图

在文中图像处理算法改进与过程优化中, 重点对耗时较长的设备配准定位算法(SIFT、SURF 算法、SURF + FLANN 交叉验证算法)进行了时间效果比较。在指针识别步骤中, 应用的累计概率霍夫变换(PPHT)算法相对于标准霍夫变换(SHT)算法的效率问题, 在相关参考文献已经给出解释与论证, 且在实际应用中, 其他环节对算法运行时间的影响较小, 并且算法运行时间和 OpenCV 函数库中参数设置相

关,缺乏比较意义,因此未对算法的整体运行时间进行统计。

## 4 结论

本文建立了变电所指针仪表自动图像识别系统,介绍系统各环节使用的主要方法,并利用实际现场图像进行实验,验证了本文算法相比于其他传统算法的匹配准确率更高;系统角度识别检测误差范围小于 3%。基本满足了仪表定位与读数识别的速度与精度要求,具有较好的实际应用价值和研究意义。

## 参 考 文 献

- [1]国家电网公司. 国家电网智能化规划总报告[R]. [S. l]:[s. n.], 2010.
- [2]房桦,蒋涛,李红玉,罗浩,李健,杨国庆. 一种适用于智能变电站巡检机器人的双针仪表读数的识别算法[J]. 山东电力技术,2013(3):9-13,69.
- [3]Vinay A,Vikkram Vasuki,Shreyas Bhat K S. et al. Two dimensionality reduction techniques for SURF based face recognition[J]. Procedia Computer Science,2016,85:370-379.
- [4]Li Junfei,Wang Geng,Li Qiang. Improved SURF detection combined with dual FLANN matching and clustering analysis [J]. Applied Mechanics and Materials,2014, 3207:2792-2796.
- [5]Bay H, Tuytelaars T, Gool L V. SURF: Speeded Up Robust Features[J]. Computer Vision & Image Understanding, 2006, 110(3):404-417.
- [6]Lowe D G. Distinctive image features from scale-invariant keypoints[M]. Holland:Kluwer Academic Publishers, 2004.
- [7]戴亚文,王三武,王晓良. 基于灰度信息的多特征模板匹配法[J]. 电测与仪表,2004(4):56-58.
- [8]何智杰,张彬,金连文. 高精度指针仪表自动读数识别方法[J]. 计算机辅助工程,2006(3):9-12,18.
- [9]李佳,盛业华,张卡,段平. 变圆域罗盘特征图像匹配[J]. 光学精密工程,2014(5):1339-1346.
- [10]陈小丹. 图像配准与拼接技术的研究[D]. 扬州:扬州大学,2013.
- [11]Wang Yaru,Li Hongxin,Wang Longkui. Similar image retrieval using color histogram in HSV space and SIFT descriptor with FLANN[M]. Germany:Springer Berlin Heidelberg,2014.
- [12]Fu Hudai,Wang Hua,Gao Jingang. Multicircle-finding probabilistic hough transform based on incorporating gradient estimations[J]. Advanced Materials Research, 2012,1586:24-28.
- [13]Qiu Shubo. The improved progressive probabilistic hough transform for paper wrinkle detection[C]// IEEE Beijing Section. Proceedings of 2012 IEEE 11th International Conference on Signal Processing(ICSP 2012). Beijing:IEEE Beijing Section,2012.

## Location and Readout Identification of Instrument in Transformer Substation Based on SURF and FLANN Algorithm

Gong Fangchao<sup>1,2</sup>, Wang Shuohe<sup>1</sup>, Zhou Qibin<sup>3</sup>, Han Shuai<sup>1</sup>, Gong Siyang<sup>4</sup>

(1. School of Electrical and Electronic Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China;

2. Weihai Ocean Vocational College, Weihai 264300, China;

3. Design and Research Institute of China Railway Electrification Bureau Group Co., Ltd, Beijing 100071, China;

4. Longkou Highway Administration Bureau of Yantai, Yantai 265700, China)

**Abstract:** In order to realize the automatic location and reading recognition of the pointer meters in substations, an automatic image recognition system has been established, and the SURF, FLANN, and progressive Probabilistic Hough transform (PPHT) algorithms have been studied. First of all, in order to solve the accuracy problem of the basic SURF algorithm in target device detection, a cross validation algorithm based on SURF and FLANN is proposed. Next, the target area is selected using perspective transformation. Finally, the image of target area is enhanced by LOG transform, and the instrument pointer is detected by PPHT. The experiment results show that the detection range of angle identification is less than 3%. The accuracy of feature matching and the accuracy and robustness of pointer recognition are improved on the basis of guaranteeing the speed of operation.

**Key words:** machine vision; SURF + FLANN algorithm; perspective transform; PPHT



# 固体蓄热电锅炉放热过程蓄热体组温降一致性研究

罗 勇, 陈 鹏

(石家庄铁道大学 机械工程学院, 河北 石家庄 050043)

**摘要:**针对固体蓄热电锅炉放热过程存在的蓄热体组温降不一致问题,采用数值模拟和实验测试相结合的方法对某公司生产的240 kW固体蓄热电加热锅炉的配风箱进行了改进,并采用反映各散热风道均匀性的CU值对改进前后配风箱出口流量的均匀性进行了评价。结果表明,对于结构形式极不规则的配风箱,采用设置导流板的措施可以有效提高多通道循环风量的一致性,改进后的配风箱出口流量的CU值较改造前提高了66%。将改进后的配风箱安装在固体蓄热电加热锅炉进行了蓄热体组温度的测定。结果表明,在蓄热锅炉放热过程中,蓄热体组的温降一致性得到了显著的改善。

**关键词:**固体蓄热电锅炉;配风箱;蓄热体温降;实验;数值模拟

**中图分类号:**TK02 **文献标志码:**A **文章编号:**2095-0373(2020)01-0116-06

## 1 前言

随着国家治理雾霾、煤改电供暖政策的推进,煤改电供暖设备的代表产品之一——固体蓄热电锅炉迎来了极大的市场需求。然而,固体蓄热锅炉本身存在的弊病(诸如电热丝或电热管容易烧坏、蓄热锅炉体积庞大等)也得到了业内人士的广泛关注。其中,蓄热锅炉放热过程中出现的蓄热体组温降不一致问题是电加热丝或电加热管烧坏的根源。因此实现蓄热体组放热过程温降一致性问题应引起重视。

固体蓄热电锅炉的典型结构如图1所示,低谷电时段电热丝通电加热使蓄热体的温度升高至750℃左右,非低谷电时段停止加热,借助循环风机以及气水换热器使蓄热体降温并加热循环热水(或其他流体)。初始蓄热结束时蓄热体内各点温度几乎相等,而放热过程中则会因为风道内循环风流速的不同导致蓄热体内温度的不均匀。这样,在下一个蓄热周期内蓄热过程结束时蓄热体内就会存在很大的温差。如果蓄热体温度传感器设置在流速较小的部位,则自控系统达到设定温度时,高流速部位蓄热体的温度将达不到设定温度,从而不能充分发挥蓄热体的蓄热能力。反之,如果传感器设置在流速较大的部位,

则自控系统达到设定温度时,低流速部位蓄热体的温度将会严重超温,从而烧坏电加热丝。由于上述原因,目前许多生产企业大多采用降低蓄热锅炉蓄热温度的方法来保证锅炉运行的可靠性,即通过增加蓄热体的数量、减小蓄热体的有效蓄热温差来保证足够的蓄热量,进而在保证锅炉蓄热量的前提下实现锅炉的可靠运行。这样做不仅增加了蓄热锅炉的成本,而且还增加了锅炉房的基建投资<sup>[1]</sup>。因此,实现固体蓄热锅炉放热过程蓄热体组温降一致性对提高蓄热锅炉的性能至关重要。以某企业生产的240 kW

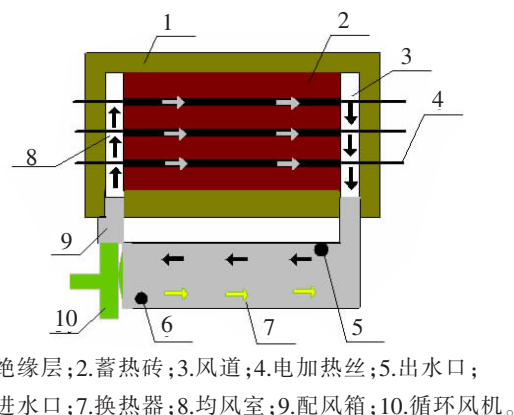


图1 固体蓄热锅炉结构原理

固体蓄热锅炉为例,详细介绍了采用数值模拟与实验相结合的手段完善固体蓄热锅炉性能工程案例,为同类产品的改进提供了有益的参考。

2 原锅炉结构及相关参数测试

2.1 原锅炉配风箱及蓄热体组换热风道结构

原有蓄热锅炉的配风箱及均风室如图 2 所示。循环风机型号为 Y5-47NO. 5。配风箱采用单个导流板将风量平均分配给 2 个支风道,2 个支风道分别连接 2 个均风室,为 2 个独立的蓄热体组模块提供循环风。每个蓄热模块有 60 个截面为 0.03 m×0.135 m、长度为 1.480 m 的换热风道,如图 3 所示。均风室为长方体结构,其几何参数:长×宽×高分别为 0.915 m×0.517 m×2.15 m。由于配风箱的结构复杂,导致 2 个蓄热模块,120 个换热风道的风量极不均匀,运行过程中经常出现电加热丝烧坏故障。

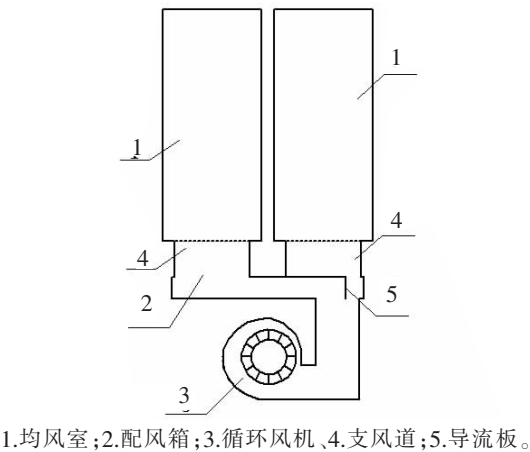


图 2 原有炉型的配风箱及换热通道示意图

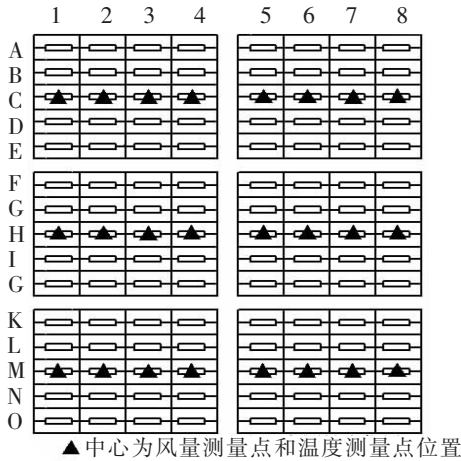


图 3 测点位置及编号对应图

2.2 原锅炉换热风道的流速及蓄热体温度测试

由于锅炉在实际使用过程中,电加热丝烧断的情况时有发生,首先对蓄热体组换热风道的流速进行了测试。2 个蓄热体组的换热风道的分布为 8 列、15 行,如图 3 所示,换热风道的位置采用矩阵的形式表示,如 A3 表示第一行第三列换热风道。

风速测量采用法国 KIMO 风速测量仪(可测量大于 0.1 m/s 的风速)。测量过程风机的频率分别设定为 50.0 Hz、22.9 Hz、10.5 Hz、4.8 Hz 和 2.2 Hz 5 个工况。实验得到的典型风道的出风口风速如图 4 所示。

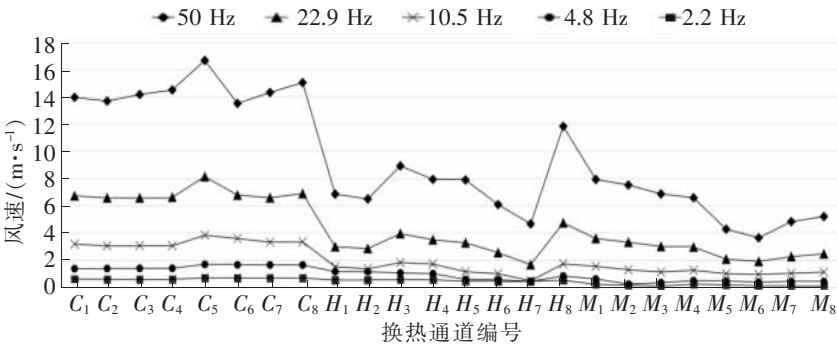


图 4 换热通道风量测量实验结果

从图 4 中可以看出,原有炉型在 5 个运行工况下换热风道的出口风速均存在较大的差异,低频率下运行时风速相差较小,高频率下运行时风速相差很大,对于 50 Hz 的工况而言,最大出风口的风速  $C_5 = 17$  m/s,最小出风口的风速  $M_6 = 2.8$  m/s,相差约 6 倍。



另外,还对锅炉热态的温度进行了测量,图 5 是利用 JK-XU 多路温度巡检仪记录的换热通道  $C_1$ 、 $C_2$ 、 $C_3$ 、 $C_4$ 、 $C_5$ 、 $C_6$ 、 $C_7$ 、 $C_8$ 、 $H_1$ 、 $H_2$ 、 $H_3$ 、 $H_4$ 、 $H_5$ 、 $H_6$ 、 $H_7$ 、 $H_8$ 、 $M_1$ 、 $M_2$ 、 $M_3$ 、 $M_4$ 、 $M_5$ 、 $M_6$ 、 $M_7$ 、 $M_8$  内部 32 h 的温度变化情况。

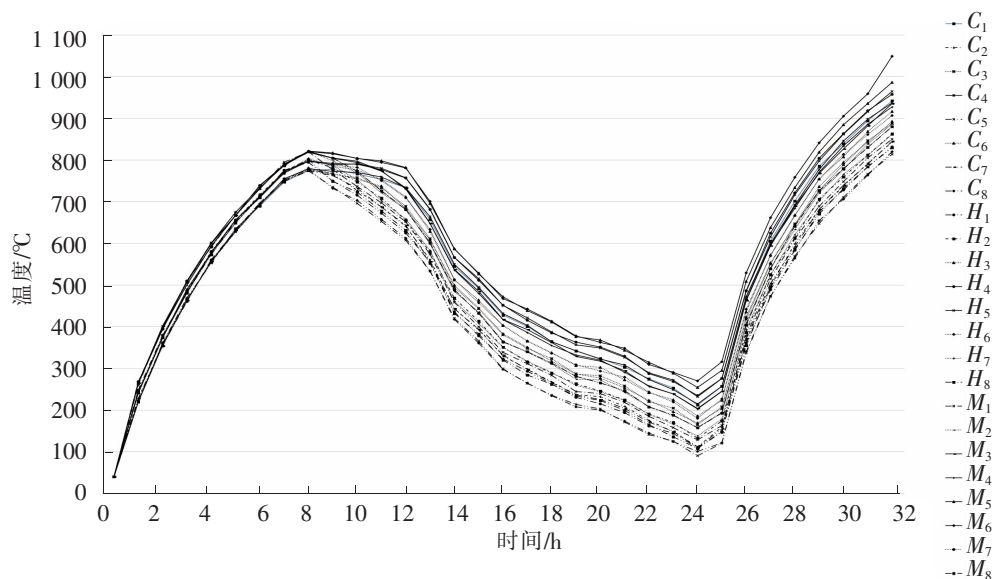


图 5 换热通道温度测量试验结果

从图 5 中可以看出,初次蓄热阶段结束时,蓄热体组的温度基本相等,而初次放热结束时,蓄热体组内部不同点的温度出现了较大的差别。温度最低点  $C_5$  约 90 °C,温度最高点  $M_6$  约 270 °C。第二次蓄热结束时,温度最低点  $C_5$  约 810 °C,而温度最高点  $M_6$  约 1 050 °C。结合锅炉运行的情况发现,电加热丝经常烧断的部位正是风速最小、温度最高的区域。

### 2.3 原锅炉配风箱的数值模拟

配风箱的出口风量是否一致是实现蓄热体换热风道风量一致性的关键。为了分析原锅炉配风箱的空气流动情况,利用 CFD 软件对其流场进行了数值模拟。模型建立及网格划分如图 6 所示。几何建模过程中将左右 2 个出风口分别均分为 4 等分,对 8 个等截面的出风口自左向右分别标记为出口 1、出口 2、…、出口 8。锅炉循环风机型号为 Y-5-47NO. 5,几何建模过程采用了风机的实际几何参数。网格划分采用非结构三角形网格,网格总数为 52 902。

在利用 Fluent 软件进行数值模拟过程中,叶轮的过流部分为旋转区域<sup>[2]</sup>。分别模拟了 304 rad/s、139.02 rad/s、63.742 rad/s、29.1 rad/s 和 13.36 rad/s(对应变频器频率为 50.0 Hz、22.9 Hz、10.5 Hz、4.8 Hz 和 2.2 Hz)5 种运行工况。风道内流体采用标准湍流模型  $k-\epsilon$ ,采用 SIMPLE 算法求解耦合关系,壁面附近采用标准壁面函数。湍流动能、湍流耗散项、动量方程均采用二阶迎风格式离散。进口边界条件为 pressure-inlet,出口边界条件为 pressure-outlet。

图 7、图 8 分别给出了 50 Hz 工况下配风箱的速度矢量图和 8 个出口空气的质量流量图。

从图 7、图 8 可以看出,由于送风道结构极不规则,原设计仅在配风箱内设置了一个导流板,很难使 8 个出风口的风量相等或接近。尤其右侧换热模块出风口,风速极不均匀,出风口 8 的风量几乎占据了右侧出风口的全部风量。这样的结果将会影响右侧蓄热体组内  $x$  方向(水平方向)散热风道风量的均匀性,最终对蓄热体放热过程温降的一致性带来很大的困难。

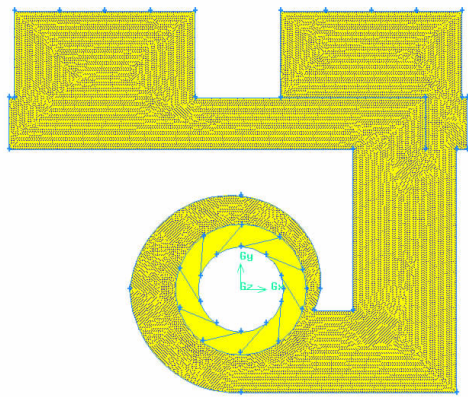


图 6 网格划分示意图

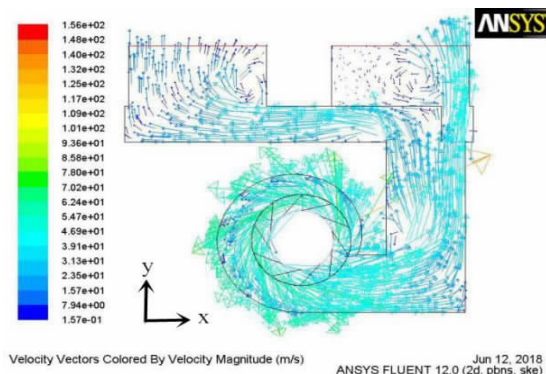


图 7 原锅炉 50 Hz 工况下配风箱速度矢量图

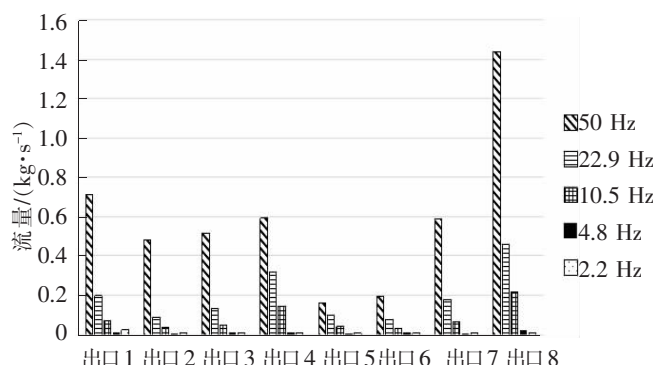


图 8 改进前不同工况下出口 1-8 的流量

### 3 锅炉配风箱的改进

#### 3.1 改进方案

为了实现配风箱 8 个出风口风量相等或接近,在多次数值实验的基础上,提出了图 9 所示的配风箱改进方案,并通过对各导流板角度的多次调整得到了最终的配风箱几何参数。

#### 3.2 改进后配风箱流场数值模拟结果

图 10、图 11 分别给出了配风箱改进后的速度矢量图和出风口风量分布图,通过数值模拟可以得到不同频率下出风口 1-8 的流量分布情况。

由图 10 可以看出,配风箱内部以及 8 个出风口的速度场得到了明显的改善。从图 11 可以看出,相对原配风箱而言,8 个出风口流量的差别已经很小,基本达到了预期的效果。

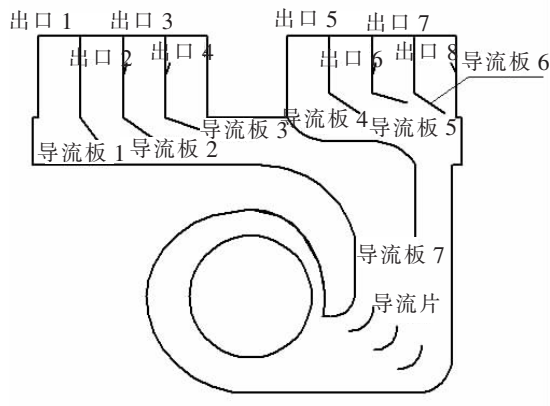


图 9 锅炉配风箱改进方案示意图

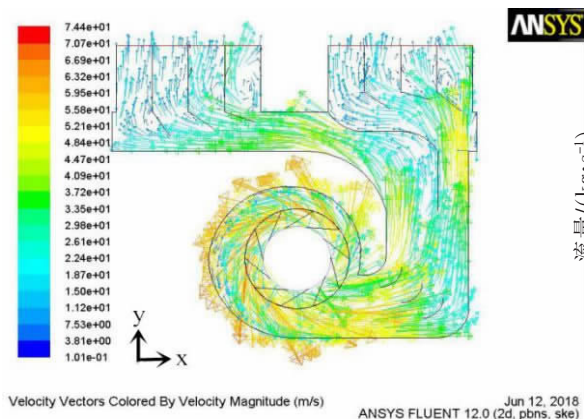


图 10 改进后配风箱 50 Hz 工况下速度矢量图

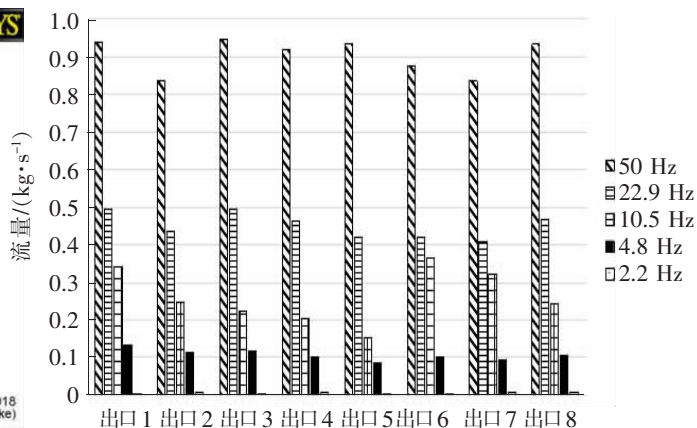


图 11 改进后不同工况下出口 1-8 的流量

#### 3.3 配风箱出风口风速均匀性评价

多通道风量的均匀性可利用出风口 1-8 的风量进行评价,评价方法采用克里斯琴森均匀系数<sup>[3]</sup>

$$CU = \left[ 1 - \frac{\sum_{j=1}^n |q_j - \bar{q}|}{\sum_{j=1}^n q_j} \right] \quad (1)$$

式中,  $q_j$  为  $j$  出口对应的出口流量;  $\bar{q}$  为各出口平均出口风量;  $n$  为设定的出口个数。

显然,  $CU$  值越接近 1, 整个系统的气流组织均匀性越好。通过数值模拟的结果整理得到的配风箱改进前后的相关数据及用于评价出口流量均匀性的  $CU$  值见表 1。

表 1 改进前后配风箱 50 Hz 工况下出口风量均匀性结果

| 状况  | $\sum  q_j - \bar{q} $ | $\sum q_j$   | $CU$         | $CU$ 提高幅度/% |
|-----|------------------------|--------------|--------------|-------------|
| 改进前 | 1.980 591 79           | 4.683 579 29 | 0.577 120 05 | 0           |
| 改进后 | 0.316 730 54           | 7.215 905 06 | 0.956 106 61 | 66          |

显然, 改进后的配风箱其 8 个出口流量对应的  $CU$  值达到 0.956 106 61, 在原来的基础上提高了 66%。

#### 4 配风箱改进后蓄热体换热风道风速及蓄热体温度实测结果

将改进后的配风箱安装在锅炉上进行了冷态流速和热态温度的实际测量, 数据曲线见图 12 和图 13。

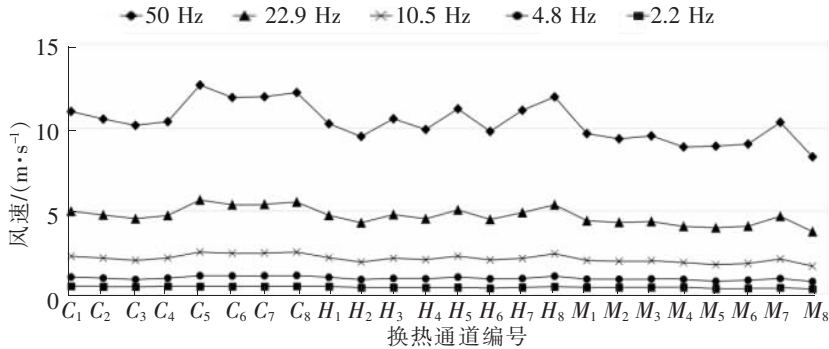


图 12 蓄热体组换热通道风速分布

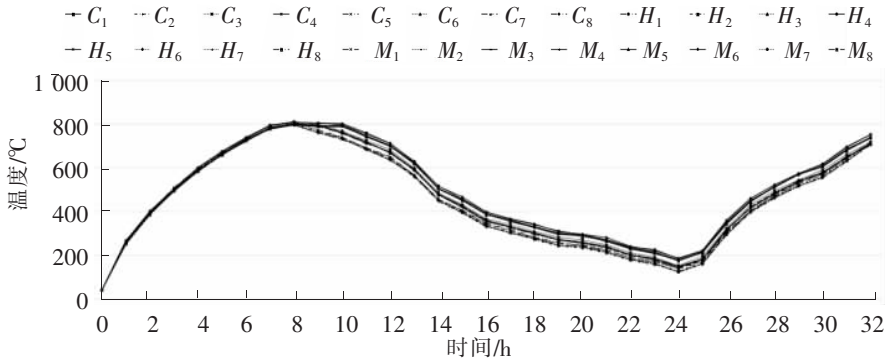


图 13 蓄热体组换热通道温度分布

由图 12 可以看出, 在 5 种工况下运行时, 典型风口的风速较改进前得到了明显的改善。由图 13 可以看出, 典型风口处蓄热体的温差也得到了明显的控制, 初次放热结束时, 蓄热体组内部的最低温度约 120 °C, 最高温度约 170 °C。第二次蓄热结束时, 最低温度约 700 °C, 最高温度约 750 °C。显然, 相对于改进前而言, 蓄热体组内部的温度分布得到了显著的改善。可见, 保证固体蓄热锅炉运行过程中各换热通道空气流速尽量一致是实现固体蓄热电锅炉放热过程蓄热体温降一致性的有效途径, 并且配风箱各出口风量的一致性直接影响换热通道内空气流速的一致性。

#### 5 结论

- (1) 保证固体蓄热锅炉运行过程中各换热通道风速的均匀性是实现固体蓄热电锅炉放热过程蓄热体温降一致性的有效途径, 其中配风箱各出口风量的一致性直接影响换热通道内风速的一致性。
- (2) 在复杂形状配风箱内设置导流板可实现配风箱出口空气流量的一致性。为达到这一目的, 采用数值模拟的方法来完善配风箱的流场是一种行之有效的方法。

## 参 考 文 献

- [1] 苏俊林, 张亚仁, 胡月红. 固体蓄热式电锅炉蓄热模拟及实验[J]. 热能动力工程, 2007(6): 638-641, 689.
- [2] 陈新进, 王庆顺, 孙伟. 基于 Fluent 的蓄热体传热过程的数值模拟[J]. 机械工程师, 2015(4): 71-73.
- [3] 李坦, 靳世平, 黄素逸, 刘伟. 流场速度分布均匀性评价指标比较与应用研究[J]. 热力发电, 2013, 42(11): 60-63, 92.

## Study on Consistency of Temperature Drop of Heat Storage Unit in Solid Heat Storage Electric Boiler During Exothermic Process

Luo Yong, Chen Peng

(School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

**Abstract:** In view of the inconsistency of the temperature drop of the regenerator group in the heat release process of the solid heat storage electric boiler, the combination of numerical simulation and experimental test is used to improve the air distribution box of the 240 kW solid heat storage boiler produced by a company, and the *CU* value reflecting the uniformity of the heat dissipation duct is adopted to improve the outlet flow of the air distribution box before and after the improvement. The uniformity of the quantity is evaluated. The results show that the adoption of the guide plate can effectively improve the consistency of the multi channel circulation air volume, and the *CU* value of the outlet flow rate of the improved air distribution box is 66% higher than that before the reform. The improved air distribution box is installed in a solid heat storage electric heating boiler and the temperature of the regenerator unit was measured. The results show that during the heat release process of the regenerative boiler, the temperature drop consistency of the regenerator group has been significantly improved.

**Key words:** solid heat storage boiler; air distributor; regenerative temperature drop; experiment; numerical simulation

# 一种顾及用户朝向的 PSO-LSSVM 指纹定位算法

沈栋林, 杨 明

(石家庄铁道大学 电气与工程学院, 河北 石家庄 050043)

**摘要:**为了解决人体对 WiFi 信号遮蔽和最小二乘支持向量机参数优化的问题,提出了一种顾及用户朝向的粒子群优化最小二乘支持向量机指纹定位方法。建立全向指纹库,采用粒子群优化算法求出最小二乘支持向量机最优参数,通过最小二乘支持向量机训练出定位模型,将待测点指纹信息输入定位模型中,最终估算出待测点位置坐标。仿真实验结果表明所提算法在定位误差上达到 0.72 m,普通的粒子群优化最小二乘支持向量机算法定位误差为 0.84 m,提高了室内定位精度,具有实际的应用价值。

**关键词:**用户朝向;粒子群;最优参数;定位模型

**中图分类号:**P228 **文献标志码:**A **文章编号:**2095-0373(2020)01-0122-05

## 0 引言

随着互联网技术和计算机应用的快速发展,对室内定位技术的需求越来越高<sup>[1]</sup>。近年来各大研究机构引入了无线局域网(wireless fidelity, WiFi)<sup>[2]</sup>、蓝牙(Bluetooth)<sup>[3]</sup>、红外线(infrared)和超宽带(ultra wide band, UWB)<sup>[4]</sup>等室内定位技术。综合多方面因素, WiFi 具有无需布线、覆盖范围广、传输速率快、安全性高和辐射低的优点<sup>[5]</sup>, 广泛用于各大型室内场所的定位。目前, 研究人员对 WiFi 指纹定位法展开了深入的研究。黄震等<sup>[6]</sup>对位置指纹采用主成分分析提取指纹库主要特征向量, 对特征指纹库构建最小二乘支持向量机定位模型。李华亮等<sup>[7]</sup>采用核函数特征提取的室内定位算法, 首先将原始位置指纹空间扩展到高维再进行主特征提取, 对新构成的特征指纹库, 使用 WKNN 算法估计位置坐标。这些算法虽然在定位精度上有一定的改善, 但是在构建数据指纹库时, 都未考虑到人体不同朝向对信号采集的影响。陈斌涛等<sup>[8]</sup>虽然在指纹库建立阶段引入了用户朝向的影响因素, 但是采用的是 360° 旋转实时采集的过程, 很大程度上增大了指纹采集工作量。实现定位, 在离线阶段分别采集 4 个方向上无线接入点(access point, AP)、接收信号强度值(received signal strength indication, RSSI)与用户朝向数据, 构建 WiFi 方向指纹库, 采用粒子群(particle swarm optimization algorithm, PSO)优化最小二乘支持向量机(least squares support vector machine, LSSVM)算法, 根据不同方向指纹库, 分别训练机器  $M$  得到无线信号向量  $X$  与物理位置  $Y$  之间的映射关系, 提交到在线阶段, 通过在线数据选择对应方向上的映射关系, 估计待测点坐标。

## 1 用户朝向对 RSSI 值的影响

水的共振频率是 2.4 GHz<sup>[9]</sup>, 人体成分的 70% 是由水组成, 会吸收 2.4 GHz 的无线信号能量, 导致移动终端在不同方向接收到 RSSI 值具有差异性。在实际环境中选定一个 AP 进行试验, 研究人体对无线信号的影响程度。试验人员手持移动终端距离 AP 3 m 位置, 由面对 AP 方向顺时针旋转分别设为 1、2、3、4 方向, 每个方向采集 3 min, 采集频率 1 Hz, 求均值, 由图 1 可知, 用户朝向不同, 接收到的 RSSI 会产

收稿日期: 2018-06-19 责任编辑: 车轩玉 DOI: 10.13319/j.cnki.sjztdxxxbzrb.20180619001

基金项目: 研究生教学改革与创新项目(Z672201301)

作者简介: 沈栋林(1992—), 男, 硕士研究生, 主要从事室内定位方面研究。E-mail: 356556558@qq.com

沈栋林, 杨明. 一种顾及用户朝向的 PSO-LSSVM 指纹定位算法[J]. 石家庄铁道大学学报: 自然科学版, 2020, 33(1): 122-126.



生较大的波动。

## 2 一种顾及用户朝向的 PSO-LSSVM 指纹定位算法

### 2.1 构建顾及用户朝向的位置指纹数据库

在传统的定位指纹库中添加方向信息构成新的指纹库,在选定的实验场景中布置  $M$  个参考点和  $N$  个 AP,每个参考点物理位置坐标为  $l_i = (x_i, y_i), i \in (1, M)$ ,  $M$  个参考点构成位置空间  $L = (l_1, l_2, \dots, l_M)^T$ ,东、西、南、北 4 个方向表示为  $O_t (t = 1, 2, 3, 4)$ ,在每个参考点均可采集到每

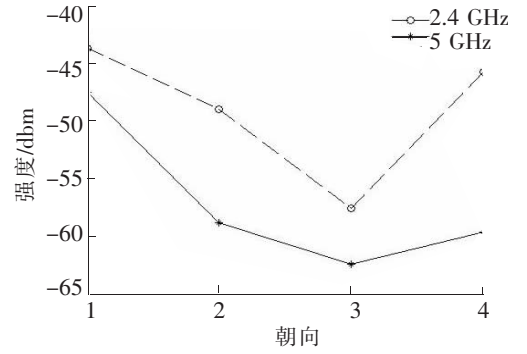


图 1 用户不同朝向对接收信号强度影响

个 AP 的 RSSI 值及 MAC 地址,分别在每个参考点处 4 个方向上进行  $p$  次采集 RSSI,取平均值得  $RS-SI_{t,i,n}, (t \in (1, 4), i \in (1, M), n \in (1, N))$ ,  $RS-SI_{t,i,n}$  代表在  $t$  方向上第  $i$  个参考点处采集到第  $n$  个 AP 的 RS-SI 均值,可得出第 1 方向 RSSI 信息为  $R_1 = (RS-SI_{1,i,1}, RS-SI_{1,i,2}, \dots, RS-SI_{1,i,N})^T, i \in (1, M)$ ,则第一方向指纹库表示为  $F_1 = (L, R_1^T)$ ,同理其他 3 个方向指纹库为:  $F_2 = (L, R_2^T), F_3 = (L, R_3^T), F_4 = (L, R_4^T)$ ,合并以上指纹库,生成含有方向信息的指纹数据库表示为  $F = [F_1, F_2, F_3, F_4]$ 。

### 2.2 最小二乘支持向量机(LSSVM)

最小二乘支持向量机(LSSVM)是一种新型的支持向量机算法<sup>[10]</sup>,将最小二乘线性系统引入支持向量机,代替传统所采用的二次规划方法,通过一个非线性映射函数  $\varphi(\cdot)$  将样本映射到高维特征空间,原样本空间的非线性函数估计问题转化为高维特征函数估计问题。设训练样本集  $T = \{(x_i, y_i) \mid i = 1, 2, \dots, l\}$ ,其中,  $x_i \in R_n$  为输入数据;  $y_i \in R$  为输出数据。在特征空间中, LSSVM 分类模型为

$$y(x) = w^T \varphi(x) + b \quad (1)$$

式中,  $w$  为权值向量;  $b$  为偏置量。

作为分类 LSSVM 的优化问题为

$$\begin{cases} \min_{w,b,e} J(w,e) = \frac{1}{2} \|w\|^2 + \frac{C}{2} \sum_{i=1}^l e_i^2 \\ s. t. \\ y_i = w^T \varphi(x_i) + b + e_i, i = 1, 2, \dots, l \end{cases} \quad (2)$$

式中,  $\varphi(\cdot)$  为核空间的映射函数;  $e_i$  为拟合误差;  $C$  为正则化参数。

建立拉格朗日函数,将式(2)中的约束化问题转化为无约束优化问题

$$L(w,b,e,a) = J(w,e) - \sum_{i=1}^l a_i [w^T \varphi(x_i) + b + e_i - y_i] \quad (3)$$

式中,  $a_i$  为拉格朗日乘子。对式(3)各个变量求偏导等于 0 并整理线性方程组

$$\begin{bmatrix} 0 & I_l^T \\ I_l & \Omega + C^{-1} I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} b \\ a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ y \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中,  $I_l = [1, 1, \dots, 1]^T$ ,  $I$  为  $l \times l$  的单位阵;  $y = [y_1, y_2, \dots, y_l]^T$ ;  $\Omega = \{\Omega_{ij}\}_{l \times l}, \Omega_{ij} = K(x_i, x_j) = \varphi(x_i)^T \varphi(x_j), (i, j = 1, 2, \dots, l)$ ;  $a = [a_1, a_2, \dots, a_l]^T$ 。

核函数为  $K(x_i, x_j) = \varphi(x_i)^T \varphi(x_j)$ ,可以得到

$$y(x) = \sum_{i=1}^l a_i K(x_i, x_j) + b \quad (5)$$

高斯径向基函数(radial basis function, RBF)具有良好的局部特征提取能力和平滑特性,选用 RBF 构建 LSSVM,核函数为

$$K(x_i, x_j) = \exp\left(-\frac{\|x_i - x_j\|^2}{2\sigma^2}\right) \quad (6)$$

式中,  $\sigma$  为核参数。



LSSVM 回归函数为

$$y(x) = \sum_{i=1}^l a_i \exp\left(-\frac{\|x_i - x\|^2}{2\sigma^2}\right) + b \quad (7)$$

### 2.3 LSSVM 参数的 PSO 优化算法

正则化参数  $C$  和核参数  $\sigma$  为基于 RBF 核函数的 LSSVM 模型中的待定参数<sup>[11]</sup>, 参数  $C$  和  $\sigma$  决定了 LSSVM 的学习性能。相对于遗传算法, 粒子群算法具有全局搜索能力的特点, 采用 PSO 算法对参数  $C$  和  $\sigma$  进行寻优。首先在可行解空间中随机初始化  $m$  粒子组成的种群  $Z = \{Z_1, Z_2, \dots, Z_m\}$ , 其中每个粒子所处的位置  $x_i$  都代表一组参数向量  $(C, \sigma)$ , 初始化粒子位置  $x_i$  和速度  $v_i$ , 将每个粒子的初始位置设为当前最优位置, 然后每个粒子都将在解空间中迭代搜索, 不断调整自己的位置找到最优解。一个是粒子本身搜索到的最优解  $p_{i,best}$ , 即个体极值; 另一个是整个种群目前搜索到的最优解  $g_{i,best}$ , 即全局极值。粒子  $i$  根据式(8)和式(9)不断更新自己的速度和位置, 使整个种群向最优解的方向进化。

$$v_i(t+1) = \omega v_i(t) + c_1 \text{rand}() [p_{i,best}(t) - x_i(t)] + c_2 \text{rand}() [g_{i,best}(t) - x_i(t)] \quad (8)$$

$$x_i(t+1) = x_i(t) + v_i(t+1) \quad (9)$$

式中,  $i = 1, 2, \dots, m$ ;  $c_1, c_2$  为加速常数;  $\text{rand}()$  为  $0 \sim 1$  之间的随机数;  $t$  为迭代次数;  $\omega$  为惯性权重。

### 2.4 实现步骤

(1) 建立方向指纹库。

(2) 根据指纹库中定位特征即 RSSI 值, 作为输入向量和位置信息输出构建 LSSVM 的训练样本集, 采用 PSO 寻优算法确定 LSSVM 的最优参数  $C$  和  $\sigma$ , 建立拟合特征和位置关系的定位模型。

(3) 根据测试样本选择对应方向的定位模型估计其位置。

算法框架如图 2 所示。

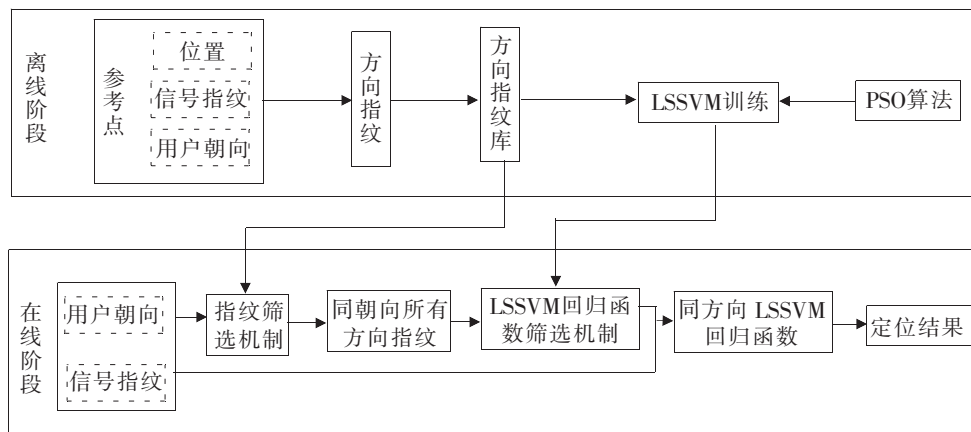


图 2 算法流程图

## 3 实验仿真与分析

### 3.1 实验场景布置

为了验证顾及朝向 (consider orientation, CO) 的 PSO-LSSVM 算法 (简称为: CO-PSO-LSSVM) 对定位的有效性, 在实验环境选择上, 为了更加有针对性的验证用户自身朝向对 WiFi 信号遮蔽的影响, 排除外界其他行人对信号的干扰, 环境中尽可能多地存在现有稳定的 WiFi 发射器和电源接入点来减小成本投入, 以及实验场所面积较大的需求, 最终选择石家庄铁道大学第九实验楼 309 物联网实验室, 结合现有的基础设施和实验所布置设备共 13 个 AP, 由于环境中实验台的影响, 综合考虑选取  $6 \times 9$  共 54 个离线采样点 (参考点) 和 10 个随机测试点, 采样间隔为 1.92 m, 每个采样点每个方向采集 1 min, 采样频率 1 Hz, 对采样结果采取均值滤波处理, 存入数据库。见图 3、图 4。



图 3 实验场景

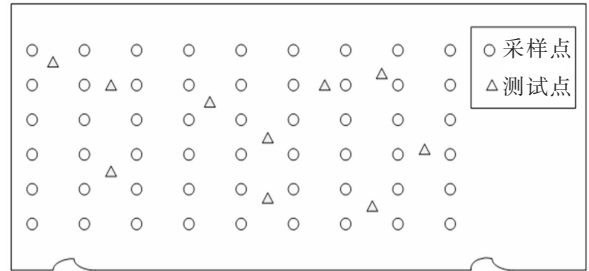


图 4 场景示意图

### 3.2 实验结果

在 Win7 操作系统, Matlab R2014a 的测试平台上对 CO-PSO-LSSVM、PSO-LSSVM、CO-ACO-LSSVM(蚁群算法优化 LSSVM 参数)和 ACO-LSSVM 的定位性能进行对比测试,采用平均误差对定位结果进行评价分析,公式如下

$$avgerr = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \sqrt{(x_i - x_i')^2 + (y_i - y_i')^2} \quad (10)$$

式中,  $n$  表示测试点个数。

下面就不同 AP 数量和参考点个数对定位结果的影响进行仿真分析。

### 3.3 性能分析

根据图 5、图 6、图 7 结果显示,定位平均误差随参考点个数和 AP 个数增加而降低,定位耗时随着参考点个数增加而增加,所提算法定位平均误差最小,在精度最高点处,CO-PSO-LSSVM 平均误差为 0.72 m 较 PSO-LSSVM 的 0.84 m、CO-ACO-LSSVM 的 0.99 m 和 ACO-LSSVM 的 1.11 m 分别降低了 13.87%、26.87%、和 34.46%,CO-PSO-LSSVM 定位耗时为 145.93 s,较 CO-ACO-LSSVM 的 210.48 s、ACO-LSSVM 的 207.92 s 和 PSO-LSSVM 的 142.08 s 分别少 30.67%、29.81% 和多 2.64%,根据以上结果分析可得,CO-PSO-LSSVM 较 PSO-LSSVM 定位误差降低了 13.87%,定位效率降低了 2.64%,相对而言,定位效率的降低可以忽略不计,定位性能得到了一定程度的改善。

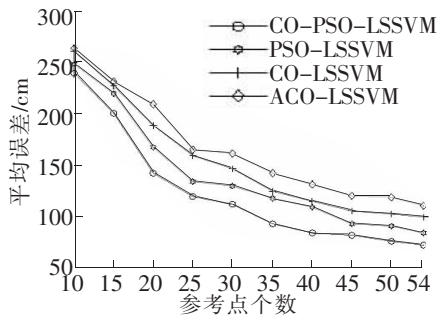


图 5 平均误差随参考点个数增加的变化情况

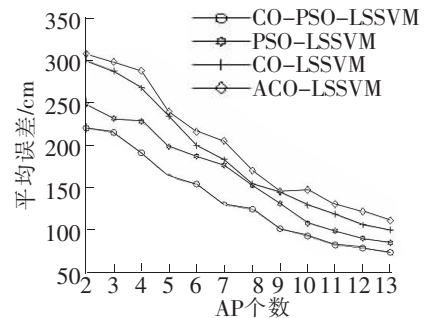


图 6 平均误差随 AP 个数增加的变化情况

## 4 结论

针对室内定位提出的离线阶段建立方向指纹库和在线阶段的指纹筛选机制,一定程度上消除了由于人体对信号干扰的影响,对于训练数据的选择更具有针对性,运用粒子群优化最小二乘支持向量机算法相对其他算法具有更强的全局搜索能力和较快的收敛速度,因此从整体判断,CO-PSO-LSSVM 算法的定位精度更优,实时性更强,给用户带来了更好的定位效果。

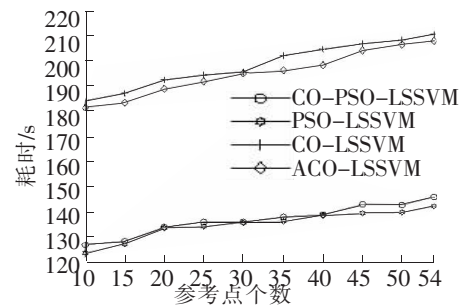


图 7 所耗时间随参考点个数增加的变化情况

## 参 考 文 献

- [1]李成勇. LED 室内光通信系统研究[J]. 光通信研究, 2018(3):73-76.
- [2]赵文晔,高井祥,李增科,姚一飞. 地图匹配辅助的 KF-PF 室内定位算法模型[J]. 武汉大学学报:信息科学版, 2018,43(5):806-812.
- [3]张萌,吕艳,倪益华,钱小鸿,杨明. 基于密度峰值聚类的随机森林室内定位[J]. 计算机工程与设计, 2018(5):1490-1496.
- [4]苗云龙,陆彦辉,尹峰,杨守义. 基于 MD5-KNN 的 Wi-Fi 室内定位算法研究[J]. 计算机应用研究, 2019(9):1-7.
- [5]李春跃. 基于机器学习的 Wi-Fi 室内定位技术研究[D]. 北京:北京邮电大学, 2017.
- [6]黄震,罗中良,陈治明. 基于优化最小二乘支持向量机的室内定位算法[J]. 中山大学学报:自然科学版, 2016,55(2):48-51.
- [7]李华亮,钱志鸿,田洪亮. 基于核函数特征提取的室内定位算法研究[J]. 通信学报, 2017,38(1):158-167.
- [8]陈斌涛,刘任任,陈益强,刘军发,蒋鑫龙,刘定俊. 动态环境中的 WiFi 指纹自适应室内定位方法[J]. 传感技术学报, 2015,28(5):729-738.
- [9]曹鸿基,汪云甲,毕京学,王永康,周家鹏. 一种顾及用户朝向的加权贝叶斯指纹定位方法[J]. 测绘科学, 2018(9):1-8.
- [10]Zhang Wenli, Tian Fengchun, Song An, Hu Youwen. Research on an optical e-nose denoising method based on LSS-VM[J]. Optick, 2018,168:118-126.
- [11]毕艳兰,任小娜,彭丹,杨国龙,张林尚,汪学德. 粒子群最小二乘支持向量机结合偏最小二乘法用于芝麻油质量的鉴别[J]. 分析化学, 2013,41(9):1366-1372.

## A PSO-LSSVM Fingerprint Localization Algorithm Considering User's Orientation

Shen Donglin, Yang Ming

(School of Electrical and Electronic Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

**Abstract:** In order to solve the problem of the human body's occlusion of WiFi signal and the parameter optimization of least squares support vector machine, a fingerprint localization method based on the particle swarm optimization algorithm for optimizing the parameters of least squares support vector machine which takes into account user's orientation is proposed. The omnidirectional fingerprint database is established and particle swarm optimization algorithm is used to find the optimal parameters of the least squares support vector machine. Through particle swarm optimization and least squares support vector machine algorithm, the localization model is trained. The fingerprint information of the point to be measured is input into the localization model, and the localization coordinates of the pending point are estimated finally. The simulation results show that the proposed algorithm can reach 0.72 meters in localization error. The localization error of the ordinary particle swarm optimization combining with least squares support vector machine algorithm is 0.84 meters. The localization accuracy is improved, and it has practical value.

**Key words:** user's orientation; particle swarm optimization; optimal parameters; localization model