

文章编号:1671-1637(2014)06-0044-07

气动载荷影响下的高速列车车体疲劳强度评估方法

卢耀辉¹,冯 振¹,陈天利²,曾 京²,邬平波²,PAN J³

(1. 西南交通大学 机械工程学院,四川 成都 610031; 2. 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室,四川 成都 610031; 3. 密歇根大学 机械工程系,密歇根 安娜堡 48109)

摘 要:对比了国内外高速列车车体设计标准中气动载荷的设计要求,分析了明线会车侧墙压力波,采用时间积分法,将车体瞬态压强转化为侧墙气动载荷,参照标准 BS EN 12663-1—2010 确定了包括气动载荷的车体疲劳载荷工况,以某型动车组头车为研究对象,建立了车体有限元模型,基于车体 Goodman 疲劳强度曲线编写了车体疲劳强度后处理程序,研究了车体疲劳特性。计算结果表明:在不考虑气动载荷时计算的较大应力幅值出现在底架上,而在考虑气动载荷时计算的车体较大应力幅值出现在侧墙门角和窗角上,最大应力幅值为 33.63 MPa,疲劳强度安全系数为 2.26,相对于侧墙,底架的应力幅值较小,小于 10.00 MPa,疲劳强度安全系数大于 10.00。在垂向载荷作用下,侧墙最大当量应力为 68.17 MPa,叠加气动载荷后侧墙最大当量应力为 85.31 MPa,应力增大了 25.14%,因此,气动载荷对侧墙影响较大,容易导致侧墙发生疲劳失效。可见,在高速列车车体设计时,应将气动载荷与其他疲劳载荷相组合对车体疲劳强度进行评定。

关键词:高速列车;车体;疲劳强度;气动载荷;Goodman 曲线;有限元分析

中图分类号:U270.12

文献标志码:A

Evaluation method of fatigue strength for carbody of high-speed train under influence of aerodynamic loads

LU Yao-hui¹, FENG Zhen¹, CHEN Tian-li², ZENG Jing², WU Ping-bo², PAN J³

(1. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, Sichuan, China; 2. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, Sichuan, China; 3. Department of Mechanical Engineering, University of Michigan, Ann Arbor 48109, Michigan, USA)

Abstract: The design requirements of aerodynamic loads in domestic and overseas carbody design standards were compared. The transient pressure waves of carbody sidewall were analyzed when trains passing by each other. The transient pressures were changed into the aerodynamic loads by using time integration method. Based on the code BS EN 12663-1—2010, the fatigue load conditions combined with aerodynamic loads were defined. Taking a head car of EMUs (electric multiple units) as research object, the finite element model of carbody was established. The fatigue characteristic of carbody was analyzed by using the post-processing program based on Goodman curves of carbody fatigue strength. Computation result shows that under considering aerodynamic load conditions, the high-stress amplitudes mostly appear at the door's corners and the window's corners of carbody sidewall, while the high-stress amplitudes mostly appear on underframe without considering aerodynamic loads. Under the fatigue load conditions, the

收稿日期:2014-07-13

基金项目:国家自然科学基金项目(51275428);牵引动力国家重点实验室开放课题(TPL1213);中央高校基本科研业务费专项资金项目(SWJTU12CX035);中国铁路总公司科技研究开发计划课题(2014J012-C)

作者简介:卢耀辉(1973-),男,甘肃民勤人,西南交通大学副教授,工学博士,从事车辆结构疲劳强度可靠性与动力学研究。

maximum stress amplitude is 33.63 MPa and the fatigue strength safety factor is 2.26 at the corners, while the stress amplitudes are smaller than 10.00 MPa and the safety factors are larger than 10.00 on the underframe. The maximum Von-Mises stress of sidewall is 85.31 MPa with considering aerodynamic loads, and increases by 25.14% compared with 68.17 MPa under only considering vertical loads, so the aerodynamic loads have larger influence on sidewalls and easily result in their fatigue failure. In the carbody design of high-speed train, the fatigue strength of carbody should be evaluated by considering aerodynamic loads. 4 tabs, 9 figs, 21 refs.

Key words: high-speed train; carbody; fatigue strength; aerodynamic load; Goodman curve; finite element analysis

Author resume: LU Yao-hui(1973-), male, associate professor, PhD, +86-28-87634572, yhlu2000@swjtu.edu.cn.

0 引言

在列车低速运行时,一般不考虑气动载荷对车体结构强度的影响,随着列车运行速度的提高,气动载荷对车体结构强度的影响越来越显著,许多在列车低速运行时被忽视的气动载荷问题开始凸现。列车高速运行时带动周围空气随之运动,形成一种特定的非定常流场,通常称之为列车风^[1]。两列高速运行的列车会车时,在交会瞬间,空气扰动会猛烈加剧,形成一种瞬态压力冲击波,严重影响行车安全性和乘坐舒适性^[2]。世界上高速铁路发达国家都相当重视这一空气动力学问题,并展开深入研究。Fujii等采用有限差分法求解列车交会过程三维可压 Euler/Navier-Stokes 方程,得到了列车交会过程中压力分布和气动作用力变化^[3];熊小慧等对 CRH2 型车辆进行实车测试,得到了其交会过程压力波动数据^[4];田红旗等利用实车试验和数值模拟相结合,研究气动载荷压力波的影响因素,并对车体外形进行优化设计^[5-7]。对于车体疲劳强度,大都基于动力学仿真获取的疲劳载荷谱和 BS EN 12663-1—2010 中所规定的车体振动加速度,采用 Goodman 曲线对其疲劳强度进行评估^[8-10],或基于材料 S-N 曲线和疲劳累积损伤法则预测车体疲劳寿命^[11-13]。于梦阁等考虑气动载荷,对列车车体与轮对运行姿态和运行安全性指标进行了研究^[14];余思均对气动载荷加载方式进行了研究,在车体侧墙上均匀施加随时间变化的气动压力,即同一时刻整个车体侧墙压强为一定值,为试验研究车体气密载荷的加载方式提供了参考^[15]。气动载荷实际上随时间成脉动载荷作用到车体上,探讨气动载荷的施加及其对车体疲劳强度的影响,对车体的设计具有重要意义。现行国内外车体设计标准提出车体设计过程必须考虑气动

载荷,故本文综合考虑气动载荷和其他疲劳载荷,探讨气动载荷的有限元分析施加方法和车体疲劳强度评估方法。

1 车体设计标准

欧洲高速列车车体设计标准 BS EN 12663-1—2010 为轨道车辆车体结构设计提供了一个统一基础,提及了气动载荷,但只给出应考虑载荷种类,如列车高速会车和隧道内高速运行时受到的气动载荷等,并没有给出具体的计算公式和数值,由设计者和运营者共同商议决定。中国从法国引进的动车组采用的气动载荷为 6 kPa。

日本高速列车车体设计标准 JIS E7106—2006 充分考虑了客车车体结构、载荷组合和材料特性的关系。该标准规定将高速列车出入隧道及在隧道内运行时所受的气密载荷作为疲劳载荷考虑,但未给出载荷大小、重复次数与材料的疲劳强度具体数值,需要和运营方商定。中国从日本引进的动车组采用的气动载荷为 4 kPa。

中国《200 km·h⁻¹及以上速度级铁道车辆强度设计及试验鉴定暂行规定》(以下简称《暂行规定》)规定气动载荷按车体内外压差 4 kPa 考虑。

以上对比分析可知,国内外相关标准将气动载荷考虑为定值,与纵向、垂向载荷等静态载荷一起分析车体的静态强度是否满足标准的设计要求,而将气动载荷考虑为动态载荷,研究其对车体疲劳强度的影响尚未见报道。

2 车体有限元模型与疲劳工况

2.1 车体有限元模型

本文以某型动车组头车车体为研究对象,车体采用大型中空挤压铝合金型材焊接而成,司机室由

弯曲铝型材梁和板状铝合金型材作蒙皮焊接而成。对于一般的工程计算精度,若板厚远小于中性面的特征尺寸,就可以按薄板计算。相比于车体纵向和横向尺寸,型材板厚尺寸很小,符合薄板理论的要求,可采用板壳模型进行有限元计算^[16-18],故本文选用有限元软件中的板壳单元对车体进行有限元分析。参照车体实际结构选择合适单元尺寸,对车体局部位位置人工网格控制,使整个模型具有较好网格精度。车体几何模型和局部有限元模型见图 1,有限元模型共包含 993 176 个单元,871 559 个节点。

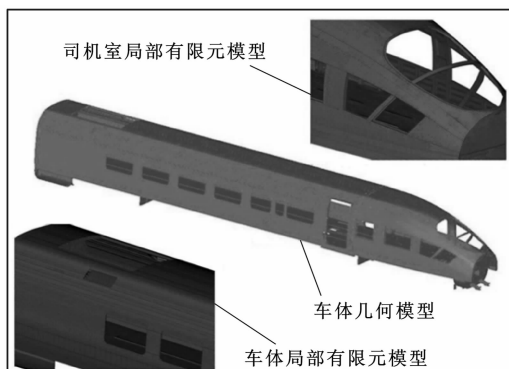


图 1 车体模型

Fig. 1 Carbody model

2.2 气动载荷影响下车体疲劳载荷工况

标准 BS EN 12663-1—2010 中指出,疲劳载荷输入源包括气动载荷、牵引制动与轨道激励导致的动态载荷。

2.2.1 气动载荷与时间积分方法

模拟和实车试验得到的只是车体特定测点的瞬态压强^[19-20],而研究气动载荷对车体强度的影响需将测点瞬态压强转化为整个侧墙表面上的气动载荷。本文以高速列车明线等速会车压力波为气动载荷输入源,根据实车试验数据和模拟数据得到交会侧车体同一纵向位置不同高度测点的压力波数据略有不同,即压力波幅值随测点高度的降低而增大,但幅值变化不大,取车体同一纵向位置压力波动最剧烈的测点数据代表该纵向位置的压力波动,此时,交会过程可看成一条垂向压力波纵向扫掠过车体表面。本文将车身划分为若干分区,采用对瞬态压强进行时间积分的方法求得各分区平均压强,将车体测点的瞬态压强转化为车体侧墙若干分区的气动载荷,按顺序依次加载该气动载荷,代表了压力波扫掠车体的整个过程,与实际交会过程相符。

本文将头车分为司机室和车身进行加载分析,交会压力波幅值与车型、轨道中心线间距、交会速度等因素有关,本文重点讨论气动载荷加载方法。具

体压力波数据参照文献[20]中模拟的 $300 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 明线等速交会数据,司机室迎风面施加 1.2 kPa 均布压力,车体测点压力波曲线见图 2,与文献[4-6]中实车试验和模拟数据压力波波形一致,且压力波数据与实车试验数据相近,文献[20]仿真得压力幅值为 1.604 kPa ,实车试验得压力幅值为 1.548 kPa ,故本文所用数据具有一定的准确性和代表性。为能完整地表述列车交会过程气动载荷对车体结构强度的影响,同时考虑计算机能力和计算时间,取气动载荷波动剧烈的头波(图 2)作为载荷输入,将该区域分为 10 个时间步长,见图 3,每个时间步长为 0.018 s 。

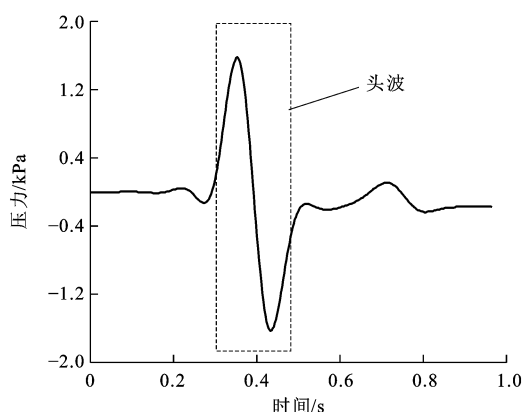


图 2 车体测点压力曲线

Fig. 2 Pressure curve of measurement point on carbody

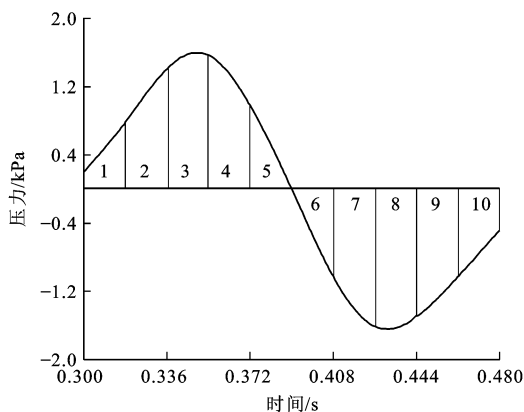


图 3 计算区域时间步长

Fig. 3 Time steps in calculation area

列车以 $300 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 等速交会,压力波在车身扫掠过的距离为 L ,对于一个时间步长, $L = (300 + 300) \times 0.018 / 3.6 = 3 \text{ m}$,故将车身部分划分为 6 个分区,每个分区长度为 3 m ,见图 4。

瞬态压强 p 为时间 t 的函数,针对每一个分区,瞬态压强与分区平均压强存在如下关系

$$\int_0^L p h dl = \bar{p} h L \quad (1)$$

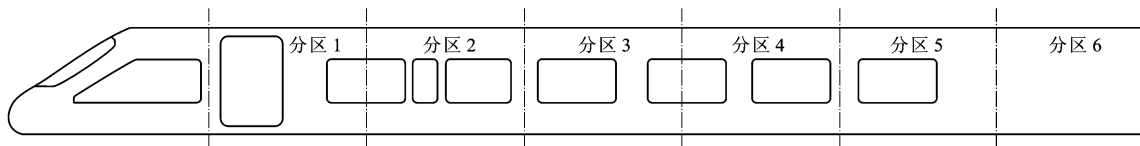


图 4 车身分区

Fig. 4 Carbody subareas

即

$$\int_0^{\Delta t} p h v dt = \bar{p} h v \Delta t \quad (2)$$

$$dl = v dt$$

求得分区平均压强为

$$\bar{p} = \frac{\int_0^{\Delta t} p dt}{\Delta t} \quad (3)$$

式中: h 为车体垂向高度; \bar{p} 为分区平均压强; v 为列车相对速度; Δt 为时间步长, 取 0.018 s。

由式(3)发现分区平均压强等于瞬态压力波时间积分与时间步长的比值, 采用数值计算方法可求得各时间步长平均压强。两列车交会过程可看成一条垂向压力波纵向扫掠过车体表面, 开始交会时, 仅分区 1 承受气动载荷, 取为工况 1; 在下一时间步长, 分区 1、2 承受气动载荷, 取为工况 2; 在紧邻的在下一时间步长, 分区 1~3 承受气动载荷, 取为工况 3; 依次直至交会结束, 共有 15 种气动载荷工况, f_{ij} 为工况 i 下分区 j 的气动荷载, 见表 1, 即将瞬态过程转化为多工况来模拟会车过程侧墙上气动载荷, 按顺序依次加载即代表了压力波扫掠车体的整个过程。

表 1 气动载荷

Tab. 1 Aerodynamic loads

kPa

工况	分区 1	分区 2	分区 3	分区 4	分区 5	分区 6
1	0.473					
2	1.080	0.473				
3	1.479	1.080	0.473			
4	1.272	1.479	1.080	0.473		
5	0.490	1.272	1.479	1.080	0.473	
6	-0.517	0.490	1.272	1.479	1.080	0.473
7	-1.330	-0.517	0.490	1.272	1.479	1.080
8	-1.573	-1.330	-0.517	0.490	1.272	1.479
9	-1.283	-1.573	-1.330	-0.517	0.490	1.272
10	-0.772	-1.283	-1.573	-1.330	-0.517	0.490
11		-0.772	-1.283	-1.573	-1.330	-0.517
12			-0.772	-1.283	-1.573	-1.330
13				-0.772	-1.283	-1.573
14					-0.772	-1.283
15						-0.772

2.2.2 车体垂向载荷

运营状态垂向载荷为

$$f_z = m_1 g = (m_2 + n m_3 + s m_4) g \quad (4)$$

式中: f_z 为运营状态垂向载荷; m_1 为运营状态车体总质量; m_2 为车体整备质量; n 为定员人数; m_3 为每一位旅客质量, 取 80 kg; s 为行李柜面积; m_4 为行李柜单位面积行李质量, 取 300 kg · m⁻²; g 为重力加速度, 取 9.81 m · s⁻²。

2.2.3 牵引制动与轨道激励导致的载荷

列车牵引制动、轨道的不平顺、钢轨接头处轮轨冲击和轨道垂向变形等会导致疲劳负载, 并通过作用于车体及车体安装设备的纵向、横向和垂向振动加速度经验值加以考虑。参照标准 BS EN 12663-1—2010, 纵向(x 向)动载 f_{xd} 、横向(y 向)动载 f_{yd} 和垂向(z 向)动载 f_{zd} 分别为

$$f_{xd} = f_{yd} = f_{zd} = 0.15 m_1 g \quad (5)$$

2.2.4 疲劳载荷工况

为模拟实际运营, 参照标准 BS EN 12663-1—2010, 将气动载荷、牵引制动与轨道激励导致载荷与运营状态垂向载荷一同考虑, 工况 1~15 每个分区疲劳荷载为运营状态垂向载荷与气动载荷 f_{ij} 的组合, 工况 16~21 每个分区疲劳荷载为运营状态垂向载荷与牵引制动和轨道激励导致动态载荷组合。车体疲劳强度载荷工况见表 2。

表 2 车体疲劳强度载荷

Tab. 2 Loads of fatigue strength for carbody

工况 1~15	工况 16	工况 17	工况 18	工况 19	工况 20	工况 21
$f_z + f_{ij}$	$f_z + f_{xd}$	$f_z - f_{xd}$	$f_z + f_{zd}$	$f_z - f_{zd}$	$f_z + f_{yd}$	$f_z - f_{yd}$

3 车体疲劳强度评定

3.1 Goodman 疲劳曲线

中国《暂行规定》把 Goodman 曲线作为疲劳强度评定的主要依据, Goodman 曲线绘制相当方便, 其关键是测定材料的强度极限、屈服极限和对称循环条件下的疲劳极限, 通过简单的几何作图可以得到 Goodman 疲劳曲线。所选车体铝合金材料为 A7N01, 母材和焊缝基本性能参数见表 3。

根据表 3 数据绘制 Goodman 疲劳曲线, 评估车

表 3 车体材料基本性能参数

Tab. 3 Basic performance parameters of carbody materials

类别	强度极限 σ_b /MPa	屈服极限 σ_s /MPa	疲劳极限 σ_{-1} /MPa	杨氏模量/ GPa	泊松 比	密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)
母材	430	295	102	70	0.3	2 700
焊缝	247	128	90	70	0.3	2 700

体疲劳强度。车体材料 Goodman 疲劳曲线实际上是一种疲劳破坏包络线,见图 5,任何应力点位于封闭区域之外则表明结构经过 N 次载荷作用后发生疲劳破坏。图 5 中: σ_m 为平均应力; σ 为最大(最小)主应力; $A \sim H$ 均为应力特征点。

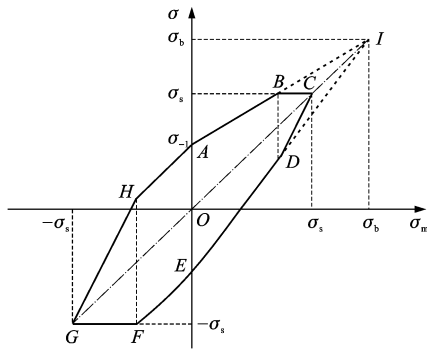


图 5 Goodman 疲劳曲线

Fig. 5 Goodman fatigue curves

3.2 车体疲劳强度结果分析

车体的疲劳强度评估首先需要将车体多轴应力转化为单轴应力,转化的方法很多,本文选用最大主应力法,其合理性已被证实。具体转化方法为^[21]:确定结构在不同载荷工况下的主应力和方向,取所有载荷工况作用下结构的最大主应力方向为基本应力分布方向,其值为最大计算主应力,将在其他载荷工况作用下的主应力投影到已确定的最大主应力方向上,其投影值最小的应力为最小主应力,由最大和最小主应力计算平均应力和应力幅值,完成多轴应力状态向单轴应力状态的转化。

基于该转化方法,利用 21 种疲劳载荷工况分析结果(图 6~8 为车体当量应力云图),通过自编程序计算每个节点平均应力和应力幅值,并以平均应力为横坐标,以最大主应力与最小主应力为纵坐标,在车体材料 Goodman 疲劳曲线内打点,若所有点均落在 Goodman 曲线封闭区域内,则车体满足疲劳强度要求,否则,视为疲劳失效。

Goodman 疲劳曲线包括 2 条曲线,分别适用于非焊缝区的测点与焊缝区的测点。对高速列车车体进行疲劳强度评估,所有节点的应力幅值均在焊缝区 Goodman 疲劳曲线包络线内,见图 9,因此,高速

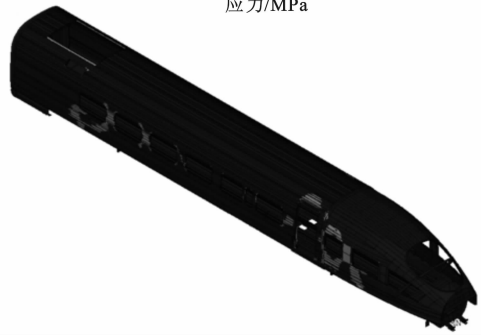
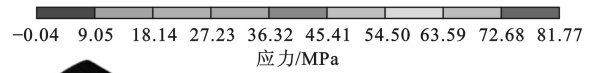


图 6 工况 9 车体当量应力

Fig. 6 Von-Mises stress of carbody under condition 9

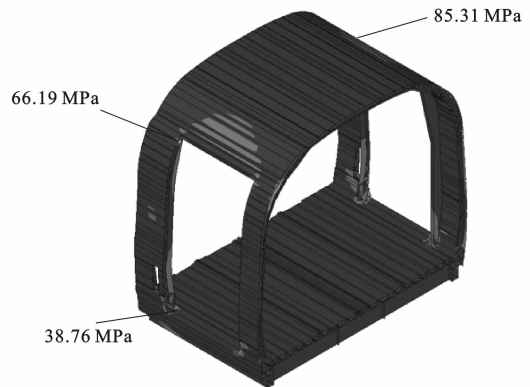
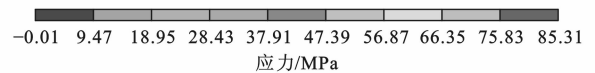


图 7 工况 6 车门部位当量应力

Fig. 7 Von-Mises stress of car door under condition 6

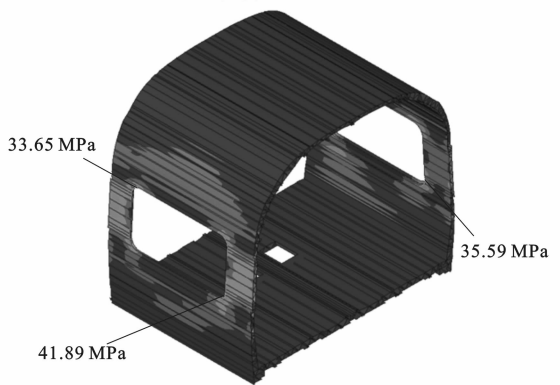


图 8 工况 8 车窗部位当量应力

Fig. 8 Von-Mises stress of car window under condition 8

列车车体满足疲劳强度设计要求。

高速列车车体模型 15 个节点计算结果见表 4,车体模型坐标原点位于地板中心下方 1 180 mm 处,纵向、横向与垂向距离分别为 x 、 y 、 z ,各节点疲劳强度安全系数最小值为 2.25,有较大的安全裕

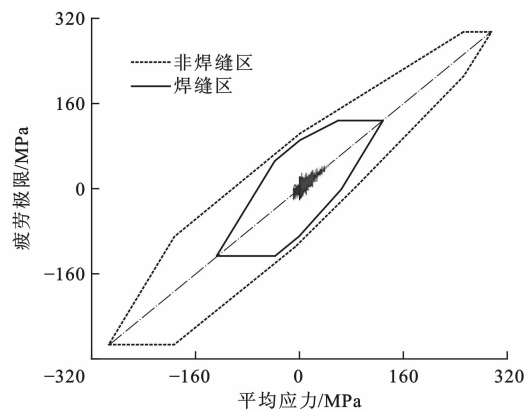


图 9 车体疲劳强度评估结果

Fig. 9 Evaluation result of fatigue strength for carbody

表 4 车体疲劳强度计算结果

Tab. 4 Computational result of carbody fatigue strength

节点 编号	最大 主应力/ MPa	最小 主应力/ MPa	应力均值/ MPa	应力幅值/ MPa	最大主应力 对应的载荷 工况	最小主应力 对应的载荷 工况	相对 Goodman 曲线 的安全系数		节点在模型中的位置		
							非焊缝区	焊缝区	x/mm	y/mm	z/mm
1813274	77.31	38.48	57.90	19.42	4	8	3.51	3.52	4 336.2	3 337.3	1 352.2
1566342	59.85	29.29	44.57	15.28	4	8	4.58	4.67	4 336.2	3 363.8	1 365.3
1769429	51.89	31.58	41.74	10.16	12	6	6.93	7.09	−6 610.1	2 742.5	1 565.0
1513799	43.56	33.82	38.69	4.87	5	10	14.92	14.53	−6 056.4	1 989.5	−1 582.1
1815324	43.51	36.54	40.03	3.49	11	6	20.76	20.26	6 969.7	1 963.1	1 610.8
487401	43.04	33.92	38.48	4.56	5	10	15.96	15.54	−6 073.8	2 013.5	−1 580.7
1622274	42.21	28.02	35.12	7.10	4	9	10.35	10.04	4 306.2	3 325.0	1 362.5
596336	42.13	37.08	39.61	2.53	6	11	28.73	28.01	6 969.7	1 963.1	−1 629.8
487537	41.26	33.50	37.38	3.88	4	10	18.28	18.80	−4 033.8	2 013.5	−1 580.7
667836	40.60	35.13	37.87	2.74	10	5	26.61	25.90	4 336.2	1 180.0	−1 448.3
1813963	38.99	14.18	26.59	12.41	9	3	6.08	5.84	4 340.0	3 397.5	1 300.1
1513800	36.67	−30.46	3.11	33.57	5	12	2.40	2.25	−6 041.4	1 975.0	−1 583.0
1609531	34.22	−33.03	0.59	33.63	8	6	2.42	2.26	−6 041.4	1 975.0	1 563.9
1803661	33.41	19.71	26.56	6.85	3	8	11.01	10.57	3 995.7	998.1	1 489.6
1944361	31.27	−4.90	13.19	18.09	4	9	4.10	4.34	4 016.9	1 180.0	1 393.5

4 结 语

本文将瞬态气动载荷转化为疲劳强度多工况载荷符合能量守恒原理,转化的特定工况载荷与某时刻瞬态载荷对车体的横向作用是相等的,能代替瞬态载荷对车体进行疲劳强度分析。

高速列车车体整体结构满足疲劳强度要求,车体侧墙门角和窗角安全系数相对较小,气动载荷对侧墙影响较大,在气动载荷作用下易发生疲劳失效。

将气动载荷考虑在内,采用时间积分方法将气动载荷转化为多工况载荷,与其他疲劳载荷相组合,对车体疲劳强度的评定为高速列车车体的设

计提供参考。

量。考虑气动载荷作用时,车体侧墙应力幅值较大,最大应力幅值为 33.63 MPa,安全系数较小的部位多出现于车体侧墙门角(节点 1813963、1813274、1566342)和窗角(节点 1513800、1609531),原因在于车门和车窗上的气动载荷加载到门框和窗框节点上;气动载荷对侧墙影响较大,仅垂向载荷作用时侧墙最大当量应力为 68.17 MPa,组合气动载荷时侧墙最大当量应力为 85.31 MPa,应力增大了 25.14%;其他车体部分,如车体底架(节点 667836、1803661)与司机室(节点 1815324、596336)疲劳强度安全系数均在 10.00 以上,其应力幅值相对较小,均小于 10.00 MPa,可见气动载荷对其影响较小。

参 考 文 献 :

References :

[1] RAGHUNATHANA R S, KIM H D, SETOGUCHI T. Aerodynamics of high-speed railway train[J]. Progress in Aerospace Sciences, 2002, 38(6/7): 469-514.

[2] 李雪冰,侯传伦,张曙光,等. 高速列车交会时的风致振动研究[J]. 振动与冲击, 2009, 28(7): 81-84, 94, 214.

LI Xue-bing, HOU Chuan-lun, ZHANG Shu-guang, et al. Flow-induced vibration of high-speed trains in passing events[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(7): 81-84, 94, 214. (in Chinese)

[3] FUJII K, OGAWA T. Aerodynamics of high speed trains

- passing by each other[J]. *Computer and Fluids*, 1995, 24(8): 897-908.
- [4] 熊小慧,梁习锋. CRH2 型动车组列车交会空气压力波试验分析[J]. *铁道学报*, 2009, 31(6): 15-20.
- XIONG Xiao-hui, LIANG Xi-feng. Analysis of air pressure pulses in meeting of CRH2 EMU trains[J]. *Journal of the China Railway Society*, 2009, 31(6): 15-20. (in Chinese)
- [5] 田红旗,贺德馨. 列车交会压力波三维数值的计算[J]. *铁道学报*, 2001, 23(3): 18-22.
- TIAN Hong-qi, HE De-xin. 3-D numerical calculation of the air pressure pulse from two trains passing by each other [J]. *Journal of the China Railway Society*, 2001, 23(3): 18-22. (in Chinese)
- [6] ZHOU Dan, TIAN Hong-qi, ZHANG Jian, et al. Pressure transients induced by a high-speed train passing through a station[J]. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 2014, 135: 1-9.
- [7] YAO Shuan-bao, GUO Di-long, SUN Zhen-xu, et al. Optimization design for aerodynamic elements of high speed trains[J]. *Computers and Fluids*, 2014, 95: 56-73.
- [8] JEON K W, SHIN B K, KIM J S. A study on fatigue life and strength of a GFRP composite bogie frame for urban subway trains[J]. *Procedia Engineering*, 2011, 10: 2405-2410.
- [9] ZHANG Wei-hua, WU Ping-bo, WU Xue-jie, et al. An investigation into structural failures of Chinese high-speed trains[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2006, 13(3): 427-441.
- [10] 吴 丹,商跃进,王 红,等. 高速列车车体强度计算方法对比分析[J]. *铁道机车车辆*, 2012, 32(1): 6-9.
- WU Dan, SHANG Yue-jin, WANG Hong, et al. Comparison and analysis of the calculation methods for the car-body strength of high-speed train[J]. *Railway Locomotive and Car*, 2012, 32(1): 6-9. (in Chinese)
- [11] 缪炳荣,张立民,张卫华,等. 考虑整车动力学特性的高速列车车体结构疲劳仿真[J]. *铁道学报*, 2010, 32(6): 101-108.
- MIAO Bing-rong, ZHANG Li-min, ZHANG Wei-hua, et al. High-speed train carbody structure fatigue simulation based on dynamic characteristics of the overall vehicle [J]. *Journal of the China Railway Society*, 2010, 32(6): 101-108. (in Chinese)
- [12] 修瑞仙,肖守讷,阳光武,等. 基于 PSD 方法的点焊轨道客车车体随机振动疲劳寿命分析[J]. *机械*, 2013, 40(8): 27-31.
- XIU Rui-xian, XIAO Shou-ne, YANG Guang-wu, et al. The analysis of random vibration fatigue life of spot welding passenger car-body based on PSD method [J]. *Machinery*, 2013, 40(8): 27-31. (in Chinese)
- [13] 王立航,方 吉,马纪军. 铝合金车体疲劳寿命预测新方法及其应用[J]. *大连交通大学学报*, 2010, 31(3): 9-11.
- WANG Li-hang, FANG Ji, MA Ji-jun. Design principle and new method of fatigue life prediction for aluminum-alloy carbody [J]. *Journal of Dalian Jiaotong University*, 2010, 31(3): 9-11. (in Chinese)
- [14] 于梦阁,张继业,张卫华. 侧风下高速列车车体与轮对的运行姿态[J]. *交通运输工程学报*, 2011, 11(4): 48-55.
- YU Meng-ge, ZHANG Ji-ye, ZHANG Wei-hua. Running attitudes of car body and wheelset for high-speed train under cross wind[J]. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, 2011, 11(4): 48-55. (in Chinese)
- [15] 余思均. 高速列车气动载荷车体疲劳强度研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2011.
- YU Si-jun. Study of carbody fatigue strength of high-speed train under aerodynamic load[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2011. (in Chinese)
- [16] JUN H K, JUNG H S, LEE D H, et al. Fatigue crack evaluation on the underframe of EMU carbody[J]. *Procedia Engineering*, 2010, 2: 893-900.
- [17] KIM J S, JEONG J C, LEE S J. Numerical and experimental studies on the deformational behavior a composite train carbody of the Korean tilting train[J]. *Composite Structures*, 2007, 81(2): 168-175.
- [18] 吴会超,邬平波,曾 京,等. 车下设备对车体振动的影响[J]. *交通运输工程学报*, 2012, 12(5): 50-56.
- WU Hui-chao, WU Ping-bo, ZENG Jing, et al. Influence of equipment under car on carbody vibration [J]. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, 2012, 12(5): 50-56. (in Chinese)
- [19] 何德华. 350 km · h⁻¹ 高速动车组空气动力学仿真研究[D]. 北京: 中国铁道科学研究院, 2011.
- HE De-hua. Research of aerodynamic simulation on 350 km · h⁻¹ high-speed EMU [D]. Beijing: China Academy of Railway Sciences, 2011. (in Chinese)
- [20] 邱英政. 高速列车交会压力波数值模拟计算与测试研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2007.
- QIU Ying-zheng. The numerical and experimental investigation on crossing air pressure pulse by passing high-speed trains [D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2007. (in Chinese)
- [21] 卢耀辉. 铁道客车转向架焊接构架疲劳可靠性研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2011.
- LU Yao-hui. Study on fatigue reliability of welded bogie frame for railway vehicle [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2011. (in Chinese)