DOI：10.13890/j.issn.1000-128X.2022.06.002

铁道机车车辆

电力机车车体关键部件疲劳全寿命评估方法

曾燕军[1,2]，金希红[1,2]，朱　涛[3]，刘宏也[2]，张华海[2]

（1.大功率交流传动电力机车系统集成国家重点实验室，湖南 株洲　412001；
2.中车株洲电力机车有限公司 产品研发中心，湖南 株洲　412001；
3.西南交通大学 牵引动力国家重点实验室，四川 成都　610031）

摘　要：针对电力机车车体在线路循环激励作用下的疲劳裂纹失效问题，对关键部件进行了动应变测试，结合标准载荷，研究了其疲劳全寿命。首先，以某电力机车车体为研究对象，对关键部件进行了线路动应变测试，并对测试数据进行低通滤波；其次，对滤波结果进行雨流计数，基于国际焊接协会（International Institute of Welding，IIW）标准确定测点焊缝材料参数，并按照Palmgren-Miner线性累积损伤理论进行了关键部件疲劳裂纹萌生寿命计算；然后，以车体枕梁和垂向减振器安装座的底架局部结构为例，建立了关键部件裂纹扩展仿真子模型，并基于EN 12663标准确定了子模型载荷工况；最后，在垂向减振器动应变测点位置插入初始裂纹，基于断裂力学方法计算了疲劳裂纹扩展寿命，从而获取了车体垂向减振器安装座疲劳全寿命数据。研究结果表明，电力机车车体垂向减振器安装座在既有线路上的疲劳裂纹萌生寿命为6.86×10^7公里；具有2 mm表面半长、0.8 mm深的初始半椭圆型表面裂纹的电力机车车体，在EN 12663标准要求的载荷条件下，至少还能承受4.18×10^7次载荷循环才会完全丧失承载能力。研究结果为必要的车体结构改进提供了可靠的试验和仿真依据，为评定机车运营中车体的安全可靠性提供了极强的指导作用和参考价值。

关键词：车辆工程；电力机车；车体；动应变测试；损伤累积；断裂力学；裂纹扩展仿真

中图分类号：U260.32　　**文献标识码：**A

文章编号：1000-128X(2022)06-0010-07

Life-cycle assessment method for key parts of an electric locomotive body

ZENG Yanjun[1,2], JIN Xihong[1,2], ZHU Tao[3], LIU Hongye[2], ZHANG Huahai[2]

(1. The State Key Laboratory of High Power AC Drive Electric Locomotive Systems Integration, Zhuzhou, Hunan 412001, China；2. R&D Center, CRRC Zhuzhou Locomotive Co., Ltd., Zhuzhou, Hunan 412001, China；3. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China)

Abstract: In respect of the fatigue crack failure of the electric locomotive body under the cyclic excitation, the dynamic strain test was carried out on the key parts, and the fatigue life of the locomotive body was researched based on standard loads. Firstly, the body of an electric locomotive was taken as the research object, the dynamic strain test of the key parts was carried out, and the test data were filtered by low-pass filter. Secondly, the rainflow counting was carried out on the filtering results, and the parameters of the welding material at the measuring point were determined based on the IIW (International Institute of Welding) standard. The fatigue crack initiation life

收稿日期：2021-03-26；修回日期：2021-08-03
基金项目：国家自然科学基金项目（52175123）；中国中车股份有限公司科技研究开发计划项目（2018CJA002-1）
通信作者：朱　涛（1984—），男，博士，博士/硕士生导师，副研究员，主要从事列车碰撞动力学与被动安全防护、机车车辆结构剩余寿命评估方法与预测、载荷识别理论和轮轨力预测方法、机车车辆结构强度与轻量化设计方法；
E-mail: zhutao034@swjtu.edu.cn

of the key parts was calculated according to the Palmgren-Miner linear cumulative damage theory. Then, the body bolsters and the local structure of the underframe of the vertical damper holder were taken as examples, the sub-model of crack propagation simulation of key parts was established, and the load conditions of the sub-model were determined based on the EN 12663 standard. Finally, the initial crack was inserted at the dynamic strain measuring point of the vertical damper, and the fatigue crack propagation life was calculated based on the fracture mechanics, thereby obtaining the fatigue life data of the vertical damper holder of the body. The results show that the fatigue crack initiation life of the vertical damper holder is 6.86×10^7 km. Under the load conditions required by the EN 12663 standard, the electric locomotive body with an initial semi-elliptical surface crack of 2 mm in half length and 0.8 mm in depth can bear at least 4.18×10^7 load cycles before it completely loses its bearing capacity. The research results provide reliable test and simulation basis for the necessary improvement of the body structure, as well as a strong guidance and reference value for the evaluating the safety and reliability of the body in locomotive operation.

Keywords: vehicle engineering; electric locomotive; body; dynamic strain test; damage accumulation; fracture mechanics; crack propagation simulation

0　前言

目前，我国电力机车朝着高速、重载、轻量化的方向发展，对车体结构疲劳强度提出了更高的要求。枕梁、车钩安装座、减振器安装座等电力机车车体关键部件在实际运用过程中，由于受到线路条件、列车载重和结构工艺等因素的影响，极易产生疲劳裂纹，严重影响到列车运用安全性[1]。同时，随着设计理念的更新和检修设备智能化水平的不断进步，设计者更关注机车车体的具体运营时间和里程，而非最初的无限寿命设计。因此，对电力机车车体在线路循环激励作用下疲劳全寿命的研究，对提高列车运行安全性和降低运用维护成本具有越来越重要的意义。

在轨道车辆车体疲劳评估方面，文献[2-4]利用多体动力学和有限元相结合的方法，预测机车车体关键部件疲劳寿命，并将线路试验结果与仿真结果进行对比分析，证明了方法的可行性；文献[5]在获取车体关键部位应力谱的基础上，利用残余应力系数修正的*S*-*N*曲线和Palmgren-Miner线性损伤累积准则分析了车体焊缝疲劳寿命，为延长重载电力机车车体结构服役寿命提供了理论依据；文献[6]采用端部底架子模型代替全尺寸车体的方法，从数值仿真和台架试验的角度验证了方法对疲劳寿命评估的可行性，结果表明采用端部底架评估疲劳寿命易于获得比较保守的结果；文献[7]利用扩展有限元法，对高速动车组车体关键位置缺陷进行了研究，获取了不同初始裂纹下的疲劳裂纹扩展寿命和裂纹临界尺寸；文献[8]采用网格不敏感结构应力法，在断裂力学的基础上推导了考虑裂纹扩展增量的焊缝裂纹扩展计算方法，并对某有轨电车车体薄弱位置焊缝进行了剩余寿命评估，弥补了名义应力法评估带裂纹焊接结构疲劳寿命的不足；文献[9]采用Box-Behnken矩阵设计和多项式拟合法建立铝合金车体的代理模型，以完成载荷谱到关键部位结构应力的转换，然后基于结构应力法预测车体焊接部位裂纹扩展寿命，为车体焊接质量控制和检修周期制定提供了参考。

综上所述，针对电力机车车体疲劳寿命的研究大多采用名义应力法或局部应力应变法结合相应损伤累积准则的方法来确定疲劳裂纹萌生寿命，对车体产生裂纹后的服役阶段关注较少。本文针对电力机车车体在线路循环激励作用下的疲劳裂纹失效问题，对关键部件进行了动应变测试，研究了其疲劳裂纹萌生寿命。在此基础上，以车体枕梁和垂向减振器安装座的底架局部结构为例，建立了关键部件裂纹扩展仿真子模型，基于断裂力学方法计算了疲劳裂纹扩展寿命，从而获取了车体垂向减振器安装座疲劳全寿命数据，为电力机车车体抗疲劳设计提供了一种思路。

1　车体动应变测试

为了评估电力机车车体的疲劳强度是否满足该机车设计条件、相关标准规定的强度要求和运营里程（年限）要求，在关键部位布置应变片测试机车运行过程中车体的动态应变，测试线路为国内某货运专线，单次行程大约为220 km，测试总长为2个往返，总行程共880 km。

车体动应变测试点的位置如图1所示（其中测点8布置三向应变花，其余测点均布置单向应变片）。以垂向减振器局部为例，图2显示了测点8和测点9具体贴片位置，图3给出了测点9动应变测试结果。

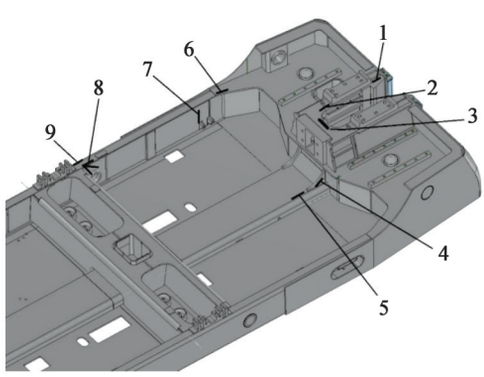


图1　车体动应变测点位置

Fig. 1　Dynamic strain measuring points of car body

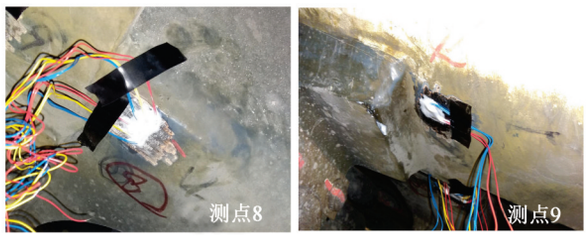


图2 垂向减振器局部应变片

Fig. 2 Local strain gauges of vertical damper

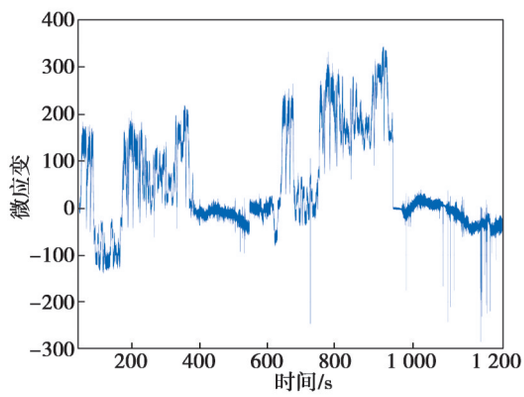


图3 测点9动应变

Fig. 3 Dynamic strain of measuring point 9

2 疲劳裂纹萌生寿命分析

2.1 应变测试数据处理

对测试得到的动应变数据采用Welch算法计算各个测点的功率谱密度（PSD），经过式(1)将功率值进行转化，结果如图4所示。

$$y'=10\lg(y) \tag{1}$$

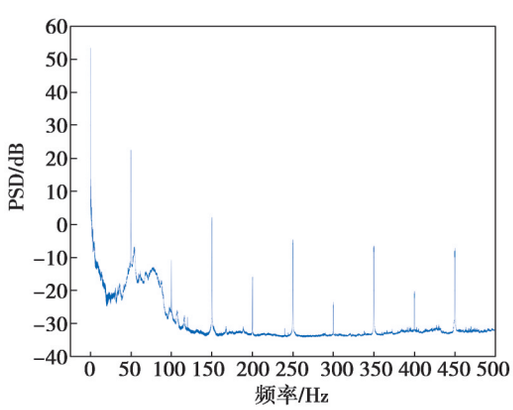


图4 测点9应变PSD数据（未滤波）

Fig. 4 Strain PSD of measuring point 9(unfiltered)

采用FIR数字滤波器对图4应变PSD数据进行滤波，滤波器的通过类型选择的是多带宽通过，频率滤波器选择带宽为[49 Hz, 51 Hz]和[99 Hz, 101 Hz]的带阻滤波器和500 Hz低通滤波器，窗函数选择Hamming窗，阶数是4 000，设计好的滤波器的幅值响应如图5所示。由图5可知，对于频率大于500 Hz的信号，幅值衰减得十分迅速；对于频率在[49 Hz, 50 Hz]的信号，幅值衰减速度变小，考虑到增加带宽可能会将原本属于车体自身的应变滤掉，没有增加带阻的带宽。经FIR滤波之后的测点应变PSD数据如图6所示。由图6可知，由于受工频信号（50 Hz和100 Hz）干扰，信号的幅值已经衰减得十分厉害。

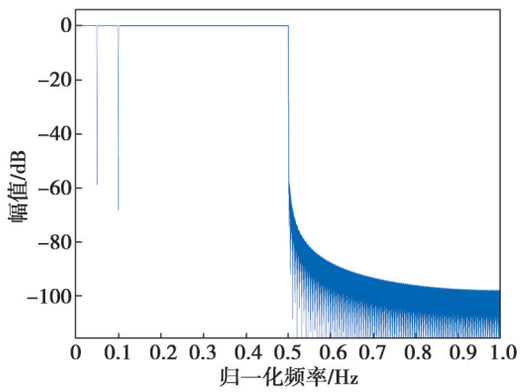


图5 滤波器幅值响应

Fig. 5 Amplitude response of filter

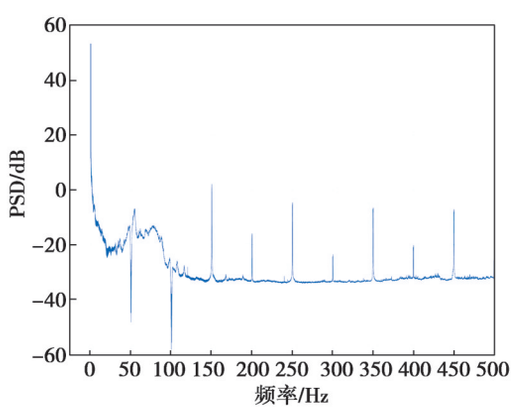


图6 测点9应变PSD（滤波后）

Fig. 6 Strain PSD of measuring point 9(filtered)

2.2 裂纹萌生寿命计算

在工程结构疲劳强度或寿命预测中，对于低于1×10^7次恒幅疲劳极限的应力等级可以考虑用原*S-N*曲线的斜直线段延长线与水平段成一定夹角的直线代替*S-N*曲线的水平段，来考虑较小应力对结构产生的损伤。本文采用国际焊接协会（International Institute of Welding，IIW）的*Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components*[10]中给出的方法进行分析，即当载荷循环次数$N\leqslant1\times10^7$次时，*S-N*曲线在对数坐标系下的直线斜率$m=3$；当载荷循环次数$1\times10^7<N\leqslant1\times10^9$次时，*S-N*曲线在对数坐标系下的直线斜率$m=2$；当载荷循环次数$N>1\times10^9$次时，结构不产生疲劳损伤。

根据IIW确定各测点的材料参数，如表1~表4所示（存活率97.7%）。

对滤波后的测点动应变进行雨流计数，然后将应变数据转化为应力数据，根据表1~表4所示参数确定相应的*S-N*曲线，可计算各测点累积损伤，结果

见表5。

表1　单向应变片测点焊缝的材料参数
Table 1　Material parameters of weld at measuring points of one-way strain gauge

测点	$\Delta\sigma_c$/MPa	m	N_D/次
1	80	3	1×10^7
2	80	3	1×10^7
5	50	3	1×10^7
6	71	3	1×10^7
7	71	3	1×10^7
9	71	3	1×10^7

表2　应变花测点正应力焊缝的材料参数
Table 2　Material parameters of normal stress welds at measuring point strain rosette

参数项目	测点	$\Delta\sigma_c$/MPa	m	N_D/次
参数值	8	71	3	1×10^7

表3　应变花测点45°方向焊缝的材料参数
Table 3　Material parameters of welds at 45° direction at measuring point of strain rosette

参数项目	测点	$\Delta\sigma_c$/MPa	m	N_D/次
参数值或说明	8	100	3	1×10^7

表4　未焊接部位材料参数
Table 4　Material parameters of unwelded parts

参数项目	测点	$\Delta\sigma_c$/MPa	m	N_D/次
参数值或说明	3	160	3	1×10^7
	4	160	3	1×10^7

表5　各测点累积损伤及裂纹萌生寿命
Table 5　Cumulative damage and crack initiation life at each measuring point

测点	损伤值	寿命/km	备注
1	2.71×10^{-5}	1.64×10^7	
2	1.42×10^{-7}	3.13×10^9	
3	0	Inf	非焊缝
4	5.21×10^{-7}	8.52×10^8	非焊缝
5	3.82×10^{-5}	1.26×10^7	
6	7.13×10^{-8}	7.72×10^8	
7	9.38×10^{-9}	2.00×10^9	
	1.51×10^{-9}	7.94×10^9	
8	1.10×10^{-8}	1.10×10^{10}	切应力
	3.43×10^{-8}	7.34×10^9	
9	6.47×10^{-6}	6.86×10^7	

注："Inf"代表无限寿命。

3　垂向减振器子模型建立及校核

综上可知，测点9（垂向减振器局部）损伤较大，并且作为车体关键承载部件之一，在实际服役过程中极易产生疲劳裂纹，因此下面以垂向减振器焊接局部为例，研究萌生裂纹后的裂纹扩展规律和服役寿命。

3.1　子模型建立

在保证仿真结果准确性的同时，为提高计算效率，划分垂向减振器子结构，如图7所示。

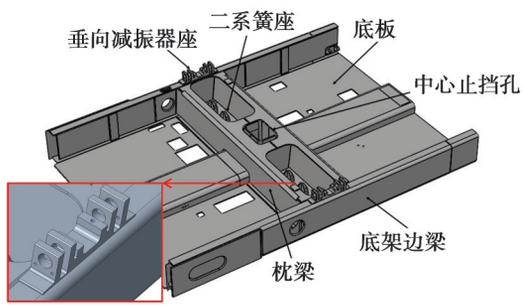


图7　垂向减振器子结构
Fig. 7　Substructure of vertical damper

首先，对车体一端枕梁局部进行有限元网格离散处理（为便于后续的三维裂纹扩展分析，垂向减振器局部采用实体单元离散），并赋予表6所示材料基本性能参数，约束和载荷参考如图8。仿真计算车体枕梁整体应力分布，结果如图9所示。

表6　车体底架材料（Q345E）基本力学性能及断裂参数
Table 6　Basic mechanical properties and fracture parameters of material of carbody underframe (Q345E)

参数名称		参数值
弹性模量 E / MPa		210 000
泊松比 v		0.3
屈服极限 σ_s/MPa		345
强度极限 σ_b/MPa		470
Paris 公式常数	c	5.19×10^{-14}
	m	3.3
裂纹扩展门槛值 ΔK_{th}/(MPa $\sqrt{\text{mm}}$)		63.246
断裂韧性 K_{IC}/(MPa $\sqrt{\text{mm}}$)		2 829.77

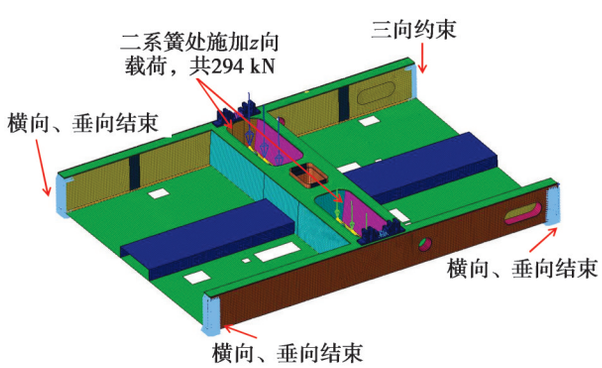


图8　枕梁局部有限元模型
Fig. 8　Local finite element model of bolster

在获得枕梁局部整体应力分布的基础上，在非应力集中部位切割垂向减振器子结构，对子结构进行精细的网格离散，基于线性插值获取子模型切割边界的节点位移信息，将节点位移信息用强制位移边界条件的形式施加到子模型上，除强制位移边界条件之外，作用于子模型的其他约束和载荷保持不变，最终确定垂向减振器局部裂纹扩展分析子模型如图10所示，结

果应力分布如图 11 所示。

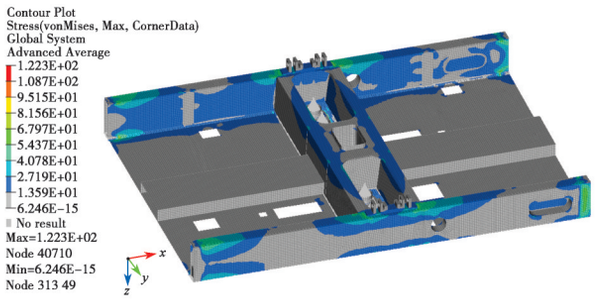


图 9　枕梁局部应力分布

Fig. 9　Local stress distribution of bolster

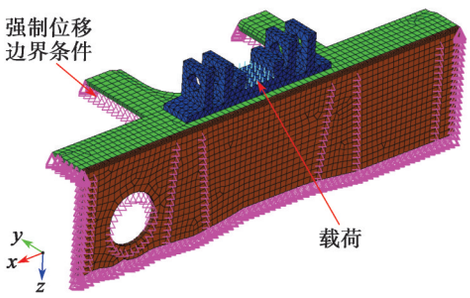


图 10　垂向减振器局部裂纹扩展分析子模型

Fig. 10　Sub-model for local crack propagation analysis of vertical damper

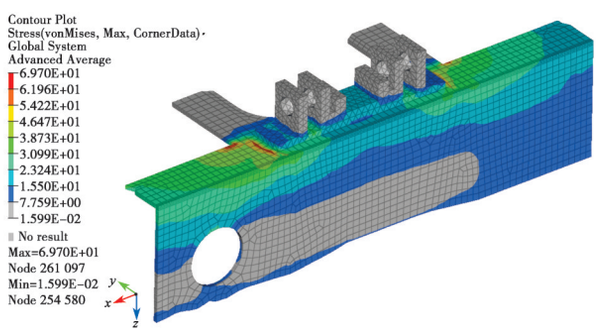


图 11　垂向减振器局部子模型应力分布

Fig. 11　Stress distribution of local sub-model of vertical damper

3.2　模型校核

设计台架试验，用以校核垂向减振器裂纹扩展分析子模型的可靠性，试验台如图 12 所示。在垂向减振器附近布置应变测点，图 13 显示了具体测点位置。为了更加充分地验证子模型方法的可靠性，分别按上述子模型方法取双边垂向减振器子模型与试验进行对比，测点应力与垂向减振器子模型相应位置应力对比如图 14 所示，因试验结果是应变片粘贴区域的单向应力平均值，因此仿真结果为有限元模型中相应区域的节点单向应力平均值。由图 14 可知，垂向减振器裂纹扩展分析子模型能较好地反应垂向减振器局部真实应力状态。



(a) 示意图　　(b) 现场图

图 12　试验台

Fig. 12　Test bench

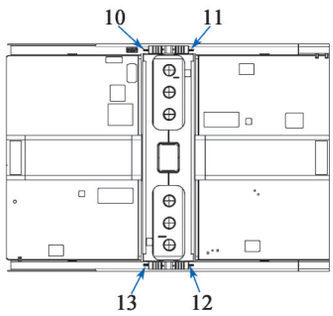


图 13　子模型可靠性验证试验应变测点位置

Fig. 13　Position of strain measuring points of sub-model reliability verification test

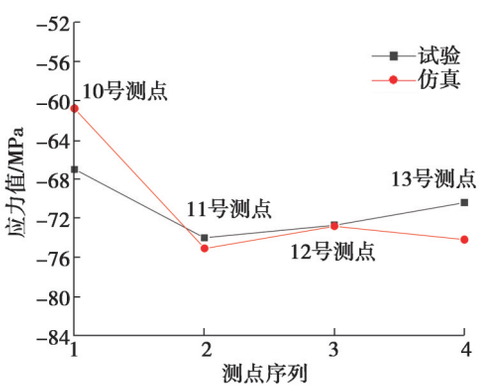


图 14　垂向减振器局部测点仿真与试验应力对比

Fig. 14　Comparison of simulation and test stress at the local measuring points of vertical damper

4　基于断裂力学的结构裂纹扩展分析

4.1　结构裂纹扩展仿真分析方法

在校核垂向减振器局部裂纹扩展分析子模型可靠性后，基于表 6 所示材料断裂参数，建立一定边界条件下的垂向减振器局部裂纹扩展分析有限元模型，通过引入裂纹分析其结构应力分布，提取危险部位的应力，进行三维裂纹扩展分析，具体的裂纹扩展分析流程如图 15 所示，由此可获得裂纹尺寸（表面长度、深度）、裂纹扩展方向、裂纹前沿应力强度因子分布随载荷循环次数的变化规律。

具体来说，为保证焊缝裂纹扩展过程中裂纹尖端应力强度因子计算的准确性，扩展前半段的单次扩展量和裂尖单元尺寸较小，同时考虑网格自适应划分的能力设定裂纹扩展过程，裂纹尖端单元尺寸随扩展过程会逐渐增加，以保证自适应划分的网格数量不会太多，不考虑裂纹闭合效应[11]。根据后续扩展趋势逐步调整扩展步长，后续载荷步长逐次递增，裂纹扩展模型将计算在同一裂纹尺寸下，每一级载荷裂纹前缘 3 种

类型应力强度因子K_{I}、K_{II}、K_{III}，根据裂纹扩展参数门槛值、断裂韧性参数确定扩展状态，获得该扩展状态下沿裂纹扩展深度方向的前缘中值处应力强度因子结果，进一步分析裂纹沿深度方向扩展的3种应力强度因子发展趋势，判断裂纹的类型。通过求解上述每一步扩展裂纹前缘的应力强度因子，结合Paris裂纹扩展速率公式，对裂纹长度和等效应力强度因子积分，从而得到裂纹扩展长度与载荷循环次数之间的寿命关系曲线。

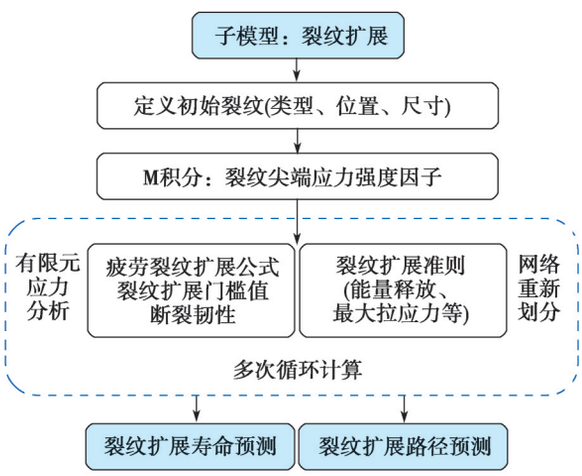


图15　基于断裂力学的裂纹扩展分析方法

Fig. 15　Crack propagation analysis method based on fracture mechanics

4.2　垂向减振器局部裂纹扩展分析

选取图10所示垂向减振器局部子模型进行裂纹扩展分析，根据表5损伤分析结果，在动应变测点9处引入初始裂纹，裂纹类型为半椭圆表面裂纹，裂纹表面半长2 mm、深0.8 mm，方向垂直插入所在表面，初始裂纹模型如图16所示，裂纹扩展方向由最大周向拉应力理论确定，基于图15所示方法，在通用有限元分析软件的基础上，结合二次开发程序进行裂纹扩展分析，载荷按EN 12663标准要求施加，子模型初始裂纹状态和失效临界状态如图16所示，计算所得裂纹表面长度随服役里程的变化曲线如图17所示。

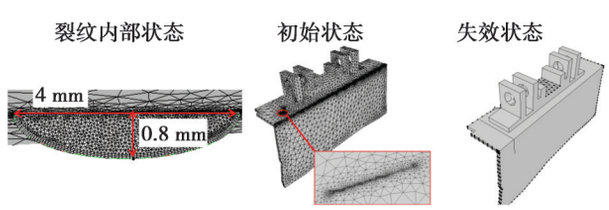


图16　垂向减振器局部初始裂纹及失效临界状态

Fig. 16　Local initial crack and failure critical state of vertical damper

由图17可知，垂向减振器局部具有2 mm表面半长、0.8 mm深的初始半椭圆型表面裂纹的电力机车车体，在EN 12663标准要求的载荷条件下，根据表6给出的车体底架材料（Q345E）的断裂韧性，当裂纹前缘应力强度因子范围达到断裂韧性范围时，至少还能承受4.18×10^7次载荷循环，然后裂纹将失稳扩展完全丧失承载能力。

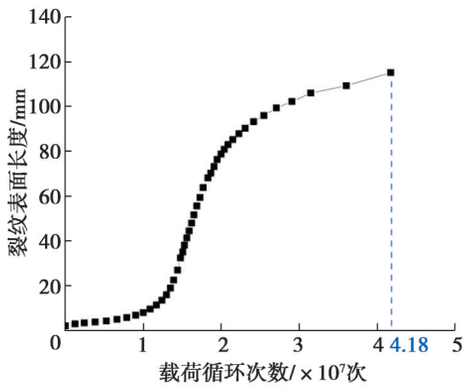


图17　裂纹表面长度随载荷循环次数的变化

Fig. 17　Change of crack surface length with the number of load cycles

5　结语

本文以某型电力机车在既有线路采集的动应变数据为依据，使用FIR数字滤波器对动应变数据进行滤波处理；对滤波处理后的应变信息进行雨流记数，基于IIW标准确定测点焊缝材料参数，并按照Palmgren-Miner线性累积损伤理论计算了损伤，其中垂向减振器局部损伤较大，其裂纹萌生寿命为6.86×10^7 km。以车体垂向减振器安装座为例，建立了关键部件裂纹扩展仿真子模型，并基于EN 12663标准确定了子模型载荷工况；在垂向减振器动应变测点位置插入表面半长2 mm、深0.8 mm的初始半椭圆型表面裂纹，基于断裂力学方法计算了疲劳裂纹扩展寿命，结果表明垂向减振器安装座至少还能承受4.18×10^7次载荷循环才会完全丧失承载能力，从而获取了车体垂向减振器安装座疲劳全寿命数据。

本文的研究成果对于电力机车车体关键部件剩余寿命预测、结构优化设计、经济效益的提高和应用安全性具有重要的理论和工程指导价值。

参考文献：

[1]　HYUN-KYU J, 阎锋. 电动车组车体底架疲劳裂纹评估[J]. 国外铁道车辆, 2020, 57(6): 38-43.
JUN H K, YAN Feng. Evaluation of fatigue crack on the underframe of EMU carbody[J]. Foreign Rolling Stock, 2020, 57(6): 38-43.

[2]　曾仲谋. 电力机车车体关键部位疲劳寿命预测[D]. 成都: 西南交通大学, 2004.
ZENG Zhongmou. The fatigue life prediction of key parts of electric locomotive[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2004.

[3]　阳光武, 肖守讷, 金鼎昌. 机车车体牵引座及减振器座的

疲劳寿命仿真分析[J]. 内燃机车, 2004(9): 16-18.
YANG Guangwu, XIAO Shoune, JIN Dingchang. Simulation analysis of the fatigue life of traction base and damper base of locomotive car body[J]. Diesel Locomotives, 2004 (9): 16-18.

[4] 肖守讷, 周贝, 阳光武, 等. 机车车体关键部件的疲劳寿命预测与试验验证[J]. 铁道机车与动车, 2014(11): 35-37.
XIAO Shoune, ZHOU Bei, YANG Guangwu, et al. Fatigue life prediction and test verification of key components of locomotive car body[J]. Railway Locomotive and Motor Car, 2014(11): 35-37.

[5] 金希红, 曾燕军, 李祥涛, 等. 基于线路实测动应力谱的重载电力机车车体疲劳寿命预测[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2020, 34(1): 44-50.
JIN Xihong, ZENG Yanjun, LI Xiangtao, et al. Fatigue life prediction of heavy electric locomotive based on line measured dynamic stress spectrum[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2020, 34(1): 44-50.

[6] 李新康, 王苏秦, 刘潮涛, 等. 地铁车辆铝合金车体端部底架子模型疲劳试验方法及寿命评估[J/OL]. 西南交通大学学报, 1-7. (2020-09-30) [2021-08-03]. http://kns.cnki.net/kcms/detail/51.1277.U.20200930.1054.004.html.
LI Xinkang, WANG Suqin, LIU Chaotao, et al. Fatigue testing method and life evaluation of aluminum end underframe submodel of metro vehicles[J/OL]. Journal of Southwest Jiaotong University, 1-7. (2020-09-30) [2021-08-03]. http://kns. cnki. net/kcms/detail/51.1277. U. 20200930.1054.004.html.

[7] 王翔. 高速动车组车体关键位置疲劳裂纹扩展研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2019.
WANG Xiang. Research on fatigue crack propagation in key position of high-speed EMU[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2019.

[8] 杨海宾, 朱涛, 肖守讷, 等. 基于结构应力法的车体结构疲劳裂纹扩展与剩余寿命评估[J]. 铁道机车车辆, 2019, 39 (1): 15-20.
YANG Haibin, ZHU Tao, XIAO Shoune, et al. Fatigue crack propagation and residual life evaluation method of vehicle body structure based on structural stress method[J]. Railway Locomotive & Car, 2019, 39(1): 15-20.

[9] 党林媛. 高速列车车体铝合金裂纹扩展速率及疲劳寿命预测方法研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2019.
DANG Linyuan. Research on prediction method of crack growth rate and fatigue life of aluminum alloy carbody in high speed train[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2019.

[10] HOBBACHER A F. New developments at the recent update of the IIW recommendations for fatigue of welded joints and components[J]. Steel Construction, 2010, 3(4): 231-242.

[11] 杨海宾. 铁路重载货车车钩剩余寿命研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2019.
YANG Haibin. Study on the residual life of couples for railway heavy load vehicles[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2019.