高速动车组S38C车轴疲劳强度及剩余寿命评价

秦庆斌¹, 吴圣川^{1*}, 胡雅楠¹, 刘宇轩¹, 康国政¹, 王文静², 马利军³

1. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室, 成都 610031;

2. 北京交通大学载运工具先进制造与测控技术教育部重点实验室, 北京 100044;

3. 中车青岛四方机车车辆股份有限公司, 青岛 266111

* E-mail: wusc@swjtu.edu.cn

收稿日期: 2019-01-26; 接受日期: 2019-05-27; 网络版发表日期: 2019-06-17

国家自然科学基金(批准号: 11572267)、中国铁路总公司系统性重大项目(编号: P2018J003)和牵引动力国家重点实验室开放课题(编号: 2018TPL_T03)资助

摘要 本文通过实验获得S38C车轴的残余应力场、基本力学性能和断裂性能, 采用表面单位压力法及二次迭代, 在实物车轴中重建出径向梯度分布的压缩残余应力, 基于实测载荷谱进行含缺陷S38C车轴的剩余寿命预测. 分析结果表明: 残余压应力对裂纹扩展有显著的抑制作用, 深度小于4 mm的初始裂纹不扩展; 经典Paris方程和NAS-GRO方程估算寿命分别约为28.5万公里和89.3万公里. 当深度大于7 mm时, 裂纹扩展速率迅速增大, 因此, 把7 mm作为S38C车轴损伤容限分析止裂判据比较合理. 研究方法和结果对于含缺陷表面强化铁路车轴的疲劳强度及剩余寿命评价具有重要意义.

关键词 损伤容限设计, 疲劳寿命, 压缩残余应力, 表面强化, 高速列车

1 引言

列车速度不断提高, 运行工况日趋严苛, 关键部件的疲劳可靠性日益受到关注. 作为重要的安全临界部件, 车轴直接关系到车辆超长距离运行的可靠性. 调查发现, 近2/3车轴破坏是由交变载荷引起裂纹所致^[1]. 2008年, 德国ICE高铁在刚驶离科隆站时就因裂纹导致断轴, 至今仍不清楚裂纹的萌生界限, 但该事件后进一步降低了探伤周期. 为确保安全, 新干线S38C车轴每运行45万公里, 就需要磁粉探伤检查, 每年探伤车轴总数达2万余根.

表面强化是提高车轴抗疲劳性能的重要途径之

一, 其基本原理是形成由表及里的梯度分布的表层晶粒细化和残余压应力. 例如, S38C车轴采用中频感应淬火, 合金钢EA4T车轴采用深滚压工艺. 运用表明, S38C车轴经表面感应淬火后, 显著降低了微动磨损及断轴事件的发生, 行车安全得到明显提高^[2]. 然而, 例行检修中在车轴中部发现各种外物损伤(磕碰、刮擦等), 深度可达0.5 mm, 宽度达8.0 mm. 因此, 对含缺陷车轴进行疲劳强度及剩余寿命评估^[3], 刻不容缓.

近年来, 世界铁路发达国家引入基于断裂力学的有限元方法来预估损伤车轴的剩余强度和疲劳寿命; 结合各种探伤设备和丰富运用经验, 给出车轴的无损探伤周期^[1-4]. 迄今为止, 还少见把材料性能梯度变化

引用格式: 秦庆斌, 吴圣川, 胡雅楠, 等. 高速动车组S38C车轴疲劳强度及剩余寿命评价. 中国科学: 技术科学, 2019, 49: 840-850

Qin Q B, Wu S C, Hu Y N, et al. Fatigue strength and residual life assessment of high-speed railway vehicle used S38C hollow axles (in Chinese). Sci Sin Tech, 2019, 49: 840-850, doi: 10.1360/SST-2019-0040

和压缩残余应力同时考虑的预测表面强化车轴剩余寿命的研究结果的报道。

为此, 本文根据径向变化的组织和硬度, 建立网格分层的车轴模型, 提出利用表面单位压力法和二次迭代法把实测残余压应力在全尺寸车轴中重建出来, 分别采用工程中常用的Paris方程(仅含扩展寿命)和车轴损伤容限评估中公认的NASGRO方程(含萌生和扩展寿命)预测S38C空心车轴的剩余寿命, 获得不同深度初始裂纹下的车轴运行总里程, 为S38C车轴运用维护提供理论支撑。

2 材料与方法

2.1 车轴结构及取样

感应淬火碳钢S38C的表层硬度达55 HRC, 抗拉强度 σ_b 约1100 MPa, 芯部保持较好韧性^[2,5,6], 呈现图1所示的组织和性能梯度分布特点。由于采用小直径比和大圆弧过渡, S38C车轴运用时的最大应力截面位于车轮-车轴压装部。

2.2 组织与硬度分布

取样材料为CRH2型感应淬火中碳钢S38C动力空心车轴。假设样品切割中残余应力的释放不会诱导微观组织的转变。从表面到内部的金相组织显示^[2,5], 车轴近表层为细条状的回火马氏体, 跨度约2.5~3.0 mm, 称为硬化层, 如图2(a)所示; 深度超过5 mm以后, 逐渐转变为典型的铁素体+珠光体的正火态基体组织, 如图2(b)所示。

马氏体组织可造成材料的高硬度和高强度, 对于提高压装部的耐磨性能有积极作用。研究还发现, 服

图1 (网络版彩图)车轴结构、组织和性能及断裂参量取样

图2 车轴径向组织. (a) 硬化层; (b) 近芯部

役中车轴残余应力和组织基本不变^[2], 这为预测强化车轴的疲劳裂纹扩展提供了实验支持。为简化建模和计算, 本文仅考虑硬化层和近芯部。

根据图1, 由表及里测定硬度, 得到如图3所示的分布曲线。可见, 硬化层硬度为近芯部的2.5倍左右, 至深度5.0 mm时趋于稳定。

2.3 基本力学性能

考虑到S38C车轴微观组织和硬度的径向梯度分布, 且硬化层厚度较小, 目前还很难准确测定局域材料的单调拉伸性能, 给含缺陷车轴强度及剩余寿命的预测带来了巨大挑战。合理可行的办法是, 根据图2所示微观组织和图3所示硬度分布来理论推证出径向材料的基本力学性能。

理论与实验研究表明, 显微硬度与拉伸性能之间存在着确定性关系, 并在工程中得到广泛运用。根据ISO 18265: 2004标准, 可得到中碳钢材料在经热处理工艺后(淬火+回火)的显微硬度与抗拉强度之间的关系以及屈强比 σ_r , 即有

图3 (网络版彩图)强化S38C车轴的硬度分布

$$\sigma_b = K \cdot HV, \sigma_r = \sigma_{0.2} / \sigma_b, \tag{1}$$

式中, K 为与金属种类及其热处理状态有关的比例系数, $\sigma_{0.2}$ 为材料的屈服强度.

由于金属材料的屈服强度与硬度关系不大, 本文根据屈强比 σ_r 来折算屈服强度. 相关文献^[5]给出S38C基体的弹性模量 E 、屈服强度 $\sigma_{0.2}$ 、抗拉强度 σ_b 分别约为206 GPa, 374 MPa和603 MPa, 则屈强比约为0.62, 感应淬火后硬化层材料的屈强比约为0.81^[6], 表明后者韧性明显变差. 为简化建模, 假设材料屈强比取两者均值0.70, 据此推算出表1所示的不同深度方向的拉伸性能.

一般而言, 感应淬火对泊松比影响不大, 此处取0.30, 弹性模量应有一定提高. 在缺乏实验数据的情况下, 认为车轴硬化层和近芯部的弹性模量分别取220 GPa和206 GPa.

将由经验公式推算出的应力-应变数据(见表1)与根据小试样得到的试验结果绘制在一起^[7], 如图4所示. 对比发现, 两者基本一致.

分别把硬化层和近芯部的材料应力-应变关系输入损伤车轴评价模型中. 至此, 建立了与实物车轴性能基本一致的计算模型.

2.4 残余应力测量

表面强化不仅导致车轴强度呈现出显著的梯度变化, 而且引入了梯度变化的残余压应力. 研究认为, 压缩残余应力对裂纹扩展有阻碍作用^[8,9]. 动车组S38C车轴运用发现, 残余应力并未出现明显的释放现象, 这为建立强化车轴的断裂力学模型提供了实验支撑^[2,6], 如图5所示.

由图5可知, 不同运营里程下残余应力变化不大, 且与日本测量结果基本一致^[10]. 本文中, 基于cosa方法获取车轴中心线方向的残余应力变化, 并植入实物车轴. 考虑到缺陷多发生在车轴中部, 且此处残余压应力水平远低于车轴压装部, 因此取图5中近表面保

图4 (网络版彩图)车轴不同深度材料的拉伸曲线比较

图5 (网络版彩图)新干线车轴服役中残余应力变化

守结果.

2.5 断裂性能试验

考虑到硬化层较小和残余应力释放, 目前尚无有效方法截取标准试样, 尤其是不能得到S38C车轴在负应力比下裂纹扩展速率、门槛值及断裂韧性. 为此, 在垂直于车轴中心线方向切取厚度为10 mm三点弯试样^[2,5], 受拉侧为车轴表面, 采用线切割预制出0.5 mm深的缺口, 模拟硬化层的裂纹萌生和扩展特性. 采用高频疲劳试验机对试样进行三点弯曲疲劳加载(选择应力比 $R=0.1$), 采用光学摄像设备观测三点弯曲试样的侧面缺口区域. 一旦裂纹起裂, 跟踪裂纹的扩展. 根据裂纹扩展情况, 停机对裂纹拍照, 然后继续加载. 随后用图像处理软件测量各载荷周次所对应的裂纹长度.

表1 车轴径向变化的拉伸强度估算值

深度(mm)	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0
显微硬度(HV)	568	513	411	313	247	222
拉伸强度(MPa)	1970	1744	1281	972	770	683
屈服强度(MPa)	1600	1228	902	684	542	481
弹性模量(GPa)	220	218	216	214	212	210

裂纹扩展模型是损伤容限分析的最重要输入。经典Paris公式仅仅描述了裂纹稳定扩展寿命, 给出过于保守的结果。对于S38C车轴这种以短裂纹寿命为主要服役区间的临界安全结构, 国内外普遍认为包含裂纹萌生寿命的NASGRO方程是进行铁路车轴剩余寿命评价的首选模型^[2,5,11]。为对比Paris公式和NASGRO方程在车轴寿命预测上的差异性, 本文采用两种模型进行剩余寿命估算, 即

$$da/dN = C(\Delta K)^m, \quad (2)$$

式中, a 为裂纹长度, N 为循环周次, ΔK 为应力强度因子幅, C 和 m 是材料常数。

$$\frac{da}{dN} = C' \cdot (\Delta K_{\text{eff}})^{m'} \left[\left(1 - \frac{\Delta K_{\text{th}}}{\Delta K} \right)^p / \left(1 - \frac{K_{\text{max}}}{K_{\text{IC}}} \right)^q \right], \quad (3)$$

式中, 拟合参数 C' 和 m' 与式(2)中Paris方程略有差别, ΔK_{eff} 为考虑裂纹闭合的等效应力强度因子幅值, ΔK_{th} , K_{max} 和 K_{IC} 分别为应力强度因子门槛值、最大应力强度因子和断裂韧性, p 和 q 分别为考虑门槛区和瞬断区寿命贡献的常数。

实测车轴径向材料的裂纹扩展特性与“平面应变”断裂韧性 K_{IC} , 如图6(a)和表2所示。

可见, S38C车轴的裂纹扩展数据分散性较大, 尤其是硬化层材料在近门槛区更大, 而经典Paris方程不能描述裂纹萌生区域。为此, 图6(b)和表3给出了NASGRO方程的拟合结果。

由图可知, NASGRO方程能够把近门槛区的裂纹扩展行为考虑进来。注意到三点弯试样的缺口深度达0.5 mm, 缺口预制中难免释放掉一部分压缩残余应力, 同时该区域的原始组织和硬度梯度变化也比较大。这

一特点会导致硬化层的裂纹扩展数据离散性比较大, 也反映出该区域的裂纹扩展速率较慢。一般认为, 这是由于硬度较高(阻碍裂纹萌生)和残余压应力存在(阻碍裂纹扩展)所致。但硬度越高, 断裂韧性越低, S38C车轴硬化层厚度不足以制备平面应变试样, 因此, 表2中 $K_{\text{IC}} = 81 \text{ MPa m}^{1/2}$ 实为平面应力试样的断裂韧性。

3 车轴计算模型

3.1 缺陷表征及植入

研究对象为CRH2型动车组S38C动力车轴, 材料为表面感应淬火中碳钢。在裂纹发生概率最大的轴身中部植入初始裂纹(见图7)。

在进行基于断裂力学的损伤容限设计和剩余寿命评估时需事先确定裂纹初始形貌, 此处假设初始缺陷形貌为标准半椭圆。为尽可能模拟出车轴疲劳裂纹扩展的实际情况, 设置裂纹长宽比逐渐减小^[6]。文献[12]分析了圆棒表面任何一种形状裂纹处于I型扩展之下裂纹形状的变化情况, 指出不同形状的初始裂纹均扩展成形貌比 $a/c=0.6\sim0.7$ 之间的裂纹, 其中 a 和 c 分别为深度和半长。

为保证断裂参量(如应力强度因子幅值)的计算精度, 裂纹前缘网格的尺寸应严格控制, 使用较为细密的三维实体线性单元C3D8。裂纹以模块方式单独引入有限元模型, 并使用Tie绑定功能与轮对模型其他部分进行连接。按照以上程序, 设置裂纹深度分别为0.5、1.0、2.0、3.0、4.0、5.0、7.0、9.0、12.0、15.0、19.0、24.0及30.0 mm(见图8), 并分别进行有限元网格剖分。

图6 (网络版彩图)车轴径向裂纹扩展速率。(a) 基于Paris公式拟合; (b) 基于NASGRO方程拟合

表 2 强化碳钢车轴的抗疲劳断裂参数

	C	m	ΔK_{th} (MPa m ^{1/2})	K_{IC} (MPa m ^{1/2})
硬化层	6.40×10^{-18}	6.50	12.6 ^[10]	81 ^[6]
近芯部	2.14×10^{-13}	3.54	6.2 ^[10]	60 ^[2]

表 3 基于公认NASGRO方程的抗疲劳断裂参数

	C'	m'	p	q	α
硬化层	6.09×10^{-17}	6.16	1.3	0.001	2.5
近芯部	8.33×10^{-17}	6.57	1.3	0.001	2.5

图 7 (网络版彩图)轮对模型及缺陷位置

图 8 (网络版彩图)植入裂纹的深度及其形貌变化

3.2 轮对压装及加载

研究表明^[7,13,14], 中频感应淬火为车轴表面4 mm 范围内引入残余压应力. 为准确模拟残余应力的径向分布及变化, 对深6 mm材料进行网格细化处理. 据此, 在车轴径向引入三层细密网格, 按照实测残余应力和硬度分布进行实体网格划分: 第一层网格为0~3 mm,

第二层网格为3~6 mm; 而第三层芯部网格为>6 mm, 如图9所示.

然后再将具有不同深度裂纹的有限元模型导入到 ABAQUS软件中, 并对模型的不同部位赋予相应的实验所测材料属性.

随后施加垂向载荷及边界约束, 引入试验时速350 公里车轴实测载荷作为车轴有限元模型施加外载^[15], 载荷及其频次如图10所示. 车轴表面残余应力引入工况的边界约束条件为约束轴身所有节点的 x , y , z 三个方向的位移; 过盈接触工况则只需要固定一侧轴端 x , y , z 三个方向的位移; 垂向载荷工况需约束轮轨接触部位 x , y , z 三个方向的位移, 同时在轴肩中部施加垂向载荷, 如图11所示.

最后, 还需谨慎处理车轮、齿轮与车轴的过盈配合^[16]. 为提高接触分析的精度, 进行三方面优化选择, 即主从面、过盈量和摩擦系数.

图 9 (网络版彩图)车轴网格模型图. (a) 各层网格离散图; (b) 轴身网格横截面图; (c) 轴身网格纵截面图

图 10 (网络版彩图)高速动车轴实测载荷谱

图 11 (网络版彩图)各工况边界约束条件. (a) 残余应力引入工况; (b) 过盈接触工况; (c) 垂向载荷工况

(1) 接触对主从面选择

一般地, 以大刚度部件表面为主面, 反之应为从面; 网格较粗表面可选为主面. 本文选取齿轮和车轮内表面为主面, 车轴外表面为从面.

(2) 过盈量

考虑到动车组空心轴过盈量在 $-0.20 \sim -0.30$ mm之间, 因此, 表面强化碳钢车轴有限元模型中过盈量选择为保守值 -0.30 mm, 在后续加载步中以逐渐递增的方式分多个增量步加载^[2-6].

(3) 摩擦系数

综合考虑过盈配合计算的收敛性、精度、效率及主从面良好的接触配合, 最终得到一个比较合适的摩擦系数为 0.6 ^[4,11,16].

3.3 残余应力迭代方法

随后对有限元模型进行残余应力的引入, 首先在车轴表面施加 1 N/mm^2 单位大小压力, 同时约束车轴芯部单元 x, y, z 方向位移, 从而模拟感应淬火所致残余压应力, 过程如图12所示.

在ABAQUS中进行分析, 获得车轴各节点应力分量 S_{ij} 数据的odb文件, 使用Field output功能以inp文件格式输出可用于编辑的各单元质心点处的6个应力分量 S_{ij} 数据. 为简化inp文件编辑难度, 结合现有文献, 确定轴向应力 S_{11} 为车轴内残余压应力, 对抑制裂纹扩展起到决定性作用. 因此, 将输出的inp文件导入excel软

图 12 (网络版彩图)单位载荷施加及约束示意图

件进行手动修改, 获得仅包含 S_{11} 方向残余应力数据集的dat文件.

dat文件需要在ABAQUS中用initial stress命令导入, 使用Edit Keywords功能添加命令行, 命令行应准确添加在模型文件的Step模块起始线之前, 保存修改后的模型文件, 便可在运行文件时导入编写的残余压应力dat文件^[16].

值得注意的是, 应仔细检查初始应力场各层单元节点 S_{11} 方向应力数值与文献中对应深度残余压应力是否相同, 反复修改dat文件, 得到与预期相符的目标残余压应力分布dat文件.

然而当对有限元模型导入符合预期的初始残余应力分布dat文件后, 经过一个无外载平衡分析步, 将发现应力大小发生改变, 使得残余压应力与实测数据不符. 为此, 使用(Proportional integral, PI)迭代调整法进行应力迭代^[16,17], 修正应力分布. PI迭代法的基本思想与数值分析中迭代求解法相似. 对结果进行反复修正, 使之接近预期结果, 直至满足精度要求. 迭代公式如下:

$$\sigma(x)_{\text{dat}}^{i+1} = \sigma(x)_{\text{dat}}^i + \beta(\sigma(x)_{\text{targ}} - \sigma(x)_{\text{out}}^i), \quad (4)$$

式中, $\sigma(x)_{\text{dat}}$ 是导入到有限元模型中的初始应力分布, $\sigma(x)_{\text{targ}}$ 是目标应力分布, $\sigma(x)_{\text{out}}$ 是由 $\sigma(x)_{\text{dat}}$ 代入模型经无外载平衡分析步后输出的应力分布, 方程中的上标 i , 代表第 i 次迭代, $\beta=1$ 为积分因子, 首次迭代令 $i=0$, $\sigma(x)_{\text{dat}}=\sigma(x)_{\text{targ}}$, $\sigma(x)_{\text{out}}=0$.

3.4 残余应力引入结果

对上述模型共迭代两次, 即可得到较为满意的残余应力分布结果, 如图13所示.

提取odb结果文件中轴身在轴向的残余应力 S_{11} , 并与服役600万公里线路数据及试验感应频率 3 kHz 和

图 13 (网络版彩图)第二次迭代车轴截面应力分布

回火温度473 K下车轴结果相比^[10], 如图14所示. 结果表明, 预测结果与服役测量分布基本一致, 且残余压应力峰值较低.

当各步骤完成定义后, 便可进行强化S38C空心车轴与车轮、齿轮的压装和实测载荷谱下的剩余寿命仿真分析. 用应力外推法估算出不同深度裂纹的应力强度因子幅值, 分别带入保守Paris方程和更精确的NASGRO方程, 结合实验测得的裂纹扩展速率拟合参数, 积分得出裂纹扩展寿命.

4 结果与分析

确认压缩残余应力结果的有效性后, 在车轴端施加实测载荷谱外载. 考虑到实际运用中轴身易受到外物损伤(如道砟冲击), 形成极易发现的可扩展性裂纹, 因此, 在轴身中部植入不同深度($a=0.5$ 、 1.0 、 2.0 、

图 14 (网络版彩图)轴身处残余应力模拟结果与实测数据对比

3.0、4.0、5.0、7.0、9.0、12.0、15.0、19.0、24.0和30.0 mm)的初始裂纹进行断裂力学计算, 采用应力外推方法估算 ΔK 值.

各扩展阶段的裂纹前缘轴向应力分布表明, 只有裂纹深度大于等于4.0 mm时, 裂纹前缘才会受到拉应力作用, 这就意味着, 只有表面初始深度大于4.0 mm, 裂纹才会发生张开和扩展. 同时, 当初始裂纹深度小于4.0 mm时, 裂纹前缘在各级载荷下均为压应力状态, 认为裂纹不会扩展.

为获得可靠的裂纹扩展寿命, 采用各阶段上限深度的扩展速率, 例如深度4.0~5.0 mm阶段的车轴剩余寿命按照 $a=5.0$ mm时的裂纹扩展速率计算. 为此, 分别对经典Paris方程和先进NASGRO方程积分, 便可计算出车轴不同裂纹扩展阶段的剩余寿命, 结果见表4和5.

据此分析, 轴身4.0 mm以下裂纹不发生扩展. 我国车轴探伤可确保4.0 mm深裂纹检出. 损伤容限设计方

表 4 基于保守Paris方程的剩余寿命预测

裂纹深度(mm)	循环周次(N)	服役寿命(万公里)
4.0~5.0	47098317	12.72
5.0~7.0	31259814	8.45
7.0~9.0	12898836	3.48
9.0~12.0	7088375	1.92
12.0~15.0	3477968	0.94
15.0~19.0	2281424	0.62
19.0~24.0	1044771	0.28
24.0~30.0	343541	0.09
总计	105493045	28.5

表 5 基于NASGRO方程的剩余寿命预测

裂纹深度(mm)	循环周次(N)	服役寿命(万公里)
4.0~5.0	213097250	57.57
5.0~7.0	79792117	21.56
7.0~9.0	21710834	5.87
9.0~12.0	9292510	2.51
12.0~15.0	3736914	1.01
15.0~19.0	2045423	0.55
19.0~24.0	740919	0.20
24.0~30.0	184997	0.05
总计	330600963	89.3

法要求漏检裂纹的扩展总寿命应小于探伤周期, 以确保装备服役安全. 为比较, 从初始裂纹深4.0 mm开始, 采用经典Paris方程和先进NASGRO方程估算的总疲劳寿命分别为28.5万公里和89.3万公里, 其中车轮直径为860 mm.

目前, S38C车轴裂纹限界是0.3 mm, 超过该值的车轴应予以报废. 为确保列车安全, 中铁总维修规程要求按照一定间隔里程对车轴进行无损探伤. 为量化裂纹扩展寿命, 对表4和5曲线化表征.

图15和16分别给出了应力强度因子幅和裂纹扩展速率与裂纹深度之间的关系. 由图可知, 随着裂纹稳定扩展, 裂尖应力强度因子幅和扩展速率明显增大, 与文献结果一致^[2,16]. 另外, 图15中的水平虚线表示, 小于4.0 mm裂纹不会扩展, 其基本依据是标准BS 7910给出的一般车轴钢裂纹扩展经验参数的限值^[18], 即 $C=1.6475 \times 10^{-11}$, $m=3.0$, 而 $K_{th}=2.0 \text{ MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$.

图17分别给出了采用经典Paris方程和先进NASGRO方程估算的车轴循环数和服役万公里数与裂纹深度之间的关系.

由图17可知, 采用经典Paris方程和先进NASGRO方程估算的车轴寿命差别较大, 前者更为保守. 然而不管是采用Paris方程还是NASGRO方程, 发现当裂纹深度大于7 mm时, 裂纹扩展速率将急剧增大, 此后各阶段寿命均不足6万公里, 表明车轴有大概率断裂或者漏检风险, 应根据相关规范进行封存或报废处理. 当裂纹扩展至7 mm时, 经典Paris方程和先进NASGRO方程估算的寿命分别为21.2万公里和86.1万公里; 而当裂纹

图15 (网络版彩图) 裂纹尖端应力强度因子幅的演变规律

图16 (网络版彩图) 基于Paris和NASGRO方程的裂纹扩展规律

扩展至30 mm时(国内外均以壁厚一半为止裂计算判据), 经典Paris方程估算的总疲劳寿命为28.5万公里, 采用NASGRO方程估算的总疲劳寿命为89.3万公里, 即裂纹由7 mm扩展至30 mm, 裂纹的扩展寿命仅分别占总寿命的7.4%和9.6%, 可认为是车轴失稳断裂状态. 为此, 在进行铁路车轴损伤容限评估及剩余寿命中, 建议以裂纹扩展至车轴壁厚12%(7/60 $\approx$ 0.12)作为止裂判据.

即便如此, 作为动车组最重要的临界安全部件, 不能仅依据仿真结果确定无损探伤里程, 必须更多地从材料性能本身(尤其短裂纹扩展特性)、高保真台架试验、长期运用经验、线路环境条件及探伤技术水平等各方面全面考察.

由此可见, 目前S38C车轴采用的无损探伤周期里程具有一定合理性, 本文研究结果为高速动车组安全可靠运用提供了合理支撑.

5 结论与讨论

通过在S38C空心车轴模型中引入与实测结果基本一致的压缩残余应力场, 然后基于车轴表层和芯部材料试验(组织、硬度、单调拉伸、残余应力、裂纹扩展速率及门槛值等)及实测载荷谱进行断裂力学仿真计算, 得到如下结论:

(1) 残余应力对于含缺陷S38C车轴的剩余寿命有较大影响, 硬化层中残余压应力对裂纹扩展具有显著的抑制和阻碍作用, 但一旦穿越硬化层, 裂纹扩展速度将迅速增加;

图 17 (网络版彩图) 实测载荷谱下车轴剩余寿命. (a) 裂纹扩展循环周次; (b) 车轴服役里程

(2) 对于轴身处裂纹, 当深度小于4 mm时, 由于裂纹尖端处于压应力状态, 裂纹不会扩展; 当初始裂纹深度大于等于4 mm时, 裂纹前缘开始受到残余拉应力作用, 便开始扩展;

(3) 基于Paris方程和NASGRO方程估算的车轴寿命差别较大, 前者更为保守. 但不管是采用经典Paris方程还是先进NASGRO方程, 发现当裂纹深度大于7 mm时, 裂纹扩展速率迅速增大, 此后各阶段寿命均不足6万公里;

(4) 当裂纹由4 mm扩展至壁厚一半即30 mm时, 经典Paris方程和包含萌生寿命NASGRO方程估算总寿命分别为28.5万公里和89.3万公里, 仅比裂纹扩展至7 mm时寿命高出7.4%和9.6%, 表明裂纹深度7 mm后实为失稳断裂阶段;

(5) 对于表面强化铁路车轴, 损伤容限评估中的裂纹止裂深度为7 mm更为合理.

虽然取样困难, 本文中表面强化碳钢车轴的实测应力应变曲线仅包括表层和芯部数据, 但实验结果与理论推算结果基本一致. 此外, 使用芯部材料的裂纹扩展数据, 可以保证获得偏于安全的寿命预测, 一定程度上确保了研究结果的可靠性.

断裂仿真研究得出, 轴身处裂纹深度大于4 mm时才会扩展, 铁路车轴超声探伤可确保1 mm深度裂纹的

检出, 尤其是轴身缺陷. 但是, 尚不能把本文研究结果直接推证到压装部中. 目前车轴运用规程中, 之所以定义如此小(如0.3 mm)的裂纹限界, 其中短裂纹萌生及扩展寿命的不确定性, 尤其是一旦出现裂纹, 便迅速扩展无法预测和控制, 应是主要原因之一. 计算也表明, 当深度超过7 mm时, 裂纹扩展速率急剧增大, 扩展寿命极短. 因此, 任何有关高速动车组车轴无损探伤周期里程制定和延长的决策都需要在理论、实验、仿真及运用数据等多方面进行深入、系统的探讨. 在这一方面, 日本铁路研究所、德国材料研究所、米兰理工大学及中国铁道科学研究院、西南交通大学、北京交通大学等一直在进行研究.

另外, 直接关系到铁路车轴损伤容限设计的重要输入之一还有载荷谱^[19,20]. 本文中仅采用了垂向载荷作为输入, 后续工作还应综合考虑纵向产生的扭转和横向产生的弯矩, 因此, 全面考虑缺陷处的真实应力状态是车轴剩余寿命评估的首要课题. 最后, 目前采用的裂纹扩展速率大多从小试样获取, 如何建立或者推证出真实加载工况下全尺寸车轴的裂纹扩展速率也是重要研究课题之一^[5,21,22]. 本文贡献在于, 提出和建立了表面强化铁路车轴的断裂力学模型及评估方法, 从而为下一步开展各种运用环境下伤损车轴的探伤周期里程提供了可行的研究方法.

参考文献

- 1 Wu S C, Xu Z W, Kang G Z, et al. Probabilistic fatigue assessment for high-speed railway axles due to foreign object damages. *Int J Fatigue*, 2018, 117: 90–100
- 2 马天宇. 高速动车组车轴表面强化层的疲劳性能研究. 硕士学位论文. 北京: 北京交通大学, 2018

- 3 徐忠伟, 吴圣川, 段浩, 等. 考虑压装和实测动应力的含缺陷空心车轴剩余寿命评估. *中国科学: 技术科学*, 2017, 47: 656–665
- 4 Wu S C, Liu Y X, Li C H, et al. On the fatigue performance and residual life of intercity railway axles with inside axle boxes. *Eng Fract Mech*, 2018, 197: 176–191
- 5 Yamamoto M, Makino K, Ishiduka H. Comparison of crack growth behaviour between full-scale railway axle and scaled specimen. *Int J Fatigue*, 2016, 92: 159–165
- 6 林浩博. 高速动车组S38C车轴疲劳、裂纹扩展特性及可靠性研究. 博士学位论文. 北京: 北京交通大学, 2017
- 7 Zhang S, Xie J, Jiang Q, et al. Fatigue crack growth behavior in gradient microstructure of hardened surface layer for an axle steel. *Mater Sci Eng-A*, 2017, 700: 66–74
- 8 姚卫星. 结构疲劳寿命分析. 北京: 科学出版社, 2019
- 9 吴圣川, 胡雅楠, 康国政. 材料疲劳损伤行为的先进光源表征技术. 北京: 科学出版社, 2018
- 10 Makino T, Kato T, Hirakawa K. Review of the fatigue damage tolerance of high-speed railway axles in Japan. *Eng Fract Mech*, 2011, 78: 810–825
- 11 Zerbst U, Beretta S, Köhler G, et al. Safe life and damage tolerance aspects of railway axles—A review. *Eng Fract Mech*, 2013, 98: 214–271
- 12 Lin X B, Smith R A. Shape growth simulation of surface cracks in tension fatigued round bars. *Int J Fatigue*, 1997, 19: 461–469
- 13 潘向南. S38C车轴冲击损伤疲劳性能研究. 硕士学位论文. 成都: 西南交通大学, 2018
- 14 赵云生. 日本新干线车轴淬火技术应用综述. *国外铁道车辆*, 2011, 48: 9–12
- 15 董智超. 高速轮轴载荷谱及疲劳强度分析. 硕士学位论文. 北京: 北京交通大学, 2013
- 16 Wu S C, Xu Z W, Liu Y X, et al. On the residual life assessment of high-speed railway axles due to induction hardening. *Int J Rail Transpation*, 2018, 6: 218–232
- 17 Lei Y. Fracture mechanics analysis of a crack in a residual stress field. *Int J Fract*, 2000, 106: 195–216
- 18 Zerbst U, Mädler K, Hintze H. Fracture mechanics in railway applications—An overview. *Eng Fract Mech*, 2005, 72: 163–194
- 19 Zhang Y, Maddox S. Investigation of fatigue damage to welded joints under variable amplitude loading spectra. *Int J Fatigue*, 2009, 31: 138–152
- 20 Pokorný P, Hutař P, Náhlík L. Residual fatigue lifetime estimation of railway axles for various loading spectra. *Theor Appl Fract Mech*, 2016, 82: 25–32
- 21 Akama M. Bayesian analysis for the results of fatigue test using full-scale models to obtain the accurate failure probabilities of the Shinkansen vehicle axle. *Reliability Eng Syst Saf*, 2002, 75: 321–332
- 22 Cervello S. Fatigue properties of railway axles: New results of full-scale specimens from Euraxles project. *Int J Fatigue*, 2016, 86: 2–12

Fatigue strength and residual life assessment of high-speed railway vehicle used S38C hollow axles

QIN QingBin¹, WU ShengChuan¹, HU YaNan¹, LIU YuXuan¹, KANG GuoZheng¹,
WANG WenJing² & MA LiJun³

¹ State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China;

² Key Laboratory of Vehicle Advanced Manufacturing, Measuring and Control Technology, Ministry of Education, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044, China;

³ CRRC, Qingdao Sifang Co., Technology Centre, Qingdao 266111, China

The compressive residual stress, basic tensile properties and fracture mechanics parameters of the surface-strengthened carbon steel axle (S38C) have been acquired experimentally and theoretically. The residual stress distribution at the radial direction of the axle was modeled by using the surface unit pressure method through two iterations. Based on measured loading spectrum, the residual life of damaged railway axles was simulated in the framework of fracture mechanics. It is found that the residual compressive stress has a considerable constraint on the fatigue crack propagation or opening. For the fatigue cracks lower than 4.0 mm initiated in the shaft, compressive residual stress still exists at the crack front. Once the crack depth is larger than 7 mm, the crack propagates rapidly. Therefore, the stopping criterion of the S38C axle is suitable with the crack depth 7 mm. Based on classical Paris equation and well-recognized NASGRO equation, the predicted running mileages are 285000 km and 893000 km based on initial crack depth $a = 4.0$ mm, respectively. The applied research method and results provide a significant theoretical reference to determine the fatigue strength and residual life of surface hardened high-speed railway axles with defects.

damage tolerance design, fatigue life, compressive residual stress, surface hardening, high-speed railway vehicle

doi: [10.1360/SST-2019-0040](https://doi.org/10.1360/SST-2019-0040)