基于结构应力法的焊接结构疲劳分析技术研究

张晓东 孙少璞 张佳欢 祝丹晖 朱院院 徐立佳

（比亚迪汽车有限公司，西安 710119）

摘要：为解决焊接结构疲劳寿命难以准确评估的问题，采用多疲劳参量耦合的等效结构应力评估方法，基于材料本构、力学原理与数值分析完成焊接结构疲劳寿命评估自研算法研究，建立了多轴应力状态下等效结构应力与疲劳损伤的定量映射关系。结合多通道准静态叠加技术，并集成雨流计数与Miner累计损伤模型，通过自主编程完成适用于工程化应用的疲劳仿真分析软件开发，通过某焊接仿真案例验证了该软件具备较好的网格不敏感性，有效解决了行业传统仿真方法对网格尺寸敏感的技术难题。通过对疲劳失效案例进行系统性的仿真对标，论证了该分析方法可精准预测焊接结构的疲劳失效风险，疲劳寿命预测精度较行业传统仿真方法有大幅改进。

关键词：焊缝 疲劳寿命 损伤 等效结构应力

中图分类号：TG406 **文献标志码：**B **DOI:** 10.19710/J.cnki.1003-8817.20260251

Research on Fatigue Analysis of Welded Structures Based on the Structural Stress Method

Zhang Xiaodong, Sun Shaopu, Zhang Jiahuan, Zhu Danhui, Zhu Yuanyuan, Xu Lijia

(BYD Auto Co., Ltd., Xi'an 710119)

Abstract: To address the difficulty in accurately assessing the fatigue life of welded structures, a multi-fatigue-parameter coupled equivalent structural stress evaluation method is adopted. Based on material constitutive relations, mechanical principles, and numerical analysis, an original algorithm for the fatigue life assessment of welded structures is developed, and a quantitative mapping relationship between equivalent structural stress and fatigue damage under multiaxial stress states is established. By combining multi-channel quasi-static superposition technology and integrating rainflow counting and the Miner cumulative damage model, fatigue simulation analysis software suitable for engineering applications is developed through independent programming. A welding simulation case validates the good mesh insensitivity of the software, effectively solving the technical problem of mesh-size sensitivity in traditional industry simulation methods. Through systematic simulation benchmarking of fatigue failure cases, it is demonstrated that the proposed analysis method can accurately predict the fatigue failure risk of welded structures, and the fatigue life prediction accuracy is substantially improved compared with traditional industry simulation methods.

Key words: Welds, Fatigue life, Damage, Equivalent structural stress

1 前言

焊接接头常存在成形不良、偏析、气孔或微裂纹等缺陷，容易在接头表面和焊趾处产生局部应力集中及残余应力场[1]，使焊接接头成为结构设计中的薄弱环节。在外部交变载荷的反复作用下，焊接结构极易发生疲劳失效。因此，焊接结构的疲劳问题一直是业界关注的热点，其疲劳寿命评估的准确性对车辆运行的安全性及可靠性具有重要影响。

传统的焊接结构疲劳评估方法主要有名义应力法和热点应力法。其中，名义应力法因无需准

作者简介：张晓东（1989—），男，高级工程师，硕士学位，研究方向为整车多体载荷分解与耐久仿真。

参考文献引用格式：

张晓东，孙少璞，张佳欢，等.基于结构应力法的焊接结构疲劳分析技术研究[J].汽车工艺与材料，2026(10)：42-53.

ZHANG X D, SUN S P, ZHANG J H, et al.Research on Fatigue Analysis of Welded Structures Based on the Structural Stress Method[J]. Automobile Technology & Material, 2026(10): 42-53.

确获取接头附近的应力场,被认为是评估焊接接头疲劳寿命最简单和最常用的方法。该方法通过计算焊接接头远端应力梯度近零区域的应力,并与标准接头类型的*S-N*曲线进行匹配以开展疲劳寿命评估。邢达宸等[2]参考BS 7608:2014+A1:2015《Guide to fatigue design and assessment of steel products》、EN 1993-1-9:2025《Eurocode 3: Design of steel structures - Part 1-9: Fatigue》等欧洲名义应力法标准对钢焊接结构疲劳强度评估方法进行了分析。杜纵纵[3]基于名义应力和断裂力学疲劳评估流程对轨道交通车辆转向架进行了寿命评估,获得了一致的评价结果。Lu[4]等将名义应力法与临界平面法相结合,提升了焊接接头疲劳寿命的预测精度。Juho等[5]研究发现平均应力对疲劳数据分散度有显著影响。然而,焊接接头因种类繁多、结构复杂,利用名义应力对复杂焊接结构进行疲劳评价时,接头类型的判断、*S-N*曲线的选取往往存在较大主观性[6]。随着有限元分析技术的逐步成熟,作为名义应力法的补充,热点应力法在钢结构焊趾疲劳局部分析中得到重视[7-8]。热点应力通过选取焊接接头焊趾附近几个点的应力值,再将这些应力值带入外推公式来估算焊趾位置的应力,解决了复杂结构焊接接头难以利用名义应力法进行*S-N*曲线匹配的问题。英国焊接研究所的BS 7608:2014+A1:2015标准和国际焊接学会的IIW-1996认证体系都加入了通过热点应力法拟合的*S-N*曲线[9-10]。张芳芳[11]等利用热点应力法对某标准焊接接头和某机架焊接接头进行了疲劳分析,其计算结果相比名义应力法更接近实际寿命。Mulkoglu等[12]将优化技术与热点应力法相结合,显著降低了不同料厚和载荷条件下焊接结构的*S-N*曲线离散性。然而,徐双喜等[13]基于热点应力更新适用于整体挤压成形的T型焊接接头疲劳等级曲线时,发现焊接残余应力对传统薄板焊接结构的疲劳效应较为敏感。谌伟等[14]基于热点应力法对船用挤压成形铝合金接头的疲劳寿命进行了研究,发现考虑残余应力后的疲劳等级曲线远高于IIW-1996认证体系推荐的热点应力疲劳等级曲线。Shen等[15]发现采用热点应力进行焊缝疲劳寿命仿真时,需要更细的网格才能得到较为准确的仿真结果,加大了疲劳分析的工作量和预测难度。

为克服行业传统焊接疲劳评估方法的局限性,Dong等[16]基于断裂力学理论提出了具有网格尺寸不敏感性的等效结构应力法,并构建了考虑焊接残余应力的焊缝主*S-N*曲线。徐继鑫等[17]利用结构应力法对板边焊接接头疲劳寿命进行了计算,其结果与试验结果基本一致。田亮等[18]对桥梁中的钢-UHPC组合桥面板开展了疲劳试验和数值仿真,认为相比热点应力法,结构应力法给出的预测结果更接近试验值。李军达等[19]基于193组焊接试样的疲劳数据建立了Q450NQR1钢的主*S-N*曲线,有效降低了结构抗疲劳设计所产生的成本浪费。

当前结构应力法在压力容器、轨道交通、重工等领域已有研究与应用,而在汽车行业却鲜有公开文献报道和工程应用案例。一方面,各主机厂及零部件供应商已有成熟的仿真体系,结构应力评估方法在车辆行业缺乏充分的技术对标,技术风险未知,试错成本高;另一方面,当前市场上缺乏成熟/高效的结构应力焊缝疲劳商业软件,导致疲劳求解效率较低,无法满足汽车行业快速的产品迭代需求。基于以上背景,本文期望在结构应力法理论研究的基础上,焊接结构疲劳寿命仿真软件,通过多轴算法提升求解效率,并结合行业公开的焊接失效案例及车辆耐久失效问题完成焊缝疲劳仿真精度对标。

2　结构应力法疲劳评估原理

2.1　结构应力的定义

在焊接热影响区的结构截面上,外力作用下沿着厚度方向的应力因包含缺口应力而呈现出高度的非线性特征,如图1所示。通过理论算法或数值模拟直接求解该非线性分布的应力是不现实的。为简化计算,通过将该非线性应力进行分解,得到第一部分只和外力相关、且与外力互相平衡的应力,称为“结构应力”,在其交变作用下产生的损伤是导致结构疲劳的主要原因[20];第二部分为总应力减去第一部分应力后余下的应力,处于自平衡状态,称为“缺口应力”[21]。

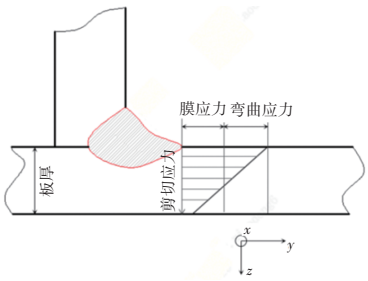


图 1 结构应力定义及截面应力分解

假设一个焊接接头的远场外力在截面上既有拉伸贡献的膜应力，也有弯曲贡献的弯曲应力，二者之和即为与外力平衡的应力。在给定板材厚度后，沿着焊缝截面的分布的膜应力 σ_m 与弯曲应力 σ_b 分别计算如下[22]：

$$\sigma_m = \frac{1}{t}\int_{-t/2}^{t/2}\sigma_x(y)\mathrm{d}y = \frac{f_y}{t} \tag{1}$$

$$\sigma_b = \frac{6}{t^2}\int_{-t/2}^{t/2}y\sigma_x(y)\mathrm{d}y = \frac{6m_x}{t^2} \tag{2}$$

$$\sigma_s = \sigma_m + \sigma_b \tag{3}$$

式中：t 为板材厚度，f_y 为焊线上的线力，m_x 为焊线上线力矩，σ_s 为结构应力，x、y 分别为局部坐标系方向，σ_x 为沿局部坐标系 x 方向上的应力。

结构应力是外载荷在焊趾/焊根处所引起的应力集中的度量，给出了截面上的应力分布，即裂纹扩展时的驱动力。

2.2 等效结构应力及主 S-N 曲线

在断裂力学中，影响裂纹扩展速度的关键因素为应力强度因子 K。应用断裂力学理论，将结构应力幅值转化为应力强度因子幅值 ΔK，其计算公式为[23]：

$$\Delta K = \sqrt{t}\,[\Delta\sigma_m f_m(a/t) + \Delta\sigma_b f_b(a/t)] \tag{4}$$

式中：a 为裂纹扩展长度，$\Delta\sigma_b$、$\Delta\sigma_m$ 分别为膜应力、弯曲应力的变化量，$f_m(a/t)$、$f_b(a/t)$ 分别为膜应力、弯曲应力对应的形状参数。

以结构应力幅值为参量的疲劳寿命 N 计算表达式为：

$$N = \int_{a/t\to 0}^{a/t=1}\frac{td(a/t)}{C(M_{kn})^n(\Delta K)^m} = \frac{1}{C}\cdot t^{1-m/2}\cdot(\Delta\sigma_s)^{-m}I(r) \tag{5}$$

式中：M_{kn} 为缺口放大因子，$\Delta\sigma_s$ 为主应力变化量，m 为材料参数，$I(r)$ 为弯曲比 r 的无量纲常数，C、n 为试验参数。

通过板厚效应修正与弯曲比修正，将结构应力幅值 $\Delta\sigma_s$ 可转化为等效结构应力幅值 ΔS_s：

$$\Delta S_s = \frac{\Delta\sigma_s}{t^{(2-m)/2m}\cdot I(r)^{1/m}} \tag{6}$$

由式(5)和(6)可得等效结构应力幅值为参数的 S-N 曲线疲劳寿命 N 计算表达式为：

$$N = \left(\frac{\Delta S_s}{C_d}\right)^{\frac{-1}{h}} \tag{7}$$

式中：C_d 和 h 为试验参数。

Dong[24]通过对大量不同结构、不同料厚、不同载荷模式下的接头类型的疲劳试验数据进行分析，总结并公开了相关试验参数，有效解决了传统疲劳分析方法 S-N 曲线选取依靠经验和主观判断的问题。其中不同存活率下其具体数值如表 1 所示。

表 1 主 S-N 曲线参数表

统计数据	C_d	h
中值	19 930.2	0.319 5
$+2\sigma$	28 626.5	
-2σ	13 875.7	
$+3\sigma$	34 308.1	
-3σ	11 577.9	

3 结构应力法算法实现及模块集成

3.1 算法实现

3.1.1 焊缝截面应力线性化与等效结构应力求解

结构应力法算法实现的基础为节点力、力矩的获取，并将焊趾单元节点上的节点力和力矩等效为焊线上的线力和线力矩，核心步骤如图 2 所示。

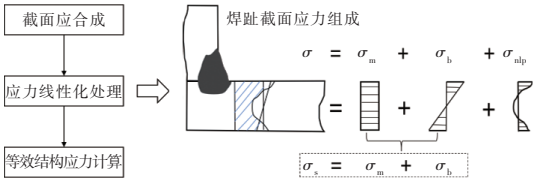


图 2 等效结构应力求解步骤

通常，节点力和节点力矩信息是基于全局坐标系下输出的，而线力和线力矩则是沿着焊线节点的法线和切线方向。对于焊缝长度方向的单元网格，由于焊线方向可能存在变化，导致局部坐标系与全局坐标系不同，因此需要通过坐标转换矩阵将节点力和节点力矩调整到局部坐标系下。坐标系转化如图 3 所示，在该局部坐标系中，x' 轴沿

焊线方向,y'轴垂直于焊线确保了线力垂直于焊线,而线力矩则绕焊线并平行于裂纹扩展面。根据定义的焊线节点序列对节点力进行排序,确保节点力的排列顺序与模型中焊线节点的物理排列顺序相一致。最后,整理这些节点力数据,确保每个焊线节点的节点力均正确。

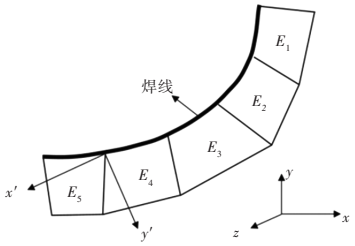


图3　单元全局坐标系转化为局部坐标系

以2个相邻节点的节点力转化为结构应力计算过程为例对求解算法进行说明,如图4所示,节点1和节点2在y轴方向的节点力分别为F_{y1}、F_{y2},在x轴方向上的节点力矩分别为M_{x1}、M_{x2};沿着y轴方向单元边上的线力分别为f_{y1}、f_{y2},在x轴方向上的线力矩分别为m_{x1}、m_{x2}。由力学平衡方程,可得y轴方向上的节点力为[25]:

$$\begin{Bmatrix} F_{y1} \\ F_{y2} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{l}{3} & \frac{l}{6} \\ \frac{l}{6} & \frac{l}{3} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_{y1} \\ f_{y2} \end{Bmatrix} \tag{8}$$

绕x轴的力矩为:

$$\begin{Bmatrix} \mathrm{M}_{x1} \\ M_{x2} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{l}{3} & \frac{l}{6} \\ \frac{l}{6} & \frac{l}{3} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} m_{x1} \\ m_{x2} \end{Bmatrix} \tag{9}$$

式中:F_y为焊趾处垂向力,M_y为绕焊趾弯矩,l为焊线长度,t为板厚。

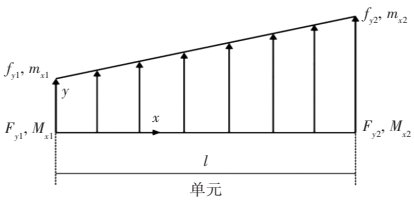


图4　2个节点时节点力和线力分布

对上述矩阵求逆后可将每个单元的节点力/节点力矩转化为线力f_y和线力矩m_x,由此可得节点1和2的结构应力为:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{s1} \\ \sigma_{s2} \end{Bmatrix} = \frac{1}{t} \begin{bmatrix} \frac{4}{t} & \frac{-2}{l} \\ \frac{-2}{l} & \frac{4}{l} \end{bmatrix} \left(\begin{Bmatrix} F_{y1} \\ F_{y2} \end{Bmatrix} + \frac{6}{t} \begin{Bmatrix} M_{x1} \\ M_{x2} \end{Bmatrix} \right) \tag{10}$$

实际中,三维模型的焊缝包含多个结点且路径较为复杂,如图5所示,焊接线沿长度分为n个节点,数量为1到n;l_n为焊线上第n个单元的长度,焊接线上每个节点之间的距离为l_1到l_{n-1}。此时,应用结构应力的多单元联立方程计算节点力F_{yn}和线性力f_{yn}之间的关系:

$$\left\{ f_{y1},\ f_{y2}.....f_{yn} \right\}^T = \boldsymbol{L}^{-1} \left\{ F_{y1},\ F_{y2}.....F_{yn} \right\}^T \tag{11}$$

$$\left\{ m_{y1},\ m_{y2}.....m_{yn} \right\}^T = \boldsymbol{L}^{-1} \left\{ M_{y1},\ M_{y2}.....M_{yn} \right\}^T \tag{12}$$

式中:$\boldsymbol{L}$为单元长度等效矩阵,只与节点距离相关,具体形式如下:

$$\boldsymbol{L} = \begin{bmatrix} \frac{l_1}{3} & \frac{l_1}{6} & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ \frac{l_1}{6} & \frac{l_{1+2}}{3} & \frac{l_2}{6} & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \frac{l_2}{6} & \frac{l_2 + l3}{3} & \frac{l_3}{6} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \ddots & \ddots & \ddots & 0 \\ \cdots & \ddots & \ddots & \ddots & \frac{l_{n-2} + l_{n-1}}{3} & \frac{l_{n-1}}{6} \\ 0 & \cdots & \cdots & 0 & \frac{l_{n-1}}{6} & \frac{l_{n-1}}{6} \end{bmatrix} \tag{13}$$

类似地,可以获得线力矩m_y和节点力矩$\boldsymbol{M}_y$之间的关系:

$$\left\{ m_{y1}, m_{y2} \cdots\cdots m_{yn}, \right\}^T = \boldsymbol{L}^{-1} \left\{ \boldsymbol{M}_{y1}, \boldsymbol{M}_{y2} \cdots\cdots \boldsymbol{M}_{yn} \right\}^T \tag{14}$$

所以,在焊接厚度相同的条件下,对于n个焊接节点,每个节点的结构应力σ_n,每个节点的力F_{yn}和力矩M_{xn}之间的关系可表示为:

$$\{\sigma_n\} = \frac{1}{t} L^{-1} \left(F_{yn} + \frac{t}{6} M_{xn} \right) \tag{15}$$

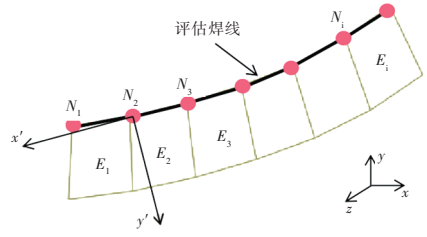


图5　含有多结点的评估焊线

综上,通过上述计算即可将有限元计算结果的节点力和力矩转化为结构应力。

3.1.2　多轴载荷下的焊缝疲劳寿命预测

为高效处理复杂多轴载荷,本研究采用多通道准静态叠加技术,自研算法实现动态传递矩阵

求解，将复杂路面载荷谱高效转化为等效结构应力时域序列，并基于等效结构应力历程，引入雨流计数与 Miner 累计损伤模型，最终实现焊缝疲劳损伤的求解。算法的实现流程如图 6 所示。首先，需构建各载荷通道到等效结构应力响应的时域传递函数；其次，利用传递函数将多轴载荷时程，叠加为节点应力的时程；然后，采用三点法雨流计数循环，精确提取应力时程中的全循环与半循环；最后，根据工程实际将提取的应力循环与主 S–N 曲线匹配。对于多轴应力，采用临界面法将单轴应力求解转化为多轴状态，最后应用 Miner 线性累积损伤模型进行寿命预测。

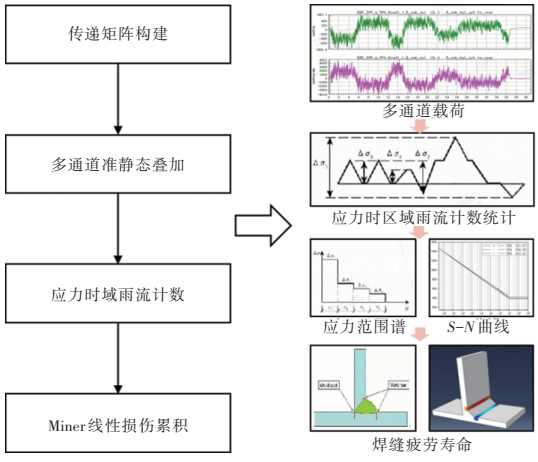


图 6　多轴应力状态疲劳损伤求解算法

3.2　软件框架及功能模块设计

为更好地实现算法的工程化应用，本研究设计了高内聚、低耦合的模块化软件架构，并将功能集成为可视化的计算求解软件，软件采用分层架构，主要分为：数据交互层、核心求解层、业务逻辑层和人机界面层。各层通过定义良好的应用程序编程接口（Application Programming Interface，API）进行通信，确保系统的可扩展性和可维护性。包含结果文件的导入、焊线节点力的计算、结构应力计算、寿命评估等模块。整体的软件界面如图 7 所示。软件整体包含 4 个板块，分别为前处理模块、求解器、材料与模型数据库、后处理与可视化模块。基于求解算法和数据库集成，各板块串联可实现焊缝和载荷信息读取、寿命求解和结果可视化。

本研究的软件操作流程如图 8 所示。首先，分别利用 ABAQUS 计算节点力与力矩，并通过 ADAMS 软件迭代获取路谱时域载荷。随后，在图形用户界面（Graphical User Interface，GUI）中，将 ABAQUS 生成的 ODB 格式文件以及 ADAMS 生成的 CSV 格式文件路径输入至本文所开发的疲劳分析软件。该软件通过 Python 语言调用 ABAQUS 提供的二次开发接口，读取节点力与力矩结果；同时，利用 Python 语言读取时域载荷数据，并将其存储为列表形式。最后，软件基于本文前述的疲劳分析算法，计算各节点的寿命与损伤值。

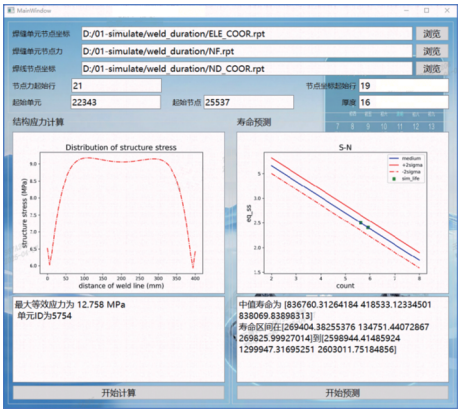


图 7　软件界面

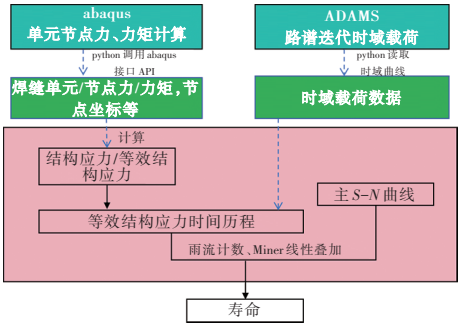


图 8　软件操作流程

3.3　算法的网格不敏感性验证

在焊趾位置，由于几何不连续导致应力存在奇点，越靠近焊趾处，应力越集中。这种应力结果的高度局域性对仿真精度具有显著影响。结构应力基于力平衡原理提出，其计算结果与外载荷相关，理论上与有限元网格划分的密度无关。具体而言，在外载荷恒定时，焊趾或焊缝沿线的节点数量无论多少，结构应力的合力始终与外载荷保持平衡，因此结构应力的仿真结果对有限元网格尺寸具有较强的不敏感性。以图 9 所示的薄板 T 型焊接结构为例，在相同载荷条件下，采用传统米塞斯（Mises）应力算法与本软件开发的结构应力算法，分别设置模型基本单元尺寸为 8 mm、4 mm、2 mm，计算其在弯扭载荷作用

下的应力分布。

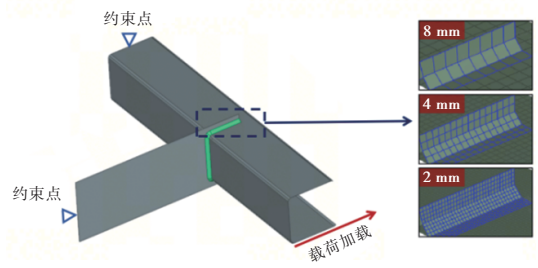
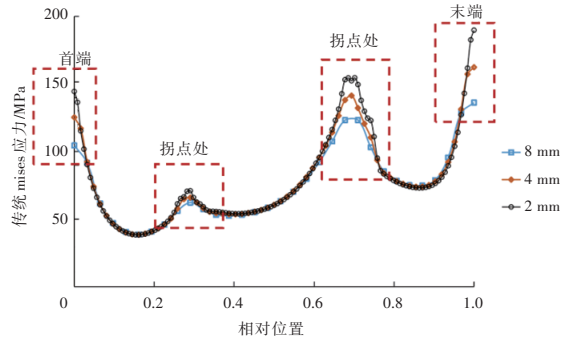
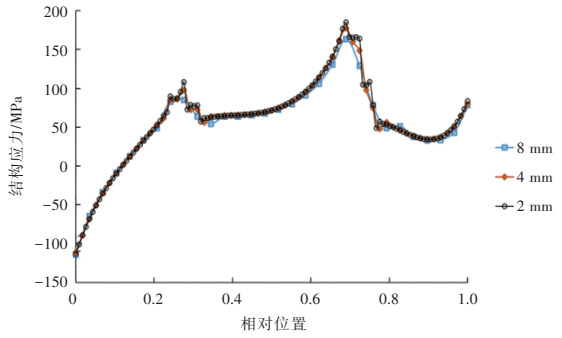


图9　某薄板T型焊接结构

通过对比分析可知,在焊缝首端、末端以及拐点位置,Mises应力对网格尺寸表现出高度敏感性。具体而言,在焊缝末端,不同网格尺寸下(2 mm、4 mm、8 mm)计算得到的应力值分别为189.9 MPa、162.4 MPa、136.2 MPa,偏差高达40%(图10a),这种应力结果的显著差异将直接导致疲劳寿命预测结果出现数倍范围的变化。在焊接型面突变处(即拐点位置),网格尺寸分别为8 mm、4 mm、2 mm时,对应应力值分别为123.3 MPa、132.2 MPa、149.6 MPa,偏差也达到21%。相比之下,结构应力法计算结果(图10b)基本不受网格尺寸变化的影响。焊缝首、末端数据点几乎重合,应力值分别为78.3 MPa、79.9 MPa、83.6 MPa,最大偏差仅6.7%,能够有效抑制网格敏感性,进而提升疲劳寿命预测结果的稳定性与可靠性。此外,结构应力在结构型面突变的拐点(x=0.7)位置处同样展现出较好的网格无关性,8 mm、4 mm、2 mm网格计算得到的应力值分别为166.4 MPa、177.4 MPa、183.05 MPa,偏差低于10%。尽管如此,在焊接结构的疲劳失效问题中,绝大多数裂纹起源于焊缝首、末端,而拐点位置对疲劳风险的贡献相对较小,因此,即使拐点位置存在一定计算偏差,其对整体结构疲劳寿命评估的影响仍可忽略。



(a)传统Mises应力计算结果



(b)结构应力计算结果

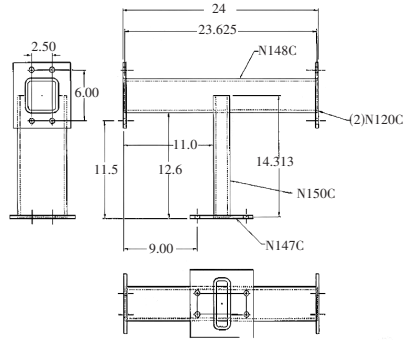
图10　不同网格尺寸下应力分布对比

4　方法精度验证

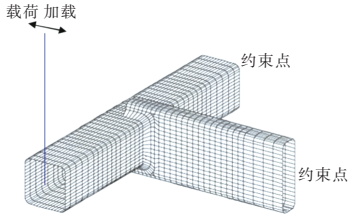
本节基于行业内已公开的焊接结构疲劳试验案例,根据试样尺寸及试验条件,在结构应力疲劳分析软件中开展疲劳仿真分析,将疲劳仿真计算结果与行业公开的试验结果进行对比,以验证软件疲劳求解精度。

4.1　公开案例1

美国汽车工程学会(Society of Automotive Engineers,SAE)下属的疲劳设计与评估委员会(Fatigue Design and Evaluation,FD&E)曾主办一场“疲劳挑战”竞赛[26]。如图11所示,该竞赛设计了由矩形截面管材组焊接形成的T型接头,并提供了矩形管的几何尺寸、试验约束条件和载荷加载方式,接头母材的材料牌号为A13R-RC17,屈服强度约345 MPa。焊缝的几何形貌、外观等其他信息均未提供,由各参赛方对其疲劳寿命进行盲测。



(a)焊接接头结构及尺寸



(b)试验约束条件及加载方式

图11　半直通管焊接接头尺寸及加载示意[26]

针对该焊接失效案例，如图 12 所示在仿真前处理软件中搭建了有限元仿真模型。分别利用某主流商业仿真软件和本文开发的结构应力仿真软件对该挑战项目进行疲劳仿真，仿真结果见图 13。表 2 对比了仿真结果的差异：商业软件在结构失效位置的仿真误差高达 48%，结构应力求解误差仅为 1.7%，与疲劳试验结果接近。

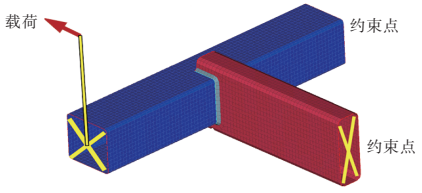
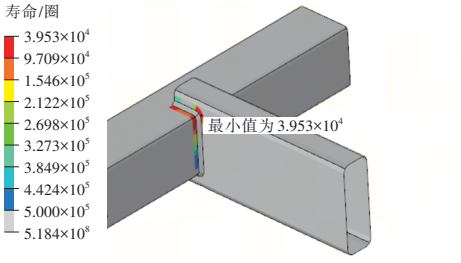
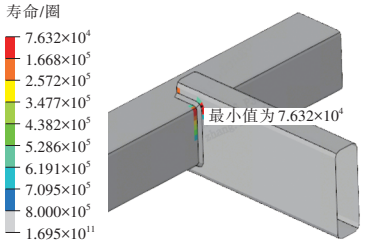


图 12 有限元仿真模型



(a)商业软件仿真



(b)结构应力法仿真

图 13 疲劳仿真结果

表 2 案例 1 仿真与试验对比

仿真与试验	仿真寿命/10^4圈	误差/%
商业软件仿真	3.95	48
结构应力软件仿真	7.63	1.7
试验	7.50	

4.2 公开案例 2

程斌等[27]针对正交异性钢桥进行了详细的高周疲劳试验，如图 14、图 15 所示，试样由 U 型肋与盖板焊接而成：焊缝尺寸为 8 mm，盖板长、宽、板厚分别为 1 000 mm、400 mm、16 mm；U 型肋宽 400 mm，壁厚 8 mm。在 20 kN 载荷下疲劳寿命分别为 782 325 圈和 797 970 圈，取平均值为 790 147 圈。

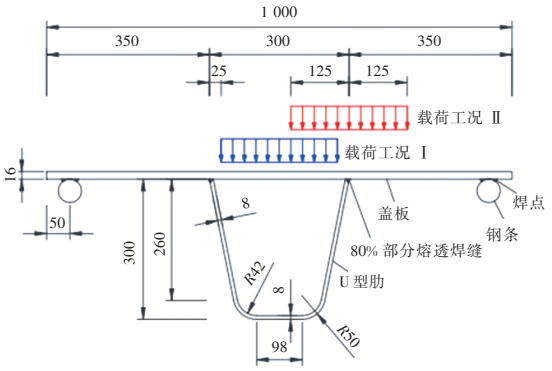


图 14 疲劳试验试样尺寸及加载位置

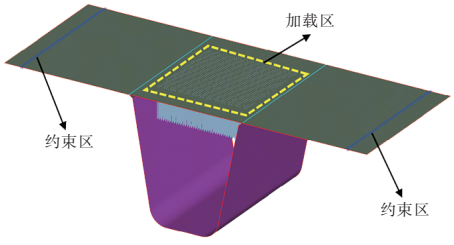
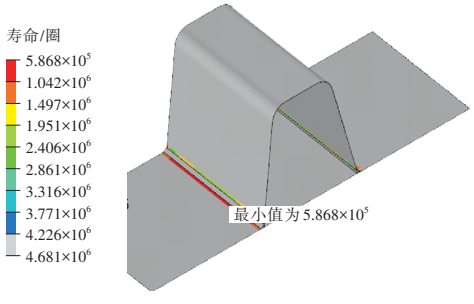
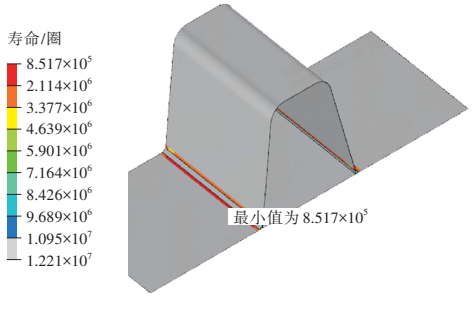


图 15 仿真有限元模型

基于该试验案例，利用前处理软件建立图 16 所示仿真模型。基于试验条件，利用商业软件仿真得到的疲劳寿命为 5.87×10^5 圈（图 16a），仿真误差为 25.6%。利用结构应力求解得到的疲劳寿命为 8.52×10^5 圈（图 16b），仿真误差为 8.7%。其他组仿真误差与第一组基本相当，表 3 仅列举中心加载工况下的仿真与试验对比情况。



(a)商业软件仿真



(b)结构应力法仿真

图 16 疲劳仿真结果

表3　案例2仿真与试验对比

仿真与试验	仿真寿命/10^5圈	误差/%
商业软件仿真	5.87	25.6
结构应力软件仿真	8.52	8.7
试验	7.90	

5　结构应力法在车辆耐久中的应用

5.1　案例1–稳定杆安装支架焊缝开裂

某车型前副车架在开展台架耐久试验时,副车架与稳定杆安装点焊缝开裂,如图17所示。台架试验固定副车架与车身的安装点,在稳定杆安装点沿整车Z向加载幅值5 500 N的块谱载荷。试验抽样3副样件,分别于加载173 682圈、212 542圈、170 959圈后发生开裂,平均寿命为1.86×10^5圈。



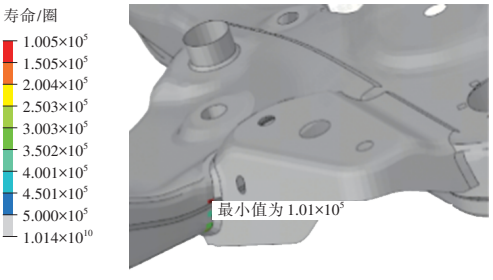
(a)试验台架



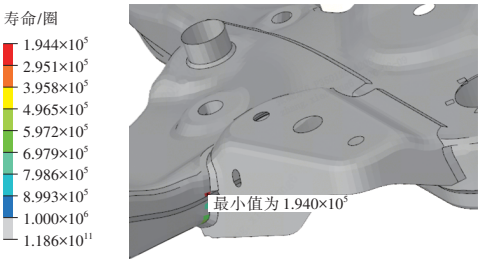
(b)开裂位置

图17　某车型前副车架稳定杆安装点开裂

分别利用商业软件和结构应力疲劳软件对该案例开展疲劳仿真分析,仿真结果如图18所示。商业软件仿真误差为46%,结构应力法仿真误差为4.3%。



(a)商业仿真结果



(b)结构应力法仿真结果

图18　疲劳仿真结果对比

5.2　案例2–转向器安装点焊缝开裂

某车型在开展转向耐久台架试验时,试验加载至9.0×10^5圈发生开裂,如图19所示。块谱幅值为5 100 N,试验共进行1个样件,开裂1个样件。分别利用商业软件和结构应力法疲劳软件对该副车架开展疲劳仿真分析,仿真结果如图20所示。商业软件计算得到的疲劳寿命为6.41×10^5圈,仿真误差为29%;结构应力软件计算得到的疲劳寿命为9.82×10^5圈,结构应力法仿真误差为9%。

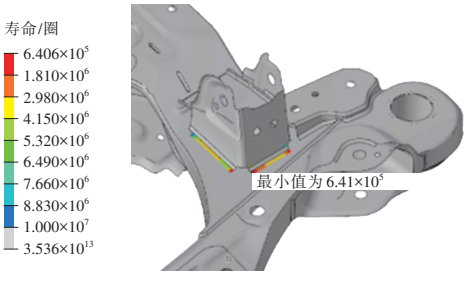


(a)试验台架

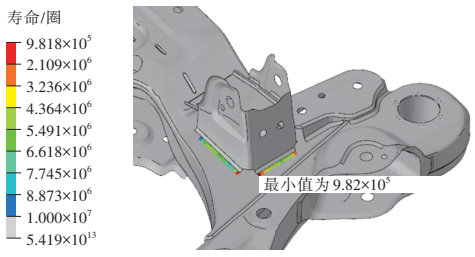


(b)开裂位置

图19　某车型前副车架转向器安装点开裂



(a)商业仿真结果



(b)结构应力法仿真结果

图 20 疲劳仿真结果对比

5.3 案例 3–某车型副车架与摆臂安装点焊缝开裂

某车型在开展整车强化耐久路试试验时，前副车架摆臂安装点焊缝加载 6 000 圈发生开裂，如图 21 所示。

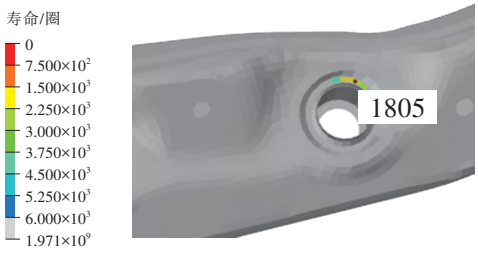


(a)试验点检

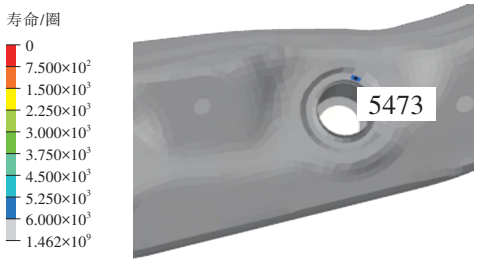
(b)开裂位置

图 21 某车型前副车架摆臂安装点开裂

商业软件和结构应力法仿真结果对比如图 22 所示。商业软件仿真误差为 69.9%，结构应力法仿真误差为 8.8%。



(a)商业仿真结果



(b)结构应力法仿真结果

图 22 疲劳仿真结果对比

5.4 各车型仿真假风险识别

第 3、4 节所述案例的误差统计如图 23 所示，可见结构应力法疲劳仿真精度显著高于传统方法。

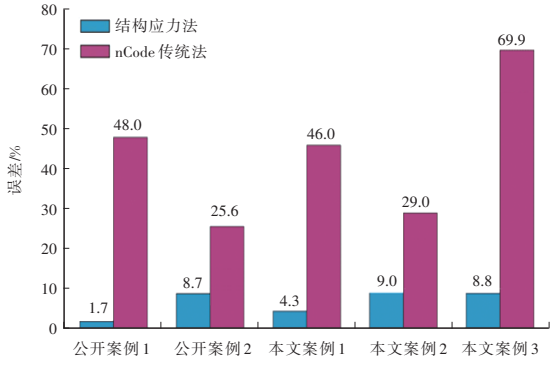
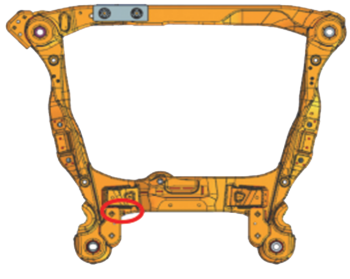


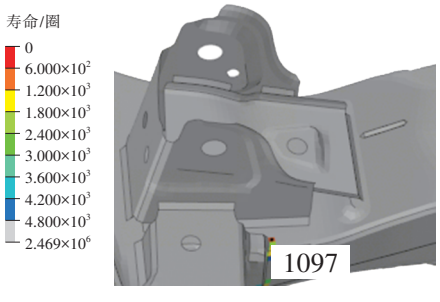
图 23 仿真误差对比

仿真精度提升不仅可有效规避路试开裂问题，更能从根本上解决传统方法在设计阶段存在的疲劳风险误判难题。传统方法虽能识别到结构疲劳失效的风险位置，但因精度不足导致仿真假风险时有发生。在项目设计阶段，需依赖工程师经验及数据库开展风险甄别，不仅效率低，且有风险易漏判。

如图 24 所示案例 4 中，某车型前副车架稳定杆支架焊缝采用行业传统方法仿真寿命为 1 097 圈，远低于耐久试验目标。然而经过盐城试验场多次试验验证，该部件实际路试表现良好，未出现开裂现象，属于典型的“假风险”。



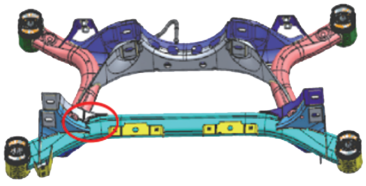
(a)稳定杆支架焊缝



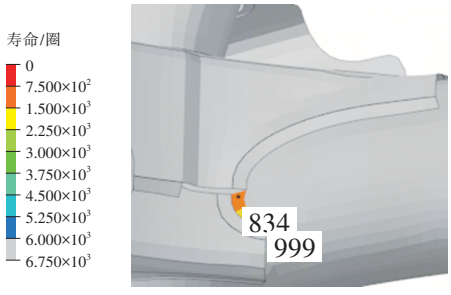
(b)仿真寿命

图 24 某车型前副车架稳定杆支架焊缝

如图25所示案例5中,某车型后副车架横梁基于行业传统方法得到的焊缝仿真寿命为834圈,远低于耐久试验目标。但经集贤试验场多次试验验证,该部件同样表现出良好的可靠性,再次证实了传统方法判断结果的可靠性不足。



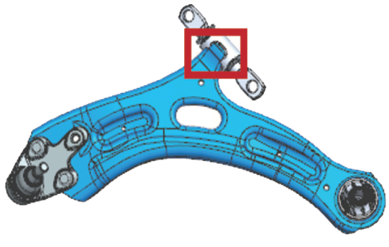
(a)某车型后副车架



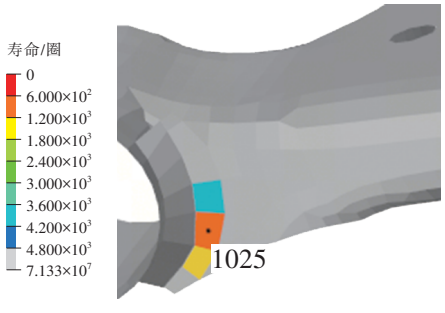
(b)仿真寿命

图25　某车型后副车架焊缝

如图26所示案例6中,某麦佛逊车型前下摆臂基于行业传统方法得到的焊缝仿真寿命为1 025圈,远低于耐久试验目标。



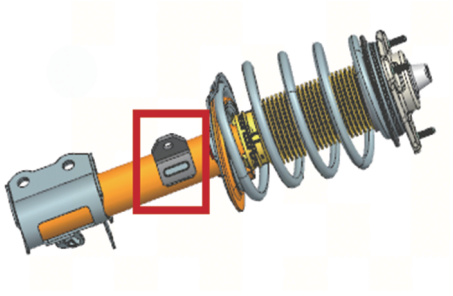
(a)前下摆臂焊缝



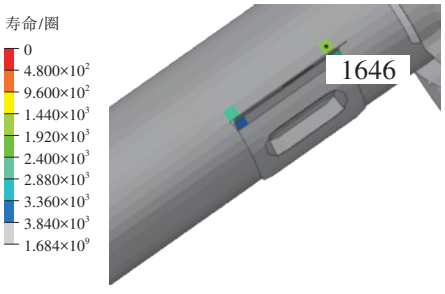
(b)仿真寿命

图26　某车型前下摆臂钢套焊缝

如图27所示案例7中,某麦佛逊车型前减振器稳定杆拉杆支架基于行业传统方法得到的焊缝仿真寿命为1 646圈,远低于耐久试验目标。



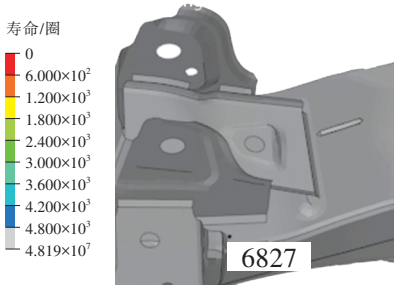
(a)稳定杆拉杆支架焊缝



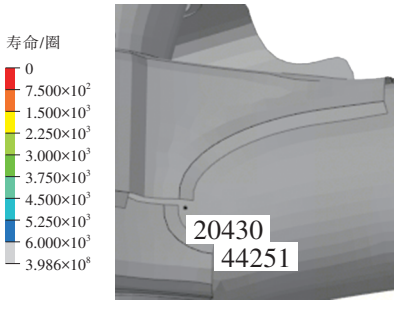
(b)仿真寿命

图27　某车型稳定杆拉杆支架焊缝

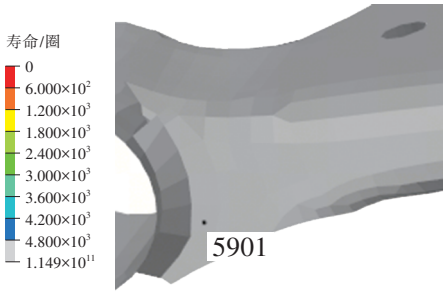
案例6、案例7经试验场多次试验验证,部件表现出良好的可靠性。这些假风险问题的本质在于传统方法计算精度不足,而图28所示基于结构应力仿真方法可以有效消除以上假风险问题。采用结构应力仿真方法后,案例4假风险位置出现开裂的最小加载次数为6 827圈,案例5假风险位置最小加载次数为20 430圈,案例6假风险位置最小加载次数为5 901圈,案例7假风险位置最小加载次数为7 399圈,均满足耐久试验目标要求。



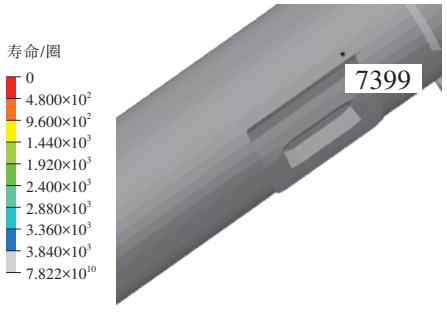
(a)案例4仿真结果



(b)案例5仿真结果



(c)案例6仿真结果



(d)案例7仿真结果

图28 结构应力疲劳仿真结果

6 结束语

本文基于结构应力的基本理论研究,开发了一套面向焊接结构疲劳寿命评估的仿真求解软件,旨在提升仿真精度,并满足工程化的应用需求:

a. 通过简单焊接案例验证了该软件在不同网格尺寸下计算的结构应力表现出高度的网格不敏感性。不同网格尺寸下,焊缝首末端、焊缝拐点应力的计算偏差基本控制在10%以内。

b. 通过行业公开案例、车辆悬架系统焊缝开裂案例验证了该软件针对车辆薄板结构焊接疲劳寿命预测的准确性,仿真精度相比行业传统方法有大幅提升。

c. 基于结构应力的车辆焊接结构疲劳分析方法,能够有效识别并排除设计阶段中的多数仿真假风险,从而提升项目前期疲劳风险评估的准确性与可靠性。

参考文献:

[1] 马景平, 曹睿, 周鑫. 高强钢焊接接头疲劳寿命的提高方法进展[J]. 焊接学报, 2024,45(10): 115-128.

[2] 邢达宸, 李国顺, 张红卫. 基于名义应力法的钢焊接结构疲劳强度评估标准对比[J]. 中国铁路, 2025(2): 98-108.

[3] 杜纵纵. 基于IIW-2259-15标准的地铁构架疲劳性能研究[J]. 机车车辆工艺, 2025, 6(3): 34-38.

[4] LU C, MO J L, LIANG H Q. Fatigue Assessment of Welded Joints Using Multi-Axial Fatigue Space Theory with Nominal Stress Approach[P/OL]. authorea(2020-11-27)[2026-08-23]. https://doi.org/10.22541/au.160647671.11840596/v1.

[5] HAVIA J, AHOLA A, BJORK T. Fatigue Strength of Welded Aluminum Structure-A Re-Evaluation of Fatigue Data of Welded Aluminum Joints with Nominal Stress Approach[J]. Materials & Design, 2025, 254(6): 114050.

[6] 叶九发, 翁怡军, 张宁, 等. 基于热点应力的钢桥面典型构造细节疲劳分析[J]. 科学技术与工程, 2022, 22(18): 8079-8086.

[7] HOBBACHER A F. The New IIW Recommendations for Fatigue Assessment of Welded Joints and Components a Comprehensive Code Recently Updated[J]. International Journal of Fatigue, 2009, 31(1): 50-58.

[8] RADAJ D, SONSINO C M, FRICKE W. Reent Developments in Local Concepts of Fatigue Assessment of Welded Joints[J]. International Journal of Fatigue, 2009, 31(1): 2-11.

[9] BRITISH STANDARD INSTITUTE. Fatigue Design and Assessment of Steel Structures: BS7608: 2014+A1: 2015[S]. [2026-08-23].

[10] IIW JOINT WORKING GROUP. Document Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components: XIII-1539-07/XV-1254r4-07 IIW[S]. [2026-08-23].

[11] 张芳芳, 李垒. 焊接结构的疲劳强度[J]. 机械工程与自动化, 2024(4): 67-70.

[12] MULKOGLU, OGUZHAN. Modified Hot-Spot Stress Method for Fatigue Life Estimation of Welded Components[J]. Material pruefung/Materials Testing, 2025, 67(5): 821-832.

[13] 徐双喜, 马甲金, 陈高澎, 等. 挤压成型铝合金薄板焊接接头疲劳强度研究[J]. 武汉理工大学学报, 2025, 49(1): 47-52.

[14] 谌伟, 王元飞, 徐昕, 等. 船用挤压成型加筋板焊接模拟和疲劳试验研究[J]. 武汉理工大学学报(交通科学与工程版), 2025, 49(4): 777-787.

[15] SHEN W, QIU Y, LI X B, et al. Stress Magnification Effect of Initial Deformation on The Notch Stress Field

and Fatigue Strength of Thin Plate Welded Joints[J]. Marine Structures, 2021, 78: 102999.

[16] DONG P, HONG J K, OSAGE D, et al. Assessment of ASME's FSRF Rules for Vessel and Piping Welds Using A NEW STRUCTURAL STRESS METHOd[J]. Welding in the world, 2003, 47(1): 31-43.

[17] 徐继鑫, 窦飞, 桂志远, 等. 基于主*S-N*曲线法的板边焊接接头疲劳评估[J]. 计算机辅助工程, 2024, 33(4): 44-48.

[18] 田亮, 董熠鑫, 肖飞知, 等. 基于结构应力法的钢-UHPC组合桥面板RD节点疲劳性能分析[J]. 华东交通大学学报, 2025, 42(2): 55-65.

[19] 李军达, 曾泽群, 关凯楠, 等. 基于网格不敏感结构应力的Q450NQR1焊接接头疲劳性能分析与表征[J]. 焊接技术, 2024, 53(10): 24-28.

[20] KIM S, KIM M. Incorporating Mesh-Insensitive Structure Stress into The Fatigue Assessment Procedure of Common Structure Rules for Bulk Carriers[J]. International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, 2015, 7(1): 10-24.

[21] DONG P S. A Structural Stress Definition and Numerical Implementation for Fatigue Analysis of Welded Joints[J]. International Journal of Fatigue, 2001, 23(10): 865-876.

[22] 吕泽涛. 基于结构应变法的焊接结构疲劳寿命评估方法研究[D]. 大连: 大连交通大学, 2024.

[23] 杨广雪, 刘志明, 李广全, 等. 基于等效结构应力法的焊接结构疲劳损伤评估[J]. 铁道学报, 2020, 42(7): 73-79.

[24] DONG P. A Structure Stress Definition and Numerical Implementation for Fatigue Analysis of Welded Joints[J]. International Journal of Fatigue, 2001, 23(10): 865-876.

[25] 兆文忠, 李向伟, 董平沙, 等. 焊接结构抗疲劳设计理论与方法[M]. 北京: 机械工业出版社, 2021.

[26] KYUBA H, DONG P S. Equilibrium-Equivalent Structural Stress Approach to Fatigue Analysis of A Rectangular Hollow Section Joint[J]. International Journal of Fatigue, 2005(27): 85-94.

[27] CHENG B, YE X, CAO X, et al. Experimental Study on Fatigue Failure of Rib-to-Deck Welded Connections in Orthotropic Steel Bridge Decks[J]. International Journal of Fatigue, 2017(103): 157-167.

AT&M