

低周疲劳的结构应变法在铁路货车上的工程应用

邵文东^{1,2}, 赵尚超², 李强¹, 裴宪军³, 马巧艳², 李向伟²

(1. 北京交通大学, 机械与电子控制工程学院, 北京, 100044; 2. 中车齐齐哈尔车辆有限公司, 齐齐哈尔, 161002;
3. 东南大学, 机械工程学院, 南京, 211189)

摘要: 为了开展铁路货车车体焊接结构的低周疲劳寿命预测, 详细推导了理想弹塑性结构应变计算理论, 基于计算理论进行了程序设计, 并通过焊接接头试验进行了验证. 进一步开展了平面应变焊接接头模型的仿真计算结果和结构应变法计算结果的对比, 探讨结构应变法的使用条件. 最后, 将虚拟台架与结构应力应变结合开展了快捷货车的低周疲劳寿命分析的工程应用. 结果表明: 提出的低周疲劳的结构应变方法及其计算程序, 当结构应力与屈服强度的差值在 150 MPa 以内时, 理想弹塑性结构应变计算结果与实际结果一致, 能够解决铁路货车低周疲劳寿命预测问题; 当结构应力与屈服强度差值超过 150 MPa 后, 随着结构应力的增加, 误差也增加. 该文的研究为低周疲劳的结构应变法工程推广应用提供了良好的技术支撑.

创新点: (1) 完成了基于平面应变状态的结构应变计算方法的程序设计.

(2) 基于平面应变模型的结构应变法的适用性分析.

(3) 系统开展虚拟台架与结构应变法相结合的货车车体工程应用.

关键词: 铁路货车; 低周疲劳; 结构应变法; 虚拟试验台

中图分类号: TG 407 **文献标识码:** A **doi:** 10.12073/j.hjxb.20230221001

0 序言

焊接结构疲劳评估的主 $S-N$ 曲线法自提出以来, 取得了很好的应用效果, 该方法采用与外载荷平衡的结构应力作为参数, 解决了焊接结构高周疲劳寿命预测时 $S-N$ 曲线的选取困难和有限元计算时的网格敏感性问题^[1-4]. 2007 年针对低周疲劳问题, 在 ASME BPVC VIII-2 标准中给出了伪弹性算法, 即将疲劳试验获得的加载—位移曲线外推插值, 深入的研究表明该算法是有局限性的, 为解决该局限性提出了结构应变法, 并推导了弯曲为主和膜应力为主的理想弹塑性材料的结构应变理论解^[5]. 产品设计要求应力低于屈服强度, 故而很少存在低周疲劳问题, 导致结构应变法的应用较少^[6-9].

2019 年, 高一迪等人^[10]在国内率先开展了等效结构应变法在低周疲劳范围的适用性研究, 结

果表明作为结构应力法的延伸, 结构应变法可以应用到低周疲劳范围. 近年来, 有些铁路货车产品出现了低周疲劳故障问题, 线路测试时发现, 原来认为弹性状态的构件, 在运用过程中确实存在高于屈服的应力响应. 在设计前端, 随着轻量化设计要求的提出, 一方面结构要减重, 另一方面更要充分发挥构件的潜力, 所以设计也开始考虑低周疲劳设计^[11]. 因此详细梳理结构应变法理论, 建立分析流程, 开展工程领域的适用性研究是目前亟待开展的研究工作.

鉴于此, 在前期成果的基础上, 推导理想弹塑性模型下结构应变计算公式, 并基于理论算法开展程序的设计和验证. 基于平面应变的有限元模型和结构应变理论解进行理论的适用性分析, 提出结构应变法的适用范围, 实现低周疲劳的结构应变法在铁路货车上的应用, 为该方法在工程领域的推广应用奠定基础.

1 结构应变法理论

结构应变法的理论假设为: 对于完全弹塑性各

向同性材料,通过弹性和塑性变形后,假定沿着厚度方向上的变形仍然维持在 1 个平面上;其次,结构应变法理论是以平面应变状态进行考虑,焊接接头模型如图 1 所示,采用六面体单元进行网格划分,平板承受拉伸载荷,则焊接接头中部为平面应变状态,两侧为平面应力状态,故可将三维问题简化为平面问题,如按最危险部位考核的话,实际疲劳评估应考虑为平面应变状态。

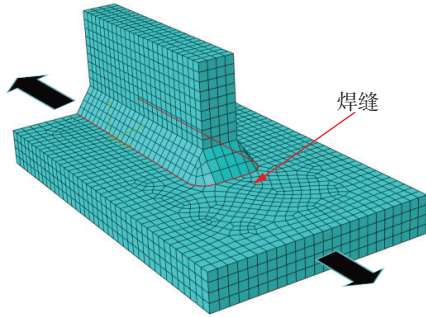


图 1 具有平面应变效应的焊接接头
Fig. 1 Welded joints with plane strain effect

1.1 结构应变的计算方法

将焊接接头的承载情况分为两种形式:(a) 弯曲载荷较大情况,弯曲应力导致板上、下面都发生

$$\begin{cases} \sum F = 0, & \sigma_m t = S_Y \left(\frac{t}{2} - (c - e) \right) - S_Y \left(\frac{t}{2} - (c + e) \right) \\ \sum M_O = 0, & \frac{t^2 \sigma_b}{6} = S_Y \left(\frac{t}{2} - (c - e) \right) \times \frac{1}{2} \left(\frac{t}{2} + (c - e) \right) + \frac{(2c)^2 S_Y}{6} + S_Y \left(\frac{t}{2} - (c + e) \right) \times \frac{1}{2} \left(\frac{t}{2} + (c + e) \right) \end{cases} \quad (1)$$

式中: σ_m 和 σ_b 为弹性状态下计算的膜应力和弯曲应力; S_Y 为材料的屈服强度; P 为拉伸载荷, M 为弯曲载荷; t 为板厚; e 为弹性轴偏离中性层的距离; c 为发生塑性变形后的中性层与塑性区距离; ε_i 和 ε_o 为内、外表面的应变; σ'_o 和 σ'_i 为产生内、外表面 ε_i 和 ε_o 时的弹性结构应力。求解后可获得式(2)中的弹性轴偏移距离和弹性芯

$$\begin{cases} e = \frac{\sigma_m t}{2 S_Y} \\ 2c = t \sqrt{3 \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{S_Y} \right)^2 - \frac{2}{3} \frac{\sigma_b}{S_Y} \right]} \end{cases} \quad (2)$$

上述计算适用于线性硬化材料或幂硬化材料,弹性芯参数 $2c$ 是产生塑性变形后留下的弹性芯大小,中性轴移轴参数 e 是产生塑性变形以后中性轴的偏移量。在弹性芯参数 $2c$ 和中性轴移轴公式 e 的计算公式中包含的到 σ_m 和 σ_b ,两者需要通过数值分析计算得到。假设弹性核的存在占主导地位,根据材料力学的几何关系,弯曲变形的曲率为

屈服;(b) 膜力载荷较大情况,膜应力导致上表面发生屈服。

1.1.1 上下表面都发生屈服

对于贯穿厚度的 1 个截面,首先使用弹性状态的结构应力计算的方式,得到膜应力 σ_m 和弯曲应力 σ_b ,两者求和后显然已经超过了屈服强度 S_Y ,如图 2 所示。

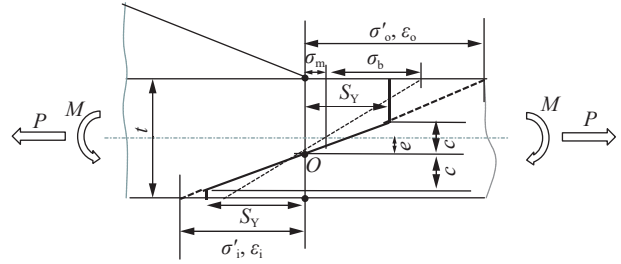


图 2 上下表面均发生屈服
Fig. 2 Yield occurs on both the upper and lower surfaces

由于塑性变形原因,弹性轴发生偏移,偏移距离为 e ,弹性芯变为 $2c$,内、外表面的应变分别为 ε_o 和 ε_i ,内外表面应变对应的结构应力分别为 σ'_o 和 σ'_i 。根据弹性状态和塑性状态下的力和弯矩等效,列出

$$\frac{1}{R} = \frac{M}{Z I} = \frac{\frac{1}{2} S_Y \times c \times \frac{2}{3} c \times 2}{Z \times \frac{(2c)^3}{12}} = \frac{\frac{2}{3} c^2 S_Y}{\frac{2}{3} Z c^3} = \frac{S_Y}{Z c} \quad (3)$$

式中: R 为弯曲的曲率半径; Z 为弹性模量; I 为惯性矩。

发生塑性变性后,中性轴偏移后曲率半径也跟着变化,如图 3 所示。

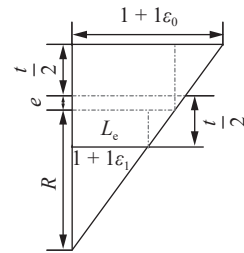


图 3 变形关系
Fig. 3 The relation of deformation

根据图 3 中的变形关系,可以计算出最外层的应变 ε_o 和最内层的应变 ε_i ,即

$$\frac{R}{R+e+\frac{t}{2}} = \frac{1}{1+1 \times \varepsilon_0} \Rightarrow \varepsilon_0 = \frac{1}{R} \left(e + \frac{t}{2} \right) \quad (4)$$

$$\frac{\frac{t}{2}-e}{R} = \frac{1-(1+\varepsilon_i)}{1} \Rightarrow \varepsilon_i = \frac{1}{R} \left(e - \frac{t}{2} \right)$$

再根据最外层应变和最内层应变计算膜应变和弯曲应变,即

$$\varepsilon_m = \frac{\varepsilon_0 + \varepsilon_i}{2} = \frac{e}{R} \quad (5)$$

$$\varepsilon_b = \frac{\varepsilon_0 - \varepsilon_i}{2} = \frac{t}{2R}$$

式中: ε_m 为膜应变; ε_b 为弯曲应变。

获得膜应变 ε_m 和弯曲应变 ε_b 后,将两者求和获得结构应变 ε_s ,同等效结构应力计算方法一样,在循环载荷作用下,等效结构应变的参数为

$$\Delta E_s = \frac{\Delta \varepsilon_s}{t^{\frac{2-m}{2m}} I(r)^{\frac{1}{m}}} \quad (6)$$

式中: ΔE_s 等效结构应变的变化范围; $\Delta \varepsilon_s$ 为结构应变的变化范围; m 为应力强度因子的幂指数,取值为3.6; r 为弯曲应变 ε_b 与结构应变 ε_s 的比值; $I(r)^{\frac{1}{m}}$ 为载荷比 r 的无量纲函数^[3]。

等效结构应变计算后,结合主 $E-N$ 曲线,如表1所示,进行寿命 N 计算,即

$$\Delta E_s = C \times N^{-h} \quad (7)$$

式中: C 和 h 为试验常数; N 为寿命。

$$\begin{cases} \sum F = 0, & \sigma_m t = S_Y \left(\frac{t}{2} - (c - e) \right) \\ \sum M_O = 0, & \frac{t^2 \sigma_b}{6} = S_Y \left(\frac{t}{2} - (c - e) \right) \times \frac{1}{2} \left(\frac{t}{2} + (c + e) \right) + \frac{(2c)^2 S_Y}{6} \end{cases} \quad (8)$$

经计算后,获得中性轴和弹性核,即

$$e = \frac{1}{8} \frac{S_Y t (-3\sigma_m - \sigma_b + 3S_Y)^2}{(-\sigma_m + S_Y)^3} - \frac{1}{2} \frac{(-2\sigma_m - \sigma_b + 2S_Y)t}{-\sigma_m + S_Y}$$

$$c = \frac{t}{2} \left(\frac{-3\sigma_m - \sigma_b + 3S_Y}{-\sigma_m + S_Y} \right) \quad (9)$$

根据材料力学的几何关系,弯曲变形的曲率为

$$\frac{1}{R} = \frac{8(S_Y - \sigma_m)^3}{tE(3S_Y - 3\sigma_m - \sigma_b)^2} \quad (10)$$

根据曲率公式,计算外表面和内表面的应变为

$$\varepsilon_0 = \frac{S_Y}{E} + \frac{(t-c)}{R} \quad (11)$$

$$\varepsilon_i = \frac{S_Y}{E} - \frac{c}{R}$$

膜应变和弯曲应变、等效结构应变计算公式与式(5)、式(6)一致,寿命计算如式(7)所示。用有效的屈服应力 S'_Y 替换上述公式中材料的屈服强度

表1 主 $E-N$ 曲线
Table 1 Main $E-N$ curve

统计依据	试验常数 C	试验常数 h
中值	0.108 68	
$+2\sigma$	0.130 25	
-2σ	0.063 13	0.319 5
$+3\sigma$	0.156 10	
-3σ	0.052 68	

1.1.2 上表面发生屈服

当膜应力较大时,弯曲应力和膜应力只能使板的一侧发生屈服。对于贯穿厚度的一个截面,使用弹性计算的方式,将得到 σ_m 和 σ_b ,两者求和后只有外表面超过了屈服强度 S_Y ,如图4所示。

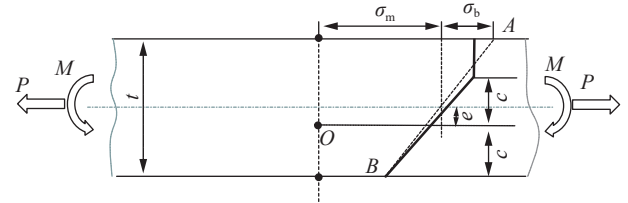


图4 上表面发生屈服示意图

Fig. 4 Schematic diagram of yield on the upper surface relation of deformation

根据弹性状态和塑性状态下的力和弯矩等效,得出

S_Y 为

$$S'_Y = \frac{S_Y}{\sqrt{1-\nu+\nu^2}} \quad (12)$$

式中: ν 为泊松比。

式(12)将上述公式扩展到平面应变问题。如果使用冯米塞斯准则,可用下式的 E' 替换 E 。

$$E' = \frac{E}{1-\nu^2} \quad (13)$$

1.1.3 结构应变法的计算实施流程

在弯曲为主的加载式(1)中,将弯矩等效整理后为

$$\sigma_b = \frac{6S_Y}{t^2} \left[\frac{t^2}{4} - \frac{c^2}{3} - \frac{\sigma_m^2 t^2}{4S_Y^2} \right] \left(0 \leq c \leq \frac{t}{2} - e \right) \quad (14)$$

如图2所示,当 $c=0$ 时,整个截面均达到塑性,求解式(14),得

$$\sigma_{bmax} = \frac{6S_Y}{t^2} \left[\frac{t^2}{4} - \frac{\sigma_m^2 t^2}{4S_Y^2} \right] = \frac{3}{2} S_Y \left[1 - \frac{\sigma_m^2}{S_Y^2} \right] \quad (15)$$

如图 4 所示, 当 $c = 0.5t - e$ 时, 仅截面一侧发生塑性变形, 求解式 (14), 得

$$\begin{aligned} \sigma_{bmin} &= \frac{6S_Y}{t^2} \left[\frac{t^2}{4} - \frac{1}{3} \left(\frac{t}{2} - e \right)^2 - \frac{\sigma_m^2 t^2}{4S_Y^2} \right] \\ &= S_Y \left[1 + \frac{\sigma_m}{S_Y} - \frac{2\sigma_m^2}{S_Y^2} \right] \end{aligned} \quad (16)$$

根据以上计算结果, 以弹性计算获得结构应力 $\sigma_s = \sigma_m + \sigma_b$ 后, 整个截面存在以上几种状态: (1) 当 $\sigma_s \leq S_Y$ 时, 截面没有发生屈服; (2) 当 $\sigma_b \leq \sigma_{bmin}$, 且 $\sigma_s > S_Y$ 时, 外表面都发生屈服; (3) 当 $\sigma_{bmin} \leq \sigma_b \leq \sigma_{bmax}$, 且 $\sigma_s > S_Y$ 时, 内、外表面都发生屈服; (4) 当 $\sigma_b \gg \sigma_{bmax}$ 时, 截面发生塑性失效. 基于上述原理程序流程如图 5 所示.

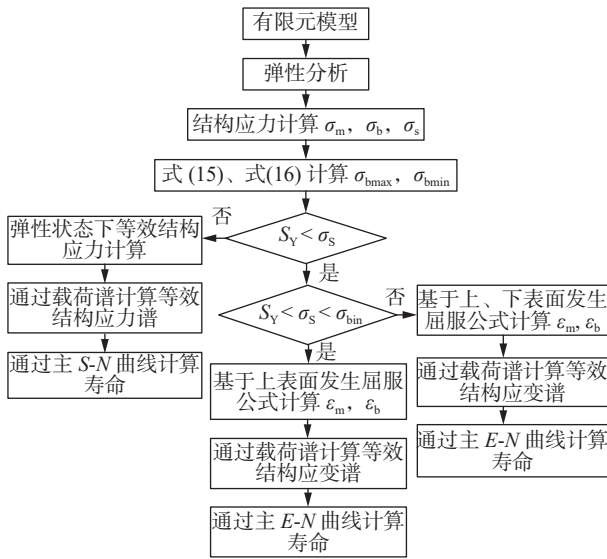


图 5 焊接结构高、低周疲劳实施流程

Fig. 5 Calculation process of high and low cycle fatigue of welded structures

2 试验验证及分析

2.1 试验验证

以 Q450NQR1 材料的搭接接头试样为研究对象, 焊接接头尺寸示意图如图 6 所示, 为保证试验的准确性, 使用能够实现塑性应变测量的测试胶水进行应变片粘贴. 应变片布置如图 7 所示, 在距离焊趾 C 截面 2 mm、17 mm 的 B 截面、A 截面位置的上下表面布置应变片.

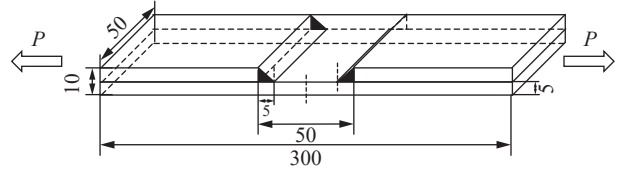


图 6 焊接接头宽板试样示意图 (mm)

Fig. 6 Schematic diagram of wide plate specimen of welded joint

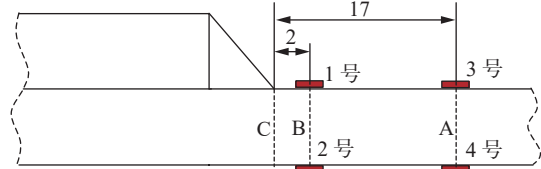


图 7 应变片布置位置 (mm)

Fig. 7 Strain gauge arrangement position

值得注意的是由于搭接接头产生了附加弯矩, 搭接接头长度为 300 mm, 两端夹具的夹持长度分别为 80 mm, 在仿真模型上一定要考虑夹持长度. 另外, 由于板的宽度和应变片尺寸限制, 导致布置的测点并不在 1 条直线上, 但由于是小试样, 不会产生较大影响. 弹性加载下的应变测试结果如表 2 所示, 由于构件焊接过程中存在焊接变形, 首次加载后, 构件会发生 1 次变形调整, 卸载后再重新加载, 测试结果稳定, 如图 8 所示. 根据表 2 中的应变测试结果, 采用结构应力的方法进行应力集中系数计算. 第 1 次拉伸时, 试验存在变形微校正, 选择拉伸第 2 次的的数据计算应力集中系数为

$$\begin{cases} S_1 = 158.8 \text{ MPa}, & S_2 = 40.8 \text{ MPa} \\ S_3 = 165.2 \text{ MPa}, & S_4 = 23.0 \text{ MPa} \end{cases} \quad (17)$$

$$\begin{cases} \sigma_b^B = \frac{1}{2}(S_1 - S_2) = 59.0 \text{ MPa} \\ \sigma_m^B = \frac{1}{2}(S_1 + S_2) = 99.8 \text{ MPa} \\ \sigma_b^A = \frac{1}{2}(S_3 - S_4) = 71.1 \text{ MPa} \end{cases} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} \sigma_s^C &= \sigma_m^C + \sigma_b^C = \sigma_m^A + \sigma_b^A + \frac{17}{15}(\sigma_b^B - \sigma_b^A) \\ &= S_1 + \frac{17}{15}(\sigma_b^B - \sigma_b^A) \\ &= 158.8 + \frac{17}{15}(71.1 - 59.0) \\ &= 172.54 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (19)$$

通过 σ_s^C 和名义应力比值 (25 kN 下的名义应力为 100 MPa) 计算出结构应力集中系数为 1.73. 通过试验机采用正弦曲线将试样加载到 95 kN 载荷 (名义应力为 380 MPa), 实测的应变数据如图 9 所示.

表 2 弹性加载下的应变测试
Table 2 strain test under elastic loading

载荷类型	加载次数 n /次	载荷值 P /kN	实测应变 $\varepsilon(10^{-6})$					
			1号	2号	3号	4号	5号	6号
拉伸	1	25	714	251	1342	-14	1593	45
	2	25	771	198	802	112	814	122
	3	25	771	197	785	115	811	123
压缩	1	10	330	-61	-320	-37	-336	-35
	2	25	-859	-140	-818	-86	-852	-87
	3	25	-803	-163	-790	-100	-820	-107

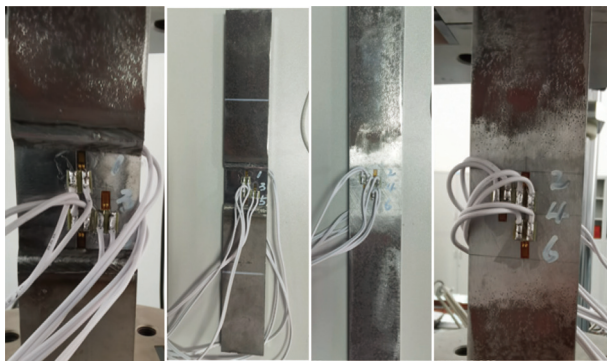


图 8 焊接接头应变片布置及应变测试

Fig. 8 Strain gauge arrangement and strain testing of welded joints

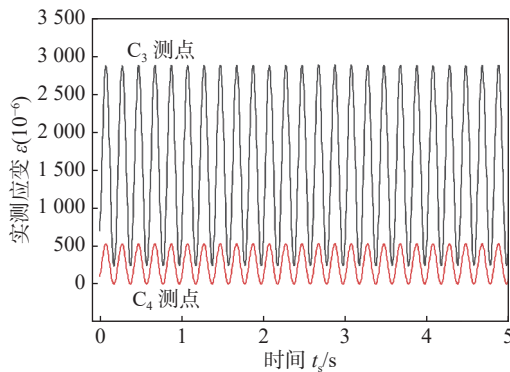


图 9 实测的应变曲线

Fig. 9 Measured strain curves

按实测的应力集中系数 1.73, 380 MPa 载荷下弯矩引起的最大应力为 273.6 MPa. 根据上表面屈服的结构应变的式 (8)~式 (11) 可得: 上表面焊趾的微应变为 2910, 焊趾下表面为 460. 膜应变和弯曲应变分别为 1685 和 1225. 弹性模量 E 为 206000, m 为 3.6, 板厚 t 为 5 mm. 则弯曲比 r , 载荷控制下 $I(r)^{\frac{1}{m}}$ 和等效结构应变 ΔE_s 分别为

$$r = \frac{\varepsilon_b}{\varepsilon_s} = \frac{1225}{2910} = 0.4209 \quad (20)$$

$$I(r)^{\frac{1}{m}} = \frac{1.23 - 0.364r - 0.17r^2}{1.007 - 0.306r - 0.178r^2} = 1.2362 \quad (21)$$

$$\Delta E_s = \frac{\Delta \varepsilon_s}{t^{\frac{2-m}{2m}} I(r)^{\frac{1}{m}}} = \frac{2910}{0.6993 \times 1.2362} = 3366 \quad (22)$$

根据式 (7) 计算了该试样在不同统计值下的寿命, 并与疲劳试验结果进行了对比, 结果如表 3 所示. 可见, 中值下的低周疲劳寿命计算结果与试验值吻合.

表 3 寿命计算
Table 3 Life calculation

中值	寿命计算值(次)				寿命试验值 (次)
	(+2σ)	(-2σ)	(+3σ)	(-3σ)	
34780	149984	8065	646779	1870	24201

2.2 适用性分析

建立的平面应变有限元模型如图 10 所示, 模型一端施加对称约束, 另一端施加膜应力和弯曲应力载荷, 在靠近对称约束位置, 建立路径, 路径的起点和终点如图 10 所示.

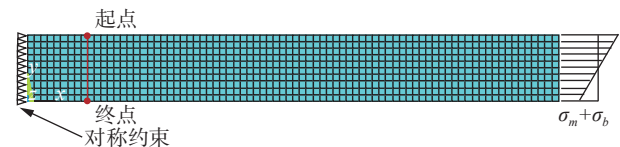


图 10 平面应变模型

Fig. 10 Plane strain finite element model

理论算法和平面应变的有限元模型对比如图 11 所示. 固定端的膜应力载荷 σ_m 取为 250 MPa, 300 MPa, 350 MPa 和 380 MPa, 通过改变端部弯曲应力载荷, 计算不同弯曲应力载荷下平面应变模型和结构应变理论解对比如图 11(a)~图 11(d) 所示.

固定端的弯曲应力载荷 σ_b 取 250 MPa、325

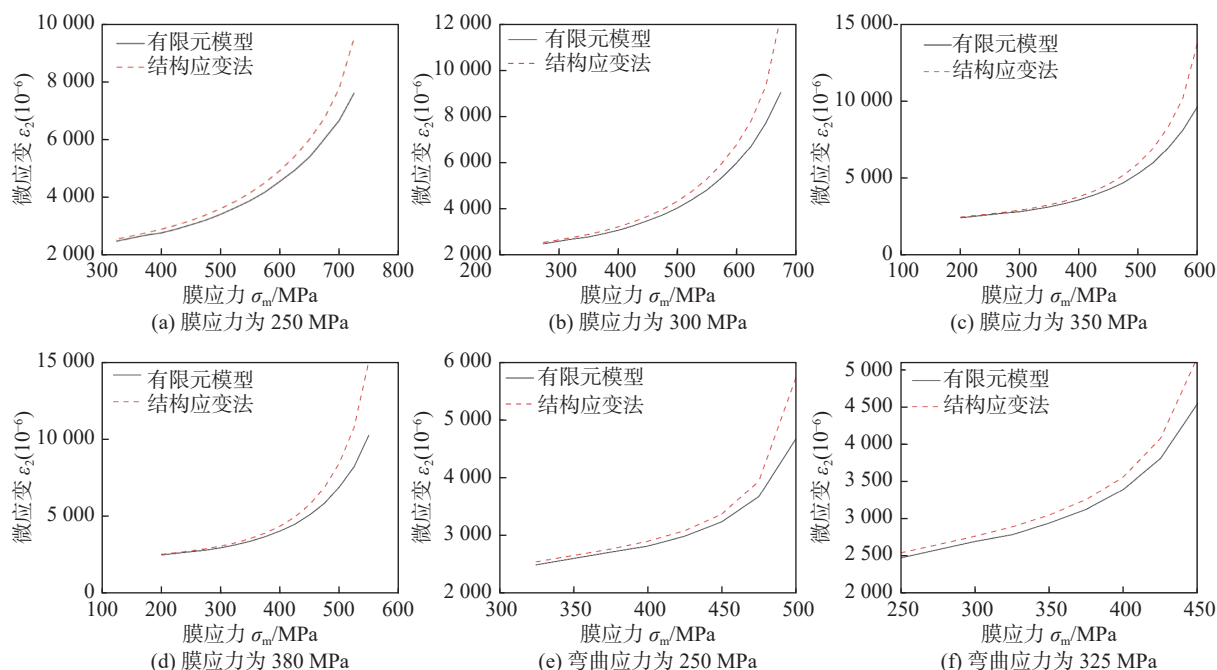


图 11 理论算法和平面应变的有限元模型对比

Fig. 11 Comparison between theoretical algorithm and plane strain finite element model. (a) the membrane stress is 250 MPa; (b) the membrane stress is 300 MPa; (c) the membrane stress is 350 MPa; (d) the membrane stress is 380 MPa; (e) the bending stress is 250 MPa; (f) the bending stress is 325 MPa

MPa, 通过改变端部膜应力载荷, 计算不同膜应力载荷. 平面应变模型和结构应变理论解对比如图 11(e)、图 11(f) 所示. 计算结果表明: 当材料的屈服为 550 MPa, 当弯曲载荷与膜应力载荷合载荷为 700 MPa 时, 平面应变模型和结构应变理论解结果完全一致, 高于 700 MPa 后, 随着载荷的增加, 误差也随着增加.

3 应用实例

以货车车体为研究对象, 采用板壳单元建模, 单元长度为 30 mm, 将车体考虑为柔性体, 采用固定交界面法完成柔性体计算^[12-13]. 为了能够施加与实际状态更为吻合的载荷, 以试验台模型作为车体仿真的边界条件^[14]. 货车虚拟试验模型如图 12 所示. 在虚拟试验台的车钩加载端, 施加制动等效压缩载荷, 载荷达到峰值后的车体的最大主应力云图如图 13 所示, 主应力最大的位置集中在车体底盘, 在车钩和两侧过度位置主应力集中较为严重. 一般来讲, 主应力与结构正应力往往有正相关的关系, 因此我们根据车体最大主应力云图对关心焊缝进行筛选. 提取了如图 13 所示的 A₁ 和 B₁ 位置的正应力, 发现 A₁ 位置明显超过 Q450NQR1 钢的屈服极限, B₁ 位置与屈服极限接近, 如图 14

所示. 通过计算的节点力先计算结构应力, 再根据 2.1 节中的计算流程计算出结构应变, 对比了结构应力法和结构应变的损伤对比结果, 如图 15 所示.

A₁ 位置 ~ A₄ 位置由于结构正应力超出材料比例极限较多, 因此塑性变形比较明显, 这导致了基



图 12 货车虚拟试验模型

Fig. 12 Virtual test model of fast freight car

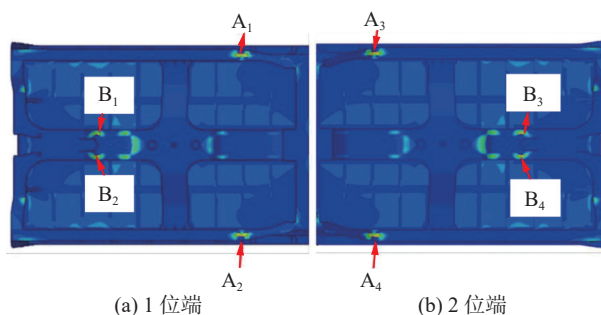


图 13 变形及最大主应力云图

Fig. 13 Cloud map of deformation and maximum principal stress. (a) first side of car body; (b) second side of car body

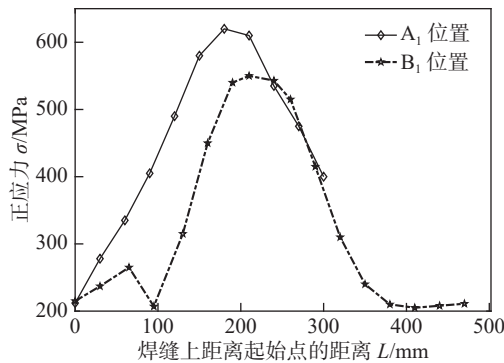


图 14 正应力曲线

Fig. 14 Normal stress curves

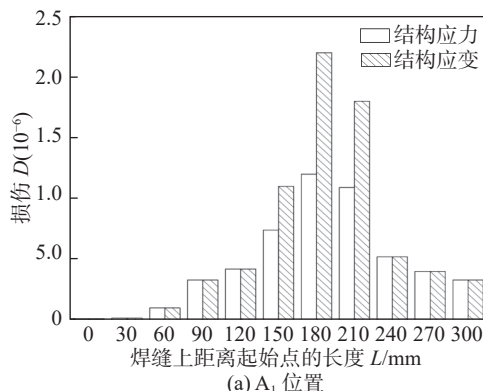
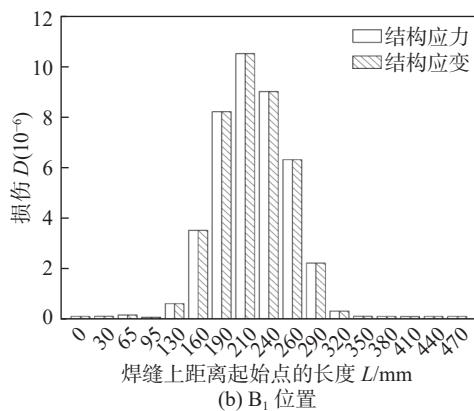
(a) A₁ 位置(b) B₁ 位置

图 15 基于结构应力和结构应变所得损伤对比

Fig. 15 Comparison of damage based on structural stress and structural strain. (a) The position of A₁; (b) The position of B₁

于结构应变计算的车体疲劳损伤超过基于结构应力计算的车体疲劳损伤,以 A₁ 位置为例,基于结构应变计算的车体疲劳损伤比基于结构应力计算的车体疲劳损伤高 2 倍。而在车钩附近的 B₁ 位置 ~ B₄ 位置,由于结构正应力超出材料屈服强度不多,因此基于结构应变计算得到疲劳损伤仅仅略大于基于结构应力计算得到的疲劳损伤。虽然近几年针对低周疲劳问题,针对更为精确的材料应力应变性能曲线,提出了更为准确的计算方法,但由于理想弹性材料不需要材料的力学性能曲线,所以开展

的结构应变法在工程具有很大的应用价值。

4 结论

(1) 为了解决铁路货车的低周疲劳评估问题,详细梳理低周疲劳的结构应变法理论,完成了程序设计和方法的适用性验证。

(2) 平面应变有限元模型和结构应变法理论解的对比结果表明,基于理想弹性性模型的结构应变方法及程序计算的 Q450NQR1 材料,当结构应力高出屈服强度 150 MPa 以内时,平面应变模型和结构应变理论解结果完全一致,超过该范围后,随着载荷的增加,误差也增加。

(3) 低周疲劳的结构应变法现阶段能够满足铁路货车的设计需求,研究为该方法的工程推广应用提供了良好的技术支撑。

参考文献

- [1] 周韶泽,郭硕,陈秉智,等.焊接结构超高周疲劳主 S-N 曲线拟合及寿命预测方法[J]. 焊接学报, 2022, 43(5): 76–82.
Zhou Shaoze, Guo Shuo, Chen Bingzhi, *et al.* Master S-N curve fitting and life prediction method for very high cycle fatigue of welded structures[J]. Transactions of the China Welding Institution, 2022, 43(5): 76–82.
- [2] 谢素明,周晓坤,李向伟,等.基于美国 ASME 标准的重载货车车体焊缝疲劳寿命预测[J]. 计算力学学报, 2012, 29(1): 129–134.
Xie Suming, Zhou Xiaokun, Li Xiangwei, *et al.* Fatigue life prediction for weld line in heavy freight carbody based on ASME standard[J]. Chinese Journal of Computational Mechanics, 2012, 29(1): 129–134.
- [3] Gan S M, Liu H Y, Zhai Z P, *et al.* A review of welding residual stress test methods[J]. China Welding, 2022, 31(2): 45–55.
- [4] 李向伟,方吉,赵尚超.焊接结构主 S-N 曲线拟合方法及软件开发[J]. 焊接学报, 2020, 41(1): 80–85.
Li Xiangwei, Fang Ji, Zhao Shangchao. Master S-N curve fitting method of welded structure and software development[J]. Transactions of the China Welding Institution, 2020, 41(1): 80–85.
- [5] 王苹,裴宪军,钱宏亮,等.焊接结构抗疲劳设计新方法与应用[J]. 机械工程学报, 2021, 57(16): 349–360.
Wang Ping, Pei Xianjun, Qian Hongliang, *et al.* Unique fatigue design method of welded structures and application[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(16): 349–360.

- [6] 杨广雪, 刘志明, 李广全, 等. 基于等效结构应力法的焊接构架疲劳损伤评估 [J]. 铁道学报, 2020, 42(7): 73 – 79.
Yang Guangxue, Liu Zhiming, Li Guangquan, *et al.* Fatigue damage assessment of welded frame on equivalent structural stress method[J]. Journal of the China railway Society, 2020, 42(7): 73 – 79.
- [7] 李向伟, 方吉, 李文全, 等. 重载货车车体疲劳台架试验技术研究 [J]. 铁道学报, 2021, 43(4): 33 – 41.
Li Xiangwei, Fang Ji, Li Wenquan, *et al.* Research on fatigue bench test technology for heavy haul vehicle body[J]. Journal of the China Railway Society, 2021, 43(4): 33 – 41.
- [8] 王欣, 岳增可, 蔡福海, 等. 基于结构应力法的起重机焊缝多轴疲劳寿命研究 [J]. 机械强度, 2022, 44(5): 1226 – 1231.
Wang Xin, Yue Zengke, Cai Fuhai, *et al.* Research on multi-axial fatigue life of crane weld based on structural stress method[J]. Journal of Mechanical Strength, 2022, 44(5): 1226 – 1231.
- [9] 曹蕾蕾, 王留涛, 王严, 等. 基于等效结构应力法的挖掘机工作装置疲劳寿命评估 [J]. 华南理工大学学报, 2022, 50(8): 62 – 70.
Cao Leilei, Wang Liutao, Wang Yan, *et al.* Fatigue life evaluation of excavator working device based on equivalent structural stress method[J]. Journal of South China University of Technology, 2022, 50(8): 62 – 70.
- [10] 高一迪, 董平沙, 余杨, 等. 结构应变法在焊件低周疲劳中的应用研究 [J]. 中国造船, 2019, 60(3): 92 – 104.
Gao Yidi, Dong Pingsha, Yu Yang, *et al.* Investigation of structural strain method in low-cycle fatigue for weldments[J]. Shipbuilding of China, 2019, 60(3): 92 – 104.
- [11] Pei X J, Li X W, Zhao S C, *et al.* Low cycle fatigue evaluation of welded structures with arbitrary stress-strain curve considering stress triaxiality effect[J]. International Journal of Fatigue, 162(3): 106969.
- [12] 于跃斌, 赵尚超, 李向伟, 等. 铁路货车车体线路动态响应仿真与验证 [J]. 西南交通大学学报, 2019, 54(3): 626 – 632.
Yu Yuebin, Zhao Shangchao, Li Xiangwei, *et al.* Simulation and verification of dynamic response of railway wagon on railway track[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2019, 54(3): 626 – 632.
- [13] 赵尚超, 王东坡, 李向伟, 等. 焊接结构模态结构应力法程序开发及工程应用 [J]. 焊接学报, 2023, 44(3): 1 – 7.
Zhao Shangchao, Wang Dongpo, Li Xiangwei, *et al.* Development and engineering application of modal structural stress method for welded structures[J]. Transactions of the China Welding Institution, 2023, 44(3): 1 – 7.
- [14] 赵尚超. 基于主 S-N 曲线法的铁路货车车体虚拟台架试验 [J]. 华东交通大学学报, 2022, 39(3): 110 – 117.
Zhao Shangchao. Virtual test of railway freight car body based on main S-N curve method[J]. Journal of East China Jiaotong University, 2022, 39(3): 110 – 117.

第一作者: 邵文东, 博士研究生, 正高级工程师; 主要研究方向为结构强度试验与仿真; Email: shaowendong@126.com.

(编辑: 汤明日)