

推及二次外推。线性外推适用于弯曲应力较小的场景。一般在曲面壳体中,壳体提供了额外的弹性支撑,使得应力分布更加趋于非线性,因此推荐使用二次外推方法。线性外推及二次外推方法见式(1)及式(2)。

$$\sigma_{hs} = 1.67\sigma(0.4t) - 0.67\sigma(1.0t) \quad (1)$$

$$\sigma_{hs} = 2.52\sigma(0.4t) - 2.24\sigma(0.9t) + 0.72\sigma(1.4t) \quad (2)$$

其中, σ_{hs} 为焊趾处的结构应力, $\sigma(x)$ 为距离焊趾 x 处的应力, t 为壳体厚度。

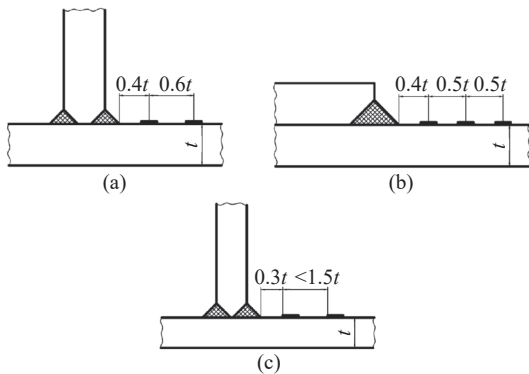


图 1 热点应力求解基点示意图

Fig. 1 Schematic diagram of base points for determination of hot spot stress

图 1(a) 及图 1(c) 皆示出了线性外推的基点取值方法,不同的是图 1(c) 适用于薄板,测点不能按照图 1(a) 所示进行放置,可以按照图 1(c) 在距离焊趾 $0.3t$ 的位置放置应变片前沿。此处应变片位置,可以由有限元分析中的网格进行代替。在分析得到所需基点的应力值后,将值代入热点应力外推公式中,得到评定位置的热点应力。

在获得评定位置的结构应力或热点应力后,需要对其进行系数修正。修正包括温度修正、厚度修正、平均应力修正及表面粗糙度修正。在焊缝区域中,由于疲劳曲线已经计入了焊接残余应力的影响,则不需要进行平均应力修正,仅需要考虑温度及厚度对焊缝区域的疲劳性能影响。经修正后,依据不同的焊接结构及无损检测等级,确定相对应的疲劳寿命评定曲线,如图 2 所示。疲劳寿命(N) 计算式见式(3)。

$$N = \frac{C}{\Delta\sigma_R^m} \quad (3)$$

1.2 ASME 焊接结构疲劳评定

ASME VIII-2^[18] 在疲劳评定中,采用 Palmgren-Miner 线性损伤准则对变幅载荷引起的疲劳损伤进行评定,并提供了 3 种评定方法,即弹性应力分析和当量应力、弹-塑性应力分析和当量应变、弹性应力分析

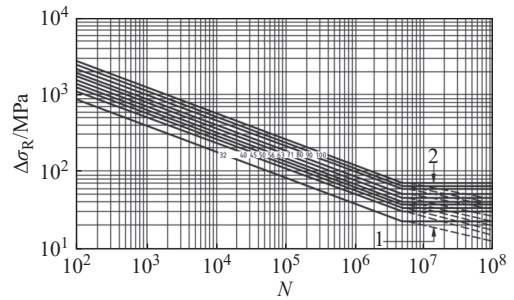


图 2 焊接结构疲劳寿命评定曲线^[17]

Fig. 2 Fatigue life evaluation curves for welded structures^[17]

和结构应力。与欧盟标准一致,ASME 标准中也明确区分了焊接结构与非焊接结构的疲劳分析方法。在 ASME VIII-2 的 5.5.5 节中提出,利用线弹性分析得到的等效结构应力范围对结构疲劳损伤进行评价,其中,结构应力可以由应力积分法及节点力法计算得到,基于节点力的方法具有对单元类型及网格尺寸不敏感的特点^[19],但是计算方法复杂。应力积分法有更强的泛用性,借助有限元分析方法,选取焊缝根部最大应力处,沿受压元件厚度方向的路径进行应力线性化,可得到结果中的薄膜应力及弯曲应力。具体评定流程见图 3。

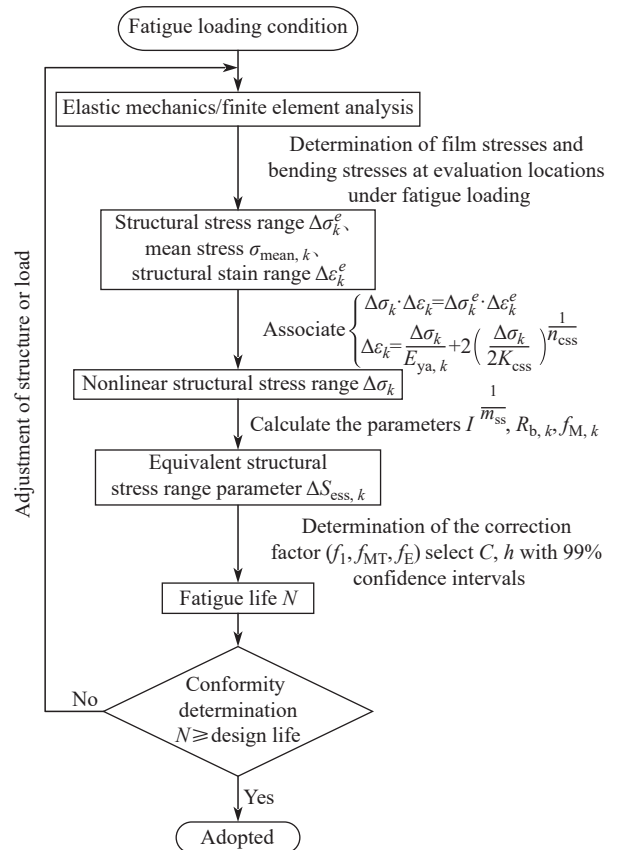


图 3 ASME 焊接结构疲劳评定流程图

Fig. 3 Flow chart of the fatigue evaluation of ASME welded structure

1.3 断裂力学评定方法

在疲劳寿命计算中, 采用断裂力学方法时, 通常认为焊接接头的疲劳失效完全是裂纹扩展的结果^[20]。通过计算应力强度因子(K_I)来表征裂尖应力场, 当其值达到断裂韧性(K_{IC})或剩余韧带尺寸不足时, 容器则发生断裂^[21]。裂纹扩展速率按修正的 Paris 公式计算:

$$\frac{da}{dN} = C[f(R_k)](\Delta K)^m \quad (4)$$

其中, $f(R_k)$ 为应力强度因子比 (R_k) 对裂纹扩展的影响函数。

应力强度因子计算方法如式 (5) 所示:

$$K_I = [(A_0 + A_p)G_0 + A_1G_1 + A_2G_2 + A_3G_3] \sqrt{\frac{\pi a}{Q}} \quad (5)$$

式中, G_0, G_1, G_2, G_3 为裂纹自由表面修正系数; A_0, A_1, A_2, A_3 为应力拟合曲线系数; A_p 为容器内压; Q 为裂纹形状系数。

在计算应力拟合曲线时, 应选择垂直于裂纹扩展面的应力, 得到其沿裂纹扩展方向(一般沿容器厚度方向)的变化曲线。具体的断裂力学评定流程如图 4 所示。

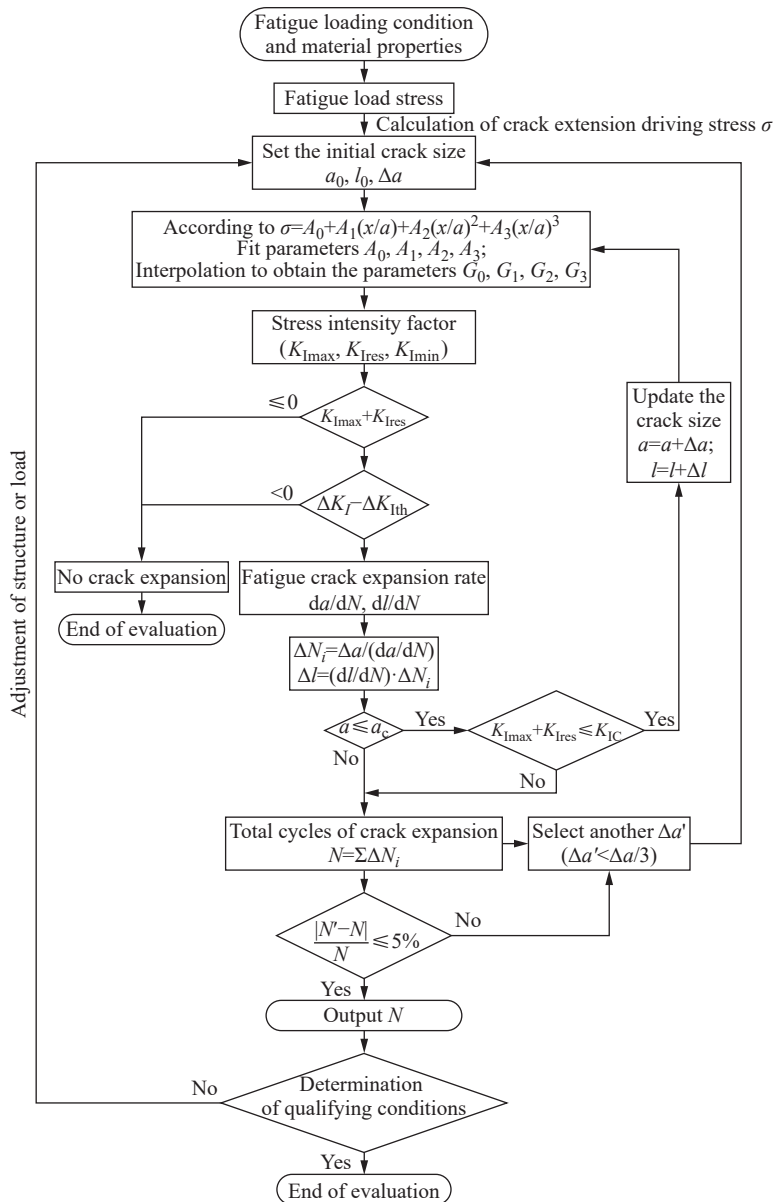


图 4 断裂力学法疲劳寿命评定程序框图

Fig. 4 Program block diagram of fatigue life evaluation by fracture mechanics method

2 多层包扎容器有限元分析

本文以多层包扎式高压容器为研究对象, 依据设

计标准, 层板总厚度为 84 mm, 内筒厚度为 14 mm, 层板厚度为 10 mm, 封头厚度为 60 mm, 其主要设计参数如表 1 所示。设备内筒及层板均采用 Q345R 钢

表 1 多层包扎容器设计参数

Table 1 Design parameters of the multilayer clamping high pressure vessel

Main pressure-bearing material	Design pressure/MPa	Working pressure/MPa	Design temperature/°C		Working temperature/°C	DN/mm	Welded joint coefficient		Fatigue loading/MPa	
			The lowest	The highest			Layer	Others	Startup	Normal
Q345R	50	45	-4	85	-4—80	500	0.95	1.00	0—45	30—45
16Mn III	50	45	-4	85	-4—80				0—45	30—45

板,球形封头采用 Q345R 钢板热成型加工而成,加工成型后进行恢复材料供货状态热处理。根据一般使用过程,疲劳载荷主要分为 0~45 MPa 的开停车工况及 30~45 MPa 的常规疲劳工况。

分析软件采用 Ansys Workbench 2023R1,常规多层容器层板与层板间非焊接处设置摩擦接触,摩擦因子为 0.2^[22],焊接接头处采用绑定接触,无相对位移及分离。有限元分析采用三维模型,旋转对称轴为 X 轴。沿左右对称面切分并绕 X 轴选取 90°,建立整体的 1/8 模型。网格划分采用 Solid186 单元,单元总数 1258350,节点数 5521412。有限元分析模型及网格划分如图 5 所示。

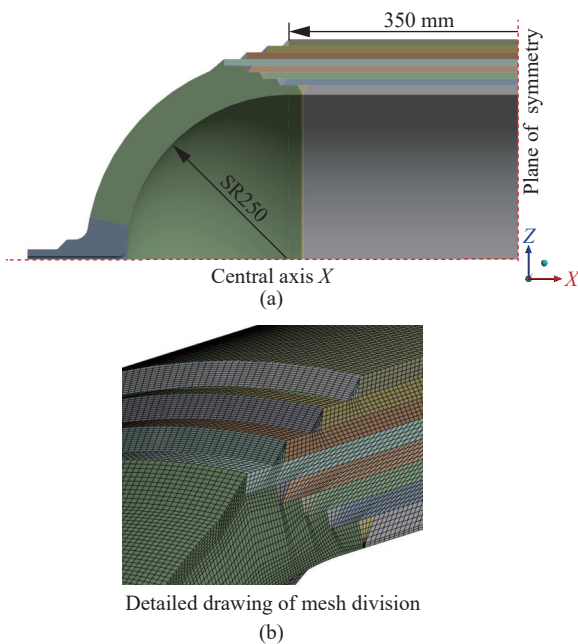


图 5 多层包扎容器有限元分析模型

Fig. 5 FEA model of the multilayer clamping high pressure vessel

设备内表面设置均匀压力 45 MPa 和 30 MPa,计算疲劳工况下的应力强度值(Tresca 应力),计算结果见图 6。计算结果显示,设备内表面处最大应力出现于接管倒圆处,设备整体最大应力出现在外露相邻层板间的搭接焊缝处(见图 6 局部放大图红色标注线)。这与杨玉玲等^[23]、范海俊等^[24]、刘正通等^[25]的

研究结果基本一致。对于多层容器这个单一回转体模型,网格尺寸对计算结果的影响极小,本文所示计算结果已通过网格无关性验证。

该处应力升高的原因在于多层厚壁壳体与单层厚壁壳体之间的差异,我们对应力最大点所在层板进行三向应力分解,提取其径向应力、环向应力及轴向应力进行分析,见图 7 所示。图 7 中,摩擦接触条件下,摩擦因子选择为 0.2。

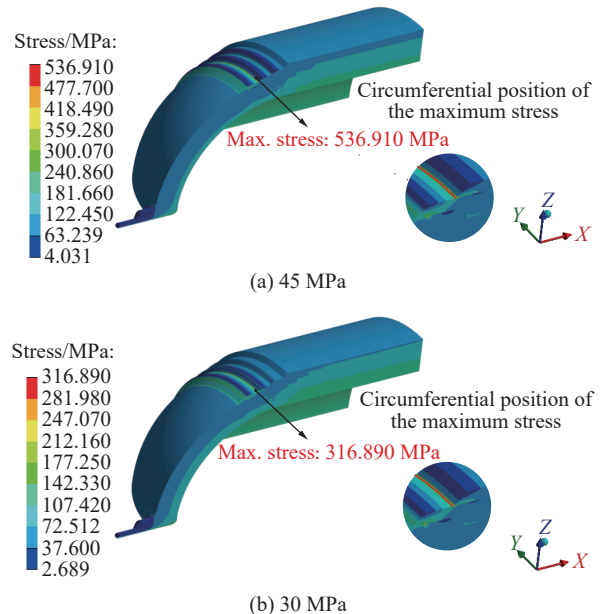


图 6 常规多层包扎容器疲劳载荷应力

Fig. 6 Conventional multilayer clamping high pressure vessel fatigue load stresses

根据图中的应力分解结果可知,径向应力及环向应力在不同的接触模式下存在一定差异,但是变化量较小。然而,以全绑定接触(视为连续整体)为计算基准,与其相比,其他接触模式下的轴向应力表现出显著的差异。当考虑多层容器层板间分层特性时,无摩擦光滑接触条件下焊缝区域的轴向应力明显提高,离开不连续区域一定距离后,光滑接触与摩擦接触的三向应力基本一致。通过无摩擦、摩擦因子 0.2、全绑定接触这 3 组数据可以明显看出,焊根处的轴向应力最大值随着摩擦因子的增大而下降。由于多层容器筒体与整体容器筒体之间的差异,轴

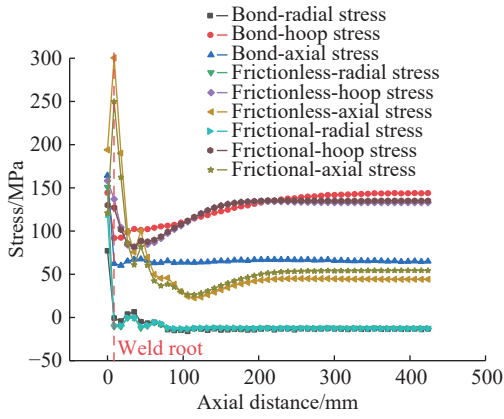


图 7 三向应力分解

Fig. 7 Three-dimensional stress decomposition

向载荷的传递主要依靠层板间的相互摩擦作用, 从而使得轴向载荷主要由刚性连接的纵向和环向焊缝承担, 相较于整体筒体, 产生了端部外露焊接接头根部应力升高的结果。

在经过应力分类评定后, $P_L=183.11 \text{ MPa} < 1.5S_m$, $P_L+P_b+Q=356.47 \text{ MPa} < 3S_m$, S_m 取 210 MPa, 都可以满足强度要求, 因此, 多层包扎容器在正常使用过程中一般都不会出现静强度破坏。然而, 从线弹性分析得到的应力结果可知, 此处应力水平较高且位于焊缝处, 会大大降低焊缝处的疲劳寿命, 因此有必要对此处进行疲劳评定。

3 常规结构疲劳分析

对设备焊缝按照 ASME VIII-2、EN13445 及断裂力学的要求, 进行疲劳寿命评定。对最大应力区域进行三轴正应力分析, 确认裂纹扩展推动力。在最大工作压力 45 MPa 下, 三轴应力有限元分析结果见图 8, 三轴正应力中轴向应力最大为 369.940 MPa, 环向应力最大为 177.020 MPa, 径向应力最大为 51.895 MPa。因此判定在焊缝最大应力点会优先产生径-环向裂纹^[26]。

3.1 ASME 焊缝疲劳寿命评定

根据 ASME VIII-2 的要求, 需要确认垂直于假设裂纹面的薄膜应力及弯曲应力。此处选择沿层板厚度方向路径所得的轴向应力分解的薄膜应力及弯曲

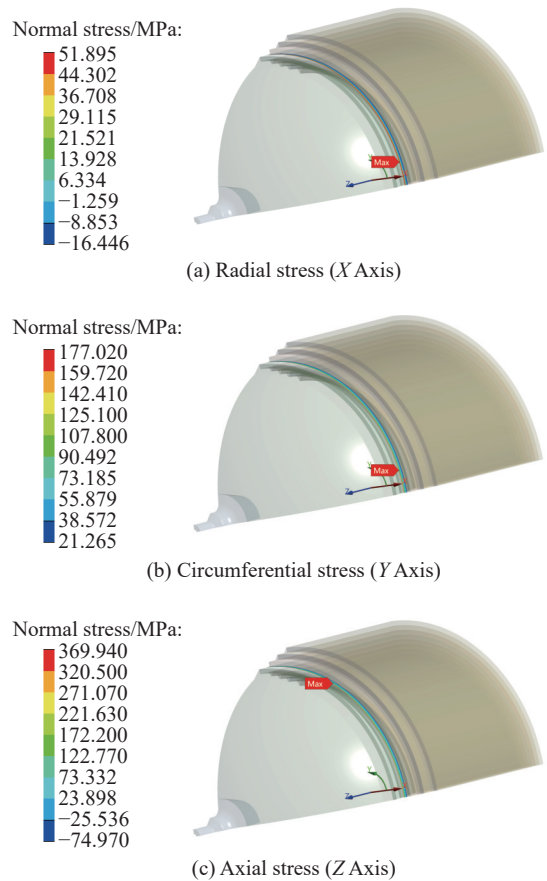


图 8 最大应力处三轴正应力

Fig. 8 Normal stress at the maximum stress position

应力^[27]。线性化处理后得到 45 MPa 工作压力下的薄膜应力为 124.510 MPa, 弯曲应力为 97.948 MPa; 30 MPa 工作压力下的薄膜应力为 82.618 MPa, 弯曲应力为 60.469 MPa。由此计算各评定参量, 列于表 2。

3.2 EN13445 焊缝疲劳寿命评定

根据 EN13445 的相关规定, 多层包扎容器焊缝处最大应力位置可以采用外推法获得其热点应力, 从而进行疲劳寿命分析。在采用 EN13445 中热点应力法进行焊接接头疲劳评估时, 采用外推法得到的结构应力, 由最接近焊缝法线的方向上的一次应力 (Principal stress) 进行计算。疲劳应力幅范围可以基于第三强度理论的等效应力范围查询焊接结构的疲劳曲线等级^[24]。本文通过有限元分析, 在应力最大位置, 沿轴向方向设置路径, 得到沿路径的应力线性化

表 2 ASME 焊缝疲劳评定

Table 2 ASME weld fatigue evaluation

Pressure/MPa	Modulus of elasticity at operating temperature /MPa	Structural stress range/MPa	$R_{b,k}$	$\frac{1}{I_{m_s}}$	$f_{M,k}$	t_{ess}	$\Delta S_{ess,k}$	f_{MT}	q	f_I	f_E	N
0—45	200 000	222.217	0.440	1.238	1	16	332.503	0.995 02	-0.250	2.406	4	39 648
30—45	200 000	79.371	0.472	1.240	1	16	118.551	0.995 02	-0.048	3.238	4	1 346 204

结果,从而计算评定位置的一次应力,并采用二次外推方法。选择与评定位置轴向距离分别为 4、9、14 mm 的 3 个网格节点处的结构应力值(局部体网格尺寸 1 mm),见图 9。依据式(2)可得 45 MPa 时,此处的热点应力 $\sigma_{hs}=248.15$ MPa; 30 MPa 时,此处的热点应力 $\sigma_{hs}=154.61$ MPa。

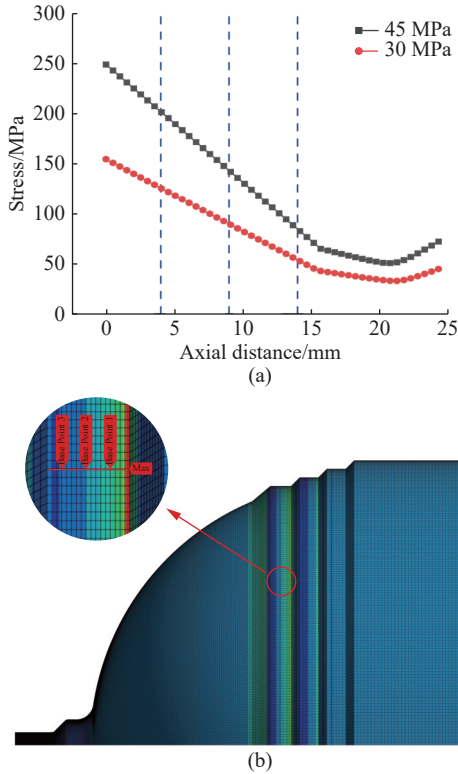


图 9 二次外推基点应力值
Fig. 9 Quadratic extrapolation base point stress value

此处的焊接形式需在 EN13445 中找寻类似的焊接结构,采用 Class71 等级的疲劳曲线进行评定,经查询得: $m_1=3.0$, $C_1=7.16 \times 10^{11}$; $m_2=5.0$, $C_2=1.96 \times 10^{15}$ 。将值代入式(3),并对应力全幅进行修正。由前文所述,焊缝疲劳评定中仅需对温度及厚度进行修正,EN13445 规定当温度不大于 100 °C 时,温度修正系数取 1,厚度小于 25 mm 时,壁厚修正系数取 1。在此次结构评定中,该项修正系数均为 1。因此可得,当内压为 0~45 MPa 的疲劳工况下,疲劳寿命为 46856; 当内压为 30~45 MPa 的疲劳工况下,疲劳寿命为 874824。

3.3 断裂力学评定

基于弹性法的断裂力学评定,需要确认沿假想裂纹面的应力分布,这里选择轴向应力作为裂纹驱动力,扩展方向沿板厚度方向。假设在多层包扎器层板表面的应力峰值区域存在半椭圆形的环向-径向表面裂纹,单独对此处层板进行分析。依据图 4 程序框图,对最大应力所在层板进行疲劳裂纹扩展分

析。根据有限元计算,选取过最大应力点沿着板厚方向的应力分布,如图 10 所示。

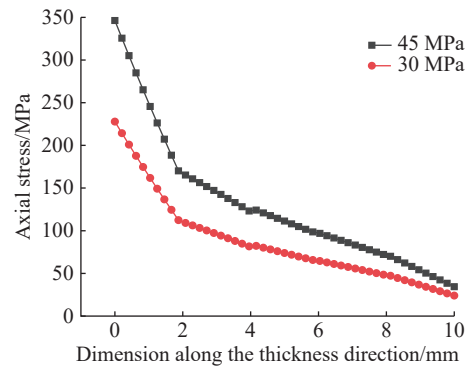


图 10 轴向应力分布
Fig. 10 Axial stress distribution

假设存在某表面椭圆型裂纹,裂纹尺寸深长比 (a/l) 为 $\frac{1}{3}$ 。由于评定位置的材料直接暴露于表层,可能会产生非设计预期内的表面机械损伤,因此,依据 GB/T 34019 标准规定,最小初始裂纹深度选择 0.5 mm,其他初始裂纹深度选择分别为 0.8、1.0、1.2 mm 和 1.5 mm,共 5 个尺寸,进行疲劳裂纹扩展评定。材料服从式(4)所示 Paris 公式表述的疲劳裂纹扩展。

查询 ASME VIII-3 可得,对于碳钢及低合金钢(屈服强度 ≤ 620 MPa), $f(R_k)$ 表达式根据式(6)进行计算,其中, $m=3.07$ 。

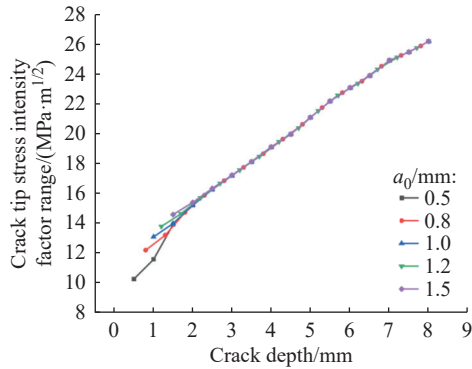
$$f(R_k) = \begin{cases} [2.88/(2.88-R_k)]^m, & 0 \leq R_k < 1 \\ [1/(1-R_k)]^m, & R_k < 0 \end{cases} \quad (6)$$

根据裂纹扩展驱动力及不同裂纹深度所得疲劳裂纹扩展寿命见图 11 所示,其中,裂纹扩散系数 $C=3.80 \times 10^{-9}$ mm/cycle。

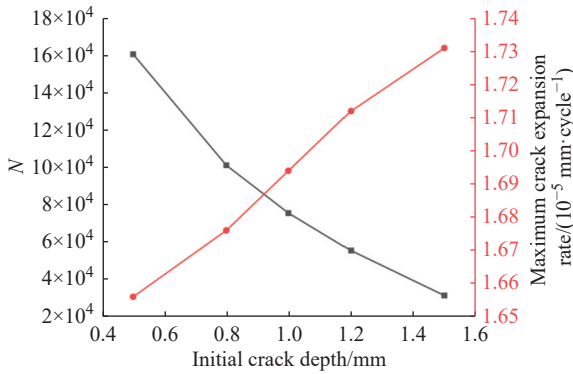
在 30~45 MPa 载荷评定中,最大应力强度因子 $K_{I_{max}}=6.910$ MPa·m^{1/2},最小应力强度因子 $K_{I_{min}}=4.4418$ MPa·m^{1/2},应力强度因子幅未达裂纹扩展临界值 ΔK_{th} ,即裂纹不发生扩展,此结果与前文依据 ASME VIII-2 及 EN13445 所得疲劳寿命为 10⁶ 级基本一致。在 0~45 MPa 的疲劳载荷工况下,由于裂纹表面处的高应力峰值,使得该区域裂纹萌生-扩展推动力增强。疲劳寿命随着初始裂纹深度的增加显著降低,说明此处的焊接结构在满足强度设计的情况下,需要进行良好的无损检测及焊后保护。

3.4 疲劳寿命评定分析

根据疲劳寿命评定结果可知,本文探究的焊缝位置在 0~45 MPa 压力疲劳载荷下,疲劳寿命降低显著,主要受压元件的疲劳寿命按非焊接元件进行疲劳评定,寿命为 10⁵ 量级。然而,评定焊缝处的疲劳



(a) Variation of stress intensity factor



(b) Fatigue crack expansion life

图 11 断裂力学疲劳评定

Fig. 11 Fracture mechanics fatigue evaluation

寿命小于 4×10^4 , 这将无法满足疲劳容器 15~20 a 设计寿命的要求, 疲劳寿命对比见表 3。

表 3 疲劳循环次数对比分析

Table 3 Comparative analysis of fatigue cycles

Project	N under 0—45 MPa		N under 30—45 MPa	
	Welding	Inner surface	Welding	Inner surface
ASME	39 648	3.94×10^5	1 346 204	$\geq 10^6$
EN13445	46 856	3.94×10^5	874 824	$\geq 10^6$

应力最大处层板焊缝的疲劳寿命制约了设备的整体疲劳寿命, 造成主要受压元件的寿命浪费。此处焊缝失效后虽不会使得设备内部介质直接泄漏, 但会对设备的应力分布产生影响, 使得设备使用安全性存疑。在疲劳容器设计过程中, 最大应力出现在承压壳体外表面的情况应作出调整。因此, 当多层包扎容器应用于疲劳工况时, 需对其进行结构改进。

4 增强型多层包扎容器端部结构

由前文分析可知, 常规多层包扎容器由于其多层属性, 封头与多层筒体之间由于变形协调产生的应力主要由端部拼接焊缝承担。因此, 为降低此处的应力水平, 需要提供额外的轴向变形协调元件。本文采用一种新型结构^[28], 端部设置加强锻件, 将原

来层板类角焊缝全部转换成对接焊缝, 结构示意及网格如图 12 所示。

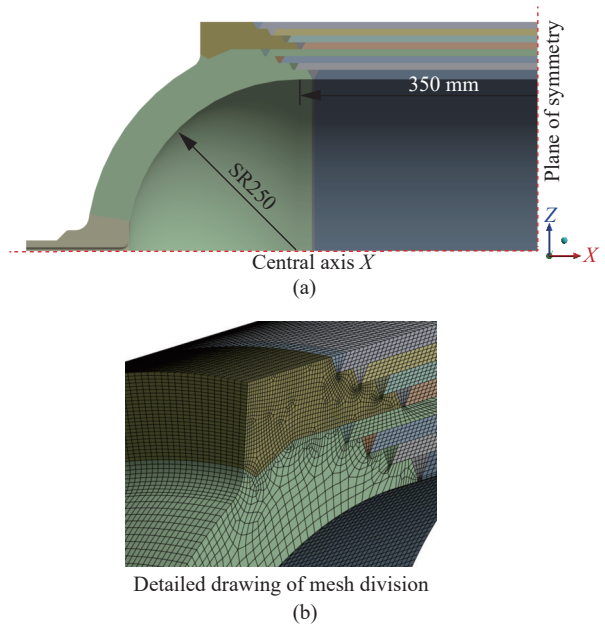


图 12 多层包扎容器端部改良设计

Fig. 12 Improved design of the multilayer clamping high pressure vessel ends

端部锻件与内部封头及多层筒体采用摩擦接触, 接触设置同第 2 节所述, 有限元分析结果如图 13 所示。

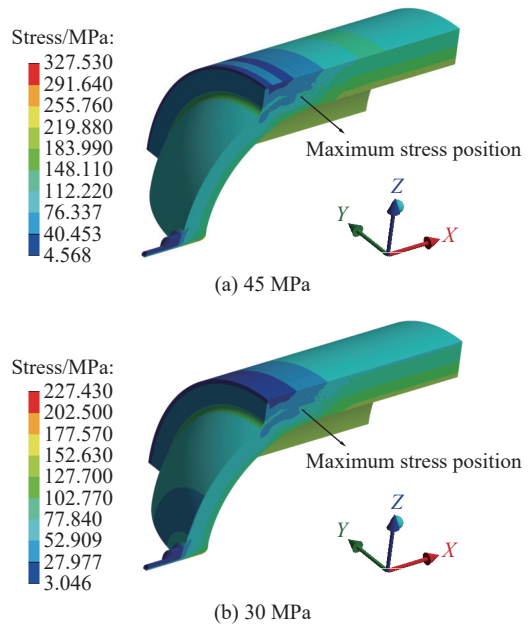


图 13 新型多层包扎容器疲劳载荷应力

Fig. 13 Fatigue load stresses of new multilayer clamping high pressure vessel

从有限元计算结果可知, 新型端部结构在相同 45 MPa 内压载荷下, 最大应力下降了 39%。在新型结构中, 由于端部锻件的存在, 端部不连续区域产生的附加弯矩及部分轴向载荷将直接由整体锻件承载, 承载结构更加合理, 端部加强锻件可以更好地满足球形封头与多层筒体之间的变形协调。最大应力

点出现在层板与球形封头的对接焊缝处。由前文分析结果可知, 30~45 MPa 时的疲劳寿命较大, 但 0~45 MPa 全压力幅疲劳载荷对设备疲劳寿命降低显著, 并且在高应力范围条件下按照 ASME VIII-2 标准所得疲劳寿命更低, 评定安全性更高。因此, 对新型结构在 0~45 MPa 全压力幅疲劳载荷下按 ASME VIII-2 对焊缝进行疲劳评定, 得出应力最大处的焊缝疲劳寿命为 4.10×10^5 , 可见, 疲劳寿命已经显著增加。

5 结 论

本文以某型 50 MPa 级多层包扎容器为研究对象, 依据 ASME VIII-2、EN13445 与断裂力学的相关内容, 研究了多层包扎容器结构存在的疲劳问题。在考虑了层间摩擦接触的有限元模型中, 端部受到应力集中及边缘应力的影响, 会产生局部应力急剧升高的现象, 成为潜在疲劳裂纹源。结论如下:

(1) 多层包扎容器按标准设计可以满足强度要求, 但是其作为疲劳容器使用时, 常规端部会有较大的应力集中, 对最大应力区域进行三轴分解发现, 轴向应力远大于环向及径向应力。在多层包扎容器疲劳校核时不能忽略层板间的摩擦接触, 且应对端部焊缝密集区着重关注。

(2) 本文采用的新型端部结构, 在多层容器中的应力复杂区域引入局部整体部件, 在相同球形封头厚度条件下, 改善了端部焊接密集区域的应力水平, 理论上可以提高多层包扎容器的整体疲劳寿命。

(3) 对端部焊缝区域进行断裂力学疲劳评定后发现, 初始裂纹深度会极大影响焊缝区域的疲劳寿命, 寿命由初始时的 1.6×10^5 急剧下降至小于 4×10^4 , 对此区域的焊缝需要进行严密的无损检测及使用过程中的表面维护, 以降低机械损伤风险。

符号说明:

A_0, A_1, A_2, A_3 ——应力拟合曲线系数
 A_p ——容器内压, MPa
 a_0 ——初始裂纹深度, mm
 a_c ——临界裂纹深度, mm
 Δa ——裂纹扩展深度, mm
 $\Delta a'$ ——不同的裂纹扩展深度, mm
 C, C_1, C_2 ——焊接处疲劳评定系数
 DN ——公称直径, mm
 $E_{ya,k}$ ——操作温度下材料的弹性模量, MPa
 f_e ——环境修正系数
 f_f ——焊接方法修正系数
 $f_{M,k}$ ——平均应力修正系数

f_{Mf} ——材料及温度修正系数
 G_0, G_1, G_2, G_3 ——裂纹自由表面修正系数
 I ——结构应力评定修正系数
 K_{Ic} ——材料的断裂韧性, $\text{MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$
 $K_{I\max}$ ——最大应力强度因子, $\text{MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$
 $K_{I\min}$ ——最小应力强度因子, $\text{MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$
 $K_{I\text{res}}$ ——残余应力强度因子, $\text{MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$
 K_{css} ——材料相关的参数 1
 $\Delta K_{I\min}$ ——应力强度因子幅值, $\text{MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$
 $\Delta K_{I\text{th}}$ ——裂纹扩展门槛值, $\text{MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$
 l_0 ——初始裂纹长度, mm
 Δl ——裂纹扩展长度, mm
 m, m_1, m_2 ——焊接处疲劳评定指数
 m_{ss} ——基于结构应力的疲劳评定系数
 N ——疲劳循环次数
 N^a ——不同 Δa 计算得到的疲劳循环次数
 ΔN_f ——裂纹扩展循环次数
 n_{css} ——材料相关的参数 2
 Q ——裂纹形状系数
 q ——疲劳判定系数
 R_k ——应力强度因子比
 $R_{b,k}$ ——应力比
 t ——壳体厚度, mm
 σ_{hs} ——焊趾处的结构应力, MPa
 $\sigma(x)$ ——距离焊趾 x 处的应力, MPa
 $\sigma_{\text{mean},k}$ ——平均应力, MPa
 $\Delta \sigma_R$ ——疲劳评定应力幅值, MPa
 $\Delta \sigma_k$ ——局部非线性结构应力幅值, MPa
 $\Delta \sigma_k^e$ ——弹性结构应力幅值, MPa
 $\Delta \varepsilon_k$ ——局部非线性结构应变幅值, MPa
 $\Delta \varepsilon_k^e$ ——弹性结构应变幅值, MPa
 $\Delta S_{\text{ess},k}$ ——等效结构应力范围参数

参考文献:

- [1] 刘栋, 宋鹏云, 胡明辅, 等. 整体多层包扎式高压容器应用于加氢反应器的前景 [J]. 机械, 2010, 37(1): 1-3, 11.
- [2] 陈丽莉, 何玉源, 杨连红. 整体多层夹紧式氨合成塔外壳的研制 [J]. 石油和化工设备, 2014, 17(10): 20-22.
- [3] 汪志福, 李永泰, 姚佐权. 多层包扎结构在超临界 CO_2 高压萃取釜中的应用 [J]. 石油化工设计, 2019, 36(4): 47-49, 57.
- [4] 沈仲卿, 林萍, 杨森皓, 等. 多层包扎式储氢压力容器研究进展 [J]. 化工装备技术, 2023, 44(2): 8-12.
- [5] XU S, WANG W. Analysis on elastoplastic stress distribution in a layered cylindrical vessel with interlayer gaps [J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2012, 134: 31206.
- [6] LIU H, WANG W. Dynamic stress analysis of multilayered structure with radial gaps of cylindrical pressure vessel under plane strain conditions [J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2019, 141(4): 41202.
- [7] 刘纪炎. 层板包扎式高压容器层板间存在的间隙对应力

- 的影响[J]. 青岛化工学院学报, 1995(2): 184-186.
- [8] 王通, 钱才富, 吴志伟, 等. 多层包扎高压容器承载能力分析[J]. 机械工程学报, 2023, 59(14): 169-178.
- [9] 黄炎. 多层容器的应力分析[J]. 化工炼油机械通讯, 1980(3): 20-26.
- [10] SON D S, HONG J H, CHANG S H. Determination of the autofrettage pressure and estimation of material failures of a type III hydrogen pressure vessel by using finite element analysis[J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2012, 37(17): 12771-12781.
- [11] 何庆中, 袁宏远, 王勇勤, 等. 多层包扎容器筒体预应力分析计算方法[J]. *化工机械*, 2010, 37(2): 148-153.
- [12] 李南京. 整体多层包扎式高压容器预应力分布及其均匀化研究[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2009.
- [13] 甄亮. 整体多层夹紧式高压容器预应力研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2012.
- [14] 徐书根. 层板包扎容器多元物料蒸气爆炸及壳体力学响应研究[D]. 济南: 山东大学, 2011.
- [15] LIANG Z, NAN J, SIJIA L. Experimental study of integrated multilayer clamping high pressure vessel[J]. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 2011, 133(6): 61206.
- [16] NIEMI E. Stress Determination for Fatigue Analysis of Welded Components[M]. Cambridge: Woodhead Publishing, 1995.
- [17] British Standards Institution. BS unfired pressure vessels—Part 3 : Design : BS EN13445-3[S]. London: BSI Standards, 2021.
- [18] ASME Boiler and Pressure Vessel Committee on Pressure Vessels. Rules for construction of pressure vessels-alternative rules: ASME BPVC VIII -2[S]. New York: ASME International, 2021.
- [19] 郭硕. 基于 VERITY 法的结构应力网格不敏感性验证[J]. *科学技术创新*, 2020(26): 92-93.
- [20] 秦叔经. 压力容器焊接接头的疲劳分析方法[J]. *化工设备与管道*, 2019, 56(6): 1-10.
- [21] 陈泽鸿, 黄淞, 惠虎. 金属内胆纤维环向缠绕储氢气瓶临界疲劳循环次数影响因素探究[J]. *化工设备与管道*, 2022, 59(4): 1-7.
- [22] 王通. 多层包扎容器强度分析和优化设计[D]. 北京: 北京化工大学, 2023.
- [23] 杨玉玲, 陈梦真, 郑健, 等. 外侧搭接层板的厚度对球形封头边缘应力的影响研究[J]. *管道技术与设备*, 2023(6): 52-57, 62.
- [24] 范海俊, 朱金花, 牛铮, 等. 多层包扎高压容器筒体与球形封头连接部位的结构分析与优化[J]. *石油化工设备技术*, 2021, 42(2): 7-10, 19.
- [25] 刘正通, 赵杰, 张卫义, 等. 多层包扎高压容器端部结构设计及应力分析[J]. *石油化工设备技术*, 2016, 37(2): 18-23, 6-7.
- [26] 赵延灵, 樊静琳, 张书贵. E-BA101 乙烷裂解炉对流段翅片管开裂原因分析[J]. *压力容器*, 2006, 23(6): 43-46.
- [27] 周强, 张群, 姬存民, 等. 基于热点应力法和结构应力法的保温支撑圈焊接接头疲劳评估及对比[J]. *化工设备与管道*, 2023, 60(4): 6-13.
- [28] 刘贤信. 大容积全多层高压储氢容器及氢在金属中的富集特性研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2014.

Weld Fatigue Analysis and Structural Improvement of Multilayer Clamping High Pressure Vessels

XIAO Zhengyan¹, WANG Xuesheng¹, SU Zhibin², WANG Yang¹, CHEN Qin Zhu¹

(1. School of Mechanical and Power Engineering, East China University of Science and Technology, Shanghai 200237, China; 2. Shanghai Boiler Works Co. Ltd, Shanghai 200245, China)

Abstract: Previous studies on the multilayer clamping high pressure vessel primarily focused on exploring whether it could meet the strength and usage requirements as a static device. However, with the continuous development of production demands, the multilayer clamping high pressure vessel has gradually been employed in high-pressure fatigue conditions, making its design under fatigue conditions increasingly important. To address this, this study considered the frictional contact between non-welded areas of layers, employing finite element analysis methods, and conducted an in-depth study on the stress conditions of the weld area under fatigue loads according to various authoritative standards. Based on structural stress methods and fracture mechanics, the welding joint was subjected to fatigue assessment. The results indicated the presence of stress concentration in the weld area at the end section, significantly reducing the equipment's fatigue life, with a minimum life of 39 648 cycles. Subsequently, this study proposed a new structure, which could reduce the stress levels in the welding-intensive area at the end section under internal pressure. In the new structure, the additional bending moment and part of the axial load in the discontinuous region of the end will have to be borne by the integral forging. This has significantly increased the equipment's fatigue life, with a minimum life of 4.10×10^5 cycles.

Key words: multilayer clamping high pressure vessels; fatigue analysis; EN13445; fatigue crack propagation; hot spot stress

(责任编辑: 李娟)