

# 厚管板液压胀接残余应力的研究

李慧芳<sup>1</sup> 钱才富<sup>1\*</sup> 潘 伟<sup>2</sup>

(1. 北京化工大学 机电工程学院, 北京 100029; 2. 锦州石化公司设备研究所, 辽宁 锦州 121001)

**摘 要:** 针对一实际厚管板的开裂问题,应用有限元分析方法,模拟了管板的液压胀接过程,计算了管子与管板接触面上的残余接触压力以及管孔周围的残余环向应力。结果发现,液压胀接后,在管子与管板接触面上的残余接触压力的分布是不均匀的,存在两个有较大残余接触压力的“密封环”。沿管板厚度,管孔周围的胀接残余环向拉应力可达数 10 MPa,该应力很可能会触发裂纹形核并促使裂纹沿管板厚度方向发生穿透性扩展。

**关键词:** 液压胀接; 残余接触压力; 有限元模拟

**中图分类号:** TQ051

## 引 言

换热器是化工、炼油、动力、原子能和其他工业部门广泛应用的一种通用工艺设备,其可靠性和使用寿命很大程度上跟管子与管板的连接质量有关。因为换热器的大多数失效都发生在管子与管板连接处。液压胀接是一种相对较新的胀接手段,它可以在整个管板厚度上消除换热管与管板之间的间隙,避免间隙腐蚀,同时其生产效率高,劳动强度低,对材料的损伤程度小,因此,已越来越广泛地用于管子与管板的连接。

关于胀接研究国内外已开展了很多工作<sup>[1-12]</sup>。Scott 等<sup>[1]</sup>采用应力腐蚀试验及 X 射线衍射试验研究了液压胀接接头过渡区的残余应力和残余变形; Weinstock 等<sup>[2]</sup>对应变强化和材料随温度变化的特性等因素进行了理论和试验两方面的探讨,国内学者 Wang 等<sup>[3]</sup>,陆怡等<sup>[4]</sup>也对液压胀接开展了一些试验工作。关于液压胀接的有限元分析, Wilson<sup>[5]</sup>采用 Marc 有限元分析软件对管子与管板接头处的残余应力状况进行了探索; Allam 等<sup>[6]</sup>采用 ABAQUS 软件对胀接接头进行了有限元模拟,结果表明,虽然非线性接触问题是一难点,但采用非线性有限元分析,可以给出比较好的分析结果。王海峰等<sup>[7-8]</sup>采用有限元法研究了管子与管板材料、几何尺寸和胀接压力对接头残余接触压力的影响,同时

模拟了温度循环对胀接过程及接头胀后连接性能的影响,段成红<sup>[9]</sup>研究了胀接接头在常温下拉脱力的大小及其失效形式。在这些研究中,管子在管板上的排列均为三角形排列。对于正方形排列,刘敏珊等<sup>[10]</sup>采用二维有限元进行了换热管与管板之间的残余接触压力模拟。应指出的是上述研究均未考虑胀接接头之间的影响,对管板上残余环向应力的研究也不够深入。

本文针对某催化装置重油催化裂化装置分馏系统油浆蒸发器的失效进行分析。该蒸发器的管板厚度达 216 mm,但投产不到 1 年管板就出现贯穿性裂纹,经初步分析为应力腐蚀开裂,而且认为胀接引起的残余应力起着重要作用。本文旨在建立有限元分析模型,模拟胀接过程,计算残余接触压力的大小和分布。

## 1 胀接接头有限元模型的建立

### 1.1 胀接接头几何结构

在本文研究的管板结构中,管子在管板上为正方形排列。这种正方形排列结构是呈 45°为 1 个周期的周期性对称。因此,在确定分析模型时,可利用这种周期对称性选取 360°/8 的范围,如图 1 所示。

胀接接头的几何结构如图 2 所示,其中换热管内径  $D_i$  为 20 mm, 换热管外径  $D_o$  为 25 mm,管板厚度  $W$  为 216 mm,管孔直径  $D_s$  为 25.4 mm, 换热管总长度  $L_t$  为 421 mm,管子伸出管板上表面的距离为  $L_o$  为 5 mm。胀接长度从距离管板上表面为 15 mm 处开始,到距离管板下表面为 3 mm 处终止。

### 1.2 胀接接头有限元模型

本文应用 ANSYS 软件进行有限元分析,采用

收稿日期: 2009-09-17

基金项目: 中国石化总公司资助项目(308036)

第一作者: 女,1972 年生,博士生

\* 通讯联系人

E-mail: qiancf@mail.buct.edu.cn

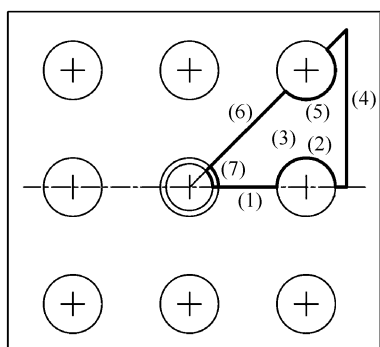


图1 有限元分析模型的选取和边界编号

Fig. 1 Range selection of the finite element analysis model and boundary numbers

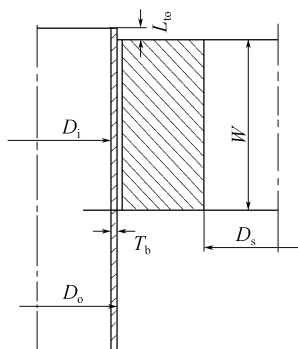


图2 管子与管板的连接结构

Fig. 2 Structure of the tube-to-tubesheet joint

SOLID45 实体单元对结构进行网格划分, TARGE170 目标面单元和 CONTA174 接触面单元建立管子与管板间的接触对。

根据选取的几何模型的特点, 总体坐标采用柱坐标, 以被胀管孔轴线为  $Z$  轴,  $Z$  轴与管板上端面所在平面交点为坐标原点,  $X$  表示径向, 由管孔中心向外的方向为正向,  $Z$  轴正向方向为沿着管子轴向靠近管板上表面的方向,  $Y$  表示周向,  $Y$  轴正向为按照右手法则由  $X, Z$  轴正向确定。有限元模型由图 3 表示。

分析中管板材料为 16MnR, 管子材料为 10 号钢, 采用双线性应变硬化来近似模拟材料的实际应变硬化行为, 其应力应变曲线由图 4 给出。

管子与管板间的接触是采用 CONTA174 与 TARGE170 单元构成的柔性-柔性的面-面接触副来模拟的。在参数设置中接触刚度指定比例因子为 1.0, 摩擦系数为 0.14, 接触方式为法向单边接触。

在有限元模型中共有 78166 个结构单元, 800 个接触单元和 800 个目标单元, 单元总数为 78966 个。



图3 胀接接头有限元分析模型

Fig. 3 Finite element analysis model of the expanded joint

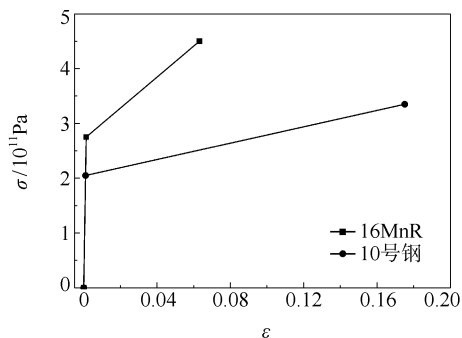
图4 换热管与管板材料的应力应变  $\sigma - \varepsilon$  曲线

Fig. 4 Stress-strain curves of tube and tubesheet materials

该研究只模拟胀接过程, 因此载荷只有胀接压力。由于涉及到材料及几何(接触)非线性, 通过载荷增量法将胀接压力施加到管子内表面施胀部位的单元上, 并分两个阶段模拟接头形成过程, 第1阶段为加压阶段, 通过 9 个载荷步(每个载荷步施加的载荷大小分别为 30 MPa, 50 MPa, 70 MPa, 90 MPa, 110 MPa, 130 MPa, 150 MPa, 170 MPa, 180 MPa)将载荷施加到预定的胀接压力 180 MPa; 第2阶段为卸压阶段, 也通过 9 个载荷步将压力逐步卸载到零, 为了保证计算结果收敛, 在每一载荷步又分了多个载荷子步。

文中模拟了两种胀接状态:

(1) 胀接状态 1。假设在胀接某一管子时周围管孔仍处于未胀状态;

(2) 胀接状态 2。假设在胀接某一管子时, 周围管孔已完成胀接过程。

对于胀接状态 1, 结合图 1 中的边界编号给出边界条件如下: (1) 面为对称边界; (2) 和 (5) 分为自由边界; (3) 为管子上表面和管板上表面, 为自由边界; 在管板的下端面施加轴向方向的约束, 限制轴向

刚体位移;(4)和(6)同样为对称边界;(7)为管子的内表面,在施胀部位施加胀接压力。

对于胀接状态2,在(2)和(5)的边界上施加由胀接状态1计算所得到的管子和管板之间的残余接触压力,模拟已胀状态。其他边界条件相同。

## 2 有限元计算结果及分析

### 2.1 残余接触压力及其分布

在胀接压力作用下,管子与管板的接触状态从开始的分离(图5(a))到接触(图5(b)~5(d))。管子的外表面和管板孔表面上的接触压

力在不断变化。但不论是在加载阶段还是卸载阶段,只要管子与管板接触,在接触面上就会出现两个环状区域,在这两个区域接触压力最大,称之为“密封环”。在开始接触时,“密封环”靠近管子的中部区域,随着加载过程载荷的加大,“密封环”逐渐向管子两端移动,同时变宽;在卸载过程中“密封环”宽度有所变小,但是移动不明显。正是由于“密封环”的存在,使得管子与管板的密封更加可靠。图5(d)是完全卸载时残留在管子与管板接触面上的接触压力,称之为残余接触压力。

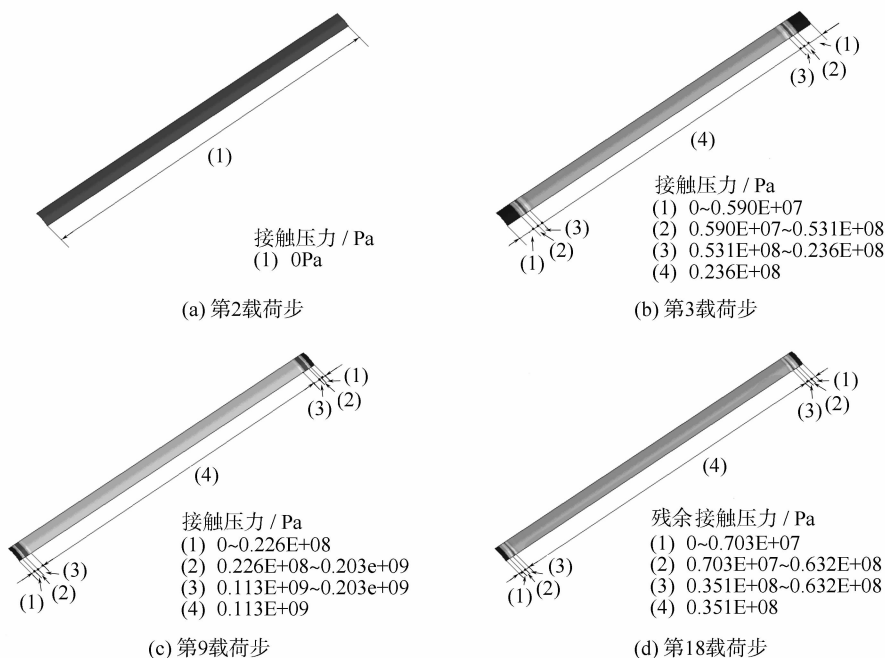


图5 不同载荷步时的接触压力

Fig. 5 Contact pressures at different steps

图6是胀接状态1时残余接触压力沿管板厚度的分布情况,可以看出残余接触压力沿管板厚度的分布是不均匀的,图6分别取了图3中的两个边界,对应于柱坐标系中 $Y=0^\circ$ 和 $Y=45^\circ$ ,在管子与管板接触面的两端,应力为0,由两端向内,残余接触压力很快达到最大值,在 $0^\circ$ 时为63.2 MPa,在 $45^\circ$ 时为57.54 MPa,在管板中段残余接触压力沿厚度近似相同,大小约为30 MPa。在密封环上的残余接触压力的平均值与文献[9]的模拟结果较接近,这也说明本文的模拟结果是可信的。

沿管孔环向残余接触压力也略有不同,在 $0^\circ$ 位置处残余压力相对较大,这可能是在 $0^\circ$ 位置上两管孔之间的距离较短的缘故。

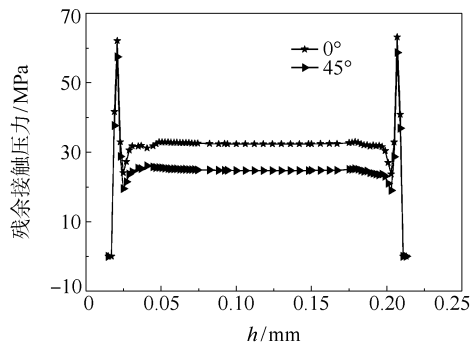


图6 残余接触压力沿管板厚度的分布

Fig. 6 Residual contact pressure changing with tubesheet thickness

对于胀接状态2,计算表明,残余接触压力的大

小和分布和胀接状态 1 几乎相同,这是可以理解的,因为管桥的大小设计就是要减小甚至消除管孔之间的相互影响。

## 2.2 管板残余环向应力及其分布

对于不同的胀接状态,管板在残余接触压力作用下产生的残余环向拉应力是不同的,当周围管孔为未胀状态时,管板的残余环向拉应力最大值为 52 MPa,当周围管孔处于胀接状态时,管板的残余环向拉应力有所减小,最大值为 20.4 MPa。该值的减小是因为当周围管孔处于胀接状态时,残余接触压力增加了管板的变形刚度,或者说被胀管子对管板起到了支撑作用。但是,不论在何种情况下,管孔周围都存在环向残余拉应力,数值高达数 10 MPa,且沿厚度一直存在,这和横向压力作用下管板中的弯曲应力分布不同,后者沿管板厚度线性分布,有拉有压。因此,如果在管板一面因某种原因产生了裂纹,该裂纹在胀接残余压力作用下将保持张开状态,这种张开的裂纹在某些情况下是比较危险的,比如在腐蚀性介质的作用下很容易产生应力腐蚀开裂,所以,对于胀焊并用的连接结构,由于焊接对接头强度和密封性能起主要作用,胀接只是为了消除管子与管板间的间隙,避免间隙腐蚀,所以只要保证管子与管板接触即可,不必在管板上产生较大的胀接残余应力,这意味着在工程实践中可以减小管子与管板的胀接长度或减小胀接压力。

## 3 结论

(1) 液压胀接后,在管子与管板接触面上的残余接触压力的分布是不均匀的,存在两个有较大残余接触压力的“密封环”。

(2) 在两种不同的胀接状态下,管子与管板接触面上的残余接触压力基本相同;但管板上残余环向应力有所不同。

(3) 沿管板厚度,管孔周围的胀接残余环向拉应力可达数 10 MPa,该应力很可能会触发裂纹形核并促使裂纹沿管板厚度方向发生穿透性扩展。

### 参考文献:

- [1] Scott D A, Wolgemuth G A, Aikin J A. Hydraulically expanded tube-to-tubesheet joints[J]. Trans ASME J, Press Ves Tech, 1984, 106(2): 104 - 109.
- [2] Weinstock S, Reinis K, Soler A. Tube-to-tube joint interfacing pressure: analysis and experiments[J]. Trans ASME J, Press Ves Tech, 1987, 109: 193 - 199.
- [3] Wang H F, Sang Z F, Widera G E O. Connection strength and tightness of hydraulically expanded tube-to-tubesheet joints[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2007, 194: 93 - 99.
- [4] 陆怡, 颜惠庚, 宋瑞宏, 等. 换热管与管板液压胀接接头的疲劳性能[J]. 化工机械, 2003, 30(4): 198 - 201.  
Lu Y, Yan H G, Song R H, et al. Fatigue performance of the hydraulic expanded tube-to-sheet joints[J]. Chemical Machine, 2003, 30(4): 198 - 201. (in Chinese)
- [5] Wilson R M. Elastic-plastic behavior of a tube during expansion[C]. ASME Paper No. 78-PVP-112, 1978.
- [6] Allam M, Chaaban A, Bazergui A. Estimation of residual stresses in hydraulically expanded tube-to-tubesheet joints[J]. Trans ASME J, Press Ves Tech, 1998, 120: 129 - 137.
- [7] 王海峰, 桑芝富. 换热器液压胀接接头残余接触压力[J]. 南京工业大学学报, 2003, 25(5): 52 - 56.  
Wang H F, Sang Z F. Residual contact pressure in hydraulically expanded tube-tubesheet joints of heat exchangers[J]. Journal of Nanjing University of Technology, 2003, 25(5): 52 - 56. (in Chinese)
- [8] 王海峰, 桑芝富. 换热器管子与管板液压胀接接头连接性能[J]. 石油化工设备, 2005, 34(1): 13 - 16.  
Wang H F, Sang Z F. Connection capacity of the hydraulic expanded tube-to-tubesheet joints[J]. Petro-Chemical Equipment, 2005, 34(1): 13 - 16. (in Chinese)
- [9] 段成红. 管子与管板连接接头的强度和密封性能研究[D]. 北京: 北京化工大学, 2007.  
Duan C H. Study of the strength and tightness of tube-to-tubesheet connection joints[D]. Beijing: Beijing University of Chemical Technology, 2007. (in Chinese)
- [10] 刘敏珊, 王素珍, 董其伍, 等. 换热管与管板液压胀接的数值研究[J]. 化工设备与管道, 2007, 44(4): 30 - 34.  
Liu M S, Wang S Z, Dong Q W, et al. Numerical research of hydraulic expanding connection between tubesheet and tubes[J]. Process Equipment & Piping, 2007, 44(4): 30 - 34. (in Chinese)
- [11] 梁新文, 刘巨保, 黄红军. E3201 换热器液压胀接接头的非线性有限元分析[J]. 石油化工技术监督, 2006, 3: 13 - 16.  
Liang X W, Liu J B, Huang H J. Nonlinear finite element analysis of hydraulic expanding joints on E3201 heat exchangers[J]. Petro-Chemical Technology Monitor, 2006, 3: 13 - 16. (in Chinese)

- [12] 李磊, 王海峰, 桑芝富. 换热器管子-管板液压胀接的有限元模拟[J]. 南京化工大学学报, 2001, 21(6): 10-13.
- Li L, Wang H F, Sang Z F. Finite element simulation of

the hydraulic expansion of tube-to-tubesheet joints of heat exchangers[J]. Journal of Nanjing University of Chemical Technology, 2001, 21(6): 10-13. (in Chinese)

## Study of the residual stresses in a hydraulically expanded thick tubesheet

LI HuiFang<sup>1</sup> QIAN CaiFu<sup>1</sup> PAN Wei<sup>2</sup>

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029;

2. Equipment Research Institute of Jinzhou Petro-Chemical Corporation, Jinzhou Liaoning 121001, China)

**Abstract:** Finite element analysis has been performed to simulate the hydraulic expansion process for a thick tubesheet which failed in due to cracking after a short time in service. The residual contact pressure on the contact surface between the tube and tubesheet and the residual circumferential stress at the tubesheet were calculated. The results show that the residual contact pressure is not uniformly distributed and two “tightness bands” with larger contact pressures are found near the two faces of the tubesheet. The residual circumferential stress around the tube hole on the tubesheet remains a tensile stress along the thickness, with the magnitude being up to several tens of MPa. This tensile residual stress could be a driving force for crack initiation and propagation along the tubesheet thickness.

**Key words:** hydraulic expansion; residual contact pressure; finite element simulation