

# 钛管换热器液压胀接接头性能分析

葛天竹, 李 佳, 周昌玉, 贺小华

(南京工业大学, 江苏 南京 211816)

**摘 要:** 基于有限元分析软件, 对换热器液压胀接接头性能进行了分析, 研究了不同胀接压力、材料组合、初始间隙对液压胀接接头密封性能、连接性能的影响。结果表明, 随着胀接压力的增大, 胀接接头的密封性能和连接性能加强; 相同胀接压力下, 换热管为 TA2、管板为 TA2 时胀接接头的密封、连接性能优于材料组合为 TA2-Q345R 时的接头性能; 初始间隙较小时, 随着初始间隙的增大, 胀接接头的密封性能和连接性能减弱; 初始间隙较大时, 其对胀接接头的密封性能和连接性能影响较小。

**关键词:** 钛管; 液压胀接; 残余接触应力; 初始间隙

**中图分类号:** TG146.23

**文献标识码:** A

**文章编号:** 1002-185X(2018)12-3800-06

钛材具有比强度高、中温性能好和耐腐蚀性等特点<sup>[1]</sup>, 因此工业纯钛被广泛地应用于换热器。换热管与管板连接接头强度是管壳式换热器设计制造过程中十分重要的问题, 强度不足会危及设备安全性, 降低设备的使用寿命, 因此对其进行分析研究十分重要。胀接是换热管与管板连接的主要形式, 但传统的机械、爆炸胀接<sup>[2]</sup>劳动强度大、生产效率低、管子粗糙、残余应力大。与机械、爆炸胀接相比, 液压胀接具有工作效率高、胀接质量好和生产成本低等优点。液压胀接<sup>[3]</sup>是利用液体压力作用于换热管的内壁, 使换热管产生大的弹性和塑性变形, 在换热管胀大过程中, 换热管外壁贴到管板孔内壁, 管板也发生弹性和塑性变形, 依靠卸除压力后的残余接触应力使换热管与管板达到紧密连接。

近年来, 国内外学者和工程人员已经对液压胀接接头性能做了大量研究。Huang<sup>[4]</sup>通过实验研究了换热管、管板为不同材料组合时接头的密封性能、连接性能, 研究结果认为不同材料组合的换热管与管板连接接头性能相差很大。Merah<sup>[5]</sup>研究了初始间隙、材料性能对胀接残余接触应力、换热管壁厚减薄率的影响, 结果表明同样的切向模量下, 初始间隙增加, 接触面的残余接触应力随之减小, 换热管壁厚减薄率随之增加。当切向模量较大时, 初始间隙对残余接触应力的影响很大; 当切向模量接近 0 时, 残余接触应力几乎不变。Bouzid<sup>[6]</sup>通过有限元法证明了几何参数、材料性能对接头性能影响很大。

目前有关换热管与管板连接接头的研究报道中, 研究对象的材料以碳钢居多, 鲜见对钛管换热器接头的性能研究。马秋林<sup>[7]</sup>通过实验研究了工业纯钛 TA2 蠕变性能, 研究结果表明, TA2 在室温下有明显的蠕变变形, 并研究了换热管、管板材料为 TA2、20 钢时, 管板开槽个数对接头性能的影响, 得出了双槽管板的接头性能优于单槽、无槽管板的接头性能的结论。林金峰<sup>[8]</sup>分析模拟了换热管、管板材料为 TA2、Q345R 时接头的胀接过程, 研究了开槽深度、宽度对残余接触应力影响, 结果表明当胀接压力为 260 MPa, 开槽深度为 0.5 mm, 宽度为 8 mm 时, 接头可获得最大的残余接触应力。Bouzid<sup>[9]</sup>研究了材料的蠕变性能、温度对残余接触应力的影响, 研究结果表明蠕变对残余接触应力有很大的影响, 施加压力、温度后, 接头的残余接触应力迅速增加, 但加载结束静置一段时间后, 残余接触应力有很大的下降。据此, 研究换热管与管板材料组合为 TA2、Q345R 时, 胀接压力、初始间隙对液压胀接接头性能的影响, 并对比相同条件下, 钛管换热器的密封性能和连接性能是一项十分有意义的工作。

## 1 液压胀接过程理论分析

液压胀接过程涉及到材料、几何、接触的非线性分析, 为了便于分析, 本研究将管板简化为双筒模型即两同心厚壁圆筒, 具有初始间隙, 受均匀内压。采用颜惠庚<sup>[10]</sup>提出的设计方法, 假定材料均为理想弹塑性材料, 服从 Von Mises 屈服准则并忽略胀接过程中换热管

收稿日期: 2017-12-15

基金项目: 国家自然科学基金 (51675260, 51475223)

作者简介: 葛天竹, 女, 1992 年生, 硕士, 南京工业大学机械与动力工程学院, 江苏 南京 211816, E-mail: getianzhu\_jenny@163.com

与管板的轴向应力，分析过程分为以下 3 个阶段。

### 1.1 换热管弹塑性变形分析

对换热管内壁施加内压，换热管发生塑性变形，当换热管外壁与管板孔正好接触，但未产生接触力时，换热管任意半径  $r$  处的应力：

$$\begin{cases} \sigma_r = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{st} \ln \frac{r}{r_i} - p_i \\ \sigma_t = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{st} (1 + \ln \frac{r}{r_i}) - p_i \end{cases} \quad (1)$$

相应的胀接压力为：

$$p_i = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{st} \ln k_t \quad (2)$$

式中， $\sigma_r$  为周向应力， $\sigma_t$  为径向应力， $\sigma_{st}$  为换热管屈服强度， $r_i$  为换热管内径，假设胀接过程中，换热管内、外径比值不变，仍为  $k_t$ 。

### 1.2 管板弹塑性变形分析

换热管外壁与管板孔接触后，接触压力  $p_c$  随着内压的增加而增加，根据换热管外壁与管板孔刚好接触时的边界条件得：

$$\sigma_r|_{r=R_i} = -p_c \quad (3)$$

相应的胀接压力为：

$$p_i = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{st} \ln k_t + p_c \quad (4)$$

式中， $R_i$  为管板孔内径。当胀接压力增大到一定值时，管板开始屈服，该屈服面半径为  $R_c$ ，管板塑性区应力 ( $R_i \leq R \leq R_c$ )：

$$\begin{cases} \sigma_r = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{ss} \ln \frac{R}{R_i} - p_c \\ \sigma_\theta = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{ss} (1 + \ln \frac{R}{R_i}) - p_c \end{cases} \quad (5)$$

管板弹性区应力 ( $R_c \leq R \leq R_o$ )：

$$\begin{cases} \sigma_r = \frac{\sigma_{ss}}{\sqrt{3}} \cdot \frac{R_c^2}{R_o^2} (1 - \frac{R_o^2}{R^2}) \\ \sigma_\theta = \frac{\sigma_{ss}}{\sqrt{3}} \cdot \frac{R_c^2}{R_o^2} (1 + \frac{R_o^2}{R^2}) \end{cases} \quad (6)$$

式中， $\sigma_\theta$  为周向应力， $\sigma_{ss}$  为管板屈服强度， $p_c$  为换热管外壁与管板孔之间的接触压力， $R_o$  为管板孔当量外径。换热管外壁与管板孔间的接触压力为：

$$p_c = \frac{\sigma_{ss}}{\sqrt{3}} (1 - \frac{R_c^2}{R_o^2} + 2 \ln \frac{R_c}{R_i}) \quad (7)$$

胀接压力为：

$$p_i = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{st} \ln k_t + \frac{\sigma_{ss}}{\sqrt{3}} (1 - \frac{R_c^2}{R_o^2} + 2 \ln \frac{R_c}{R_i}) \quad (8)$$

### 1.3 胀接压力卸载分析

当卸去胀接压力时，换热管卸载压力为  $-p_i$ ，管板孔压力卸载压力为  $p_c^* - p_c$ 。假设卸载过程换热管和管板为理想弹塑性变形，则卸载压力应满足拉美公式，且径向位移相等，即：

$$\Delta u|_{r=r_o} = \Delta u|_{R=R_i} \quad (9)$$

设  $k_s = \frac{R_o}{R_i}$  为管板孔外径、内径之比，则换热管的卸载应力为：

$$\begin{cases} \Delta \sigma_r = \frac{1}{k_t^2 - 1} \left[ \left( 1 - \frac{r_o^2}{r^2} \right) (-p_i) + (p_c - p_c^*) \left( k_t^2 - \frac{r_o^2}{r^2} \right) \right] \\ \Delta \sigma_\theta = \frac{1}{k_t^2 - 1} \left[ \left( 1 - \frac{r_o^2}{r^2} \right) (-p_i) + (p_c - p_c^*) \left( k_t^2 + \frac{r_o^2}{r^2} \right) \right] \end{cases} \quad (10)$$

管板的卸载应力为：

$$\begin{cases} \Delta \sigma_r = \frac{p_c - p_c^*}{k_s^2 - 1} (1 - \frac{R_o^2}{R^2}) \\ \Delta \sigma_\theta = \frac{p_c - p_c^*}{k_s^2 - 1} (1 + \frac{R_o^2}{R^2}) \end{cases} \quad (11)$$

由弹性卸载定理可得残余应力：

$$\begin{cases} \sigma'_r = \sigma_r + \Delta \sigma_r \\ \sigma'_\theta = \sigma_\theta + \Delta \sigma_\theta \end{cases} \quad (12)$$

换热管外壁、管板孔卸载位移分别为：

$$\begin{cases} \Delta u|_{r=r_o} = \frac{r_o}{E_t(k_t^2 - 1)} \left\{ -2p_i + (p_c - p_c^*) [k_t^2(1 - \nu_t) + 1 + \nu_t] \right\} \\ \Delta u|_{R=R_i} = \frac{-(p_c - p_c^*)R_i}{E_s(k_s^2 - 1)} [k_s^2(1 + \mu_s) + 1 - \mu_s] \end{cases} \quad (13)$$

式中， $E_t$ 、 $E_s$  分别为换热管、管板的弹性模量， $\nu_t$  为换热管的泊松比。

根据以上公式可得：

$$p_c^* = (1 - 2c)p_i - \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{ss} \ln k_t \quad (14)$$

其中，

$$c = 1 / \left\{ k_t^2(1 - \nu_t) + 1 + \nu_t + \frac{E_t(k_t^2 - 1)}{E_s(k_t^2 - 1)} [1 - \mu_s + k_s^2(1 + \mu_s)] \right\} \quad (15)$$

式中， $c$  为换热管与管板的材料与结构系数， $\mu_s$  为管板的弹性模量。假定  $f$  为换热管与管板孔的当量摩擦系数， $[q]$  为换热管许用拉脱力，则残余接触应力满足：

$$p_c^* \geq [q] / f \quad (16)$$

由上述可知，许用应力值应满足如下关系：

$$[p_i] \geq \left\{ \frac{[q]}{f} + \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{st} \ln k_t \right\} / (1 - 2c) \quad (17)$$

令  $p_c^*=0$  可得换热管外壁与管板孔刚接触时的最小胀接压力:

$$p_{i\min} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{st} \ln k_t / (1 - 2c) \quad (18)$$

令  $R_c=R_i$  可得管板孔发生屈服时的胀接压力:

$$p_{isy} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{st} \ln k_t + \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma_{ss} (1 - \frac{1}{k_s^2}) \quad (19)$$

令  $R_c=R_o$  可得最大胀接压力:

$$p_{imax} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{st} \ln k_t + \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma_{ss} \ln k_s \quad (20)$$

所以, 胀接压力范围为  $p_{i\min} \leq P_i \leq p_{imax}$ 。根据以上公式, 胀接压力取 280~320 MPa。

## 2 胀接接头的有限元分析过程

### 2.1 材料性能

换热管和管板材料取 TA2、Q345R, 采用多线性等向强化模拟胀接过程。2 种材料性能见表 1, 多线性应力应变曲线见图 1。

### 2.2 有限元模型

以中心管接头作为研究对象, 根据结构的对称性, 选取其中的十二分之一作为分析对象(图 2a)。换热管尺寸为  $\Phi 25 \text{ mm} \times 1.5 \text{ mm}$ , 管板厚度为 50 mm, 换热管长度为 150 mm, 管心距为 32 mm, 为了研究胀接压力  $p_i$ 、换热管与管板孔初始间隙  $g$  对液压胀接接头的性能影响, 分别取  $p_i=280、290、300、310、320、330 \text{ MPa}$  及  $g=0.1、0.15、0.2、0.25、0.3、0.35 \text{ mm}$  进行数值模拟。

表 1 材料特性表

Table 1 Material properties

Material	Yield strength, $R_{el}/\text{MPa}$	Elasticity modulus, $E/\times 10^5 \text{ MPa}$	Poisson's ratio, $\nu$
TA2	385	1.00	0.41
Q345R	347	1.95	0.3

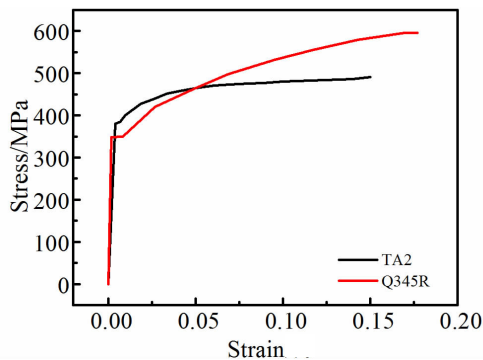


图 1 2 种材料多线性应力应变曲线

Fig.1 Multi-linear stress-strain curves for the two materials

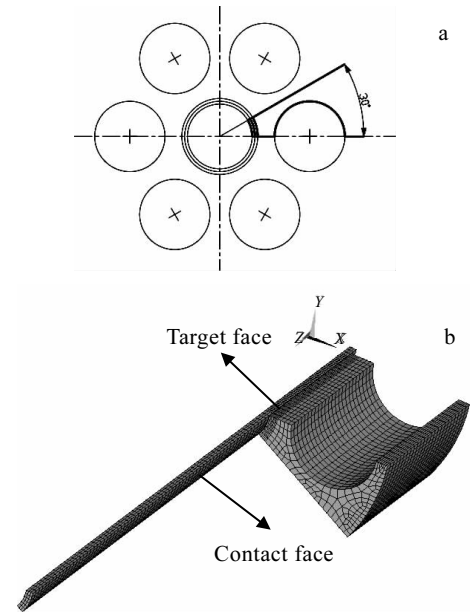


图 2 有限元模型

Fig.2 Finite element model: (a) study area and (b) mesh generation of the joint

采用 8 节点的 SOLID185 结构实体单元来模拟胀接过程, 换热管厚度 3 层单元, 管板宽度 10 层单元(图 2b)。胀接过程<sup>[11]</sup>采用面-面接触单元来建立接触对, 选择管板的内表面为目标面, 换热管的外表面为接触面, 通过 TARGE170 目标面和 CONTA173 接触面单元模拟换热管与管板之间的接触。

接头的拉脱力与摩擦系数的选取有关。本研究的摩擦类型<sup>[12]</sup>取修正的库仑摩擦类型, 根据林金峰<sup>[8]</sup>对液压胀接接头的研究, 选取摩擦系数为 0.17。

## 3 有限元分析结果

胀接完成后换热管变形量大, 回弹小, 而管板变形量小, 回弹大, 在换热管与管板接触面上留有残余的压力, 即残余接触压力, 它是衡量胀接接头密封性能的一个重要指标<sup>[13]</sup>; 另外, 由于换热管与管板在加工过程中有一定的粗糙度, 要使胀接后的换热管与管板脱离必须克服两表面间的摩擦力, 这就是拉脱力, 拉脱力是衡量接头连接强度的另一个重要指标。

### 3.1 不同材料组合的液压胀接接头性能分析

本研究中胀接接头的换热管与管板材料组合为 TA2-Q345R、TA2-TA2。通过多线性等向强化模拟液压胀接的过程, 应用 ANSYS 后处理模块, 得到了胀接压力为 280~330 MPa 时, 不同材料组合的胀接接头胀接结束后接触面上残余接触应力  $p_c^*$ 、拉脱力  $F$  变化情况(图 3)。

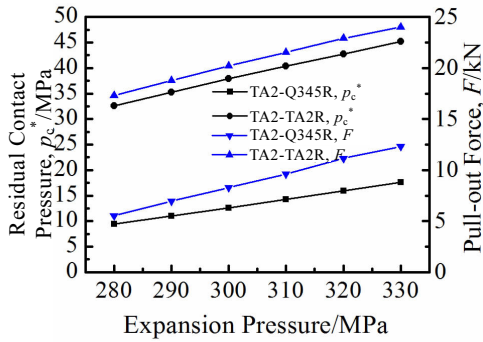


图 3 不同材料组合下胀接压力与残余接触应力、拉脱力的关系

Fig.3 Residual contact stress and pull-out force variation with expansion pressure under different material combinations

由图可知,2种材料组合的胀接接头残余接触应力、拉脱力随着胀接压力的增加而增加。相同胀接压力下,换热管为 TA2、管板为 TA2 的胀接接头残余接触应力、拉脱力均大于材料组合为 TA2-Q345R 时残余接触应力、拉脱力。这是因为 TA2-TA2 为同种材料,弹性模量相同,所以残余接触应力、拉脱力较大,而 TA2、Q345R 弹性模量相差甚远,所以残余接触应力、拉脱力较小。由此可见,不同换热管与管板材料组合,胀接接头的残余接触应力、拉脱力有显著不同。因此,换热器换热管与管板的胀接压力需要根据材料性质确定。

### 3.2 密封性能分析

在换热管与管板胀接接头残余接触应力有限元计算基础上,对工业纯钛接头密封性能和连接性能开展进一步的分析。以 TA2-Q345R 材料组合为例,当胀接压力为 320 MPa 时,加载后接触面上的接触应力与卸载后接触面上的残余接触应力  $P_c^*$  见图 4。当胀接压力完全卸载后,换热管与管板的残余接触应力与加载后的接触应力分布趋势基本一致,但后者明显大于前者,最大残余接触应力为 35.2 MPa,仅占卸载后接触应力的 11%,这主要是因为钛的泊松比大,弹性模量小,胀接后回弹大。

卸载后换热管与管板接触面的残余接触应力分布是不均匀的,在近管板上、下表面区域,存在 2 个高应力环带,此环带上的最小残余接触应力决定了接头的密封性能<sup>[3]</sup>。为了研究残余接触应力沿轴向的分布情况,在接触面 0°、15°、30°圆周方向上分别取 a-a'、b-b'、c-c' 3 条路径(图 4b),经分析可知路径 a-a' 沿轴向分布的残余接触应力大于路径 b-b',而路径 b-b' 大于路径 c-c',且最大残余接触应力均发生在靠近管板上表面处(图 5)。

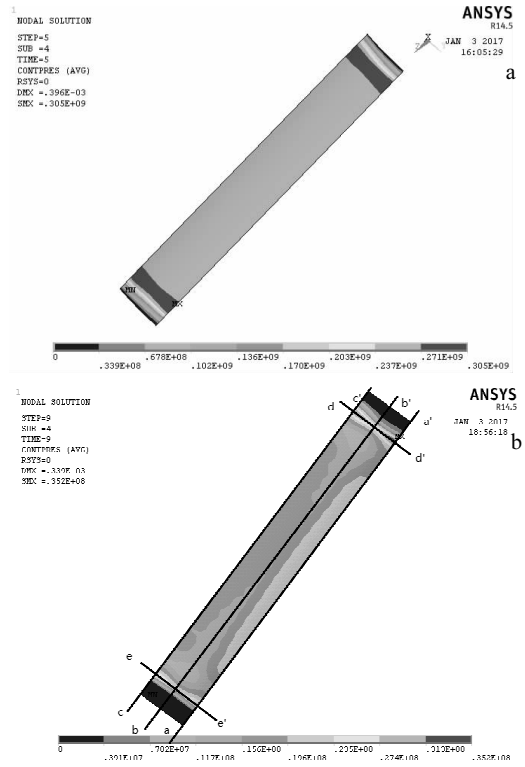


图 4 接触面上的残余接触应力

Fig.4 Residual contact stress on the contact surface after loading (a) and unloading (b)

在换热管与管板接触面上沿圆周方向取了路径 d-d'、e-e'。图 6 表示接触面上的残余接触应力环带沿圆周方向分布是不均匀的。d-d' (壳程侧) 上的应力比 e-e' (管程侧) 上的应力大,因此 d-d' 应力环带的最小值决定了液压胀接接头是否会发生泄漏。如果此应力环带上的最小值大于接头发生泄漏的临界压力,则说明换热器密封性能好,不会发生泄漏<sup>[3]</sup>。周向残余接触应力最大值与最小值之差为 16 MPa,占最大残余接触应力的 19%,且最小值均在 15°方向上。

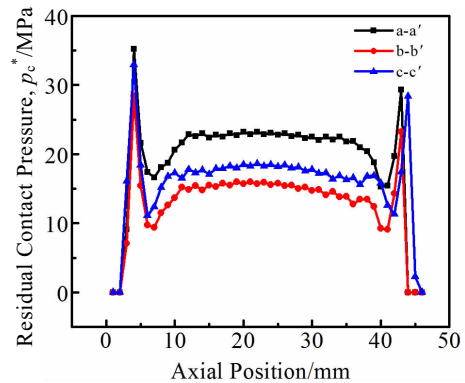


图 5 轴向残余接触应力分布

Fig.5 Residual contact stress distribution of axial position

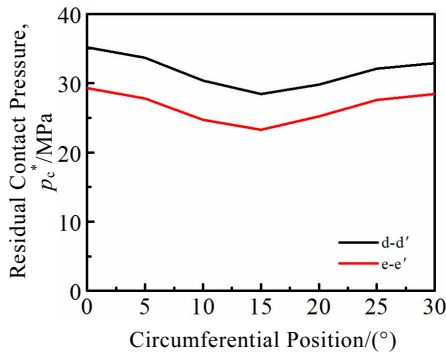


图 6 周向残余接触应力分布

Fig.6 Residual contact stress distribution of circumferential position

根据 GB/T 151-2014《热交换器》<sup>[14]</sup>拉脱力的要求,取  $q$  为 2 MPa,由式(16)可知,当  $p_c^* \geq 11.76$  MPa 时,满足接头的密封性能要求。胀接压力大于 300 MPa 时,2 种材料组合残余接触应力均大于 11.76 MPa,满足密封性能要求。其中,材料组合为 TA2-Q345R 时,残余接触应力安全富余量适度,材料组合为 TA2-TA2 时,残余接触应力安全富余量较大(图 2)。

### 3.3 连接性能分析

工程上常用拉脱力  $F$  来评价换热管与管板的胀接质量。换热管与管板连接接头的拉脱力  $F$  随着胀接压力的变化情况见图 2,由图可看出胀接压力对连接接头的拉脱力有显著影响,拉脱力随着胀接压力的增加而增加。

工程上可采用下式计算拉脱力:

$$F = \pi d_0 l q \quad (21)$$

其中,  $d_0$  为换热管外径,  $l$  为换热管胀接长度,  $q$  为许用拉脱应力。取  $q$  为 2 MPa,拉脱力应满足  $F \geq 7.2$  kN。由图可知,胀接压力大于 300 MPa 时,2 种材料组合拉脱力均大于 7.2 kN,满足连接强度要求。其中,材料组合为 TA2-Q345R 时,拉脱力安全富余量适度;材料组合为 TA2-TA2 时,拉脱力安全富余量较大。

### 3.4 初始间隙对胀接接头性能的影响

为了便于装配,换热管的外径小于管板孔的内径,即换热管与管板之间存在初始间隙。以胀接压力为 280~320 MPa,材料组合为 TA2-Q345R 的胀接接头为例,初始间隙  $g$  分别取 0.1、0.15、0.2、0.25、0.3、0.35 mm,分析初始间隙对胀接接头性能的影响。从图 7 可以看出,在同一胀接压力下,残余接触应力随着初始间隙的增加而降低,但当初始间隙达到 0.25 mm 后,残余接触应力下降减缓。当初始间隙为 0.1、0.15 mm 时,初始间隙对拉脱力影响较大;初始间隙

为由 0.2 mm 增大到 0.35 mm 时,拉脱力下降变缓。因此,初始间隙宜小,可以保持较高的残余接触应力和拉脱力。

换热管在胀接过程中由于受到均匀内压而发生塑性变形,导致换热管管壁减薄。本研究中换热管壁厚减薄率的计算公式为:

$$\Psi = (U_i - U_o) / t \times 100\% \quad (22)$$

其中,  $U_i$  为换热管内壁位移,  $U_o$  为换热管外壁位移,  $t$  为换热管壁厚。

从图 8 可知,在相同胀接压力下,换热管壁厚减薄率随初始间隙的增大而增大,呈线性变化,这与文献[5]结论一致。在相同初始间隙下,换热管壁厚减薄率随胀接压力的增大也有明显增长。相比较而言,初始间隙对换热管壁厚减薄率的影响显著小于胀接压力对换热管壁厚减薄率的影响。

### 3.5 数值计算结果与理论计算结果的比较

不同材料组合残余接触应力有限元分析和理论计算结果见表 2,表中误差用有限元模拟值与理论值的差值除以理论值表示。模拟结果与理论结果基本吻合,

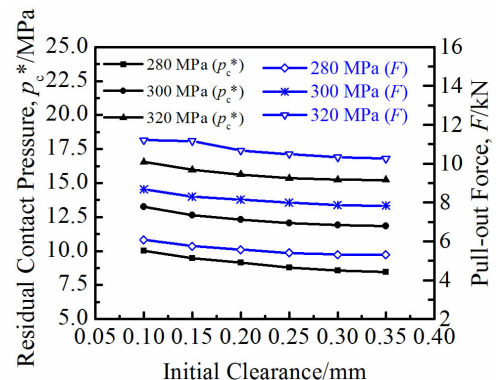


图 7 初始间隙与残余接触应力、拉脱力的关系

Fig.7 Effect of initial clearance on the residual contact stress and pull-out force

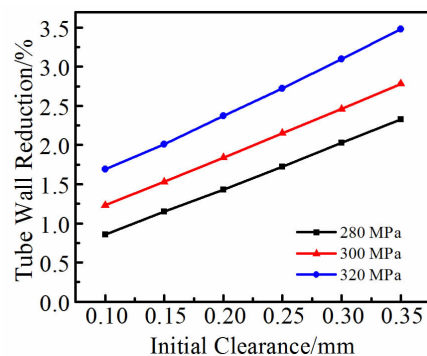


图 8 初始间隙与壁厚减薄率的关系

Fig.8 Effect of initial clearance on the tube wall reduction

表 2 理论解与有限元值的比较

Table 2 Comparison of theoretical solutions and the FEM results

Expansion pressure/MPa	Material combination	Residual contact stress/MPa		Error/%
		FEM solutions	Theoretical solutions	
280	TA2-Q345R	9.46	7.92	-16
	TA2-TA2	32.56	34.62	6.3
290	TA2-Q345R	11.03	10.32	-6.9
	TA2-TA2	35.29	37.96	7.6
300	TA2-Q345R	12.63	12.72	1
	TA2-TA2	37.86	41.3	9
310	TA2-Q345R	14.31	15.12	5.3
	TA2-TA2	40.33	44.64	10.7
320	TA2-Q345R	15.98	17.52	8.9
	TA2-TA2	42.78	47.98	12.1

最大误差为 16%，平均误差为 8.4%。证明了有限元分析法的可靠性，同时说明了在工程上，理论解可用于估算胀接和拉脱过程。

## 4 结 论

1) ANSYS 有限元分析软件能够有效地模拟液压胀接头胀管及拉脱过程。随着胀接压力的增大，接触面的残余接触应力、拉脱力均增大。

2) 相同胀接压力下，材料组合为 TA2-TA2 的胀接头密封、连接性能优于 TA2-Q345R 接头性能。

3) 初始间隙对胀接头性能有一定的影响，且初始间隙宜小，可保持较高的残余接触应力和拉脱力。

### 参考文献 References

[1] Peng Yan(彭 艳), Li Wenshan(李文山). *Rare Metal Materials*

- and *Engineering*(稀有金属材料与工程)[J], 2016, 45(8): 2009
- [2] Huang Hanzhang(黄翰章), Peng Wenan(彭文安), Li Zhenghua(李正华). *Rare Metal Materials and Engineering*(稀有金属材料与工程)[J], 1985(3): 24
- [3] Qian Caifu, Duan Chenghong, Yu Hongjie *et al.* *Journal of Pressure Vessel Technology*[J], 2006, 128(3): 408
- [4] Huang Xiaoping, Xie Tian. *Journal of Pressure Vessel Technology*[J], 2011, 133(3): 031 205
- [5] Merah N, Al-Zayer A, Shuaib A *et al.* *International Journal of Pressure Vessels and Piping*[J], 2003, 80(12): 879
- [6] Bouzid A H, Mourad A H I, Domiaty A E. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*[J], 2016, 146: 1
- [7] Ma Qiulin(马秋林), Zhang Li(张 莉), Xu Hong(徐 宏) *et al.* *Rare Metal Materials and Engineering*(稀有金属材料与工程)[J], 2007, 36(1): 11
- [8] Lin Jinfeng(林金峰). *Thesis for Master*(硕士论文)[D]. Shanghai: East China University of Science and Technology, 2011
- [9] Bouzid A H, Laghzale N E. *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*[J], 2016, 10(4): 1
- [10] Yan Huigeng(颜惠庚), Zhang Bingsheng(张炳生), Ge Letong(葛乐通). *Pressure Vessel Technology*(压力容器)[J], 1996, 13(2): 126
- [11] Wang H F, Sang Z F, Widera G E O. *Journal of Pressure Vessel Technology*[J], 2011, 133(6): 061 209
- [12] Li Jia(李 佳), Duan Yanjun(段衍筠), Ni Xiaoyu(倪晓宇) *et al.* *China Petroleum Machinery*(石油机械)[J], 2016, 44(8): 96
- [13] Ma Yi(马 毅). *Thesis for Master*(硕士论文)[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2011
- [14] GB151-2014[S], 2014

## Performance of Hydraulic Expanding-joint of Titanium Tube Heat Exchanger

Ge Tianzhu, Li Jia, Zhou Changyu, He Xiaohua

(Nanjing Tech University, Nanjing 211816, China)

**Abstract:** Based on the finite element software, the performance of the hydraulic expanded joint of heat exchanger was analyzed. The effect of expansion pressure, material and initial clearance on the capacity and tightness of expanded joints was investigated. Results show that the capacity and tightness of expanded joints apparently increase with the increasing of expansion pressure. Under the same pressure, the capacity and tightness of the joint of TA2 tube and TA2 tubesheet are better than the performance of the TA2-Q345R material combination. As the initial clearance is smaller, the residual contact pressure and pull-out force decrease with the increasing of initial clearance. As the initial clearance is larger, the residual contact pressure and pull-out force will retain a constant value regardless of the initial clearance.

**Key words:** TA2 tube; hydraulic expansion; residual contact stress; initial clearance

Corresponding author: He Xiaohua, Ph. D., Professor, School of Mechanical and Power Engineering, Nanjing Tech University, Nanjing 211816, P. R. China, Tel: 0086-25-58139953, E-mail: xh\_he@njtech.edu.cn