

# White Oil Post Hydrogenation Device Trapezoidal Groove of Heat Exchanger Analysis of Cracking Causes

Mingjie Zhao

China Petroleum and Chemical Corporation Limited Jingmen Branch, Jingmen, Hubei, 448000, China

## Abstract

This paper mainly studies the crack defect in the trapezoidal groove of a flange of a heat exchange equipment in a white oil hydrogenation unit of a subsidiary of Sinopec. Using the Waters flange design method to perform strength verification on defective flanges; Using finite element analysis method, determine the location of maximum stress on the defective flange, refer to mechanical properties, and search for the cause of cracking. The results show that through stress calculation and strength verification, it can be concluded that the flange strength meets the requirements; Through finite element analysis, it was determined that the bearing stress at the trapezoidal groove of the flange was the highest in both the pre tightening and operating states, but neither exceeded the yield strength of the flange material; Using ANSYS software analysis, it was found that during flange installation, when the preload causes the bolt to yield, the stress at the sealing groove rapidly increases, far exceeding the tensile strength of the flange material. This is the main reason for the cracking of the sealing groove.

## Keywords

flange; cracking; stress; finite element analysis

# 白油后加氢换热器梯形槽开裂原因分析

赵明杰

中国石油化工有限公司荆门分公司, 中国·湖北 荆门 448000

## 摘要

论文主要对中国石化某分公司白油后加氢装置一台换热设备法兰梯形槽出现裂纹缺陷进行研究。运用Waters法兰设计方法对缺陷法兰进行强度校核; 采用有限元分析法, 判断缺陷法兰应力最大部位, 参照机械性能, 寻找开裂原因。结果表明: 通过应力计算与强度校核得出: 法兰强度符合要求; 通过有限元分析, 确定在预紧状态与操作状态下, 法兰梯形槽处承载应力最大, 但均未超法兰材料屈服强度; 采用ANSYS软件分析, 发现在法兰安装时, 当预紧载荷使螺栓出现屈服时, 密封槽处的应力迅速升高, 远超法兰材料的抗拉强度, 这是密封槽出现开裂主要原因。

## 关键词

法兰; 开裂; 应力; 有限元

## 1 引言

2022年11月我公司白油后加氢装置反应产物与塔进料换热器E-102定期检验中, 发现联箱法兰梯形槽底出现裂纹, 如图1所示, 法兰密封槽底裂纹几乎遍布一圆周, 部分裂纹已穿透堆焊层延伸入母材, 返修困难, 后重新定制联箱, 影响了检修进度。论文通过应力计算与强度校核, 查找法兰开裂原因。

## 2 换热器法兰工作条件与裂纹现场调查

### 2.1 换热器运行历史

该换热器型号: YRH700-125-95/25-2, 1992年1月投用, 检修周期为3.5年。2022年11月检修时发现裂纹。

【作者简介】赵明杰(1975-), 男, 中国湖北襄阳人, 本科, 工程师, 从事设备管理研究。

### 2.2 法兰工作环境

①内部介质: 管程: 反应产物; 壳程: 塔进料。②工作温度: 管程:  $T=(280-142)^\circ\text{C}$ ; 壳程:  $T=(40-243)^\circ\text{C}$ 。③工作压力: 管程:  $P=5.5\text{MPa}$ ,  $P_{\text{max}}=5.7\text{MPa}$ ; 壳程:  $P=0.4\text{MPa}$ 。④工作介质: 常二线油。⑤原料性质: 馏程为 $222\sim 300^\circ\text{C}$ , 硫/ $\mu\text{g}\cdot\text{g}^{-1}$   $\geq 1.0$ , 氮/ $\mu\text{g}\cdot\text{g}^{-1}$   $\geq 1.0$ , 微量水/ $\mu\text{g}\cdot\text{g}^{-1}$   $< 300$ 。

### 2.3 相关法兰参数

法兰结构形式: 对焊法兰, 密封形式: 梯形槽, 外径1050mm, 内径700mm, 材质16MnR, 垫片为八角环垫。

### 2.4 法兰的检测

①无损检测。经PT检测发现, 梯形槽底环向出现多道不连续裂纹, 裂纹长度共约2000mm左右, 通过超声(UT)检测, 发现裂纹深度6~10mm。②检测结果。从PT和UT检测结果看来, 法兰密封槽底裂纹几乎遍布一圆周, 部分裂

纹穿透表面 5mm 堆焊层进入母材，为较严重的开裂缺陷，返修困难，返修后的质量难以保证。

### 3 法兰强度校核

判断法兰强度是否满足要求，需得出法兰所受最大压力，可通过法兰强度校核计算验证。论文通过 GB150—2011《压力容器》中的 Waters 设计方法进行应力计算与缺陷法兰强度校核。该方法将法兰分为三个部件：圆筒体、锥颈和法兰环，划分在相邻两个不连续处，因上述力偶的弯曲作用引起的边缘力和边缘力矩存在各部件之间<sup>[1]</sup>。因此 Waters 等在分析法兰应力分布状况后，确定法兰强度校核三个主要应力：法兰环内圆柱面上与锥颈连接处的最大径向应力  $\sigma_r$ 、切向应力  $\sigma_t$  及锥颈两端外表面的轴向弯曲应力  $\sigma_z$ ，轴向弯曲应力视颈部斜度或大端与小端而定，当斜度较大时，出现在小端，反之在大端<sup>[2]</sup>。通过理论计算，求出法兰所受最大应力。

#### 3.1 相关法兰参数

法兰受力如图 1 所示。

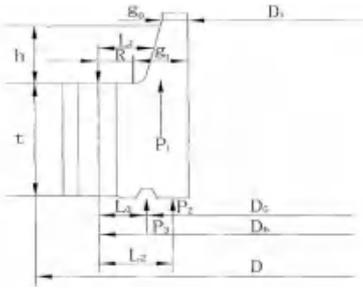


图 1 法兰受力图

①设计温度：T=282℃；设计压力：P=10.0MPa，计算压力：Pc=P=10.0MPa。②法兰尺寸：D=1050mm，D1=700mm，D2=960mm，g1=64.5mm，g0=30mm，h=62mm，t=172mm。③螺栓参数：M42，d0=39.152mm，n=32；材质：25CrMoVA， $[\sigma]_b=245\text{MPa}$ ， $[\sigma]_t=203\text{MPa}$ ， $\sigma_s=735\text{MPa}$ ， $\sigma_b=835\text{MPa}$ 。④法兰材料：16MnR； $[\sigma]_r=265\text{MPa}$ ， $[\sigma]_t=117\text{MPa}$ 。⑤垫片参数：DG=800mm，y=124MPa，m=5.5， $\omega=31.75\text{mm}$ ，0Cr13。

#### 3.2 螺栓载荷

##### 3.2.1 垫片有效密封宽度

实际宽度： $\omega=31.75\text{mm}$ 。

基本密封宽度： $b_0=\omega/8=31.75/8=3.97\text{mm} < 6.4\text{mm}$ 。

垫片有效密封宽度： $b=b_0=\omega/8=31.75/8=3.97\text{mm}$ 。

##### 3.2.2 螺栓载荷计算

①预紧状态下的螺栓载荷。

八角垫预紧时，八角垫密封面上产生一个法向压紧力 G0 和平行密封面的摩擦力 FO，此两力的轴向反力即与螺栓预紧力相平衡<sup>[3]</sup>。

$$W_a=2\pi D_G b y \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\rho}=2\pi \times 800 \times 3.97 \times 124 \times \frac{\sin(23^\circ+8^\circ 30')}{\cos 8^\circ 30'}=1288283\text{N}$$

其中， $\alpha$  为密封面角度，( $\alpha=23^\circ$ )； $\rho$  为摩擦角，( $\rho=8^\circ 30'$ )；y 为垫片比压力，MPa；DG 为八角垫中径，mm。

②操作状态下的螺栓载荷：

$$W_p=W+Q=2\pi D_G b m P_c \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\rho} + \frac{\pi}{4} D_G^2 P_c$$

$$=2\pi \times 800 \times 3.97 \times 5.5 \times 10 \times \frac{\sin(23^\circ+8^\circ 30')}{\cos 8^\circ 30'} + \frac{\pi}{4} \times 800^2 \times 10$$

$$=5081134\text{N}$$

其中，m 为垫片系数，无因次。

③螺栓强度校核：

M42 螺栓根径  $d_0=39.152\text{mm}$ ，个数  $n=32$ 。

螺栓实际横截面积：

$$A_b=\frac{\pi}{4} \times d_0^2 \times n=38505\text{mm}^2$$

工作状态下所需最小螺栓横截面积：

$$A_p=\frac{W_p}{[\sigma]_t b}=5081134/203=25030\text{mm}^2$$

预紧状态下所需最小螺栓横截面积：

$$A_a=\frac{W_a}{[\sigma]_b}=1288283/245=5258\text{mm}^2$$

因  $A_b > A_p > A_a$ ，所以采用 25CrMoVA 的 M42 螺栓强度要求符合。

#### 3.3 计算法兰力矩

##### 3.3.1 法兰所受外力

①  $P_1$  内压作用在内径截面上的轴向力：

$$P_1=\frac{\pi}{4} D_1^2 P_c=\frac{\pi}{4} \times 700^2 \times 10=3846500\text{N}$$

②  $P_2$  内压作用在法兰端面上的轴向力：

$$P_2=\frac{\pi}{4} (D_G^2 - D_1^2) P_c=\frac{\pi}{4} \times (800^2 - 700^2) \times 10=1177500\text{N}$$

③  $P_3$  垫片反力：

$$P_3=W_p - (P_1 + P_2) = 5081134 - (3846500 + 1177500) = 57134\text{N}$$

其中， $W=1/2 (A_b + A_p) [\sigma]_b=7783037.5\text{N}$ 。

##### 3.3.2 法兰外力力臂计算

$$R=\frac{(D_b - D_i)}{2} - g_1=\frac{(960 - 700)}{2} - 64.5=65.5\text{mm}$$

$$l_1=R + 0.5g_1=65.5 + 0.5 \times 64.5=97.75\text{mm}$$

$$l_3=\frac{(D_b - D_G)}{2} - \frac{(960 - 800)}{2}=80\text{mm}$$

$$l_2=\frac{(R + g_1 + l_3)}{2} = \frac{(65.5 + 64.5 + 80)}{2}$$

##### 3.3.3 法兰力矩计算

①预紧状态下的法兰力矩：

$$M_a=W \times l_3=7783037.5 \times 80=622643000\text{N}\cdot\text{mm}$$

②工作状态下的法兰力矩：

$$M_p=P_1 l_1 + P_2 l_2 + P_3 l_3=3846500 \times 97.75 + 1177500 \times 105 + 57134 \times 80=504203595\text{N}\cdot\text{mm}$$

法兰的最大力矩取两者中的大值：

$$M=M_p=504203595\text{N}\cdot\text{mm}$$

$$M=M_a \times \frac{\sigma_f}{[\sigma]_f}=622643000 \times 117/265=274902758.5$$

故, 法兰最大扭矩  $M=504203595\text{N}\cdot\text{mm}$ 。

### 3.4 应力计算与校核

由:  $g_1/g_0=64.5/30=2.15$ ,  $\sqrt[4]{D_1/g_0}=0.43$ ,  $K=D/D_1=1.5$ , 查得  $f=1.9$ ; 查得  $F=0.84$ ; 查得  $V=0.24$ ; 查得  $T=1.7$ ,  $U=5.6$ ,  $Y=5$ ,  $Z=2.7$ , 分别计算得:

$$e=F/h_0=F/\sqrt{D_1g_0}=0.84/\sqrt{700\times 30}=0.0058\text{mm}^{-1}$$

$$d_1=U/V\times h_0g_0^2=5.6/0.24\times\sqrt{700\times 30\times 30^2}=3042675.3\text{mm}^3$$

$$\lambda=(te+1)/T+t^3/d_1=1.91$$

按照 GB150—2011《压力容器》公式法兰应力计算如下:

$\sigma_z$  锥颈上与法兰连接处的轴向弯曲应力:

$$\sigma_z=\frac{fM}{\lambda g_1^2 D_1}=\frac{1.9\times 504203595}{1.91\times 64.52\times 700}=172.2\text{MPa}$$

$\sigma_r$  法兰环上的径向应力:

$$\sigma_r=\frac{(1.33te+1)M}{\lambda t^2 D_1}=\frac{(1.33\times 176\times 0.0058+1)\times 504203595}{1.91\times 1762\times 700}=28.7\text{MPa}$$

$\sigma_t$  法兰环上的切向应力:

$$\sigma_t=\frac{YM}{t^2 D_1}-Z\sigma_r=\frac{5\times 504203595}{(1762\times 700)}-2.7\times 28.7=38.78\text{MPa}$$

强度校核: 因  $[\sigma]_t=117\text{MPa}$ , 故:

$$\sigma_z < 1.5[\sigma]_t=1.5\times 117=175.5\text{MPa}$$

$$\sigma_r < [\sigma]_t$$

$$\sigma_z < [\sigma]_t$$

$$(\sigma_z + \sigma_r)/2 = (172.2 + 28.7)/2 = 100.45\text{MPa} < [\sigma]_t$$

$$(\sigma_z + \sigma_t)/2 = (172.2 + 38.78)/2 = 105.49\text{MPa} < [\sigma]_t$$

结论: 通过对比, 原法兰强度满足要求。

### 3.5 螺栓载荷计算

预紧状态下螺栓载荷:

$$W_a=2\pi D_G b y \frac{\sin(\alpha+\rho)}{\cos\rho}=1288283\text{N}$$

$$W_a'=\frac{W_a}{n}=\frac{1288283}{32}=40258.8\text{N}$$

操作状态下螺栓载荷:

$$W_p=W+Q=2\pi D_G b m P_c \frac{\sin(\alpha+\rho)}{\cos\rho} + \frac{\pi}{4} D_G^2 P_c = 5081134\text{N}$$

$$W_p'=\frac{W_p}{n}=5081134/32=158785\text{N}$$

每个螺栓面载荷:

$$S_{\text{面}}=\frac{\pi}{4}(D^2-d^2)=3808\text{mm}^2$$

$$q_a=\frac{W_a'}{S_{\text{面}}}=10.57\text{MPa}$$

$$q_p=\frac{W_p'}{S_{\text{面}}}=41.70\text{MPa}$$

### 4 有限元分析

有限元方法时将复杂的连续体划分为有限多个简单的单元体, 化无限自由度问题为有限度问题, 将连续场函数的(偏)微分方程的求解问题转化为有限个参数的代数方程组的求解问题<sup>[4]</sup>。论文利用 ANSYS12.0 软件进行分析计算, 得出法兰承载时的应力分布与应变之处, 从而确定影响法兰的刚度与强度的薄弱点。①首先通过 ANSYS Workbench12.0

软件对法兰建模, 由于计算量大, 对模型进行网格化划分<sup>[5]</sup>, 采用正六面体单元, 特殊极点突变部位采用正四面体单元, 选取圆心角为  $11.25^\circ$  的 1/32 法兰模型为研究对象。②法兰应力承载分析理论计算得出, 法兰处于预紧状态时, 由梯形槽处密封比压为  $124\text{MPa}$ , 螺栓垫片处载荷为  $10.57\text{MPa}$ , 在两处施加对应载荷后, 求解得出应力最大值为  $234\text{MPa}$ , 处于工作状态时, 螺栓垫片处受到的螺栓载荷为  $41.7\text{MPa}$ , 壳体内压最大为  $5.7\text{MPa}$ , 在三处施加对应载荷后, 求解得出最大应力为  $199\text{MPa}$ , 出现在梯形槽根部, 仍未达到材料屈服极限  $265\text{MPa}$ 。③螺栓屈服状态时法兰的应力分析。法兰在安装时, 因存在施加载荷过大而使螺栓出现断裂现象, 操作前螺栓的预紧载荷过大与法兰密封槽开裂可能有关, 所以需要分析螺栓出现屈服时法兰承受的应力。用 ANSYS 进行螺栓屈服时法兰的应力状态分析, 梯形槽根部最大应力值达到  $7808\text{MPa}$ 。④结论: 法兰在预紧与工作状态下, 应力最大处在梯形槽根部, 均未超过法兰材料屈服强度。法兰安装时, 若预紧载荷过大使螺栓出现屈服时, 法兰密封槽处所受应力迅速升至最大值  $7808\text{MPa}$ , 远超法兰的抗拉强度, 这为密封槽开裂的主要原因。

法兰处于预紧状态时的螺栓载荷:

$$\sigma_s A_n = W_a = 2\pi D_G b y \frac{\sin(\alpha+\rho)}{\cos\rho}$$

法兰预紧密封比压力:

$$y = \frac{\sigma_s A_n \cos\rho}{2\pi D_G b \sin(\alpha+\rho)} = \frac{735 \times \frac{\pi}{4} \times 40.1292 \times 40.1292 \times 32 \times \cos 8^\circ 30'}{2\pi \times 800 \times 3.97 \times \sin(23^\circ + 8^\circ 30')} = 2893\text{MPa}$$

### 5 结语

通过以上检测、强度计算和有限元分析认为: ①法兰密封槽底出现裂纹, 经 UT 检测检测发现, 裂纹最深约  $10\text{mm}$ ; PT 检测裂纹长度约  $2000\text{mm}$ , 返修困难, 返修后质量也很难保证。②采用 GB150—2011 的设计方法进行应力计算与强度校验表明: 法兰强度符合要求。③通过有限元分析, 确定在预紧状态与操作状态下, 法兰梯形槽处承载应力最大, 但均未超法兰材料屈服强度  $265\text{MPa}$ 。④采用 ANSYS 软件分析, 发现在法兰安装时, 当预紧载荷使螺栓出现屈服时, 密封槽处的应力迅速升高, 远超法兰材料的抗拉强度, 这是密封槽出现开裂主要原因。换热器安装中应采用定扭矩安装方式与计算合理扭矩值, 避免螺栓载荷超屈服极限产生法兰开裂。

### 参考文献

- [1] GB150—2011 压力容器[S].
- [2] 冯清晓, 桑如苞. 修正的 Waters 法兰设计与 ASME 法兰设计刚度计算法的分析比较[J]. 石油化工设备技术, 2010, 31(3): 49-50.
- [3] 董金善, 李庆生, 尹侠. 八角垫高压密封结构设计[J]. 化工设备设计, 1997, 34(5): 13-14.
- [4] 梁红野, 陈彦泽. 重油加氢反应器八角垫动态密封失效有限元分析[J]. 化工装备技术, 2004, 25(1): 41-44.