

# 炼化汽包的热应力及强度分析

陈孙艺

(茂名重力石化装备股份公司, 广东 茂名 525024)

**摘要:** **目的** 针对余热锅炉技术标准两条技术路径的选择问题, 分析热应力对汽包强度的影响。**方法** 在比较了炼油化工余热锅炉特点的基础上, 以某汽包参数为例, 分别按压力容器和锅炉两种技术标准计算其各项应力和总应力。**结果** 汽包按锅炉标准计算的轴向总应力最大达 84.458 MPa, 比按压力容器标准计算的轴向总应力 37.521 MPa 高出 125%, 汽包接管内角处按压力容器标准计算的环(周)向总应力为 257.3 MPa, 略高于按锅炉标准计算的 244.16 MPa, 只高出 5.4%, 而按压力容器标准计算的径向总应力与按锅炉标准计算的径向总应力相等, 总的来说, 汽包各项总应力未达到各自结构材料的应力许可限度。**结论** 汽包可以不按锅炉标准设计, 监察规程关于余热锅炉汽包设计标准路径选择的条款规定合理可靠。

**关键词:** 余热锅炉; 汽包; 热应力; 强度分析

**DOI:** 10.7643/issn.1672-9242.2018.05.005

**中图分类号:** TJ410.3 **文献标识码:** A

**文章编号:** 1672-9242(2018)05-0019-06

## Thermal Stress and Strength of Steam Drum in Petroleum Refining

CHEN Sun-yi

(The Challenge Petrochemical Machinery Corporation, Maoming 525024, China)

**ABSTRACT: Objective** To analyze how thermal stress affects the strength of steam drum in allusion to selection of two kinds of technology standards on waste heat boiler. Individual stress and total stress of steam drum were calculated according to pressure vessel standard or boiler standard respectively, based on comparing structural features of waste heat boiler in petroleum refining. **Results** The total axial stress of steam drum calculated according to boiler standard was 84.458 MPa, the total axial stress calculated according to pressure vessel standard was 37.521 MPa, the former was 125% greater than the latter. Total hoop stress at inside angle of tube calculated according to pressure vessel standard was 257.3 MPa, 5.4% more than 244.16 MPa, which was calculated according to boiler standard. In general, the total stress of each kind was less than the allowance stress of structure material. **Conclusion** The drum of case may not be designed according to boiler standard. The terms of supervision regulation on how to select design standard of steam drum of waste heat boiler are reasonable and reliable.

**KEY WORDS:** waste heat boiler; steam drum; thermal stress; strength analysis

锅炉中的汽水分离器独立于炉胆时, 原来的这段锅筒也就通常称为汽包。余热锅炉设计中存在按锅炉标准或压力容器标准两条技术路径的选择问题, 按锅炉标准设计时除了考虑内压引起的应力外, 还需要考虑温度载荷引起的热应力。长期实践中, 汽包无法正

常运行的因素各种各样, 热疲劳开裂是其中常见的失效方式<sup>[1-2]</sup>, 在设计中对各种复杂的热应力考虑不周是其主要原因。现在又面临工程现实的三个新因素, 一方面是随着政府安全监察工作的改革, 一些原来只从事锅炉或只从事压力容器设计制造业务的企业陆

收稿日期: 2018-03-14; 修订日期: 2018-03-30

作者简介: 陈孙艺(1965—), 男, 广东化州人, 博士, 教授级高级工程师, 主要研究方向为炼油化工设备设计开发、制造工艺、失效分析及技术管理。

续取得资质,开展压力容器或者锅炉汽包的相关业务,相对地说,原来只从事压力容器业务的企业要熟悉锅炉业务需投入更多的资源,其中就包括汽包的设计,选择不同的技术路径对常见的失效方式是否会带来不同的影响,是值得探讨的问题。另一方面,石油化工的锅炉因为其大多数具有生产工艺不可缺少的特点,从而被判别是属于压力容器范畴的余热锅炉,其汽包结构往往各具有独特个性,需要过细的技术支持。最后,随着我国电网容量扩大,电负荷峰谷差也随之增大,且可再生能源发电并网后火电机组必须参与调峰运行,频繁变负荷甚至启停致使汽包承受交变应力作用<sup>[3]</sup>。在新的现实和工程背景下,不同行业的锅炉及其汽包的运行状态各有明显的差异,对汽包应力状态的全面分析和认识是必要的,这里结合石油化工中的汽包案例就其中的应力计算进行技术分析。

## 1 炼化装置锅炉汽包的技术路径

1) 锅炉与压力容器标准。这里所指的按压力容器设计制造通常也就是按 GB/T 150.3—2011<sup>[4]</sup>设计制造,国外常见的相应标准是 ASME Section VIII Div.1<sup>[5]</sup>。特别工况的标准则是 JB 4732—1995(2005年确认)<sup>[6]</sup>,国外常见的相应标准是 ASME Section VIII Div.2<sup>[7]</sup>。按锅炉设计制造通常也就是按 GB/T

16507.1-8—2013《水管锅炉》和 GB/T 16508.1-8—2013《锅壳锅炉》设计制造,国外常见的相应标准是 ASME Section I<sup>[8]</sup>和 ASME Section IV<sup>[9]</sup>。

2) 汽包的技术标准。锅炉受压元件寿命的计算一直是锅炉设计中的难点,锅炉汽包作为锅炉的主要受压元件,它的设计寿命将直接影响锅炉的寿命。汽包的技术标准应该随其锅炉设计的技术标准,但是锅炉设计的一种技术标准不应排除另一标准中更严格的技术要求,汽包的技术标准在所跟随锅炉标准的基础上,可以根据工况的特点增加技术要求。各种锅炉工况的客观复杂性所引起汽包等主要受压元件的复杂应力,不应该受到人为分类的限制。特别是工程中影响锅炉汽包低周疲劳寿命因素很多,一般的设计只考虑轮廓性的概念,缺乏全面深入的认识<sup>[10]</sup>。

## 2 汽包的应力分析

汽包工况的复杂性,国内外学诸多者通过有限元方法对其局部或者整体模型进行了各种应力分析,但是这种技术难以被普通技术人员掌握,且工作量较大。为了探讨基于标准和专著中相关公式的应力计算方法,便于推广应用,以表1所列参数为例对某转化炉汽包按压力容器标准设计,同时假设其存在动力锅炉的低周疲劳工况,也按锅炉标准对其各种应力进行计算。

表1 汽包设计参数

| 设计压力<br>$p/\text{MPa}$ | 设计温度<br>$\theta/^\circ\text{C}$ | 壳体内直径及壁厚<br>$2R \times t/(\text{mm} \times \text{mm})$ | 腐蚀余量<br>$C_1/\text{mm}$ | 椭圆封头壁厚<br>$t/\text{mm}$ | 焊缝系数 | 容积/ $\text{m}^3$ |
|------------------------|---------------------------------|--|-------------------------|-------------------------|------|------------------|
| -0.1/4.2               | 255                             | 1800×50  | 3                       | 50                      | 1    | 16.8             |

### 2.1 内压作用下汽包筒体的应力

按 GB/T 150.3—2011 标准,汽包筒体环(周)向应力为:

$$\sigma_n^t = \frac{p_c(D_i + \delta_e)}{2\delta_e} \approx 83.0 \text{ MPa}$$

式中:  $p_c$  为压力;  $D_i$  为汽包筒体的内径;  $\delta_e$  为汽包筒体的有效壁厚。

轴向应力为:

$$\sigma_z^t = \frac{p_c(D_i + \delta_e)}{4\delta_e} \approx 41.5 \text{ MPa}$$

径(法)向应力  $\sigma_r^t$  从内表面的 4.2 MPa 降到外表面的 0 MPa。

### 2.2 内压作用下汽包开孔处的应力

按 GB/T 16507.4—2013 在规范性附录 A 关于锅炉锅筒低周疲劳寿命计算中,对图1中因被确认为较

大开口而被判断为疲劳考核的 A 点,内压作用下锅筒该点应力应考虑环(周)向应力集中系数  $K_{1n}=2.5$ 、法向应力集中系数  $K_{1r}=0.5$ ,选取计算压力等于设计压力,有效壁厚  $\delta_e = \delta_n - C_1 - C_2 = 46.75 \text{ mm}$ ,则轴向应力集中系数  $K_{1z} = -\frac{2\delta_e}{D_i + \delta_e} \approx -0.051$ ,则 A 点的环(周)向应力  $\sigma_{gn}^t = K_{1n}\sigma_n^t = 207.5 \text{ MPa}$ ,轴向应力  $\sigma_{gz}^t = K_{1z}\sigma_z^t = -2.12 \text{ MPa}$ ,径(法)向应力  $\sigma_r^t$  从内表面的 2.10 MPa 降到外表面的 0 MPa。

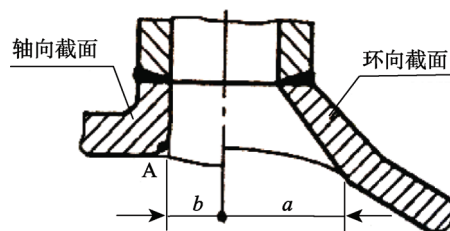


图1 锅筒(汽包)凸缘接管结构

如果锅炉接管不是图 1 的凸缘形式, 而是接管插入壳体的形式, 则其环(周)向应力集中系数、轴向应力集中系数完全与按 JB 4732—1995 在规范性附录 C 关于以疲劳分析为基础的设计条款 C.8.2 中给出的用于圆筒体接管内角纵向平面的应力指数相同, 法向应力集中系数略小于法向应力指数但是基本接近, 即环(周)向应力指数  $K_{\theta}=3.1$ 、轴向应力指数  $K_z=-0.2$ 、法向应力指数  $K_n=-2\delta/D\approx-0.06$ , 则 A 点的环(周)向应力  $\sigma_{\theta}^t = K_{\theta}\sigma_n^t = 257.3 \text{ MPa}$ , 轴向应力  $\sigma_z^t = K_z\sigma_z^t = -8.30 \text{ MPa}$ , 径(法)向应力从内表面的  $-2.52 \text{ MPa}$  降到外表面的  $0 \text{ MPa}$

### 2.3 汽包壳壁径向温差引起的热应力

锅炉汽包外表一般地说都有良好的绝热保温层, 因此并不是所有高温汽包在运行中都存在很大的径向温差及其热应力, 具体视绝热保温层而定。表 1 案例中内外壁温差估算值为<sup>[2]</sup>:

$$\Delta t_1 = \frac{K\omega\delta^2(1+2\delta/3R_n)}{2a} \approx 2.33 \text{ }^\circ\text{C}$$

式中:  $K$  为保温系数, 按入孔无保温考虑, 取  $K=1.1$ ;  $\omega$  为降温速率,  $\omega=100 \text{ }^\circ\text{C/h}$ ;  $\delta = \delta_n = 50 \text{ mm}$ ;  $R_n$  为封头内弯曲半径,  $R_n = R = 900 \text{ mm}$ ;  $a$  为热扩散率,  $a = 0.055 \text{ m}^2/\text{h}$ 。

汽包径向温差引起的热应力参照厚壁圆筒径向稳定传热时筒壁上的径向热应力、环(周)向热应力、轴向热应力公式计算, 分别为<sup>[11]</sup>:

$$\sigma_r^t = \frac{E\alpha \cdot \Delta t}{2(1-\mu)} \approx 3.906 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\theta}^t = \frac{E\alpha \cdot \Delta t}{2(1-\mu)} \left( \frac{1-\ln\beta}{\ln\beta} - \frac{\beta^2+1}{\beta^2-1} \right) \approx -3.154 \text{ MPa}$$

$$\sigma_z^t = \frac{E\alpha \cdot \Delta t}{2(1-\mu)} \left( \frac{1-2\ln\beta}{\ln\beta} - \frac{2}{\beta^2-1} \right) \approx -3.979 \text{ MPa}$$

式中:  $E$  为材料高温下的弹性模量,  $E=1.87 \times 10^5 \text{ MPa}$ ;  $\alpha$  为材料高温下的线膨胀系数,  $^\circ\text{C}^{-1}$ , 根据设计温度查 GB 150.2—2011 中的表 B.13、B.14, 取  $\alpha=1.255 \times 10^{-5} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ ;  $\Delta t$  是圆筒内外壁径向温差,  $^\circ\text{C}$ ;  $\mu$  为筒体材料的波松系数, 取 0.3;  $\beta$  为按名义厚度确定的外径与内径的比值,  $\beta \approx 1.056$ 。一般来说, 内外壁温差引起的热应力较小, 可视其壁厚温差为 0, 不考虑由此引起的热应力。

### 2.4 汽包壳壁轴向温差引起的热应力

轴向温差会引起径向变形不协调的热应力。文献[1]指出, 汽包因长度方向的温度不均匀而存在轴向温差, 如果汽包因结构障碍无法自由膨胀, 则应计算其轴向温差热应力。

因汽包主体可在轴向和径向自由膨胀, 故可以略

去纵向温差的影响。文献[12]推荐了由苏联或日本学者分别报道的同一成果, 圆筒体或管子中长度为  $\Delta H$  的局部一段存在按直线分布从  $t_2$  降到  $t_1$  的温度变化时, 在圆筒体或管子的高温边界  $t_2$  处引起轴向应力的计算式。笔者曾应用于其他案例分析, 该轴向应力确实很小。

### 2.5 汽包壳壁环(周)向温差引起的热应力

与压力容器相比, 锅炉开停车过程以及复杂的错峰过程所导致温度梯度的变化会增加汽包结构材料发生疲劳的概率。汽包停车过程温度分布特点是卧式筒体的上下部之间存在如图 2 所示的温度“突变”, 而上部区域内的环(周)向温差不大, 下部区域内的环(周)向温差也不大, 且上下部之间的温差只发生在停车过程, 不出现在运行过程。

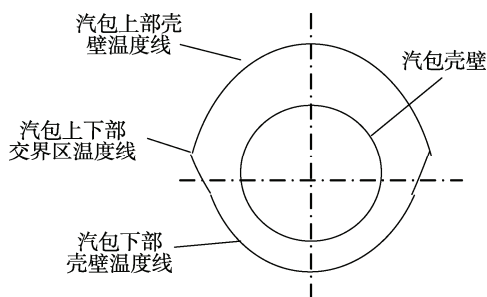


图 2 汽包环(周)向温度分布示意

锅炉标准没有对该环(周)向应力的计算给出具体的指引及公式, 文献[1-2]针对电站锅炉汽包壁温度变化引起的热应力进行了分析, 汽包上下壁温差引起的热应力主要是轴向应力, 切向和径向应力与之相比约低一个数量级, 故可以忽略不计。汽包上部壁温高, 金属膨胀最大, 下部壁温低, 金属膨胀量相对较小, 这样就造成汽包上部金属膨胀受到限制而产生压缩应力, 下部金属产生拉伸应力。热应力与温差成正比, 汽包上下壁温差越大, 产生的热应力越大。

文献[1]采用简化的计算式为:

$$\sigma = \frac{\alpha E}{2} \Delta\theta$$

式中:  $\Delta\theta$  为汽包上、下侧平均壁温差, 这里  $\Delta\theta = \Delta T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ , 其他参数同前, 则  $\sigma = 46.937 \text{ MPa}$ 。

文献[2]以茂名热电厂 3 号炉汽包为例进行热应力计算, 根据实测, 锅炉熄火后  $\Delta\theta$  可达  $50 \text{ }^\circ\text{C}$ , 由上下壁温差引起的轴向热应力是环(周)向角的函数, 当环(周)向角约为  $40^\circ$  时, 轴向应力最大, 为  $34.91 \text{ MPa}$ 。

### 2.6 汽包接管处的径向温差引起的热应力

GB/T 16507.4—2013 在规范性附录 A 指出, 错峰负荷机组的锅炉汽包应进行低周疲劳寿命计算, 基

本负荷机组的锅炉汽包可不进行低周疲劳寿命计算。对图 2 中因被确认为较大开口而被判断为疲劳考核点 A 的径向温差热应力计算式中使用了由外径与内径的比值进行复杂计算的结构系数  $C_f$ ，在计算径向温差时也使用了由外径与内径的比值进行复杂计算的结构系数  $C_1$ ，这两个系数都反映了结构对热应力的影响。

$$C_f = \frac{4\beta^2(\beta^2 - 1)\ln\beta - 2(\beta^2 - 1)^2}{4\beta^4 \ln\beta - (3\beta^2 - 1)(\beta^2 - 1)} = 0.512$$

径向温差  $\Delta t_1$  引起的环向热应力  $\sigma_{n_{t_1}}$  为：

$$\sigma_{n_{t_1}} = K_{2n} \frac{\alpha E}{C_f(1-\mu)} \Delta t_1 \approx 24.41 \text{ MPa}$$

式中： $K_{2n}$  是径向温差引起的环向热应力集中系数，标准推荐  $K_{2n} = 1.6$ 。

对于图 2，标准推荐径向温差引起的轴向热应力集中系数  $K_{2z} = 1.6$ ，则径向温差  $\Delta t_1$  引起的轴向热应力

$\sigma_{z_{t_1}}$ ：

$$\sigma_{z_{t_1}} = K_{2z} \frac{\alpha E}{C_f(1-\mu)} \Delta t_1 = \sigma_{n_{t_1}} \approx 24.41 \text{ MPa}$$

径向温差  $\Delta t_1$  引起的法向热应力  $\sigma_{r_{t_1}} = 0$ 。

## 2.7 汽包接管处的环(周)向温差引起的热应力

GB/T 16507.4—2013 推荐一般情况下，谷值应力计算时  $\Delta t_{\max}$  可取 40 °C，峰值应力计算时  $\Delta t_{\max}$  可取 10 °C。最大环(周)向外壁温差  $\Delta t_{\max}$  引起的环向热应力  $\sigma_{n_{t_2}}$  为：

$$\sigma_{n_{t_2}} = 0.4K_{3n}\alpha E\Delta t_{\max} \approx -37.55 \text{ MPa}$$

式中： $K_{3n}$  是环(周)向温差引起的环向热应力集中系数，标准推荐  $K_{3n} = -1$ 。

对于图 2，标准推荐的环(周)向温差引起的轴向热应力集中系数  $K_{3z} = -1$ ，则最大环(周)向外壁温差  $\Delta t_{\max}$  引起的轴向热应力  $\sigma_{z_{t_2}}$  为：

$$\sigma_{z_{t_2}} = 0.4K_{3z}\alpha E\Delta t_{\max} = \sigma_{n_{t_2}} \approx -37.55 \text{ MPa}$$

最大环(周)向外壁温差  $\Delta t_{\max}$  引起的法向热应力  $\sigma_{r_{t_2}} = 0$ 。

## 3 汽包安装结构温差引起的热应力

文献[13]较早探讨了转化气废热锅炉汽包安装热应力如何消除的问题，近 30 年来，汽包结构及其安装方式发生了显著变化。

1) 超静定温差热应力。对于超静定关系结构的汽包，文献[14]以炼油制硫装置中的余热锅炉为例，利用 ANSYS 有限元分析软件对余热锅炉整体模型进

行了分析设计，得到应力集中局部结构为上升管、下降管与锅体、汽包连接部位内部，通过局部结构细化得到应力云图及应力结果。比较表明，去除汽包与锅体之间的鞍座结构以及上升管、下降管的补强圈后，制硫余热锅炉的结构更加合理。这实际上就是降低了由鞍座和补强圈的约束引起的热应力，因此汽包接管材料常取 16Mn 锻件，采用壁厚与壳壁相适应的厚壁管补强。

根据图 3 的局部结构而简化为图 4 模型，如果固定安装的鞍座没有保温，高  $H=550 \text{ mm}$  的下降管都有良好的外保温，致其管壁温度达到  $\Delta t_h = 242 \text{ °C}$ 。其中下降管受到轴向压应力，鞍座受到沿上下方向的拉应力，分别如图 4 中的箭头所示，鞍座与离其最近距离为 300 mm 的下降管之间需要相互协调的热膨胀位移  $\Delta H = \alpha \Delta t_h H \approx 1.67 \text{ mm}$ ，需要相互协调的热应力

$\sigma_h = \varepsilon_h E = \frac{\Delta H}{H} E = \alpha \Delta t_h E \approx 567.94 \text{ MPa}$ 。下降管的轴向压应力会以集中力的形式传递至汽包底部，并垂直于壳壁，使其附近壳体内壁受拉，外壁受压。鞍座受到垂直上下的拉应力，该拉应力传递至其底板的地脚螺栓，即便分担上式应力的一半，也达 283.97 MPa，不容忽视。



图 3 石化装置反应器蒸汽发生器

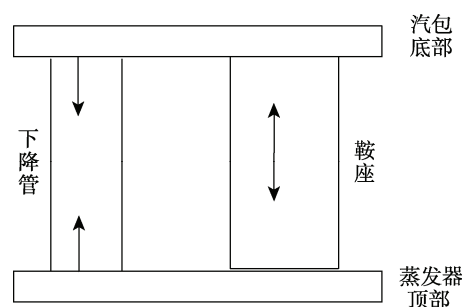


图 4 上升管和鞍座约束模型

2) 筒体弯曲应力。壳壁环(周)向温差除直接在圆筒体引起热应力外，还会引起沿轴向的弯曲变形，弯曲变形受到诸多上升管、下降管的限制而间接引起另外的热应力。在卧式容器的设计计算过程中，存在某些特殊的操作工况，其水平方向如果受到较大

的惯性力, 从而导致地脚螺栓无法通过校核, 通常增加地脚螺栓的数量来减小其所承受的拉应力, 这种对策不一定有利于热变形的协调。文献[15]介绍了鞍式支座多个地脚螺栓的拉应力校核方法。

## 4 汽包组合总应力

分别按压力容器和锅炉两种技术路径汇总上述各项应力于表 2。

表 2 汽包应力汇总

MPa

| 应力分<br>项代号 | 载荷及其应力分项                | GB/T 150.3—2011 |                 |              | GB/T 16507.4—2013 |                        |              |
|------------|-------------------------|-----------------|-----------------|--------------|-------------------|------------------------|--------------|
|            |                         | 环(周)向           | 轴向              | 径向           | 环(周)向             | 轴向                     | 径向           |
| A          | 内压在壳壁引起的应力              | 83              | 41.5            | 0            | 83                | 41.5                   | 0            |
| B          | 内压在开口凸缘考核点A处的应力         | —               | —               | —            | 207.5             | -2.12                  | 2.10         |
| C          | 内压在开口插管考核点A处的应力         | 257.3           | -8.30           | -2.52        | 257.3             | -8.30                  | -2.52        |
| D          | 壳壁径向温差引起的热应力            | -3.154          | -3.979          | 3.906        | -3.154            | -3.979                 | 3.906        |
| E          | 壳壁轴向温差引起的热应力            | —               | —               | —            | 0                 | 0                      | 0            |
| F          | 壳壁环(周)向温差在上半部/下半部引起的热应力 | —               | —               | —            | 0                 | -46.937/<br>+46.937    | 0            |
| G          | 接管处的径向温差引起的热应力          | —               | —               | —            | 24.41             | 24.41                  | 0            |
| H          | 接管处的环(周)向温差引起的热应力       | —               | —               | —            | -37.55            | -37.55                 | 0            |
| I          | 尚未考虑支承超静定温差热应力          | ( $\pm\sigma$ ) | ( $\pm\sigma$ ) | ( $\sigma$ ) | ( $\pm\sigma$ )   | ( $\pm\sigma$ )        | ( $\sigma$ ) |
| J          | 汽包筒体总应力=A+D+E+F         | 79.846          | 37.521          | 3.906        | 79.846            | 上半部-9.416<br>下半部84.458 | 3.906        |
| K          | 汽包开口凸缘内角总应力=B+G+H       | —               | —               | —            | 194.36            | -11.02                 | 2.10         |
| L          | 汽包开口插管内角总应力=C+G+H       | 257.3           | -8.30           | -2.52        | 244.16            | -21.44                 | -2.52        |

分析表 2, 汽包壳壁按锅炉标准及其业内经验计算的轴向应力明显大于按压力容器标准计算的轴向应力, 是由于前者考虑了壳壁环(周)向温差引起的热应力。汽包接管按锅炉标准计算的环(周)向应力则小于按压力容器标准计算的环(周)向应力, 是由于后者考虑了内压下较大的应力指数。汽包材料 Q345R 在设计温度下的许用应力为 145 MPa, 接管材料 16Mn 在设计温度下的许用应力为 135 MPa。总的来说, 该案例中汽包各项总应力未达到各自的应力许可限度, 汽包接管内角处按压力容器标准计算的总应力略高一些, 强度校核也就更保守一些, 因此该汽包可以不按锅炉标准设计。

文献[3]根据大连某电厂汽包实际结构尺寸建立了汽包完整的有限元模型, 发现周向温差热应力的理论解要比 ANSYS 解大得多。汽包各项应力中, 周向温差热应力大约为径向温差热应力的 1/7, 是机械应力的 1/34。应综合内压、径向、周向温差的大小, 来限制锅炉的启停速度。

最后, TSG G0001—2012<sup>[16]</sup>的 1.5(2)条指出, 境内制造在境外使用的锅炉按照合同双方约定的技术法规、标准和管理要求执行。

## 5 结论

1) 关于炼化装置利用高温烟气的锅炉, 考虑作为过程装置不可缺少的工艺设备, 应按压力容器设计

制造。对于低温烟气的锅炉, 可能其撤出后对装置影响不大, 但是考虑其也是工艺过程设备, 以烟气余热利用是其主要目的, 该锅炉倾向于参照高温烟气工况的质量技术来设计制造。执行的是压力容器标准, 按当前操作规范控制锅炉的开停速度时, 设备是安全可靠的。案例的计算结果表明, 独立的汽包可以不按锅炉标准设计, 且更显保守。对于某些特定的锅筒两种标准都可以作为设计依据, 按照两种标准进行设计都是合理的。

2) 《锅炉安全技术监察规程》、《固定式压力容器安全技术监察规程》和质检总局质检办特函〔2017〕1336 号通知中关于余热锅炉的设计由设计者根据具体产品部件结构, 按照相应的锅炉和压力容器安全技术规范、标准进行。其中汽包(汽水分离器)既可以按压力容器标准, 也可以按锅炉标准进行设计, 整体余热锅炉产品由设计者根据主要设计依据在图纸上归类为锅炉或者压力容器, 合理可靠。

### 参考文献:

- [1] 陈其忠. 电站锅炉汽包热应力的产生及控制[J]. 广东电力, 2001, 14(6): 5-8.
- [2] 王国友, 李海峰, 李拥新, 等. 电站锅炉汽包热应力的产生及控制[J]. 黑龙江电力, 2005, 27(5): 368-371.
- [3] 许开城. 锅炉汽包的热应力分析[D]. 吉林: 东北电力大学, 2016.

- [4] GB/T 150.3—2011, 压力容器: 第3部分 设计[S].
- [5] ASME Boiler and Pressure Vessel Code. Section VIII, Rules for Construction of Pressure Vessels-Div. 1[S].
- [6] JB 4732—1995(2005年确认), 钢制压力容器——分析设计标准[S].
- [7] ASME Boiler and Pressure Vessel Code. Section VIII, Rules for Construction of Pressure Vessels - Div. 2. Alternative rules[S].
- [8] ASME Boiler and Pressure Vessel Code. Section I, Rules for Construction of Power Boilers[S].
- [9] ASME Boiler and Pressure Vessel Code. Section IV, Rules for Construction of Heating Boilers[S].
- [10] 郭建明. 锅炉汽包(分离器)低周疲劳寿命影响因素探讨[J]. 锅炉制造, 2017(5): 17-19.
- [11] 余国琮. 化工容器及设备[M]. 北京: 化学工业出版社, 1980.
- [12] 化工设备设计全书. 废热锅炉设计[M]. 上海: 上海科学技术出版社, 1989.
- [13] 戚其平. 转化气废热锅炉汽包安装热应力的消除[J]. 齐鲁石油化工, 1987(3): 22-24.
- [14] 郭华军. 制硫余热锅炉整体结构有限元优化设计[J]. 石油化工设备, 2017, 46(5): 30-34.
- [15] 陈建龙, 蒋宇, 张明宝. 鞍式支座地脚螺栓拉应力校核算法的推导[J]. 锅炉制造, 2017(4): 54-56.
- [16] TSG G0001—2012, 锅炉安全技术监察规程[S]