

夹套翻边角度对强度性能和疲劳寿命的影响

苏文献¹, 周 欢¹, 刘雷敏²

(1. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093; 2. 中国科学院 上海硅酸盐研究所, 上海 200050)

摘要: 针对换热器中圆筒接管与夹套的连接结构对总体应力场的影响, 采用 Ansys 参数化语言 APDL, 建立换热器下管箱及其夹套、保温层的结构分析模型. 根据该换热器的操作工况, 施加温度、压力载荷, 对翻边夹套结构的翻边角度进行参数设计分析. 对不同角度的夹套翻边结构在各载荷工况下的应力强度和疲劳寿命进行有限元分析, 并对应力强度进行校核及疲劳寿命的对比分析. 在保证设备静强度及寿命均满足要求的情况下, 给出了设备的推荐夹套翻边角度. 该研究对圆筒接管与夹套的设计提供了有效的参考, 具有一定的工程应用价值.

关键词: 夹套结构; 翻边角度; 参数设计; 疲劳寿命

中图分类号: TQ 052 **文献标志码:** A

Effect of the Flanging Angle of Jacket on Stress and Fatigue Life

SU Wenxian¹, ZHOU Huan¹, LIU Leimin²

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China;

2. Shanghai Institute of Ceramics, Chinese Academy of Sciences, Shanghai 200050, China)

Abstract: The joint of the cylinder nozzle and jacket is one of the key components of the heat exchanger, which has much effect on the stress of the equipment. APDL language was applied to establish the structural analysis model of the bottom channel with jacket and insulation. According to the operation conditions, the temperature and pressure were loaded to obtain the stress intensity and fatigue life at different angles of jacketed flanging structure. The recommended flanging angle of jacket was given after checking and comparing the stress intensity and the fatigue life of the equipment. The result provides an effect reference to the design of the joint structure and has a certain engineering application significance.

Key words: jacket; flanging angle; parameter design; fatigue life

管箱接管与夹套有三种连接形式: 全封闭结构、套管结构和翻边结构. 研究表明, 翻边结构具有良好的受力特性, 且适用于承受交变载荷的设备^[1-2]. 目前, 对于管口、凸缘穿过夹套封闭件的翻边角度, 标准中定性给出 45° 的夹套翻边角度^[3],

经验性较强且没有进行定量分析. 以工程中一台立式换热器的下管箱为研究对象^[4-5], 对翻边夹套结构的翻边角度进行参数设计分析^[6], 在复杂载荷作用下进行应力强度及疲劳寿命分析, 并比较各夹套翻边角度的受力及疲劳寿命, 给出一个推荐的夹套

收稿日期: 2013-10-31

第一作者: 苏文献(1967-), 男, 副教授. 研究方向: 过程设备设计. E-mail: digestsu@163.com

翻边角度供工程设计参考.

1 几何结构和载荷工况

换热器下管箱的主要几何尺寸如表 1 所示,其中下管箱内筒体和连接法兰均为 06Cr19Ni10,夹套部件材料为 Q345R,保温层材料为泡沫玻璃.

表 1 结构尺寸参数
Tab.1 Structure parameter

部件	直径/mm	厚度/mm
下管箱圆柱筒体	2 352	26
下管箱封头	2 352	38
大接管	323.9	10
小接管	117	19.55
夹套圆柱筒体	2 478	14
夹套接管	88.9	7.62
法兰	2 500	50
保温层	—	100

设备在正常操作、开停车和进行压力试验过程中,容器处于各种不同的载荷工况.设备在正常的操作工况下,压力 P 和温度 T 随时间 t 的变化情况如图 1 所示.

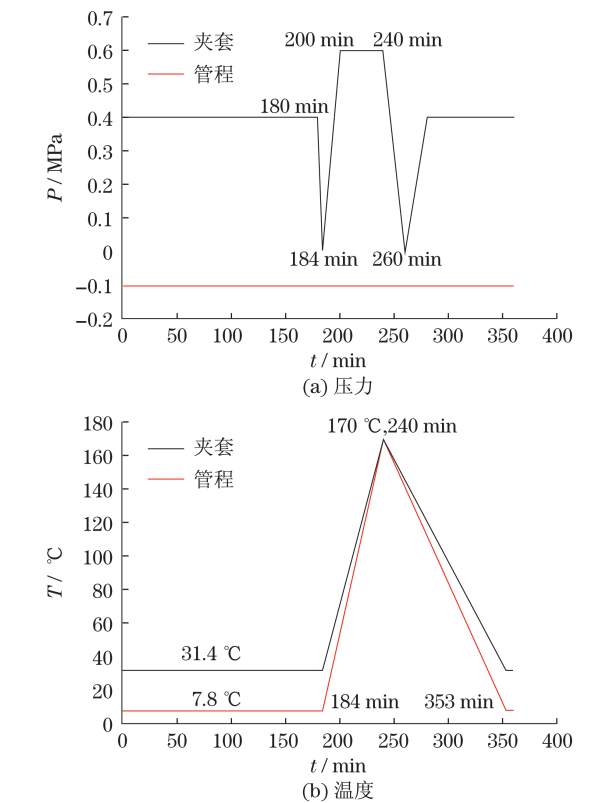


图 1 压力和温度随时间的变化情况
Fig.1 Pressure and temperature in an exchanging cycle

由上图可知,载荷既有压力载荷,又有温度载荷,在此出于安全方面的考虑,取正常操作时两种最恶劣的载荷组合工况:

工况 A 夹套压力 0.4 MPa、夹套温度 7.8 °C,管程压力 -0.1 MPa、管程温度 31.4 °C;

工况 B 夹套压力 0.6 MPa、夹套温度 170 °C,管程压力 -0.1 MPa、管程温度 170 °C.

由于温度是随时间波动的,材料在不同温度下的物理属性也会有差异.不同工况下材料的物理性能参数如表 2~4 所示.

表 2 不同温度下的材料属性
Tab.2 Material properties at different temperatures

温度/°C	06Cr19Ni10	Q345R
	许用应力 S_m /MPa	弹性模量 $E/\times 10^3$ MPa
7.8	137.0	196.0
31.4	133.7	196.0
170.0	100.2	90.8
7.8	195.0	206.0
31.4	194.4	205.6
170.0	185.8	198.4

表 3 不同工况下的材料属性
Tab.3 Material properties at different cases

材料名称	导热系数 $\lambda/(W \cdot mm^{-1} \cdot ^\circ C^{-1})$	线膨胀系数 $\alpha/(\times 10^{-6} mm \cdot mm^{-1} \cdot ^\circ C^{-1})$	
		工况 A	工况 B
06Cr19Ni10	16.7×10^{-3}	16.46	17.14
Q345R	56.7×10^{-3}	10.82	12.03
保温层	5.6×10^{-3}	—	—

表 4 不同工况下的换热系数
Tab.4 Heat Transfer coefficient at different cases

对流物质	对流换热系数 $k/(\times 10^{-6} W \cdot mm^{-2} \cdot ^\circ C^{-1})$	
	工况 A	工况 B
管程介质与管程内表面	50	50
夹套介质与夹套内表面	400	5 000
保温层外表面与空气	10.8	10.8

2 结构强度分析

结构不具备对称性,则载荷边界条件也不对称,故对模型进行整体建模^[7-9].建模采用下管箱各部件的有效厚度,主要包括内筒体、夹套组件、接管和保温层.下管箱的实体模型如图 2 所示, α 为夹套翻边角度.有限元模型如图 3 所示.

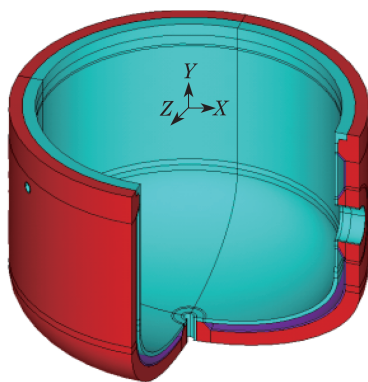


图 2 实体模型图($\alpha = 45^\circ$)
Fig.2 Solid model ($\alpha = 45^\circ$)

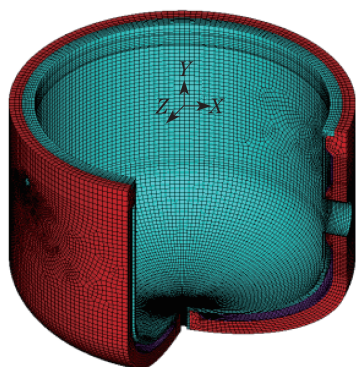


图 3 有限元模型
Fig.3 Finite element model

2.1 工况 A

筒体内部流体和夹套内部的导热油具有一定的温度和压力,根据下管箱中不同组件材料,给定各部件对应温度下的材料属性.内筒体所有内表面温度设置为 31.4°C ,夹套内导热油流过的所有内表面温度设置为 7.8°C ,保温层与空气接触的外表面参考温度设置为 0°C (操作过程中室温范围为 $0\sim 40^\circ\text{C}$,偏安全考虑取极限值 0°C).经 Ansys 计算得出整个温度场的分布,去除外部保温层单元,并将其它单元转换成结构单元.在夹套所有内表面施加 0.4 MPa 的压力,内筒体所有内表面施加 -0.1 MPa 的压力,夹套接管、内筒体接管、底部泄放口各端面上的等效端面载荷分别为 $-0.88, 0.736, 0.078\text{ MPa}$.位移边界条件为在柱坐标系下,约束法兰端面上全部节点的轴向位移和环向位移,允许下管箱法兰面沿径向自由伸缩,位移边界条件如图 4 所示.热-结构应力的求解采用通用的共轭梯度法求解器,高精度求解后得到下管箱在温度和压力载荷联合作用下的应力场,如图 5 所示(见下页).

由计算结果可知,高应力区出现在接管焊接区

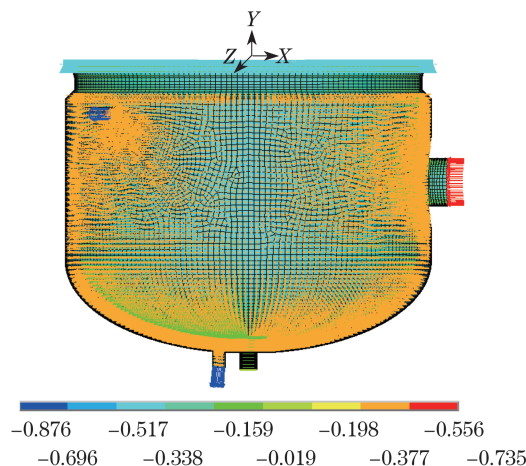


图 4 位移边界条件

Fig.4 Displacement boundary conditions

域以及夹套折边处靠近法兰一端,最大应力点出现在夹套与筒体焊接的根部,与实际情况相符.为了定量分析该工况下不同结构的应力强度变化情况,对 8 种结构沿如图 6 所示(见下页)的 4 条路径进行线性化评定,提取一次局部薄膜应力以及一次加二次的总应力^[10],结果如图 7 所示(见下页).

2.2 工况 B

在夹套所有内表面施加 0.6 MPa 压力,内筒体所有内表面施加 -0.1 MPa 压力,夹套接管、内筒体接管、底部泄放口各端面上的等效端面载荷分别为 $-1.314, 0.736, 0.08\text{ MPa}$.位移边界条件同上节,求解下管箱的在温度和压力载荷联合作用下的应力场.

对 8 种结构沿如图 8 所示(见下页)的 4 条路径线性化评定,结果如图 9 所示(见下页).

2.3 应力强度线性化结果讨论

以上两种工况均是操作过程中同时考虑温度和压力的组合载荷工况,即计算在热-结构应力耦合的操作状态,各应力强度均满足强度要求.通过对计算结果进行分析,可得出如下结论:

a. 两种最危险的热-结构耦合载荷工况相比较,工况 A 更危险,在温度和压力载荷联合作用下具有考察意义.

b. 工况 B 时,应力危险路径是路径 1 和路径 2,即夹套折边的根部区域,特别是一次局部薄膜应力在路径 1 上处于高应力水平.根据两种工况下最大应力路径 1 和路径 2 的结果对比,可知耦合作用下理想的 α 为 $30^\circ\sim 40^\circ$.

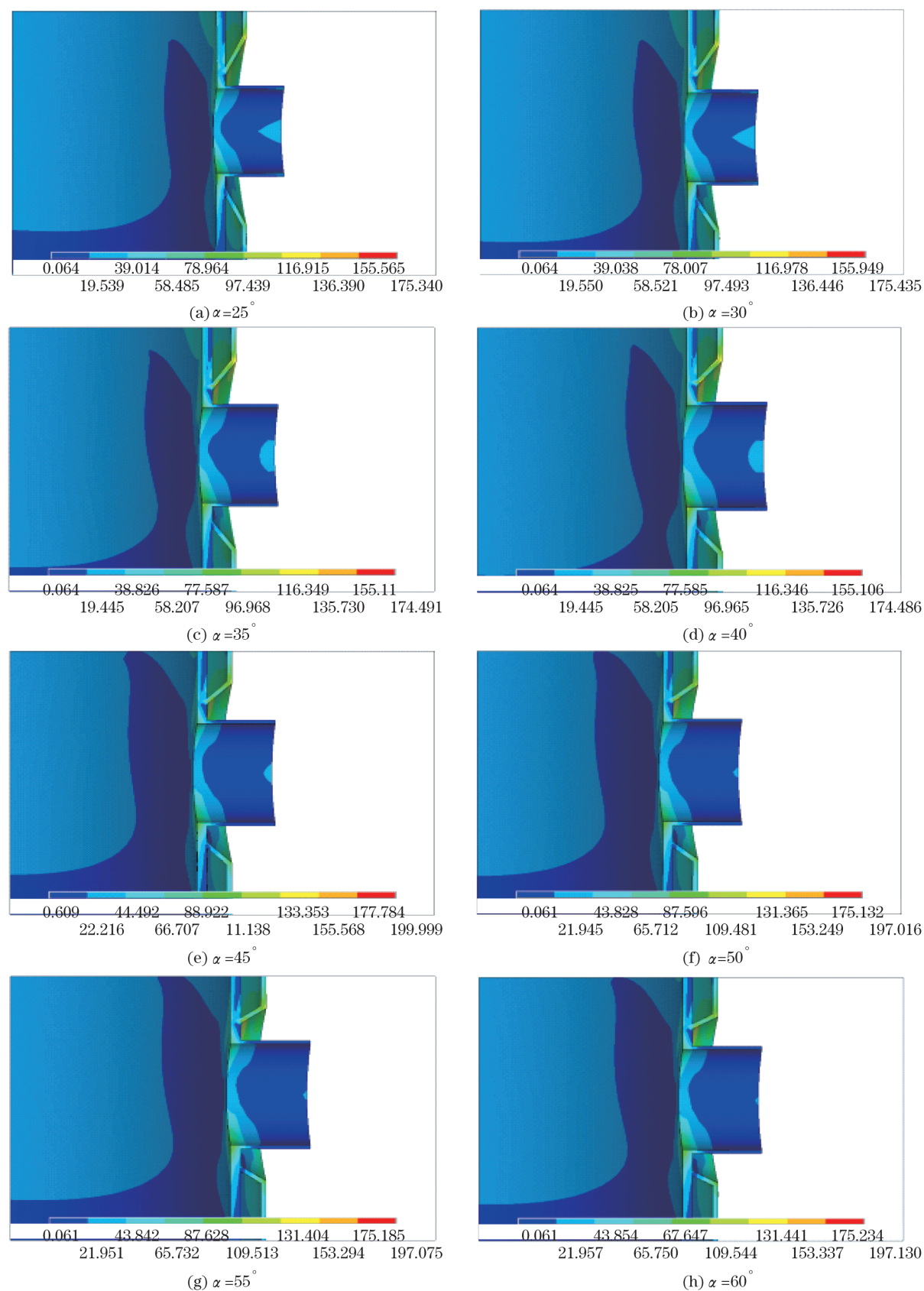


图5 夹套不同翻边角度下的应力强度分布

Fig.5 Stress intensity distribution at different flanging angles of jacket

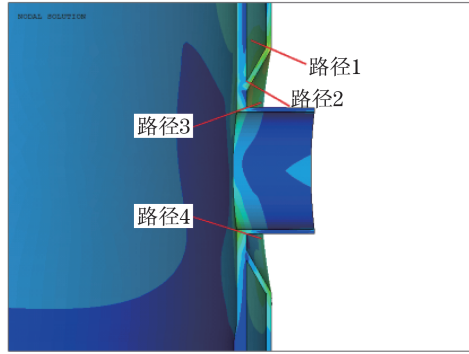
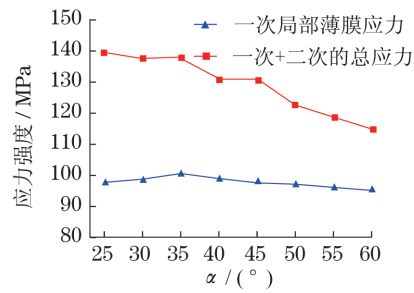
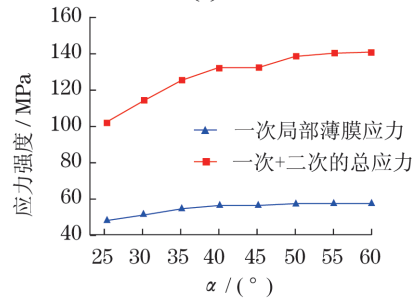


图 6 工况 A 线性路径评定位置示意图

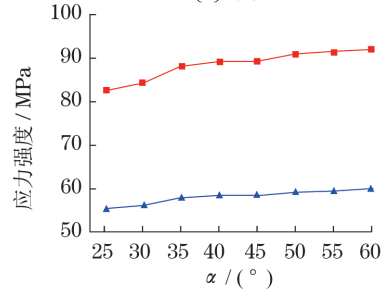
Fig.6 Defined paths for linearized stress of case A



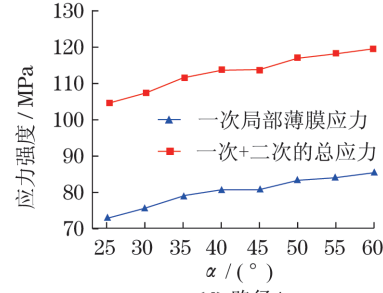
(a) 路径1



(b) 路径2



(c) 路径3



(d) 路径4

图 7 工况 A 各路径线性化结果评定

Fig.7 Evaluation results of linearized stress of case A

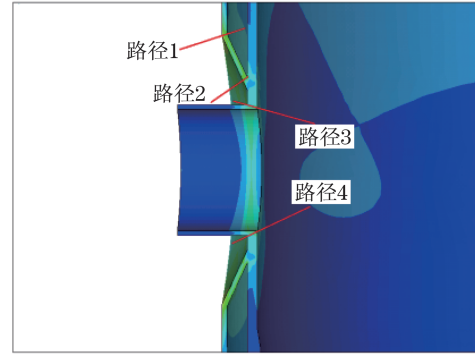
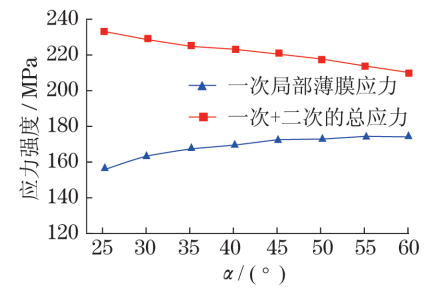
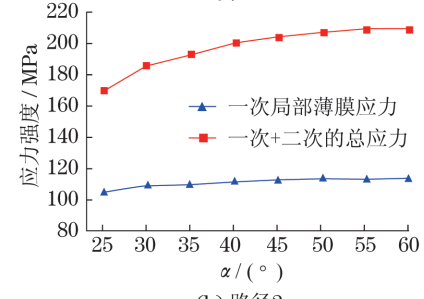


图 8 工况 B 线性路径评定位置示意图

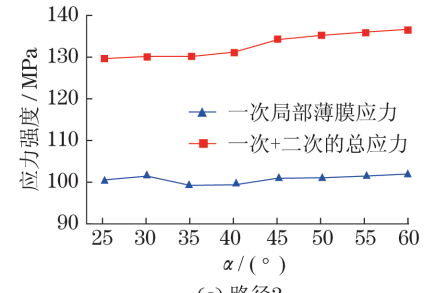
Fig.8 Defined paths for linearized stress of case B



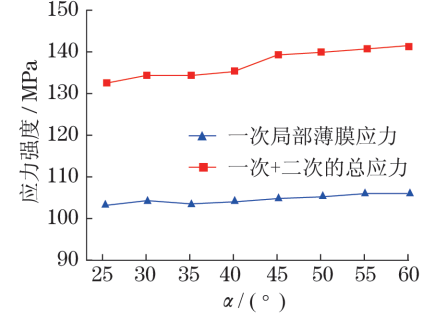
(a) 路径1



(b) 路径2



(c) 路径3



(d) 路径4

图 9 工况 B 各路径线性化结果评定

Fig.9 Evaluation results of linearized stress of case B

3 疲劳分析

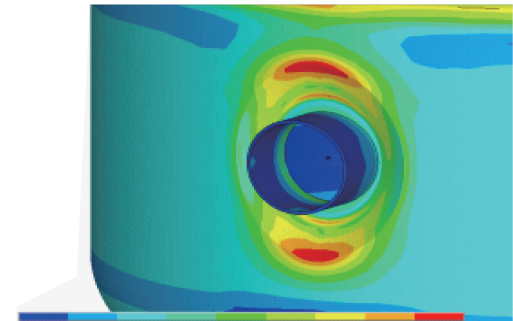
疲劳破坏是指在交变或波动载荷作用下材料或结构的破坏现象^[11]. 在此波动载荷取一个周期内波动幅度最大的两个时刻进行疲劳分析, 在此取周期内 184 min 和 240 min 两个时刻考虑, 夹套和管程的压力和温度波动在这两个时刻之间波动幅度均最大. 夹套的压力波动为 0~0.62 MPa, 温度波动为 31.4~170 ℃; 管程的操作压力恒定为 -0.1 MPa, 温度波动为 7.8~170 ℃. 将两个时刻的载荷工况分别作为疲劳载荷分析的工况 C 和工况 D, 具体的疲

劳载荷工况如表 5 所示.

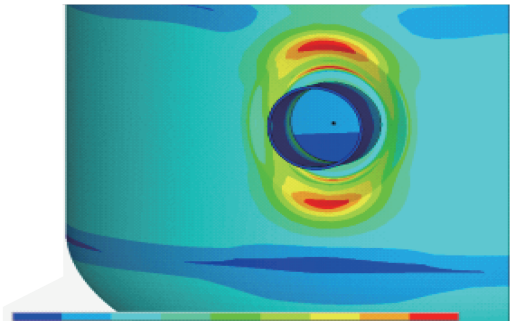
表 5 疲劳载荷工况
Tab.5 Fatigue loading conditions

载荷	管程		夹套	
	温度/℃	压力/MPa	温度/℃	压力/MPa
工况 C	7.8	-0.1	31.4	0.4
工况 D	170.0	-0.1	170.0	0.6

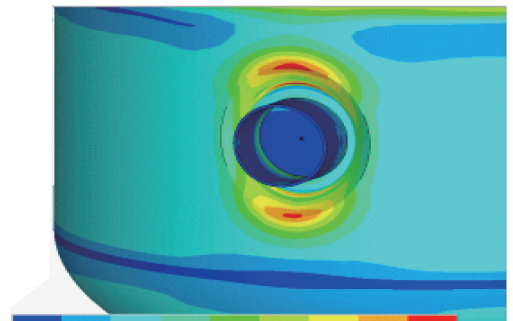
两种工况各自加载完成之后, 在 Ansys 中写入相应的载荷步, 在此设置两个载荷步, 然后用载荷步求解的方式统一求解, 将两种工况计算的整个应力场相减得两种工况之间每个节点的应力强度幅值 S_a 分布, 如图 10 所示.



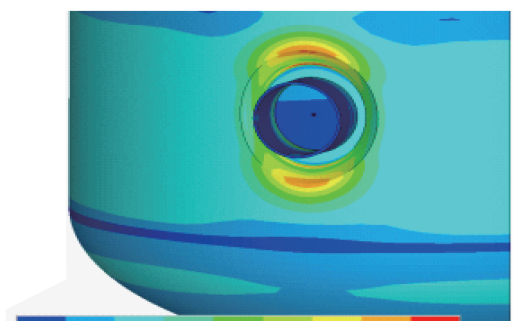
(a) $\alpha=25^\circ$



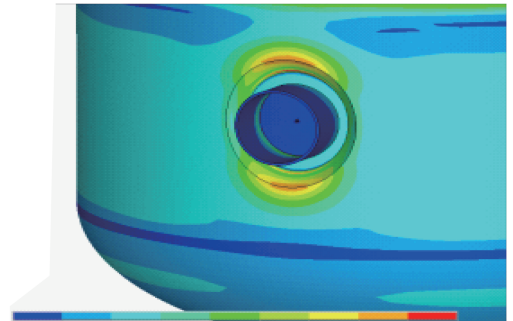
(b) $\alpha=30^\circ$



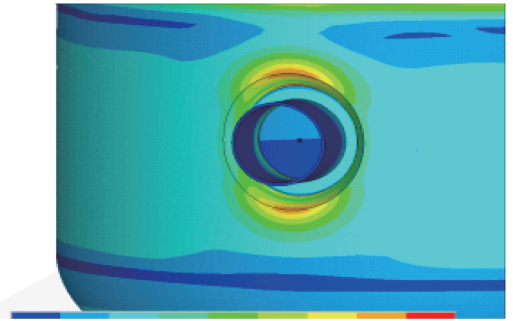
(c) $\alpha=35^\circ$



(d) $\alpha=40^\circ$



(e) $\alpha=45^\circ$



(f) $\alpha=50^\circ$

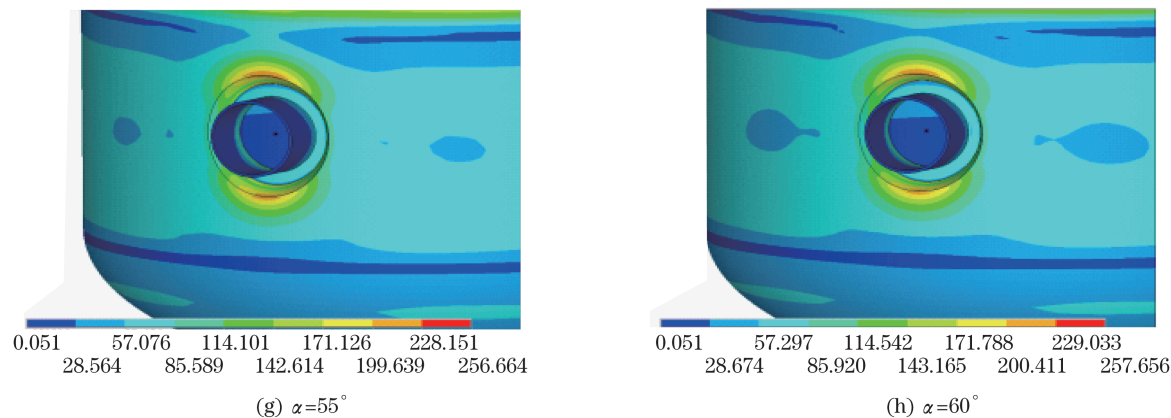


图 10 夹套不同翻边角度的应力幅值分布
Fig.10 Stress amplitude distribution at different flanging angles of jacket

为了更直接地比较各结构的疲劳性能,根据 ASME VIII-2^[12] 中的设计疲劳曲线计算方法,可基于 S_a 计算出疲劳循环次数 N . 计算公式为

$$N = 10^X \tag{1}$$

其中

$$\begin{cases} X = \frac{C_1 + C_3 Y + C_5 Y^2 + C_7 Y^3 + C_9 Y^4 + C_{11} Y^5}{1 + C_2 Y + C_4 Y^2 + C_6 Y^3 + C_8 Y^4 + C_{10} Y^5} \\ Y = \left(\frac{S_a}{C_{us}} \right) \cdot \left(\frac{E_{FC}}{E_T} \right) \end{cases} \tag{2}$$

其中, E_{FC} 为确定设计疲劳曲线的弹性模量; E_T 为平均温度下被评定的循环的材料弹性模量; C_{us} 为转化系数.

由于夹套材料为 Q345R,则疲劳曲线公式常数 C_i 取 ASMEVIII-2 中表 3.F.1 的碳钢疲劳公式常数,如表 6 所示.

表 6 碳钢的曲线公式常数
Tab.6 Constant of carbon steel

i	C_i	
	$48 < S_a < 214$	$214 < S_a < 3\ 999$
1	2.254 510	7.999 502
2	$-4.642\ 236 \times 10^{-1}$	$5.832\ 491 \times 10^{-2}$
3	$-8.312\ 745 \times 10^{-1}$	$1.500\ 851 \times 10^{-1}$
4	$8.634\ 66 \times 10^{-2}$	$1.273\ 659 \times 10^{-4}$
5	$2.020\ 834 \times 10^{-1}$	$-5.263\ 661 \times 10^{-5}$
6	$-6.940\ 535 \times 10^{-3}$	0.0
7	$-2.079\ 726 \times 10^{-2}$	0.0
8	$2.010\ 235 \times 10^{-4}$	0.0
9	$7.137\ 717 \times 10^{-4}$	0.0
10	0.0	0.0
11	0.0	0.0

将提取的 S_a 代入式(1)和式(2),计算得 N ,如表 7 所示.

表 7 疲劳循环次数
Tab.7 Fatigue cycle times

$\alpha/(^\circ)$	S_a/MPa	$N/\text{次}$
25	107.967	276 095
30	109.836	254 573
35	117.101	186 612
40	121.812	154 263
45	125.839	132 314
50	127.339	125 248
55	128.332	120 863
60	128.828	118 587

夹套翻边角度为 60° 时应力强度变化幅值是最大的,在此取最大的应力强度变化幅值进行疲劳校核^[13].该设备的疲劳设计循环次数为 40 000 次,则此时设备的累积使用系数 U 为

$$U = 40\ 000/118\ 587 = 0.337 < 1$$

夹套翻边角度为 60° 时结构的疲劳循环次数最少,此结构满足疲劳寿命的要求,则表明所研究的翻边角度都满足疲劳寿命的要求.

4 结 论

对比分析以上强度和疲劳循环次数计算结果,得出以下结论:

a. 应力强度变化幅值随着夹套翻边角度的增加而增大.当夹套角度大于 45° 时,随着夹套翻边角度的增加,应力强度变化幅值增加很小,应力增大值

在 5 MPa 以内;当夹套角度小于 30° 时,随着夹套翻边角度的继续减小,应力强度变化幅值减小不大,应力值减小在 4 MPa 以内.

b. 设备的疲劳循环次数随着夹套翻边角度的增加而减少,即夹套翻边角度越小抗疲劳性能越好.当夹套角度大于 45° 时,随着夹套翻边角度的增加,疲劳循环次数减少有限,大概在 13 727 次,占总循环次数的比重为 10% 左右.当夹套角度小于 30° 时,随着夹套翻边角度的继续减小,疲劳循环次数增加也很有限,大概占总循环次数的比重为 8% 左右.

c. 由以上分析可知,该设备夹套翻边角度越小越好,但是考虑到夹套翻边角度越小需要翻边的区域就越大,从成型工艺上使用胎模具的制造难度和成本都会显著增加,这样会使加工成本大大提高.因此从经济角度出发,在满足疲劳要求的现况下,该设备的推荐翻边角度范围为 $25^\circ \sim 30^\circ$.

参考文献:

- [1] 秦叔经,叶文邦.化工设备设计全书换热器[M].北京:化学工业出版社,2002.
- [2] 郑津洋,董其伍,桑芝富.过程设备设计[M].3版.北京:化学工业出版社,2010.
- [3] 中国国家标准化管理委员会.GB 150.1~150.4-2011,压力容器[S].北京:中国标准出版社,2012.
- [4] 马媛情.复杂载荷作用下带夹套排气冷却器关键技术研究[D].上海:上海理工大学,2012.
- [5] 苏文献,马嫫情,刘海刚.复杂载荷作用下带夹套管箱的静强度和疲劳强度分析[J].上海理工大学学报,2012,34(4):404-408.
- [6] 吴立军.管壳式换热器的优化设计[D].天津:天津大学化学工程,2008.
- [7] 国家质量技术监督局.GB 151-1999,管壳式换热器[S].北京:中国标准出版社,1999.
- [8] 李爱国.局部夹套结构的受力分析及计算方法探讨[J].石油化工设备技术,2006,27(6):24-27.
- [9] 苏文献,马振明,叶立,等.高压高温染色机机头箱的有限元强度分析[J].上海理工大学学报,2006,3(28):270-272.
- [10] 全国锅炉压力容器标准化技术委员会.JB4732-1995(2005确认),钢制压力容器——分析设计标准[S].北京:新华出版社,2007.
- [11] 王国军.MSC.Fatigue 疲劳分析实例指导教程[M].北京:机械工业出版社,2009.
- [12] ASME boiler and pressure vessel code[S].New York: The American Society of Mechanical Engineers,2013.
- [13] 刘桐.高温气冷堆蒸汽发生器管板的热应力与疲劳分析[D].北京:清华大学,2009.

(编辑:董 伟)