

[环保·安全]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2019.04.019

基于 ANSYS 的换热器管板应力评定

王战辉^{1,2}, 马向荣^{1,2}, 范晓勇^{1,2}, 高 勇^{1,2}

(1. 榆林学院 化学与化工学院, 陕西 榆林 719000;
2. 陕西省低变质煤洁净利用重点实验室, 陕西 榆林 719000)

摘 要:针对换热器管板受力情况复杂,传统的理论方法难以计算其内部应力分布的现象。借助 ANSYS 有限元分析软件,以管程、壳程同时开的瞬间工况和正常操作的稳态工况为研究对象,考察其等效应力分布规律;并对其进行应力评定。结果表明:远离换热管和管板的连接区域,等效应力呈均匀分布,为薄膜应力;最大等效应力出现在换热管外表面和管板与壳体的连接处;温度变化明显的地方,热应力也相对较大;对7种工况进行应力评定,针对危险工况,进行改进,效果明显。研究结果对于管板的安全可靠运行提供一定的技术保障。

关 键 词:换热器;应力评定;管板;ANSYS 软件;等效应力

中图分类号:TQ051.5 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2019)04-0100-05

Stress Assessment of Heat Exchanger Tube Sheet Based on ANSYS

WANG Zhanhui^{1,2}, MA Xiangrong^{1,2}, FAN Xiaoyong^{1,2}, GAO Yong^{1,2}

(1. School of Chemistry and Chemical Engineering, Yulin University, Yulin, Shaanxi 719000, China;
2. Shanxi Key Laboratory of Low Metamorphic Coal Clean Utilization, Yulin, Shaanxi 719000, China)

Abstract: In view of complex stress situation of heat exchanger tube sheet, it is difficult to calculate internal stress distribution by traditional theoretical methods. With the help of ANSYS finite element analysis software, instantaneous working condition of both tube and shell side and steady working condition of normal operation were taken as research objects, and the distribution law of equivalent stress was investigated, and the stress was evaluated. The results show that the equivalent stress distributes evenly away from junction area of heat exchanger tube and tube sheet, and is thin film stress; the maximum equivalent stress occurs on the outer surface of heat exchanger tube and junction between tube sheet and shell; where temperature changes obviously, thermal stress is relatively large; stress assessment is carried out for seven working conditions, and for dangerous working conditions, the maximum equivalent stress occurs on outer surface of heat exchanger tube and junction between tube sheet and the result is obvious. The research results provide certain technical guarantee for safe and reliable operation of tube sheet.

Keywords: heat exchanger; stress assessment; tube sheet; ANSYS; equivalent stress

在工业生产中,由于换热设备的用途、物料性质、工作条件、工艺要求等的不同,便衍生出了不同结构形式的换热设备,其中使用最为广泛的是管壳式换热器^[1]。虽然管壳式换热器在传热效率、结构紧凑性(换热器在单位体积中的传热面积)、传热强度和单位面积上的金属消耗量等方面无法与一些新型高效紧凑

式换热器相比,但由于其操作温度与压力范围较大、结构坚固、清洗方便、制造成本低、处理量大、工作可靠等优势,逐渐被各行各业广泛使用,尤其是石油化工领域^[2]。管壳式换热器内部包含2种流体:一种在换热管内流动,称之为管程流体;另外一种在换热管外流动,称之为壳程流体。常见的管壳式换热器有固定管

收稿日期:2018-11-14;修回日期:2018-05-08

基金项目:国家自然科学基金项目(51762042);陕西省教育厅专项科学研究计划项目(17JK0901);陕西省教育厅重点科学研究计划(重点实验室)(19JS069)。

第一作者简介:王战辉(1985),男,河南漯河人,硕士,讲师,主要研究方向为设备节能与强化、现代分离技术研究。E-mail: wangzhanhui15@163.com

板式、填料函式、U 形管式和浮头式等,换热器壳体一般设计成圆筒形,内部安装有换热管,换热管两端固定在管板上^[3]。

管板就是在圆形钢板上钻出比管子外径略大一些的孔,将管子穿入孔中并焊接固定,它的作用是支撑换热管、将管程流体和壳程流体分隔开来、承受管程压力、壳程压力和温度压力^[4]。管板不仅起支撑换热管的作用,还将管程流体和壳程流体隔离,因此不仅承受管程流体压力还承受壳程流体压力的作用,除了管程压力和壳程压力之外,由于管程流体和壳程流体温度不同,所以管板还承受温差应力的作用,而管板的厚度对管程压力、壳程压力、温差应力的影响是不一样的,要承受较高的管程压力和壳程压力,管板的厚度就要增大,管板厚度的增大则会引起温差应力的增大,因此,管板的受力情况极其复杂,除了要考虑管程压力和壳程压力,还要考虑温差应力,只有同时满足这 3 种压力,才能保证管板的安全性。管板变形情况和受力情况对整台换热器能否安全运行起着决定性的作用,所以正确地分析管板的受力情况并对其进行安全评定对保证整台换热器的安全运行起着非常重要的作用^[5]。管板作为管壳式换热器重要的承压元件之一,它的结构和受力情况均非常复杂,因此国内外学者对管板进行了深入的研究,并颁布了很多管板设计标准和规范,但是这些标准和规范普遍偏保守,虽然安全性能得到保障,但是经济性不能达到要求,使用户的使用成本上升,造成了一些不必要的浪费,更重要的是,用传统的方法要准确地计算出管板的受力情况是十分困难的,甚至是不可能的^[6-9]。因此,笔者借助 ANSYS 有限元分析软件,以管程、壳程同时开的瞬间工况和正常操作的稳态工况为研究对象,考察其等效应力分布规律;对温度载荷、管程压力和壳程压力 3 种载荷进行组合,得到 7 种不同工况下的应力分布云图;选取 4 条危险路径进行应力评定,找出危险工况,并进行改进,为管板的安全可靠运行提供一定的技术保障。

1 模型的选取与建立

所研究的换热管是正三角形排列,建立模型时做以下假设:1) 选取模型时只考虑管板、壳体和换热管部分;2) 换热管与管板采用胀焊连接,建模的时候可以认为 2 者是一个整体,不需要考虑 2 者之间的接触关系;3) 考虑管板模型的几何对称性,只选取管板的 1/4 结构进行建模。

1.1 管板的几何尺寸及其物理性能参数

换热器管板材料为 0Cr18Ni10Ti,弹性模量为 193

GPa,泊松比为 0.3,屈服极限为 205 MPa,抗拉极限为 520 MPa,导热系数为 $16.1 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$,线膨胀系数为 $16.6 \text{ mm}/^\circ\text{C}$ 。管板厚度 H 为 74 mm,壳体内径 R 为 250 mm,壳体厚度 t_1 为 8 mm,换热管外半径 r 为 16 mm,换热管厚度 t_2 为 3.5 mm,换热管数为 121,呈正三角形排列。根据边缘效应的影响长度公式: $\Delta L \geq 2.5 \sqrt{Rt}$ (此处 t 为换热管厚度),求得换热管需要保留的外伸长度 $\Delta L \geq 73.9 \text{ mm}$,壳体需要保留的外伸长度 $\Delta L \geq 114 \text{ mm}$,所以,选取模型时取换热管相对于管板的外伸长度为 76 mm,壳体相对于管板的外伸长度为 2 000 mm^[10]。利用换热器管板合壳体的几何与载荷的轴对称性,选取所见管板的 1/4 进行建模,所建三维几何模型如图 1 所示。

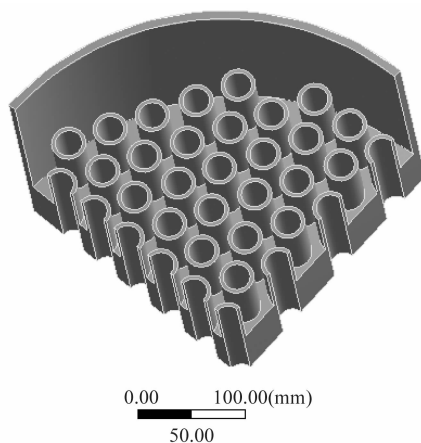


图 1 管板三维几何模型

Figure 1 Three dimensional geometric model of tube sheet

1.2 施加载荷及约束条件

考虑设备的实际操作情况,忽略重力、风载荷以及地震载荷的影响,主要考察温度载荷 T 和压力载荷 P 的影响,其中压力载荷又分为管程压力 P_i 和壳程压力 P_s ^[11-13]。管程温度设定为 220°C ,壳程温度设定为 150°C 。管板两端的换热管外伸长度为 76 mm,相对于管子总长 1 500 mm 来说是比较短的,所以认为换热管外表面温度均为 150°C ,内壁面温度均为 220°C ,其余部分均为绝热。管程压力 P_i 为 5.0 MPa,壳程压力 P_s 为 0.8 MPa。在进行分析时,对 3 种载荷进行组合,可以得到 7 种不同的操作工况如表 1 所示。

在分析过程中,所有工况下的约束条件都是一样的,即对换热管截面施加法向位移为 0 的约束,对 1/4 管板的 2 个截面也分别施加法向位移为 0 的约束。

表1 7种操作工况

Table 1 Seven operation conditions

工况	载荷组合	工况描述
1	$P_t + P_s$	管程和壳程同时开的瞬间
2	$P_t + P_s + T$	正常操作的稳态工况
3	P_t	管程先开的瞬间
4	P_s	壳程先开的瞬间
5	T	管程和壳程同时停的瞬间
6	$P_t + T$	壳程先停的瞬间
7	$P_s + T$	管程先停的瞬间

2 等效应力结果分析及应力评定

以管程、壳程同时开的瞬间工况和正常操作的稳态工况为研究对象,考察其应力分布规律;选取了4条危险路径对这7种工况进行应力评定,找出危险工况,并进行改进^[14]。

2.1 等效应力云图

2.1.1 管程、壳程同时开的瞬间

在开车时,若同时打开管程和壳程进出口,此时管板还没有充分与管程流体和壳程流体进行热传递,所以管板2侧基本没有温差,温差应力 T 表现不明显,可以忽略不计,只有管程压力 P_t 和壳程压力 P_s 的作用(工况1)。等效应力分布云图如图2所示,可以看出,远离换热管和管板的连接区域,等效应力大小基本维持不变,呈均匀分布,为薄膜应力,而且管程应力大于壳程应力;最大等效应力出现在换热管外表面和管板与壳体的连接处,这些部位都是几何形状不连续处,由于几何形状不连续会引起的不连续应力,不连续应力的分布特点是局部性和自限性,在局部区域内,应力迅速增大,超过一定区域后,应力迅速衰减至薄膜应力。

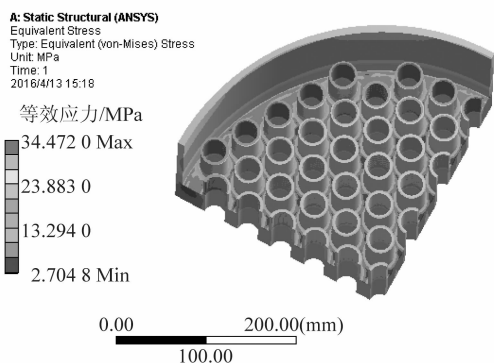


图2 工况1等效应力分布云图

Figure 2 Equivalent stress distribution of working condition 1

2.1.2 正常操作的稳态工况

当换热器在正常工作时就会出现这种工况,该工

况也是设备运行中的一种最重要的工况,同时受壳程压力 P_s 、管程压力 P_t 和温度载荷 T 共同作用(工况2)。管程温度和壳程温度都存在,所以管板2侧温度不一致,会出现温度梯度,而管板是被固定在壳体里的,所以管板的膨胀收缩变形受到限制,会产生温差应力。在只导入温度载荷的情况下,温度分布云图如图3所示,可以看出,管板主体温度趋近于管程温度,只有在管板与壳程相连接的地方,温度趋近于壳程温度,也称为表皮效应。

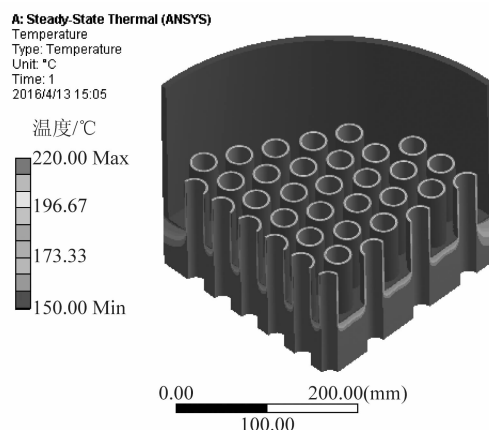


图3 温度分布云图

Figure 3 Temperature distribution cloud chart

在温度分布云图的基础上施加管程压力 P_t 和壳程压力 P_s ,等效应力分布云图如图4所示,可以看出,与工况1类似,也出现了不连续应力,最大等效应力分布在壳体与管板的连接处,最大等效应力为325.660 MPa,与工况1(管程压力和壳程压力共同作用)的最大值34.472 MPa相比,明显大得多,说明温差应力对正常操作工况下的整体应力分布有很重要的影响,不能忽略温差应力,温度变化明显的地方,热应力也相对较大。

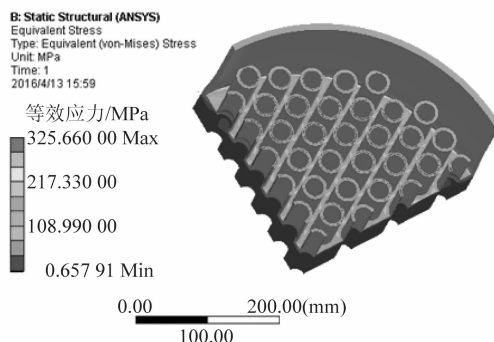


图4 工况2等效应力分布云图

Figure 2 Equivalent stress distribution of working condition 2

工况 3~7 的管板等效应力分布云图如图 5 所示。对于存在温差应力的工况如工况 5、工况 6、工况 7,最大等效应力均在 300 MPa 以上,数值偏大,容易发生强度失效,安全性不能保障,因此有必要对 7 种工况进行安全评定。

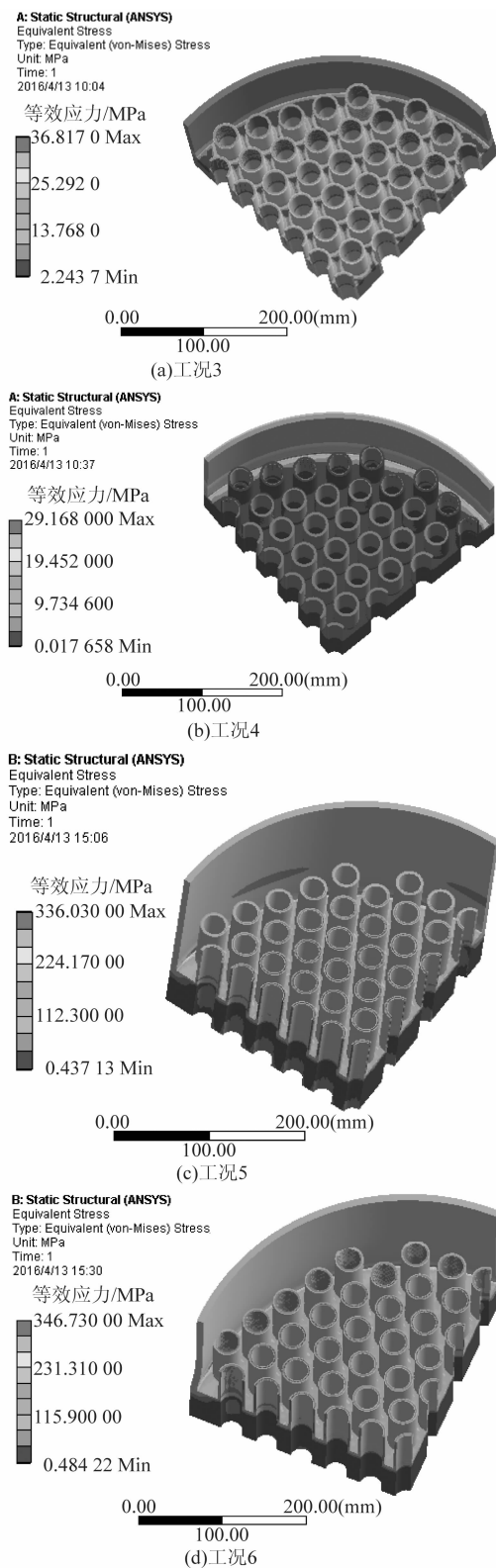


图 5 工况 3~7 等效应力分布云图

Figure 5 Equivalent stress distribution of working condition 3~7

2.2 应力评定

对模型做应力评定是保证设备正常运行的重要手段,从应力分布云图中确定最大应力分布截面,并选取危险路径,沿该路径进行应力线性化处理,为最后的应力评定提供直观的依据。因此,在管板模型上选取了 4 条路径:PATH1-1 为管板与壳体连接处的壳体厚度,方向从壳体内到壳体外;PATH2-2 为管板与壳体连接处的管板厚度,方向从管程指向壳程;PATH3-3 为换热管与管板连接处的管板厚度,方向从管程指向壳程;PATH4-4 为管板上未开孔区域的管板厚度,方向从管程指向壳程。

按照 JB 4732,强度校核的判据有以下 3 个:

- 1) 一次局部薄膜应力 P_L 小于等于 $1.5KS_m$;
- 2) 一次局部薄膜应力加一次弯曲应力即 $P_L + P_b$ 小于等于 $1.5KS_m$;
- 3) 一次局部薄膜应力加一次弯曲应力加二次应力即 $P_L + P_b + Q$ 小于等于 $3S_m$ 。

其中 K 为载荷系数,大小与模型所受载荷种类相关,对于承受管程压力、壳程压力、温差应力的管板来说, K 取 1; S_m 称为应力强度,大小为 127 MPa。

7 种操作工况应力评定结果如表 2 所示。

由表 2 应力评定结果可以看出,有温度载荷的工况 2、工况 5、工况 6、工况 7 评定结果中路径 1-1 均不合格,而且工况 6 的等效应力值最大,所以工况 6 为最危险的工况。采用增加壳体与管板焊接处过渡圆弧半径的方法对工况 6 进行改进,若改进后的模型在工况 6 下应力评定结果合格,则其他几种危险工况均可视为合格。在壳体与管板连接处增加一个半径为 3 mm 过渡圆弧后,其工况 6 的应力评定结果如表 3 所示。

表2 7种操作工况应力评定结果
Table 2 Assessment results of seven
operating conditions

工况	路径	应力/MPa			评定 结果
		P_L	$P_L + P_b$	$P_L + P_b + Q$	
1	1-1	10.58	23.68	24.63	合格
	2-2	6.68	8.78	24.63	合格
	3-3	11.47	12.98	20.93	合格
	4-4	10.56	11.82	11.72	合格
2	1-1	154.92	210.09	219.30	危险
	2-2	35.97	118.20	219.30	合格
	3-3	11.36	53.58	177.11	合格
	4-4	10.58	44.98	212.99	合格
3	1-1	9.63	11.57	12.06	合格
	2-2	7.29	7.84	12.06	合格
	3-3	10.84	12.10	20.21	合格
	4-4	9.87	10.46	10.46	合格
4	1-1	4.18	17.53	19.26	合格
	2-2	1.23	4.27	19.26	合格
	3-3	0.74	1.44	2.60	合格
	4-4	0.78	1.40	1.42	合格
5	1-1	147.03	213.55	223.95	危险
	2-2	29.70	113.39	223.95	合格
	3-3	11.83	47.97	117.55	合格
	4-4	15.60	65.52	196.17	合格
6	1-1	155.71	224.72	235.50	危险
	2-2	36.52	121.08	235.50	合格
	3-3	10.95	51.90	177.08	合格
	4-4	12.54	58.70	202.04	合格
7	1-1	146.11	198.85	207.72	危险
	2-2	29.00	110.33	207.71	合格
	3-3	11.19	47.20	177.31	合格
	4-4	14.90	64.12	196.41	合格

表3 工况6改进后的应力评定结果
Table 3 Assessment after improvement of
working condition 6

路径	应力/MPa			评定 结果
	P_L	$P_L + P_b$	$P_L + P_b + Q$	
1-1	137.090	170.200	172.570	合格
2-2	31.618	105.580	159.040	合格
3-3	12.663	57.086	186.520	合格
4-4	12.564	57.753	205.510	合格

应力评定结果显示合格,说明在壳体与管板连接处增加过渡圆角可以明显改善此处的应力分布情况,提高管板的安全性。

3 结论

1) 远离换热管和管板的连接区域,等效应力呈均匀分布,为薄膜应力;最大等效应力出现在换热管外表面和管板与壳体的连接处,为由几何形状不连续引起的不连续应力。

2) 由温度分布云图可以看出,管程和壳程出现温度梯度,又称为表皮效应。而且温差应力对整体应力分布有很重要的影响,温度变化明显的地方,热应力也相对较大。

3) 对7种工况进行应力评定,针对危险工况,进行改进,效果明显。

参考文献:

- [1] 谭蔚,聂清德. 化工设备设计基础[M]. 天津:天津大学出版社, 2007:155-156.
- [2] 郑津洋,董其伍,桑芝富. 过程设备设计[M]. 北京:化学工业出版社, 2005:186.
- [3] 潘国昌,郭庆丰. 化工设备设计[M]. 北京:清华大学出版社, 1996:214.
- [4] 巨智勇,靳士兰. 过程设备机械基础[M]. 北京:国防工业出版社, 2005:34.
- [5] 季维英. 管壳式换热器管板应力的三维有限元分析[D]. 南京:南京理工大学, 2006:23.
- [6] 赵艳. 浮头式换热器的结构设计透析[J]. 山东工业技术, 2018, 3(4):4.
- [7] 刘磊,宋天民,管建军. 基于 FIUENT 的管壳换热器壳程流场数值模拟与分析[J]. 轻工机械, 2012, 30(1):18.
- [8] 董其伍,谢建,刘敏珊,等. 管壳式换热器模拟中壁面函数选择分析[J]. 石油机械, 2009, 37(2):41.
- [9] 李子林,盛斌,臧国强. 固定管板式换热器有限元分析及应力评定[J]. 化工装备技术, 2013, 34(1):35.
- [10] 张景欣,彭冬根,魏昊然. 基于线热源模型的垂直 U 型埋管换热器的换热分析[J]. 流体机械, 2015, 43(4):78.
- [11] 许进文,谢红笑. 基于 ANSYS 的特殊结构换热器管板应力分析[J]. 石油和化工设备, 2017, 20(1):23.
- [12] 许志鹏,杨峻. 应用 ANSYS 对热管换热器管板应力的有限元分析[J]. 机械制造与自动化, 2016, 15(6):128.
- [13] 郭崇志,周洁. 固定管板式换热器的温差热应力数值分析[J]. 化工机械, 2009, 36(1):43.
- [14] 叶增荣. 非对称薄管板换热器的有限元分析[J]. 压力容器, 2016, 33(12):30.