

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2015.01.005

倒锥密封端盖结构优化

周鹏飞¹, 赵福兴¹, 潘兵兵²

(1. 江苏省特种设备安全性能监督检验研究院苏州分院, 江苏 苏州 215031;

2. 中石化南京工程有限公司, 江苏 南京 211100)

摘 要:针对国内对倒锥密封端盖研究不足、缺乏设计理论指导、参数设置不够合理等问题,借助于 ANSYS 软件对某公司生产的倒锥密封端盖进行应力强度分析;选取轴向变形 U_Y 为目标函数,以最大应力 $S_{\max}$ 为状态变量,以 R_b/R_a 、 l_d/R_a 、 l_c/R_a 作为设计变量,建立了优化设计数学模型;并在此基础上,运用 ANSYS 优化设计功能对其进行了优化分析。结果表明:当 $l_d/R_a \approx 0.13$ 、 $R_b/R_a \approx 0.68$ 、 $l_c/R_a \approx 0.28$ 时结构较为合理。通过优化前后对比,最大应力 $S_{\max}$ 减小了 46.9%,最大轴向变形 U_Y 减小了 50.6%,优化效果明显。

关 键 词:螺旋板换热器;倒锥端盖;ANSYS 软件;优化设计

中图分类号:TQ051.5;TP391 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2015)01-0014-04

Structure Optimization of Reversed Cone Sealed Cover

ZHOU Pengfei¹, ZHAO Fuxing¹, PAN Bingbing²

(1. Special Equipment Safety Supervision Inspection Institute of Jiangsu Province Suzhou Branch, Suzhou, Jiangsu 215031, China; 2. Sinopec Nanjing Engineering & Construction Inc., Nanjing 211112, China)

Abstract: Aimed at the problem of inadequate study, lacking design theory guidance, unreasonable parameter settings to the inverted cone sealing cover in China, the stress intensity of sealing cover was analyzed by ANSYS; the axial deformation U_Y was selected as objective function, the maximum stress $S_{\max}$ as state variables, R_b/R_a , l_d/R_a and l_c/R_a as design variables, and the optimization design mathematical model was established; then it was optimized by optimization function of ANSYS. Analysis shows that while $l_d/R_a \approx 0.13$, $R_b/R_a \approx 0.68$, $l_c/R_a \approx 0.28$, the structure is reasonable. Through the optimization, the maximum stress $S_{\max}$ decreased by 46.9%, the maximum axial deformation U_Y decreased by 50.6%, which shows the optimization effect is obvious.

Key words: spiral heat exchanger; reversed cone sealed cover; ANSYS; optimum design

螺旋板换热器因其具有体积小、效率高、制造简单、成本较低、能进行低温差热交换等优点,近年来被广泛地应用于化学工业、机械工业等领域^[1-4]。但由于其承压能力有限,限制了其应用范围(根据我国颁布的 JB/T 4751-2003《螺旋板换热器》,其适用范围为工程压力小于等于 2.5 MPa)。而目前国外螺旋板换热器知名生产企业可以生产工程压力 4.5 MPa 以上的产品^[5]。由于螺旋板换热器主体是螺旋板和端盖,端盖的轻微变形都将导致 2 个通道之间的介质混流,所以密封端盖作为螺旋板换热器的关键部件,其结构的好坏直接决定着承压能力大小和是否会泄漏失效^[6-7]。瑞典 Alfa Laval 公司研发的倒锥密封端盖,大大提高

螺旋板式换热器的耐压能力和密封性能。倒锥密封端盖结构在 90 年代引入我国,但由于国外的技术保密,国内对其研究不足,目前仍处在仿造阶段。随着螺旋板换热器的应用越来越广泛,借鉴和吸收国外经验,并将其实现国产化是目前研究的重要内容。ANSYS 有效地将有限元法和优化技术有机结合,使参数设计更加合理,从而达到节省费用及轻量化的目的^[8-10]。本文利用 ANSYS 强大的优化设计功能对倒锥密封盖结构主要参数进行了优化分析。

1 倒锥密封端盖结构及设计参数介绍

根据压力容器厂提供的设计参数,螺旋板换热器的设计温度 150 °C,材料为 Q345R,设计压力 1.0

收稿日期:2014-06-02;修回日期:2014-08-10

作者简介:周鹏飞(1985),男,河南平顶山人,硕士,主要从事承压类设备监督检验及定期检验工作。E-mail:306094388@qq.com

MPa,弹性模量为 $E = 1.94 \times 10^5$ MPa,泊松比为 $\mu = 0.3$,许用应力 $S_m = 183$ MPa。采用倒锥密封端盖,其结构如图1所示,各几何参数为:基础板半径 $R'_a = 600$ mm,基础板厚 $t'_a = 36$ mm,加强筋中心半径 $R'_b = 330$ mm,加强筋厚度 $t'_b = 20$ mm,加强筋伸出高度 $l'_d = 19$ mm,内外支撑板与加强筋距离 $l'_c = 135$ mm,加强筋高度 $l'_b = l'_c + l'_d = 154$ mm,内外支撑板厚度 $t'_c = 6$ mm,支撑板与基础板角度 $\alpha' = 45^\circ$ 。

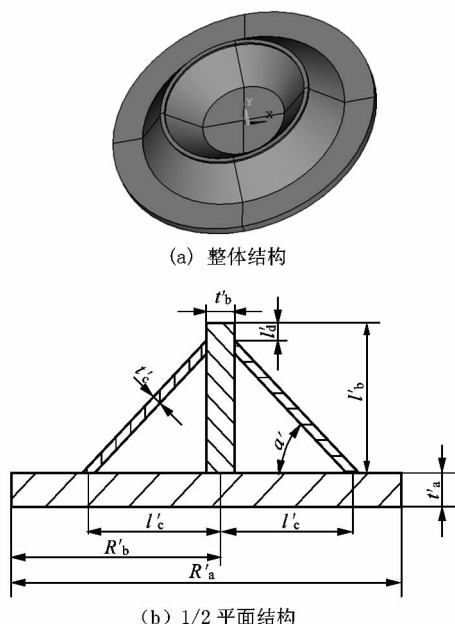


图1 倒锥密封端盖结构

Figure 1 Structure of reversed cone sealed cover

2 有限元分析

2.1 有限元建模及边界条件施加

根据倒锥密封端盖结构特性和载荷特性,采用中心对称模型进行分析。根据以上几何参数建立二维模型。为获得较好的计算精度,采用二维实体单元 SHELL82 进行计算,网格划分如图2所示。

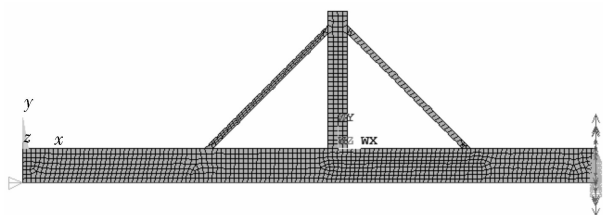


图2 有限元分析模型

Figure 2 Finite element analysis model

施加约束方面,因本文主要研究平板抗变形能力,所以忽略周边螺栓或快开结构对变形的影响,平板简化为简支结构,周边施加轴向约束。

施加载荷方面,因实际模型为端盖下面是2个螺旋形通道,分别承受不同的压力,所以简化处理,假设端盖底部承受较大通道的压力,这样是保守的计算,以下分析取底板承受压力 $P = 1.0$ MPa。

2.2 应力分析

设计参数下的应力云图如图3所示。图3表明在加强筋到基础板中心区域内应力较小,随着半径的增大应力开始增大,在外支撑板与基础板相交处的外边缘应力达到最大值。在此处主要受到结构的不连续性及弯曲应力的影响,产生较大的应力,最大应力为 274.6 MPa。轴向变形云图如图4所示。由于倒锥密封端盖中心没有轴向约束,在压力的作用下轴向变形最大,随着半径的增大轴向变形越来越小,中心处轴向变形最大,为 1.563 mm。

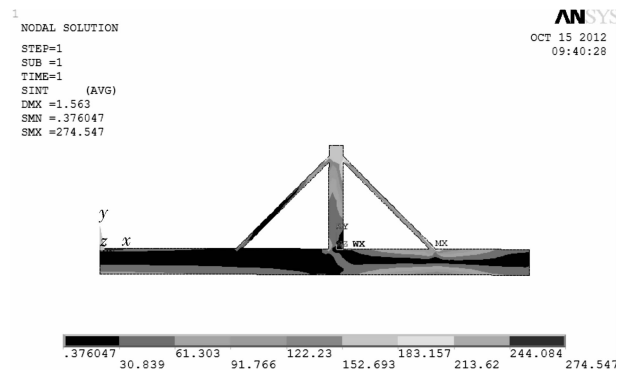


图3 应力云图

Figure 3 Stress nephogram

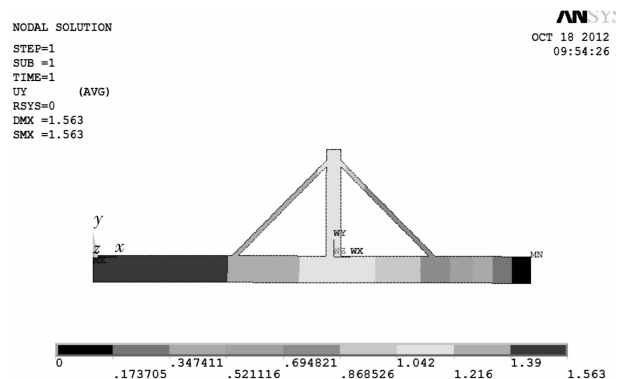


图4 轴向变形云图

Figure 4 Axial deformation nephogram

3 优化设计

3.1 参数优化

在可拆卸式螺旋板换热器中,为使倒锥密封端盖的密封效果达到要求,除要满足强度要求外还要使其变形较小。倒锥密封端盖的最大变形主要为轴向变形,故选最大轴向变形 U_Y 为目标函数,同时轴向变形

应满足刚性的要求。由应力分析已知最大应力点主要受弯曲应力影响,根据 JB4732-95 对强度的评定可知最大应力 $S_{\max}$ 应当小于 1.5 倍材料许用应力 S_m ,故选用其为状态变量;影响轴向变形 U_Y 的参数主要有 R_b 、 l_d 、 l_c ,为了使分析的结果具有可比性和参照性,因此设定 3 个设计变量分别为 R_b/R_a 、 l_d/R_a 、 l_c/R_a ,其中 $0 < R_b < R_a$, $0 < l_c < 0.5R_a$, l_d 是 1 个大于等于 0 的值,上限暂设为 $0.2R_a$,根据收敛情况重新调整;设定 U_Y 为目标函数,其他参数不变,对倒锥密封端盖建立结构优化设计数学模型为

$$\begin{cases} U_Y = F(\mathbf{X}) \\ 0 < R_b/R_a < 1.0 \\ 0 \leq l_d/R_a < 0.2 \\ 0 < l_c < R_a < 0.5 \\ S_{\max} \leq 1.5S_m \\ \mathbf{X} = [x_1, x_2, x_3]^T = [R_b/R_a, l_d/R_a, l_c/R_a]^T \end{cases}$$

3.2 优化结果

运用 ANSYS 对上述优化设计模型进行分析,结果如下:

1) 图 5 为设计变量 R_b/R_a 、 l_d/R_a 、 l_c/R_a 分别与迭代次数的关系图,从中可以看出经过 10 次左右的迭代,3 个设计变量都趋于稳定,收敛效果较好,对应值分别为 $l_d/R_a \approx 0.13$ 、 $R_b/R_a \approx 0.68$ 、 $l_c/R_a \approx 0.28$;

2) 图 6 为状态变量最大应力 $S_{\max}$ 与迭代次数的关系图,从中可以看出经过大概 3 次左右的迭代,最大应力 $S_{\max}$ 趋于稳定,约为 146 MPa,收敛效果较好;

3) 图 7 为目标函数轴向变形 U_Y 与迭代次数的关系图,从中可以看出经过大概 3 次左右的迭代,轴向变形 U_Y 趋于稳定,此时对应的 U_Y 约为 0.77 mm,收敛效果较好。

3.3 优化结果分析

优化前后的参数变化如表 1 所示。

表 1 优化前后参数对比

Table 1 Contrast between parameters before and after optimization

参数	R_b/R_a	l_d/R_a	l_c/R_a	$\alpha/(^\circ)$	$S_{\max}/\text{MPa}$	U_Y/mm
优化前	0.550	0.025	0.225	45	274.6	1.563
优化后	0.676	0.133	0.274	45	145.9	0.772

由表 1 可以看出,优化后的结构最大应力由优化前的 274.6 MPa 减小到 145.9 MPa,减少 46.9%;在轴向变形中优化前为 1.563 mm,优化后为 0.772 mm,轴向变形减小了 50.6%,优化效果明显。

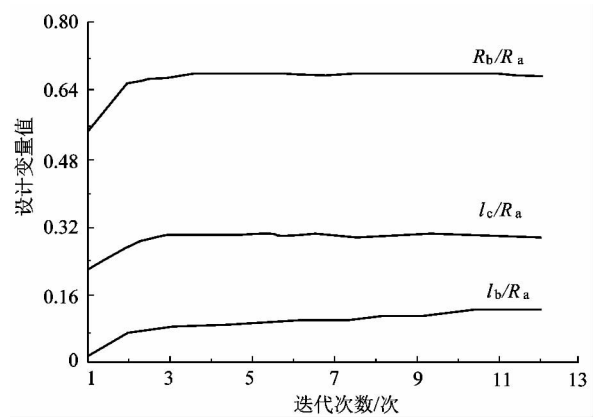


图 5 设计变量与迭代次数的关系图

Figure 5 Relational graph of design variables and iterations

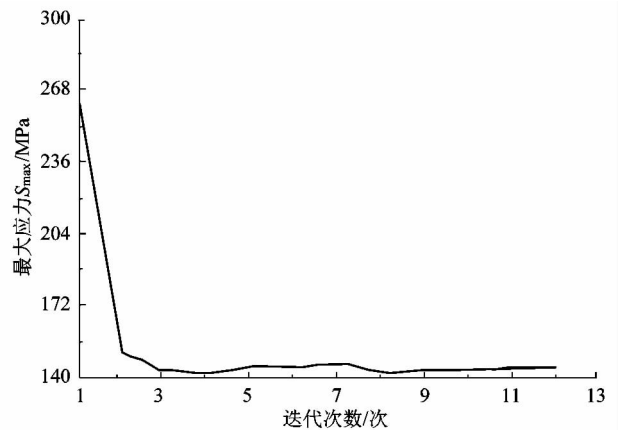


图 6 状态变量 $S_{\max}$ 与随迭代次数的关系图

Figure 6 Relational graph of state variables $S_{\max}$ and iterations

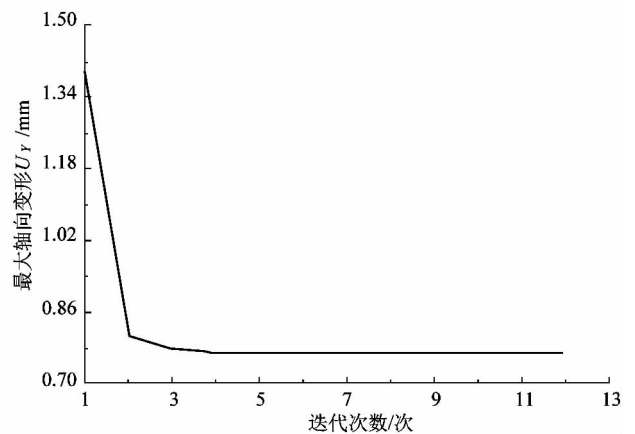


图 7 目标函数 U_Y 与迭代次数的变化关系图

Figure 7 Relational graph of objective function U_Y and iterations

(下转第 20 页)