

[环保·安全]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2016.03.022

基于 ANSYS 的矩形容器强度分析及结构优化

卢艳玲, 董金善, 朱星榜, 姚 扬, 赵 宁

(南京工业大学 机械与动力工程学院, 江苏 南京 211816)

摘 要:针对传统的矩形容器设计方法存在的局限性以及设计过于保守的弊端,提出了利用 ANSYS 分析软件对矩形截面容器结构进行强度分析和疲劳分析,并得到了该矩形容器结构应力分布规律,最大应力发生在筒体的倒圆角处且最大应力强度值为 279.409 MPa。在满足强度和抗疲劳性能的要求下,以矩形容器结构的质量最轻为目标函数,利用 ANSYS 优化模块对矩形容器结构进行优化分析,使得优化后质量降低 18.86%,有效的降低了制造生产成本,提高企业经济效益。

关 键 词:矩形容器;强度分析;疲劳分析;有限元法;结构优化

中图分类号:TH771.4

文献标志码:A

文章编号:1005-2895(2016)03-0092-05

Strength Analysis and Structure Optimization of Rectangular Vessel Based on ANSYS

LU YanLing, DONG Jinshan, ZHU Xingbang, YAO Yang, ZHAO Ning

(College of Mechanical and Power Engineering, Nanjing Tech University of Technology, Nanjing 211816, China)

Abstract: The traditional rectangular vessel design method has its own limitation and is too conservative. To solve the problem, this paper applied the ANSYS analysis software to deal with intensity stress and fatigue analysis of the rectangular vessel structure, and the overall stress distribution was retained. The maximum stress was occurred in the fillet of the cylinder and the stress intensity value was 279.409 MPa. Under the condition of meeting the requirements of strength and fatigue resistance, taking the overall minimum weight of the rectangular vessel structure as objective function, applying ANSYS optimization module to optimize analysis of rectangular vessel made the general weight of rectangular vessel structure decrease by 18.86% and further effectively reduced manufacturing cost and improved the economic benefit of enterprises after optimization.

Key words: rectangular vessel; intensity stress analysis; fatigue analysis; finite element method; structure optimization

压力蒸气灭菌器主要有圆形和矩形 2 类,虽然圆形容器制造简单、用材少、强度高,但矩形容器具有制造简单、安装容易、空间利用率高、占地面积小、传热效率高等优点^[1],广泛应用于医疗、制药、餐饮等各个领域。国内外很多学者针对灭菌器的灭菌效果及监测进行了大量的研究,然而关于矩形蒸气灭菌器结构强度分析的研究却很少,矩形蒸气灭菌器壳体结构包括绕带式 and 夹套式 2 种结构形式,文献[2]利用有限元软件分析单层矩形灭菌器的应力分布规律并与实验值作比较,但却没有考虑结构的抗疲劳性能;文献[3]对多

种结构的脉动真空灭菌器进行数值对比分析,表明在满足密封良好的情况下,绕带式灭菌器为较为理想结构;文献[4-6]采用不同分析方法对夹套式灭菌器内腔开裂原因进行分析,得出疲劳并不是产生裂纹的根本原因,但却可以促使裂纹源的生成。由以上研究可以发现灭菌器的壳体受到内压作用的影响较大,而且工作过程中具有进汽、抽汽过程,结构可能会出现疲劳失效。同时由于传统的设计方法^[7]具有局限性,且针对矩形容器的结构设计主要采用试算法,壳体的厚度及加强筋的尺寸的选取也因人而异,为了满足结构的安

收稿日期:2015-10-23;修回日期:2016-01-20

作者简介:卢艳玲(1989),女,黑龙江绥化人,硕士研究生,主要研究方向为过程装备现代设计方法。E-mail:945033295@qq.com

全性能,设计过于保守,从而导致生产成本增加,市场竞争力降低,因此同时对矩形蒸气灭菌器的矩形壳体进行强度分析和疲劳分析及结构的优化,对实际工程设计具有一定的参考意义。

运用 ANSYS 参数化语言 APDL 建立了矩形容器模型,对其进行强度及疲劳分析,同时满足应力强度和抗疲劳性能强度要求的情况下,采用有限元优化设计分析方法^[8-9]对矩形容器结构进行优化设计,使结构质量降低,设计更趋于合理,从而降低生产成本。

1 有限元模型及载荷

1.1 结构尺寸

以某公司 1.5 m³ 压力蒸气灭菌器的矩形壳体结

表 1 结构尺寸

Table 1 Structure dimension

壳体长 L/mm	$L_1 \times L_2 \times \delta_1 /$ (mm × mm × mm)	壳体倒圆 半径 r/mm	加强筋宽度 B_1/mm	加强筋高度 H_1/mm	壳体厚度 δ/mm	相邻两加强筋中心线 间距 L_s/mm	加强筋个数 N/mm	门框 $L_3 \times L_4 \times \delta_2 /$ (mm × mm × mm)
1 900	1 050 × 750 × 8	60	100	50	5	270	7	1 280 × 980 × 25

1.2 材料的性能及基本参数条件

矩形蒸气灭菌器的设计参数为:夹套设计压力为 0.25 MPa,工作压力为 0.22 MPa,壳体设计压力 0.18 MPa,工作压力为 0.16 MPa,设计温度为 131 ℃,工作温度为 126 ℃,累计循环总次数 50 000 次。壳体材料 S30408,加强筋及门框材料为 Q235-B,材料主要性能参数如表 2 所示。

表 2 材料主要性能参数

Table 2 Main parameters of material

材料	许用应力 S_m/MPa	弹性模量/GPa	泊松比 μ
S30408	137.0	187	0.3
Q235-B	109.9	195	0.3

1.3 有限元模型计算

由于结构及载荷的对称,选择 1/8 结构进行建模分析,模型选用 8 个节点 45 号实体单元,在壳体及加强筋厚度方向划分 3 层,除此之外整体选择单元尺寸 5 mm 进行划分,模型的单元数为 211 670,节点数为 279 530,有限元模型如图 2 所示。

1.4 载荷及边界条件

灭菌器的灭菌过程是由充汽、灭菌和抽汽 3 部分组成,因灭菌阶段为一静态过程,同时忽略加压速率影响,假设为准静态。夹套内表面施加压力 0.25 MPa,在壳体内表面施加灭菌压力 0.18 MPa,在壳体端部施加轴向平衡载荷 -9.975 MPa,在对称面上施加对称约束,限制壳体在 X 和 Y 方向位移,在门框端部施加 U_x

构进行研究分析,壳体结构主要由壳体、加强筋及门框组成,如图 1 所示,结构尺寸如表 1 所示。

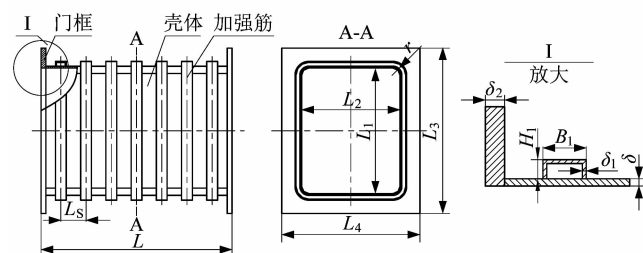


图 1 结构示意图

Figure 1 Diagram of simplified structure

和 U_y 约束。加载情况如图 3 所示。

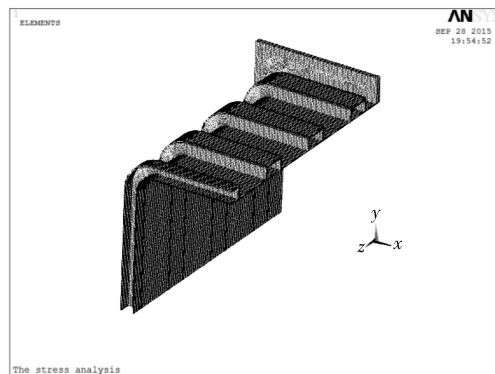


图 2 有限元模型图

Figure 2 Finite element model

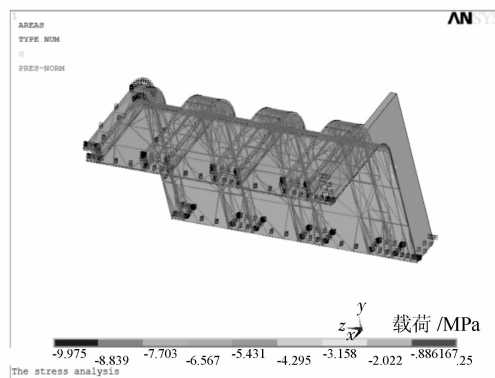


图 3 加载情况

Figure 3 Boundary conditions

2 应力分析结果

2.1 强度分析结果

由图4的应力分析结果可以看出,模型最大应力点发生在倒圆角处,最大应力强度为 279.409 MPa。由于结构和力学分析可知,与壳体加强筋相连的壳体倒圆角部位截面 1-1 和加强筋截面 2-2 有很大的弯矩及结构不连续产生的附加弯矩,是危险截面,位置如图5所示。

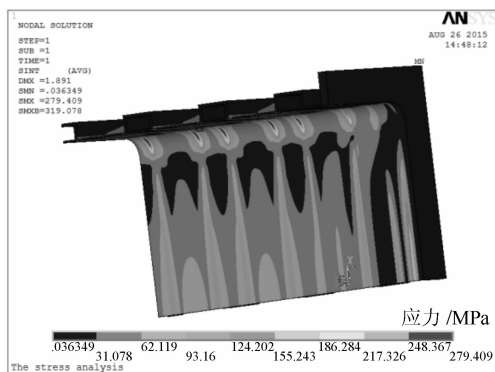


图4 模型应力云图

Figure 4 Stress nephogram of model

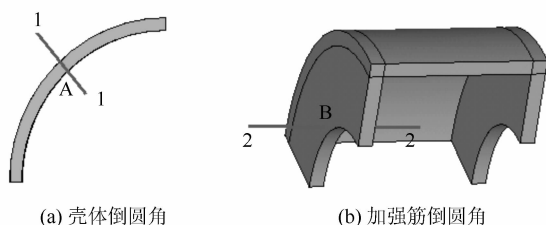


图5 危险截面位置图

Figure 5 Dangerous section of structure

根据我国压力容器分析设计标准 JB4732-1995 (2005 确认版)应力分类法,对路径 1-1,2-2 分别进行线性化处理,两条路径的平均应力属于 P_L ,线性应力属于 $P_b + Q$,其强度控制条件为: $S_{II} < 1.5KS_m$, $S_{IV} < 3.0KS_m$ 。其中: K 为载荷组合系数,此处取 $K = 1.0$; S_m 为材料的许用应力; P_L 为局部一次薄膜应力; P_b 为一次弯曲应力; Q 为二次应力; S_{II} 为一次局部薄膜应力强度; S_{IV} 为薄膜加弯曲应力强度。具体应力值如表3所示。

表3 各部位强度评定

Table 3 Intensity evaluations of each path

部位	应力分类	应力/MPa	许用应力/MPa	评定
路径 1-1	P_L	164.40	1.5×137.0	通过
	$P_L + P_b + Q$	272.70	3.0×137.0	通过
路径 2-2	P_L	89.11	1.5×109.9	通过
	$P_L + P_b + Q$	138.00	3.0×109.9	通过

2.2 疲劳分析结果

矩形蒸气灭菌器在灭菌过程中由于需要周期性的充汽、抽汽使结构受到循环载荷的作用,由于循环次数较多,可能导致蒸气灭菌器及其元件的疲劳失效,降低容器的使用寿命,灭菌器的设计循环寿命为 5×10^4 次,其压力变化从 0.18 MPa 到 -0.1 MPa,受到交变载荷的作用,所以结构要满足疲劳强度要求。因为从内压到外压并非比例加载,确定交变应力强度幅时只能用 2 种工况计算得到的结果相减并计算应力强度,最终确定最大应力强度幅值 S_{rij} 。二倍疲劳应力幅云图如图6所示。

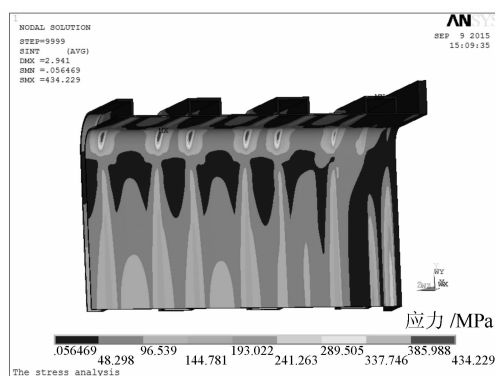


图6 二倍疲劳应力幅云图

Figure 6 Stress amplitude nephogram of twice fatigue

可得应力幅修正值为

$$S_a = 0.5 S_{rij} \times \frac{E}{E_t} \quad (1)$$

其中, E 为该疲劳曲线所对应的弹性模量, E_t 为设计温度下材料所对应的弹性模量。

最危险点位于壳体倒圆角内表面,壳体结构材料属于奥氏体不锈钢,在选取 S-N 曲线时,以 JB4732-95 附录 C 为标准,选用温度 $\leq 425^\circ\text{C}$, $S_a > 194.0$ MPa 的奥氏体不锈钢的设计疲劳曲线,由公式(1)得应力幅修正值 $S_a = 232.3$ MPa,循环次数为 140 714 次 $> 5 \times 10^4$ 次,疲劳计算得到线性疲劳累积损伤系数为 $0.35 < 1.00$,满足疲劳要求。

3 结构的优化设计

3.1 目标函数设置

本次优化设计的目标函数在保证满足结构强度及容积不变的条件下矩形容器质量最小,因为结构的体积与质量成正比,所以把体积最小作为优化的目标函数。

3.2 设计变量及状态设置

本次分析确定壳体厚度 δ ,加强筋个数 N ,加强筋宽度 B_1 ,加强筋高度 H_1 ,加强筋厚度 δ_1 及门框厚度 δ_2

为设计变量,随着结构参数的变化,最大应力出现的位置就会发生变化,设定路径上应力的限制是不能够实现的,故为满足结构强度要求,以加强筋材料 Q235-B

的设计应力为参考设计应力强度,将最大应力限制值为 $3S_m$,即 $S_{\max} = 327 \text{ MPa}$,设计变量及状态变量的取值范围具体如表 4 所示。

表 4 设计变量及状态变量其取值范围

Table 4 Ranges of design and status variables

设计变量						状态变量
壳体厚度 δ/mm	加强筋个数 N	加强筋宽度 B_1/mm	加强筋高度 H_1/mm	加强筋厚度 δ_1/mm	门框厚度 δ_2/mm	最大应力值 $S_{\max}/\text{MPa}$
4 ~ 6	6 ~ 9	65 ~ 80	50 ~ 65	4 ~ 8	20 ~ 25	≤ 327

3.3 优化结果分析与讨论

3.3.1 优化后的设计变量值

本文优化设计变量属于连续变量与离散变量混合的非线性尺寸优化问题。首先采用等步长搜索法以最小应力为目标对加强筋个数进行优化,优化结果显示加强筋个数越多,应力越小,根据其工艺要求选择最大加强筋数为 9 个,最小选择 6 个,经优化后选择加强筋数为 9 个,图 7 所示为最大应力随加强筋个数 N 的变化规律。然后采用零阶优化算法进行优化分析,在迭代第 16 次时目标函数达到最优值,目标函数随迭代次数变化的规律如图 8 所示。

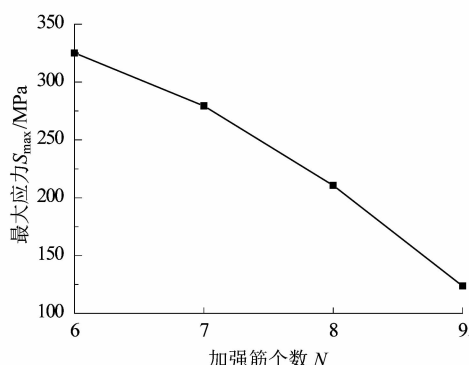


图 7 最大应力随加强筋个数 N 的变化规律

Figure 7 Variation of stress with number of N

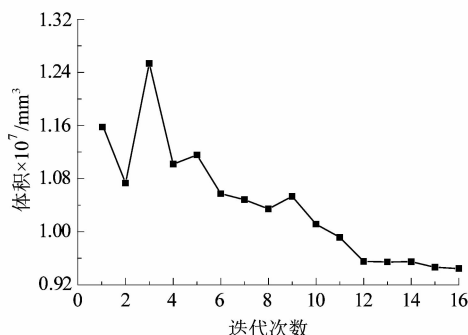


图 8 目标函数随迭代次数的变化规律

Figure 8 Variation of object function with number of iterations

由此可见,优化前实体模型的体积为 $1.164\ 00 \times 10^7 \text{ mm}^3$,优化后实体模型的体积 $0.944\ 48 \times 10^7 \text{ mm}^3$,体积减少 18.86%,即质量减少 18.86%,优化效果明显。

通过对最优序列的模拟数值进行圆整,优化后的设计变量结构尺寸如表 5 所示。

表 5 设计变量优化结果

Table 5 Results of optimization						mm
δ	N	B_1	H_1	δ_1	δ_2	
4	9	70	50	6	20	

3.3.2 优化后强度应力分析

为了验证优化后结构的安全性,返回应力分析模块,输入优化后的参数,应力云图如图 9 所示,应力评定如表 6 所示,结果表明优化后结构各条路径上的应力线性化结果满足强度要求。

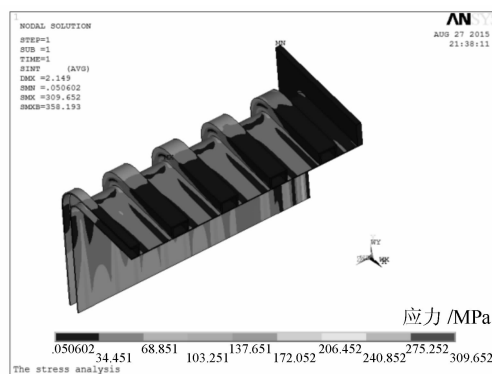


图 9 优化后模型应力云图

Figure 9 Stress nephogram of model after optimization

表 6 各部位强度评定

Table 6 Intensity evaluations of each path

部位	应力分类	应力/MPa	许用应力/MPa	评定
路径 1-1	P_L	181.50	1.5×137.0	通过
	$P_L + P_b + Q$	301.40	3.0×137.0	通过
路径 2-2	P_L	109.60	1.5×109.9	通过
	$P_L + P_b + Q$	152.40	3.0×109.9	通过

3.3.3 优化后疲劳分析校核

优化后二倍疲劳应力幅云图如图 10 所示。

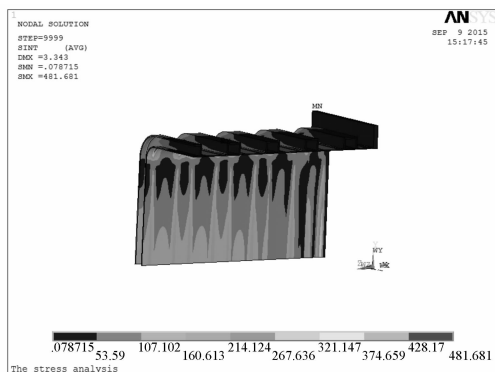


图 10 优化后二倍疲劳应力幅云图

Figure 10 Stress amplitude nephogram of twice fatigue after optimization

最危险点位于壳体倒圆角内表面,壳体结构材料属于奥氏体不锈钢,在选取 S-N 曲线时,以 JB4732-95 附录 C 为标准,选用温度 $\leq 425^{\circ}\text{C}$, $S_a > 194.0 \text{ MPa}$ 的奥氏体不锈钢的设计疲劳曲线,由公式(1)得应力幅修正值 $S_a = 257.6 \text{ MPa}$,循环次数为 73 794 次 $> 5 \times 10^4$ 次,疲劳计算得到线性疲劳累积损伤系数为 $0.678 < 1.000$,满足抗疲劳要求。由优化前后对比疲劳累积损伤系数可以看出,优化后提高了容器使用寿命利用率。

4 结论

通过 ANSYS 有限元分析软件对矩形截面容器结构进行优化应力分析,对比了优化前后结构的应力分布及疲劳累积损伤,得出如下结论:

1) 优化前后最大危险点均出现在壳体倒圆角处,

符合其力学分布特点且满足其强度要求和疲劳要求。

2) 壳体结构优化后实体模型的体积 $0.944 48 \times 10^7 \text{ mm}^3$,初始实体模型的体积为 $1.164 00 \times 10^7 \text{ mm}^3$,优化结构在满足强度要求的同时,体积有效减少了 18.86%,即质量减少 18.86%,有效降低了生产成本。

3) 通过对结构进行疲劳分析,优化后最大疲劳敏感点疲劳累积损伤有较大的提高,说明优化后使用寿命的利用率有了很大程度的提高,从而改善了传统设计为满足结构安全性能而盲目增加尺寸造成资源浪费的弊端。

4) 通过同时对矩形容器结构进行强度分析,疲劳分析及优化分析,对工程设计具有一定的指导意义。

参考文献:

- [1] 高红利,洪锡纲.非圆形截面容器的特点及其应力计算[J].暨南大学学报(自然科学与医学版),2003,24(1):87-89.
- [2] 杜伟,刘鹏飞,郑津洋,等.矩形蒸气灭菌器轻度数值模拟与试验研究[J].压力容器,2007,24(10):17-21.
- [3] 岳彩锐,宇慧平,隋允康,等.多种脉动真空灭菌器的数值分析[J].压力容器,2008,25(6):18-24.
- [4] 薛贵林,宇慧平,隋允康,等.基于 MSC Fatigue 的脉动真空灭菌器疲劳分析[J].计算机辅助工程,2008,17(4):3-6.
- [5] 程红伟,张亦良,刘金艳.脉动真空灭菌器内腔开裂原因分析[J].压力容器,2008,26(3):55-58.
- [6] 蔡昌全,程军明,郭靖,等.交变载荷对脉动真空灭菌器内腔开裂影响的研究[J].化工装备技术,2012,33(1):34-36.
- [7] 全国锅炉压力容器标准化技术委员会.钢制压力容器:GB150—2011[S].北京:中国标准出版社,2011.
- [8] 周金枝,李小飞.ANSYS 软件在压力容器结构优化设计中的应用[J].湖北工业大学学报,2008,23(3):64-66.
- [9] 董龙梅,杨涛,孙显.基于 ANSYS 对压力容器的应力分析与结构优化[J].机械设计与制造,2008(6):99-100.

[信息·简讯]

· 行业简讯 ·

台达荣获 2015 中国自动化领域 2 项年度大奖

在 2016 中国自动化产业年会(CAIAAC2016)暨中国自动化产业世纪行颁奖盛典上,台达荣获 2015 年中国自动化领域 2 项年度大奖,其中台达集团荣获“2015 中国自动化领域十大年度企业”,重负载高阶矢量控制型变频器 CH2000 系列荣获“2015 年度十大用户信赖产品”。

台达秉持“环保、节能、爱地球”的经营使命,大力研发和推出高效节能产品,本次荣获“2015 年度十大用户信赖产品”的“重负载高阶矢量控制型变频器 CH2000 系列”即为典型代表。CH2000 系列以 FOC 控制为核心,采用模块化设计、同时具备 V/F、SVC、TQC 多元化控制功能和自诊断功能,极大地便利了用户的维护和使用,有效降低了用户建构及运营成本,可广泛应用于卷绕设备、机床设备、橡塑机械、工程机械、精密加工中心、食品包装、医疗设备、纺织设备、建筑建材、起重、风机水泵以及冶金矿山等行业。

2015 年,台达在技术创新、产品研发、市场开拓等方面都取得重要突破,其中集团实现营收达 75.8 亿美元。“十大年度企业”奖项的获得,肯定了作为工业自动化领先品牌的台达对中国自动行业发展所做出的积极贡献。

(张 权)