

[环保·安全]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2017.05.018

基于 ANSYS 的平板封头矩形大开孔优化设计

翟晓晨, 董金善*, 王建军, 范 森, 马寒阳

(南京工业大学 机械与动力工程学院, 江苏 南京 211816)

摘 要:针对矩形大开孔的拱形平板封头处结构复杂,常规计算方法难以进行应力分析的问题,课题组提出使用 ANSYS 软件进行模拟计算,并采取 MPC 接触方式使 T 型加强筋与其它部件相连接,得到该结构应力分布规律。在满足强度要求与疲劳性能的基础上,使用 ANSYS 优化模块对结构进行优化设计。分析结果表明:平板封头矩形大开孔结构在优化后质量减少 19.6%,实现了轻量化的目标,有效降低了生产制造成本。

关 键 词:拱形平板封头;矩形大开孔;ANSYS 软件;多点约束(MPC)

中图分类号:TH49

文献标志码:A

文章编号:1005-2895(2017)05-0081-05

Optimization Design of Rectangular Large Opening in Flat Head Based on ANSYS

ZHAI Xiaochen, DONG Jinshan*, WANG Jianjun, FAN Sen, MA Hanyang

(School of Mechanical and Power Engineer, Nanjing Tech University, Nanjing 211816, China)

Abstract: In view of the complicated structure of arch-sectioned flat head with large rectangular opening, it is difficult to analyze the stress with the convention rules. The method of simulating in ANSYS was put forward in this paper, the MPC contact method was adopted to connect the T stiffener with other parts to obtain the distribution rules of stress. The analysis of the flat head was conducted by the optimization module of ANSYS under the requirements of strength and fatigue resistance. The analysis results show that the weight of flat head decreases by 19.6% after optimization, achieve the goal of lightweight and reduce the manufacturing cost remarkably.

Keywords: arched flat head; rectangular large opening; ANSYS; MPC (multipoint constraint)

为满足特定的工艺、设计和制造要求,石油化工业往往会出现一些异形截面容器。常见的异形截面容器包括椭圆形、长圆形和矩形截面容器等^[1]。对于平板开孔结构,一般采用均匀增加平板厚度和外加补强元件等方法进行补强^[2]。刘爱萍等^[3]使用 ANSYS 软件对染缸矩形大开孔进行模拟分析,设计了一种能明显减小应力集中系数的矩形大开孔补强结构。陈玉博等^[4]对冷却器的矩形开孔部位进行应力计算和强度分析,并用线性化处理法对危险部位进行强度校核,同时对矩形开孔部位的补强结构进行了探讨。卢峰等^[5]用有限元法对薄壁圆筒矩形大开孔结构进行分析,并将加强筋结构合理设置,使矩形开孔处应力集中系数明显降低,补强效果显著。

现有研究大都是对圆筒或凸形封头上矩形大开孔

进行分析,但对平板封头矩形大开孔及补强却少有提及。笔者针对由 T 型加强筋补强的拱形平板封头矩形大开孔结构,使用 ANSYS 软件参数化语言 APDL 建立有限元模型,对结构进行应力评定,并进行优化设计,使结构尺寸更趋于合理。

1 MPC 方法简介

多点约束方程(multipoint constraint, MPC),在通用的有限元软件中一般都有这一功能,适用于三维连续体与薄壁板壳相连接的结构。MPC 功能是将相连接的壳单元与实体单元定义为接触关系,并将接触面类型设为绑定接触(MPC algorithm)来实现的。其特点为连接处体、壳单元网格节点不需要逐一对应,即可让自由度不协调的单元相连接,有效地简化了网格的划分,并得到精度较高的计算结果^[6]。

收稿日期:2016-12-26;修回日期:2017-02-25

第一作者简介:翟晓晨(1990),男,河北邯郸人,硕士,主要研究方向为过程装备现代设计方法。E-mail:757901490@qq.com

2 参数化模型

某公司设计出截面为拱形的压力容器,其筒体为拱形,底部为矩形平板,封头为拱形平板。在平板封头处存在矩形大开孔,由 T 型加强筋组成的栅格结构对其进行补强。T 型加强筋分别与其相连接的平板封头、门框、筒体和底板焊接在一起,同时也提升了整体的刚度。为了更加直观的体现出矩形开孔处的应力分布,课题组将模型进行简化,仅采用局部模型进行分析,局部结构尺寸如图 1 所示。

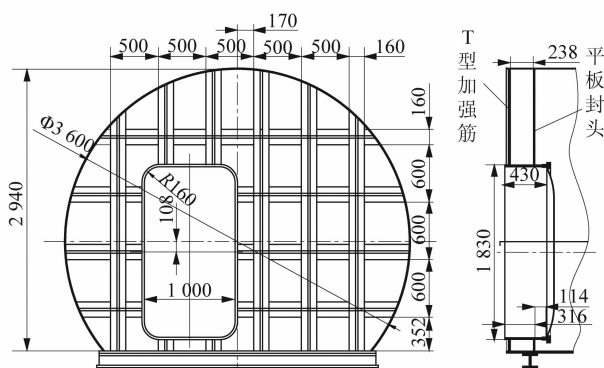


图 1 局部结构示意图

Figure 1 Diagram of simplified local structure

拱形压力容器的设计参数如下:设计压力 $P_d = 0.25$ MPa;工作压力 $P_w = 0.2$ MPa;设计温度 $T_d = 50$ °C;腐蚀裕量 $C = 1$ mm;设计疲劳次数 $N = 15\,000$ 次。Q345R 是在 16Mn 基础上发展起来的一种压力容器用钢板,这两种材料化学成分基本相同,因此以下性能参数相同:在设计温度下,弹性模量 $E = 199.5$ GPa,泊松比 $\mu = 0.3$,许用应力 S_m 随厚度的增加而降低,当钢板厚度 $3\text{ mm} \leq d \leq 16\text{ mm}$ 时, $S_m = 189$ MPa,当 $16\text{ mm} < d < 36\text{ mm}$ 时, $S_m = 185$ MPa^[7]。主要构件尺寸如表 1 所示。

表 1 结构尺寸

Table 1 Structure dimension

部件	材料	直径/ mm	厚度/ mm	长度/ mm	宽度/ mm	高度/ mm
筒体	Q345R	3 600	12			
平板封头	Q345R		18			
底板	Q345R		25	2 900		
平板封头上 T 型材面板	16Mn		25		160	
平板封头上 T 型材腹板	16Mn		25			238
门框	Q345R		25	1 830	1 000	430
底板封头上工型材面板	16Mn		25	2 900	160	
底板封头上工型材腹板	16Mn		25	2 900	108	

根据拱形压力容器结构特点和载荷性质,采用三维力学模型,材料设为线弹性材料,实体部分均采用 8 节点实体单元 (SOLID45) 进行网格划分。T 型加强筋

采用壳单元 (SHELL181) 进行网格划分。实体单元与壳单元连接处采用 MPC 接触连接。设置如下^[8]:①将连接处理为接触,对实体使用 TARGET 单元,对壳体使用 CONTACT 单元;②设置接触单元选项 KEYOPT (2) = 2,激活 MPC 法;设置 KEYOPT (12) = 5,设置为绑定接触。③设置目标单元 TARGE170 选项 KEYOPT (5),选择约束类型为 SHELL-SOLID 约束。模型单元数为 75 355,节点数为 70 800,有限元网格划分模型如图 2 所示。

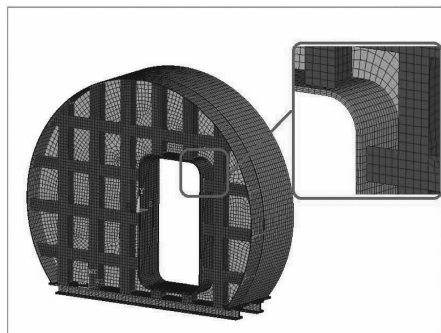


图 2 有限元模型

Figure 2 Finite element model

3 加载及边界条件

在设计工况下,舱内压力 $P_d = 0.25$ MPa,门框内侧端部施加因内压而产生的轴向平衡载荷 $P_2 = 3.42$ MPa,未建支座,因此在筒体和底板端部等效施加全约束,重力对各部位应力的影响很小,可忽略不计。

4 结构强度和变形分析

4.1 应力分析

矩形大开孔结构应力计算结果如图 3 所示。最大应力点出现在门框圆角内表面处,最大应力为 336.7 MPa。由结构和力学分析可知,门框倒圆角处结构不连续,应力集中系数较大。平板封头及门框应力云图及线性化路径如图 4~5 所示。

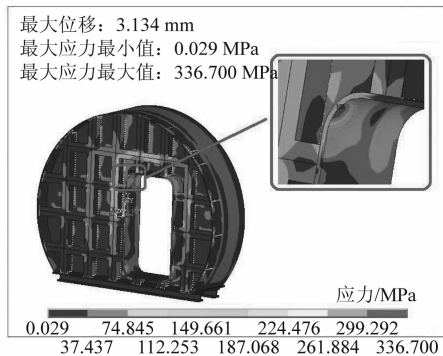


图 3 模型应力云图

Figure 3 Stress contour of model

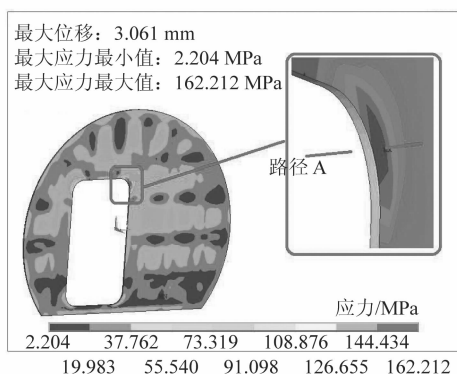


图4 平板封头应力云图

Figure 4 Stress contour of flat head

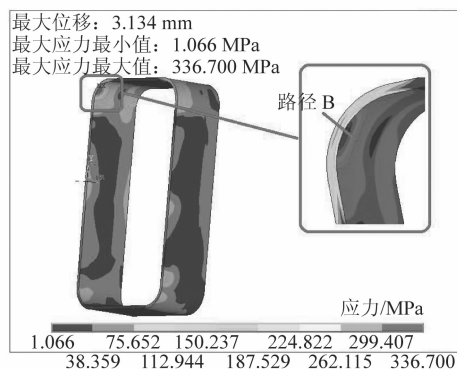


图5 门框应力云图

Figure 5 Stress contour of door frame

4.2 强度评定与校核

根据 JB 4732—1995(2005 确认版)^[9] 中应力分类法,将应力分为一次应力 P ,二次应力 Q 以及峰值应力 F 。其中一次应力又包括一次总体薄膜应力 P_m 和一次局部薄膜应力 P_L 。将各部位分别进行线性化处理,其应力强度极限值: $S_{II} = P_L < 1.5KS_m$, $S_{IV} = P_L + P_b + Q < 3.0S_m$ 。其中 K 为载荷组合系数,此处取 $K = 1.0$ 。

T 型加强筋网格类型为壳单元(Shell 181),在其

应力集中区域,壳单元的中面应力强度作为一次局部薄膜应力强度校核,壳单元的表面应力作为一次加二次应力强度校核。详细应力值如表 2 所示,经评定,结构满足要求。

表2 各部位强度评定

Table 2 Intensity evaluations of each path

部位/线性化路径	应力分类	应力值/MPa	评定/MPa
平板封头	P_L	53.950	$< 1.5 \times 185$
路径 A	$P_L + P_b + Q$	161.000	$< 3.0 \times 185$
门框	P_L	51.130	$< 1.5 \times 185$
路径 B	$P_L + P_b + Q$	321.000	$< 3.0 \times 185$
T 型加强筋	中面应力	179.758	$< 1.5 \times 185$
	表面应力	200.577	$< 3.0 \times 185$

5 优化设计

5.1 目标单元设置

本次结构优化设计目标为轻量化,在满足强度要求与疲劳性能的基础上,质量最小。钢板的质量与体积成正比,因此将平板封头矩形开孔结构的体积设为本次优化设计的目标函数^[10]。

5.2 设计变量及状态变量设置

由优化前结构应力云图可知,门框及门框周围的加强筋应力较大,而距离门框较远处加强筋应力比较小。因此可以尝试将距离门框最远的两排加强筋去除,其余的结构再使用 ANSYS 优化模块进行优化分析。本次分析的设计变量包括以下几个参数:平板封头厚度 δ_1 ,门框厚度 δ_2 ,T 型加强筋的厚度、面板宽度及腹板宽度分别为 δ_3, B_1, B_2 。为满足结构强度要求,将结构总应力限制值为 $3.0S_m$,即 $S_{max1} = 555.0$ MPa。平板封头由于内压而产生的弯矩主要由 T 型加强筋来承受,导致 T 型加强筋一次薄膜应力较大,因此需将其中面应力限制为 $1.5S_m$,即 $S_{max2} = 277.5$ MPa。设计变量及状态变量的取值范围如表 3 所示。

表3 设计变量及状态变量的取值范围

Table 3 Ranges of design and status variables

设计变量/mm					状态变量/MPa	
平板封头厚度 δ_1	门框厚度 δ_2	T 型加强筋厚度 δ_3	T 型加强筋面板宽度 B_1	T 型加强筋腹板宽度 B_2	最大应力值 S_{max1}	T 型加强筋中面应力值 S_{max2}
10 ~ 25	10 ~ 40	10 ~ 40	100 ~ 220	200 ~ 260	< 555.0	< 277.5

5.3 优化结果分析与讨论

5.3.1 优化后的设计变量值

文中优化后设计变量属于连续变量的优化问题,

采用零阶优化算法进行优化分析^[11],在迭代 17 次时目标函数达到最优值,设计变量优化曲线与目标函数迭代次数变化的规律如图 6 ~ 7 所示。优化后所得设

计变量需进行圆整,圆整后尺寸如表4所示。

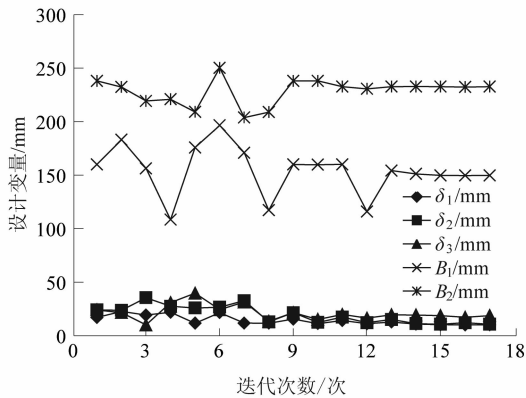


图6 设计变量优化曲线

Figure 6 Optimization curve of design variable

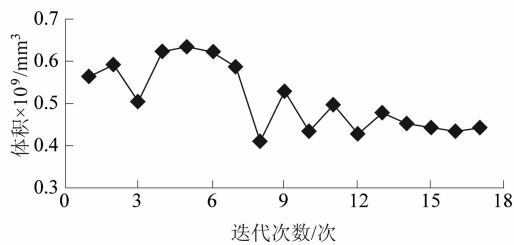


图7 体积随迭代次数的变化规律

Figure 7 Variation of volume with number of iterations

表4 设计变量优化结果

Table 4 Optimization results of design variable mm

设计变量	δ_1	δ_2	δ_3	B_1	B_2
优化前	18	25	25	160	238
优化后	11	11	19	150	233

通过对比发现,优化前结构体积为 $0.61 \times 10^9 \text{ mm}^3$,而将结构优化并把参数进行圆整后体积仅为 $0.45 \times 10^9 \text{ mm}^3$,体积减少了 19.6%,即质量减少了 19.6%,优化效果显著。

5.3.2 优化后强度应力分析

对于优化后结果,需验证其安全性。因此根据圆整后所得结构尺寸,重新进行有限元计算,所得应力云图如图8所示,并根据 JB 4732—1995 重新对应力计算结果进行评定,各部位应力评定如表5所示。评定结果表明,优化后平板封头矩形大开孔结构满足强度要求。

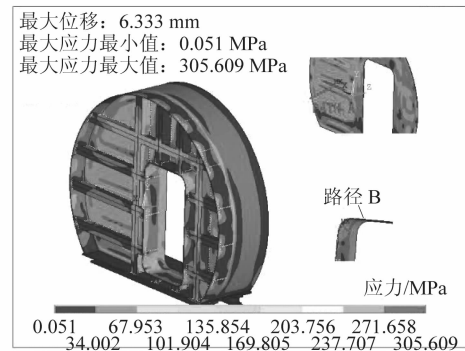


图8 优化后结构应力云图

Figure 8 Stress contour of optimized structure

表5 优化后各部位强度评定

Table 5 Intensity evaluations of each path after optimization

部位/线性化路径	应力分类	应力/MPa	评定/MPa
平板封头	P_L	36.21	$< 1.5 \times 189$
路径 A	$P_L + P_b + Q$	275.00	$< 3.0 \times 189$
门框	P_L	29.76	$< 1.5 \times 189$
路径 B	$P_L + P_b + Q$	298.90	$< 3.0 \times 189$
T 型加强筋	中面应力	269.43	$< 1.5 \times 185$
	表面应力	274.54	$< 3.0 \times 185$

5.3.3 优化后结构疲劳校核

拱形压力容器的工作压力变化范围为 $0 \sim 0.2 \text{ MPa}$,设计循环次数为 $N = 15\,000$ 次。周期性的循环载荷可能导致容器及其元件疲劳失效,因此结构需满足疲劳强度的要求。由于压力为 0 时即为常压状态,因此,在工作压力 $P_w = 0.2 \text{ MPa}$ 时,结构最大应力值即为其最大应力强度幅值 S_r ,疲劳应力幅云图如图9所示。

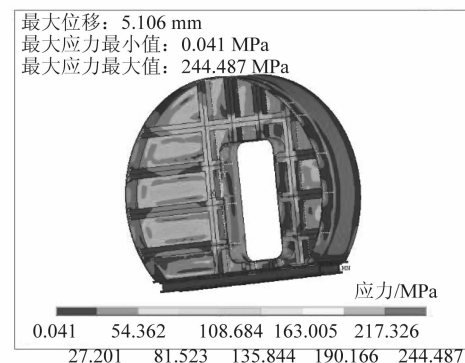


图9 优化后结构的二倍疲劳应力幅云图

Figure 9 Stress amplitude contour of twice fatigue after optimization

由 JB 4732—1995 (2005 确认版) 可知, 交变应力幅修正值为

$$S_{alt} = 0.5 S_r \times \frac{E}{E_t} \quad (1)$$

式中: E 为标准中疲劳曲线所对应的弹性模量; E_t 为工作温度下材料所对应的弹性模量。

最大应力点出现在门框倒角内表面处, 设备材料为 16Mn 和 Q345R, 根据 JB 4732 表 C-1, 抗拉强度小于 552 MPa 的数据, 由公式 (1) 得知应力幅修正值 $S_{alt} = 116.38$ MPa, 对应允许循环次数约为 $1.896 \times 10^5 > 15\,000$, 因此矩形开孔结构满足疲劳要求。

6 结论

通过 ANSYS 软件对平板封头矩形大开孔结构进行强度校核与优化分析, 对比结构优化前后结构的体积和应力分布, 得出以下结论:

1) 优化前后结构最大应力点均出现在门框圆角处, 该部位结构不连续, 应力集中系数较大, 与力学分析中应力分布特点相符。优化后结构 T 型加强筋应力明显增大, 表明材料的利用度更充分。

2) 初始结构模型体积为 $0.61 \times 10^9 \text{ mm}^3$, 而结构优化后的实体模型体积仅为 $0.45 \times 10^9 \text{ mm}^3$, 在满足使用要求的同时, 减小了体积, 有效地减少了钢材的使用量, 达到了轻量化的目标。

3) 使用 MPC 接触法使壳单元与体单元相连接, 极大地减少了网格数量, 有效提升了计算效率。

4) 通过对平板封头矩形大开孔结构进行强度分析和结构优化, 并得到由 T 型加强筋组成的栅格结构补强后的应力分布规律, 对工程设计有一定的指导意义。

参考文献:

- [1] 高红利, 洪锡钢. 异形截面容器的应力修正[J]. 化工机械, 2004, 31(3): 142-144.
- [2] 管文华, 方德明, 张康达. 平盖开孔的有限元分析及其补强方法的探讨[J]. 化工机械, 2006, 33(6): 350-353.
- [3] 刘爱萍, 陈志平, 郑津洋. 矩形大开孔的补强结构设计[J]. 压力容器, 2001, 18(4): 46-49.
- [4] 陈玉博, 李志安, 戴玉龙. 内压圆筒上矩形大开孔接管三维有限元分析与强度评定[J]. 沈阳化工学院学报, 2007, 21(4): 296-299.
- [5] 卢峰, 黄英, 包河山. 薄壁圆筒矩形大开孔补强结构分析[C]//中国压力容器学会, 合肥通用机械研究院. 全国第4届换热器学术会议论文集. 合肥: 合肥工业大学出版社, 2011: 59-62.
- [6] 汤华涛, 吴新跃. 体壳单元连接 MPC 法的计算精度分析[J]. 现代制造工程, 2011(7): 62-65.
- [7] 全国锅炉压力容器标准化技术委员会. 压力容器: GB 150—2011[S]. 北京: 中国标准出版社, 2011.
- [8] 高耀东, 李强, 张玉宝, 等. ANSYS 机械工程应用精华 60 例[M]. 4 版. 北京: 电子工业出版社, 2012: 320-331.
- [9] 全国锅炉压力容器标准化技术委员会. 钢制压力容器: 分析设计标准(2005 年确认): JB 4732—1995[S]. 北京: 中国标准出版社, 2005.
- [10] 王兴文, 董金善, 王学明, 等. 整体相连齿啮式快开结构强度分析及优化设计[J]. 机械强度, 2016, 38(3): 640-644.
- [11] 卢艳玲, 董金善, 朱星榜, 等. 基于 ANSYS 的矩形容器强度分析及结构优化[J]. 轻工机械, 2016, 34(3): 92-96.

欢迎订阅 2018 年《化工设备与管道》

(邮发代号: 4-669)

根据国家科学技术部国科发财字(1999)390 号文通知, 自 2000 年第 1 期起原《化工设备设计》期刊更名为《化工设备与管道》。

《化工设备与管道》由中国石油化工集团主管、中国石化集团上海工程有限公司主办、全国化工设备设计技术技术中心站、中国石化集团公司机械技术中心站、全国化工工艺配管设计技术中心站及全国化工工业炉设计技术中心站承办。国内统一刊号: CN 31-1833/TQ; 国际标准刊号: ISSN 1009-3281; 邮发代号: 4-669。全国各地邮局均可办理订阅, 10.00 元/册, 全年定价: 60 元。

《化工设备与管道》为全国性专业杂志, 读者对象为石油、化工、石化、医药、轻工等部门工程设计, 使用维护, 工程建设, 高等教育等有关技术人员。本刊向国内外公开发行人, 自 1964 年创刊以来已出版 200 余期。《化工设备与管道》为双月刊, A4 开本, 彩色封面, 发行量大, 影响面广。

《化工设备与管道》主要栏目有: 综述、单元设备、压力容器、管道与管件、机械与密封、材料与防腐等。

地址: 上海市延安西路 376 弄 22 号 11 楼(西); 邮编: 200040

电话: (021) 32140411-806

传真: (021) 62488580

电子信箱: pep@tced.com

网址: www.tced.com