

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2015.05.009

硫化罐齿啮式快开结构优化设计

张国顺, 李庆生

(南京工业大学 机械与动力工程学院, 江苏 南京 211816)

摘要:为了降低硫化罐齿啮式快开结构的应力,通常应对的方法是设计时增加法兰的厚度,因此结构较笨重,产品竞争力不强。为此文中提出采用 ANSYS 对 DN800 硫化罐整体相连卡箍齿啮式快开结构进行有限元分析,得到各部位的应力分布;在满足强度和抗疲劳性能的前提下,分别采用安全裕度法、JB 4732 应力评定法对状态变量进行提取,以体积最小为优化目标,对结构进行优化设计,优化后体积分别减少了 12.8% 和 14.1%。比较发现采用安全裕度法对状态变量进行提取,计算效率高,便于工程推广。

关键词:钢制压力容器;硫化罐;齿啮式快开结构;有限元分析;安全裕度法;JB 4732 应力评定法

中图分类号:TB115.1

文献标志码:A

文章编号:1005-2895(2015)05-0038-06

Optimal Design of Teech-Locked Quick Open-Closure Structure of Vulcanizing Tank

ZHANG Guoshun, LI Qingsheng

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

Abstract: In view of increasing the flange thickness to reduce the stress usually in the design of teeched-locked quick open-closure structure of vulcanizing tank, the structure is more bulky and the product is poor competitiveness. Taking the teeched-locked quick open-closure structure of DN800 vulcanizing tank as the research object, and through the finite element analysis of ANSYS, the stress distribution in each part was obtained. In the precondition of satisfying the strength and fatigue performance, the safety margin method and JB 4732 stress evaluation method were used to extract the state variables. With the minimum volume as the goal to optimize the structure, the volume was reduced of 12.8% and 14.1% respectively after the optimization. By comparison, it has a high computational efficiency and convenient for engineering promotion by using safety margin method to extract the state variables.

Key words: steel pressure vessel; vulcanizing tank; teeched-locked quick open-closure structure; finite element analysis (FEA); safety margin method; JB 4732 stress evaluation method

硫化罐属于中、低压容器,主要用于橡胶制品中,由于它是间歇性操作,故一般采用齿啮式快开结构。频繁的开启和关闭,对结构的强度和抗疲劳性能提出了较高要求。目前为止,日本制定了高压和超高压快速启闭密封装置的设计标准,我国也颁布了相一致的化工行业标准。但针对中、低压容器的快开结构尚无统一的设计标准。为了提高结构的强度及疲劳寿命,通常采用增加法兰的厚度来达到降低应力的目的,因此结构比较笨重,产品竞争力差。

快开结构是硫化罐的核心部件,它对硫化罐的安

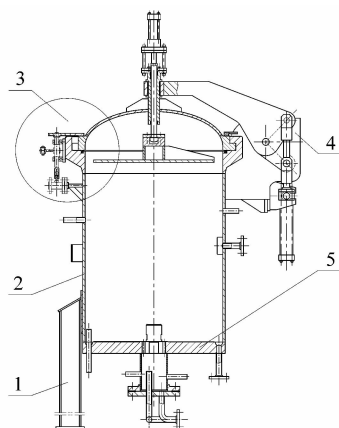
全运行有着决定性的影响。减轻快开结构的质量,可以减轻硫化罐的质量,节约制造成本。在快开结构优化方面,龚曙光、谢桂兰^[1]等人将有限元法与优化技术相结合,完成了快开装置的零部件结构的优化设计;周金枝和李小飞^[2]结合 APDL 编程技术和 ANSYS 优化设计模块,对结构进行了优化设计;刘爱萍^[3]提出了齿啮式快开结构的参数化整体优化设计方法。本文受公司委托对硫化罐(DN800)整体相连卡箍齿啮式快开结构参数化建模,在满足强度和疲劳寿命的前提下,以体积最小为目标,进行优化设计。

收稿日期:2015-03-09;修回日期:2015-04-15

作者简介:张国顺(1989),男,山东枣庄人,硕士研究生,主要研究方向为压力容器设计与强度评价。E-mail:383800877@qq.com

1 结构有限元分析

本文采用参数化整体优化设计方法对硫化罐(DN800)整体相连卡箍齿啮式快开结构进行优化设计,结构主要由标准椭圆形封头、端部法兰、顶盖法兰和圆筒体4部分组成。硫化罐结构图见图1。在端部法兰与顶盖法兰齿间引进接触模型。将4部分作为一个整体建立有限元模型。



1—支腿;2—筒体;3—快开装置;4—翻盖装置;5—平底板

图1 硫化罐结构图

Figure 1 Structure diagram of vulcanizing tank

1.1 设计参数

筒体与封头材料为 Q345R,端部法兰与顶盖法兰材料为 16MnII,设计压力 1.5 MPa,设计温度 150 ℃,工作介质为饱和水蒸气,腐蚀裕量 1 mm,设计疲劳循环次数 90 000 次。

图2为硫化罐快开结构齿的中间截面设计参数。 R_2 、 T_2 分别为筒体的内半径和壁厚; T_4 、 T_5 、 H_2 和 H_4 决定端部法兰与顶盖法兰齿尺寸; T_3 、 H_3 和 H_2 决定顶盖法兰的尺寸; T_5 、 T_6 、 H_4 、 H_5 、 H_6 和 H_7 决定端部法兰的尺寸; C 代表齿根倒圆, N 代表齿的个数($N=12$)。设计温度下材料性能见表1。

表1 材料性能参数

Table 1 Material performance parameter

材料	弹性模量/MPa	泊松比	许用应力/MPa	摩擦因数
Q345R	1.91	0.3	189	0.4
16MnII	1.91	0.3	167	0.4

1.2 建模

由于齿分布的不连续性和沿周向对称性,结构不是严格的轴对称,其受力和变形可归结为广义轴对称问题。取整体模型的 1/12(包含一个整齿)为研究对象进行建模分析。略去图中小倒角、密封元件等不会对结构的安全强度产生影响的结构。考虑到筒体与端

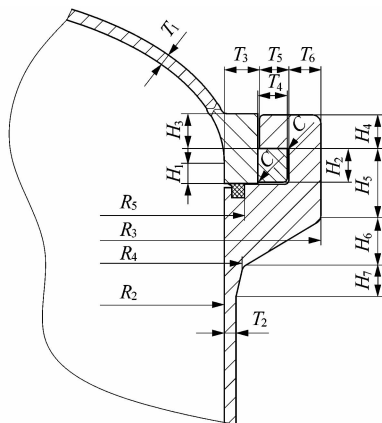


图2 结构设计参数

Figure 2 Design parameter of structure

部法兰连接处由于结构的不连续而存在边缘应力,而边缘应力沿筒体轴线方向迅速衰减,故取筒体长 $L > 2.5 \sqrt{R_2 T_2}$ (R_2 为筒体半径, T_2 为筒体壁厚)。三维模型如图3所示。

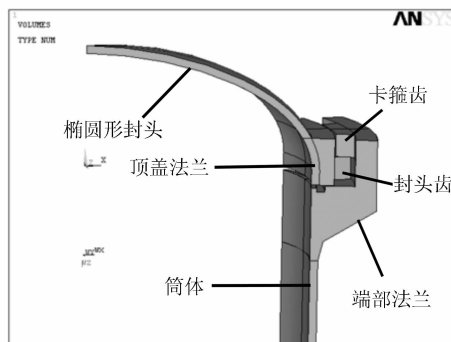


图3 结构实体模型

Figure 3 Solid model of structure

1.3 网格划分以及载荷与边界条件

本文选用实体单元 Solid45 进行网格划分,在顶盖法兰齿与端部法兰齿接触面上建立三维单元构成的接触对,两齿面通过摩擦和挤压传递法向和切向压力,接触面间有嵌入和相对滑动,为面-面接触模型,选择目标面的目标单元为 TARGET170,接触面的接触单元为 CONTA174。

在筒体内表面、法兰内表面、密封面内侧、椭圆形封头内表面施加压力,按照广义对称性,对称面上的轴向位移为零,施加对称约束。

1.4 有限元结果及应力评定

有限元应力云图如图4所示,由图可看出最大应力点出现在卡箍齿下端齿的顶角处,最大值 $\sigma_{\max} = 177.354$ MPa。通过对容器进行结构和力学分析,并根据应力分布状况相关理论^[4],模型的危险截面可能存

在于椭圆形封头与顶盖法兰连接处 1-1 截面,端部法兰与顶盖法兰齿根处 2-2、3-3 截面,端部法兰上、下环 4-4、5-5 截面,锥颈 6-6、7-7 截面,过最大应力点沿卡箍齿齿厚方向 8-8 截面。危险截面示意图如图 5 所示。

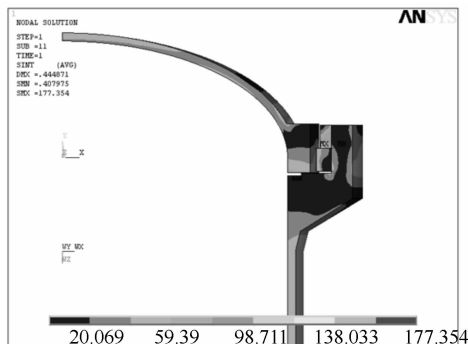


图 4 初始尺寸有限元应力云图

Figure 4 Stress contour of initial size

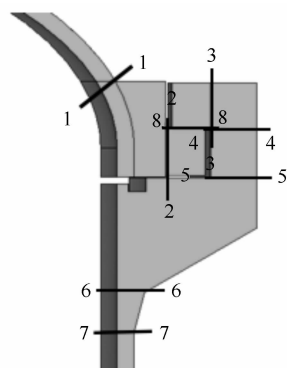


图 5 危险截面

Figure 5 Dangerous section

根据 JB 4732-1995^[5] 关于分析设计中应力分类与强度评定的相关规定,各危险截面应力评定如表 2 所示。其中: S_m 为 16Mn 材料的许用应力, P_L 为一次局部薄膜应力, p_m 为一次总体薄膜应力, p_b 为一次弯曲应力, Q 为二次应力。

表 2 各危险截面应力评定

Table 2 Stress evaluation of each dangerous section MPa

路径	p_m	S_m	P_L	$p_m + p_b$	$1.5S_m$	$P_L + Q$	$p_m + Q$	$3S_m$	评定
1-1			40.75		250	112.00		501	合格
2-2	65.99	167		79.91	250				合格
3-3	77.59	167		93.14	250				合格
4-4	16.76	167		70.61	250				合格
5-5	14.95	167		68.90	250				合格
6-6	33.23	167				34.34	501		合格
7-7	48.94	167				56.23	501		合格
8-8	89.84	167		130.00	250				合格

由于工作工况小于设计工况,故在设计工况下对结构最大应力强度值进行疲劳分析是允许的,最大值 $\sigma_{\max} = 177.354$ MPa,得本模型交变应力幅值 $S_a = 0.5 \times 177.354 = 88.677$ MPa,弹性模量修正后交变应力幅值 $S'_a = S_a \times E/E' = 97.5$ MPa,其中 E 为疲劳曲线对应的弹性模量, E' 为设计温度下材料的弹性模量。查 JB 4732-1995 C-1 图,得允许循环次数 $N_1 = 8 \times 10^5$, $N_1 > n_1 = 90\ 000$ 次,满足疲劳要求。

2 结构的优化设计

在进行优化之前,需要定义设计变量、状态变量和目标函数。状态变量和目标函数均为设计变量的函数,随设计变量的改变而改变。本文采用零阶优化方法对结构进行优化设计。

2.1 优化目标函数的确定

优化过程中以硫化罐快开结构的质量最轻为优化目标,由于结构的质量与体积成正比,因此可将体积最小作为优化目标。

2.2 优化设计变量的选取

设计变量从结构的设计参数中选取。本文采用等步长搜索工具,将对目标函数和状态变量影响较大的设计参数作为设计变量并确定变化范围。各设计变量取值范围如表 3 所示。

表 3 设计变量取值范围

Table 3 Range of design variable mm

取值范围	T_3	T_4	T_5	T_6	H_4	H_5	H_6	C
上限	35	25	25	30	35	70	40	3
下限	40	32	32	38	40	86	56	10

其中: T_3 为顶部法兰厚度, T_4 为封头齿径向厚度, T_5 为卡箍齿径向厚度, T_6 为卡箍体厚度, H_4 为卡箍环厚度, H_5 为卡箍环底部到锥颈上部厚度, H_6 为端部法兰锥颈高度。

2.3 优化状态变量的选取

本文分别采用安全裕度法^[6-7] 和 JB 4732 应力评定法^[8-10] 对状态变量进行提取。

1) 安全裕度法。应力最大值出现在端部法兰齿的下端面边缘处,截面 8-8 的薄膜加弯曲应力 $P_m + P_b = 130$ MPa,是各危险截面当量应力最大的,安全裕度 $A = [S_m - (P_m + P_b)]/S_m = 0.22$,将最大等效应力按安全裕度做同比放大 $[\sigma_{\max}/(1 - A)]$,得到应力上限为 227 MPa,为满足抗疲劳性能,疲劳循环 90 000 次得到许用应力 $S_a = 183.2$ MPa, $S'_a = 2 \times S_a \times E'/E =$

338 MPa。提取结构的最大等效应力,赋值给 $S_{\max}$,将上述计算出的应力上限较小值作为状态变量 $S_{\max}$ 的上限,即 $S_{\max} \leq 227 \text{ MPa}$ 。

2) JB 4732 应力评定法。定义危险截面路径上的最大应力 $S_i (i = 1, \cdots, 8, \text{表示 } 8 \text{ 条路径})$ 作为状态变量,按照应力评定标准对其进行限制,限制 S_i 不得超过 $3S_m$ 。且结构最大应力 $S_{\max}$ 还应满足抗疲劳性能的要求。根据 JB 4732 C-1,由循环次数反推出许用应力幅 S_a ,使得 $S_{\max}$ 不超过 $S'_a = 2 \times S_a \times E'/E = 338 \text{ MPa}$ 。

表 4 状态变量取值范围

Table 4 Range of state variable MPa									
状态变量	S_1	S_2	S_3	S_4	S_5	S_6	S_7	S_8	$S_{\max}$
上限	0	0	0	0	0	0	0	0	0
下限	450	450	450	450	450	450	450	450	338

2.4 优化结果

1) 安全裕度法提取状态变量时优化结果

设定优化迭代次数为 20 次,优化共迭代 17 次收敛,优化结束。优化后的体积为 $0.68 \times 10^7 \text{ mm}^3$,比优化前的 $0.78 \times 10^7 \text{ mm}^3$ 减少了 12.8%。体积随迭代次数的变化曲线如图 6 所示;设计变量优化前后及圆整数值对比见表 5;优化圆整后应力云图见图 7;优化圆整后应力校核见表 6。

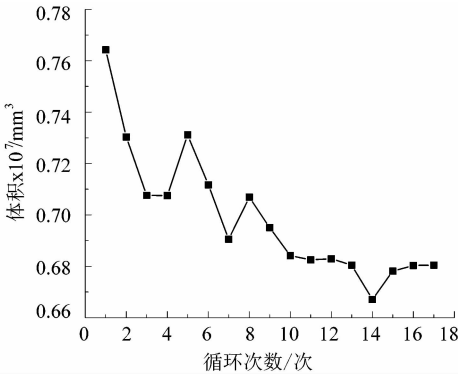


图 6 体积随迭代次数变化曲线

Figure 6 Curve of volume vary with iteration number

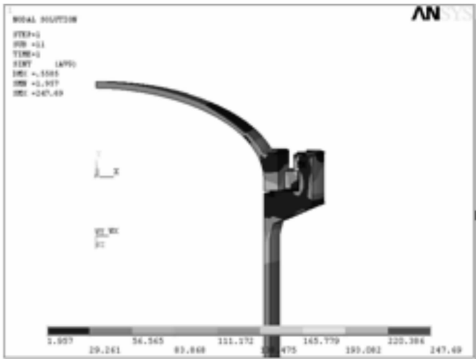


图 7 优化圆整后应力云图

Figure 7 Stress contour after optimization and rounding

表 5 设计变量数值对比

Table 5 Numerical comparison of design variables mm								
尺寸规格	T_3	T_4	T_5	T_6	H_4	H_5	H_6	C
优化前	40.000	32.000	32.000	38.000	40.000	86.000	56.000	3.000
优化后	35.089	28.306	29.968	30.749	36.694	75.981	40.051	4.402
圆整后	35.000	28.000	30.000	31.000	37.000	76.000	40.000	4.000

表 6 优化圆整后应力校核

Table 6 Stress check after optimization and rounding MPa									
路径	p_m	S_m	P_L	$p_m + p_b$	$1.5S_m$	$P_L + Q$	$p_m + Q$	$3S_m$	评定
1-1			45.61		250	137.50		501	合格
2-2	88.28	167		133.50	250				合格
3-3	94.81	167		111.40	250				合格
4-4	21.05	167		97.92	250				合格
5-5	20.98	167		100.10	250				合格
6-6	36.14	167					40.43	501	合格
7-7	57.67	167					71.85	501	合格
8-8	96.02	167		157.30	250				合格

由图 7 可知,优化后应力最大值 $\sigma_{\max} = 247.694 \text{ MPa}$,得本模型交变应力幅值 $S_a = 0.5 \times 177.354 = 123.845 \text{ MPa}$,弹性模量修正后交变应力幅值 $S'_a = S_a \times E/E' = 136.16 \text{ MPa}$,查 JB 4732-1995 C-1 图,得允

许循环次数 $N_1 = 115\,333, N_1 > n_1 = 90\,000$ 次,满足疲劳要求。结构既满足了强度要求,也满足了抗疲劳性能要求。

2) JB 4732 应力评定法提取状态变量时优化结果

设定优化迭代次数为 20 次,优化共迭代 18 次收敛,优化结束。优化后的体积为 $0.67 \times 10^7 \text{ mm}^3$,比优化前的 $0.78 \times 10^7 \text{ mm}^3$ 减少了 14.1%。体积随迭代次

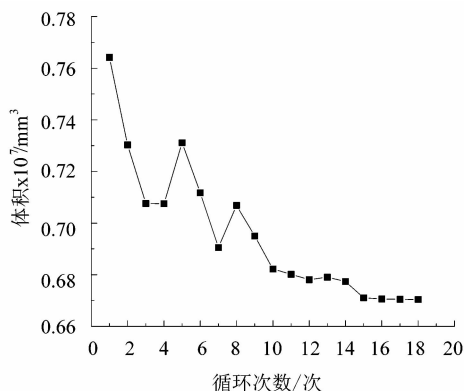


图 8 体积随迭代次数变化曲线

Figure 8 Curve of volume varg with iteration number

数的变化曲线如图 8 所示;设计变量优化前后及圆整数值对比见表 7;优化圆整后应力云图见图 9;优化圆整后应力校核见表 8。

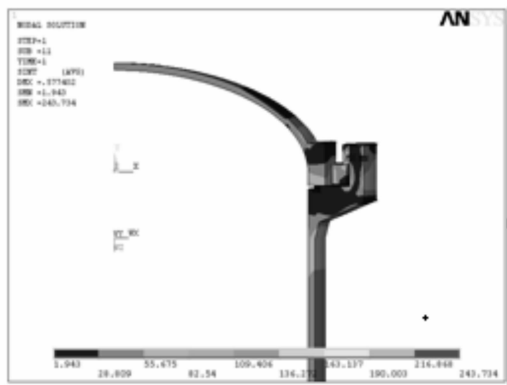


图 9 优化圆整后应力云图

Figure 9 Stress contour after optimization and rounding

表 7 设计变量数值对比

Table 7 Numerical comparison of design variables mm

尺寸规格	T_3	T_4	T_5	T_6	H_4	H_5	H_6	C
优化前	40.000	32.000	32.000	38.000	40.000	86.000	56.000	3.000
优化后	35.012	28.124	30.101	30.232	37.788	72.834	40.034	4.431
圆整后	35.000	28.000	30.000	30.000	38.000	73.000	40.000	4.000

表 8 优化圆整后应力校核

Table 8 Stress check after optimization and rounding MPa

路径	p_m	S_m	P_L	$p_m + p_b$	$1.5S_m$	$P_L + Q$	$p_m + Q$	$3S_m$	评定
1-1			45.80		250	144.00		501	合格
2-2	48.92	167		61.04	250				合格
3-3	37.10	167		66.75	250				合格
4-4	96.51	167		114.20	250				合格
5-5	23.97	167		68.39	250				合格
6-6	36.43	167					46.71	501	合格
7-7	58.15	167					80.61	501	合格
8-8	98.37	167		182.30	250				合格

由图 9 可知,优化后应力最大值 $\sigma_{\max} = 243.734 \text{ MPa}$,得本模型交变应力幅值 $S_a = 0.5 \times 177.354 = 121.867 \text{ MPa}$,弹性模量修正后交变应力幅值 $S'_a = S_a \times E/E^t = 133.99 \text{ MPa}$,查 JB 4732-1995 C-1 图,得允许循环次数 $N_1 = 116\ 708$, $N_1 > n_1 = 90\ 000$ 次,满足疲劳要求。结构既满足了强度要求,也满足了抗疲劳性能要求。

3 结语

本文通过有限元分析软件 ANSYS 编写命令流,建立了基于硫化罐整体相连卡箍齿啮式快开结构的参数化模型,并且运用 ANSYS 的优化设计功能对结构进行优化分析设计。优化后,结构不仅满足强度与抗疲劳

性能的要求,而且更加轻便紧凑,节省了材料。

在优化分析设计时,本文采用安全裕度法和 JB 4732 应力评定法对状态变量进行提取。优化后的体积分别比原先减少了 12.8% 和 14.1%。比较 2 种方法可知:

1) 采取安全裕度法和 JB 4732 应力评定法对状态变量进行提取,优化可行,且优化效果相近;

2) 安全裕度法在保证优化准确度的同时,较简单方便,计算效率高;JB 4732 应力评定法能够更加清晰的反应出优化时对状态变量的限制条件,提高了优化的准确性,但步骤繁琐;

(下转第 46 页)