



基于有限元的齿啮式快开容器的整体式卡箍设计

肖琼, 陈峰

(武汉职业技术学院 机电工程学院, 湖北 武汉 430074)

摘要:采用 Ansys 软件对某齿啮式快开容器的整体式卡箍进行了有限元模拟,并进行了应力强度评定,得到了整体式卡箍的受力特点及应力分布规律,同时对各危险截面进行了强度评定和疲劳寿命分析。在提高设计效率的同时,还保证了产品使用的可靠性,在结构设计和设备制造方面都具有实际的工程价值。

关键词:有限元分析;齿啮式;快开容器;整体式卡箍

中图分类号: TH132.4

文献标识码: A

文章编号: 1671-931X (2015) 01-0070-03

70

武汉职业技术学院学报 二〇一五年第十四卷第一期 (总第七十五期)

齿啮式快开结构是在沿快开装置的圆周方向加工出均布的齿,通过旋动顶盖实现法兰齿与卡箍齿之间的啮合和错开,从而达到快速启闭的目的^[1]。其操作简单方便,应用广泛。但由于齿啮部分需要经常启闭,因此对齿啮部分的强度和疲劳强度有较高的要求,加上在设计、选材、制造和使用方面尚不完善等原因,关于此类压力容器的事故多有发生。据文献介绍^[2],我国这类设备的失效或爆炸事故的发生率约占国内压力容器事故总数的三分之一。

目前我国齿啮式快开结构的设计计算主要依据 HG20582《钢制化工容器强度计算规定》中“齿啮式卡箍连接设计计算”^[3],或参照国内外的类似相关计算规定,还没有齿啮式快开装置的设计计算国家标准。近些年来,借助计算机技术支持的有限元分析方法,通过数值分析计算及应力模拟能在一定程度上解决这一复杂的工程计算问题。^[4]

本文采用 Ansys 软件对某单位设计的一台卧式

容器的齿啮式快开结构中的整体式卡箍进行有限元应力分析和强度评定,并就其危险截面疲劳失效的可能性作出了评定分析。

一、齿啮式快开结构组成及工作环境分析

某卧式容器采用的齿啮式快开结构主要由带椭圆封头的带齿法兰、整体式卡箍、筒体和密封圈等组成。在法兰盘与整体式卡箍上均匀分布有 16 个齿,且沿圆周方向呈相互配合的关系。带齿法兰、整体式卡箍的啮合结构如图 1 所示。该容器工作压力 5MPa,设计温度为常温,工作介质为水,筒体内径 2500mm,腐蚀裕量 3mm,设计寿命为 20 年。主要零件材料参数见表 1。

二、有限元分析模型的建立

(一)几何模型

针对整体式卡箍结构中齿的间断分布,可以把其

收稿日期:2014-12-12

基金项目:武汉职业技术学院校级课题——“基于职教品牌建设的 CAD/CAM 系列课程体系重构研究与实践”(项目编号:2013YJ785)。

作者简介:肖琼(1983-),女,湖北武汉人,武汉职业技术学院机电工程学院讲师,硕士研究生,研究方向:机械设计;陈峰(1976-),男,上海人,武汉职业技术学院副教授,硕士研究生,研究方向:机械制造。

表 1 材料主要参数

零件	材料	温度	许用应力强度值 $S_m(\text{MPa})$	屈服强度 $S_y(\text{MPa})$	弹性模量 $E(\text{MPa})$	泊松比 μ
筒体	Q345R	常温	181	305	2×10^5	0.3
封头	Q345R	常温	181	305	2×10^5	0.3
卡箍	16Mn 锻件	常温	167	275	2×10^5	0.3
带齿法兰	16Mn 锻件	常温	167	275	2×10^5	0.3



图 1 快开装置结构图

受力和变形归结为一个广义轴对称问题, 由于齿啮式快开结构的 16 个齿沿圆周均匀分布, 因此可按周期对称问题处理。

(二) 网格划分

卡箍由均匀分布的 16 个齿组成, 与卡箍相连接的筒体长度取大于 $2.5\sqrt{Rt}$ (R 为筒体半径, t 为筒体壁厚)。为忽略边界的影响, 可将卡箍模型进行适当简化, 在 Ansys 中取其 1/16 建模, 采用 solid95 号单元, 单元总数为 115704。筒体部分和端部规则结构采用规则的六面体网格进行划分, 开齿部分进行网格细化, 其网格划分如图 2 所示。

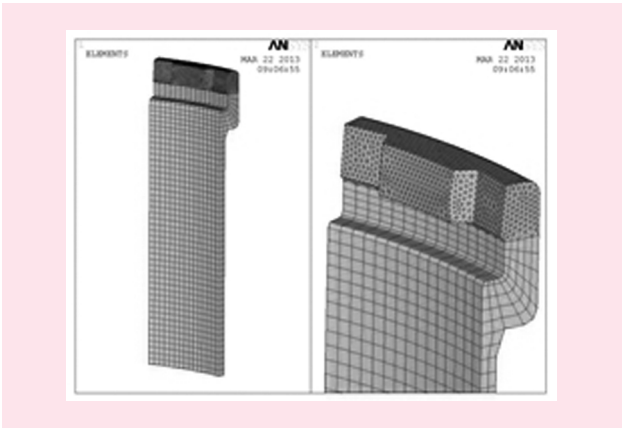


图 2 整体式卡箍有限元模型

(三) 边界条件

设计工况和试验工况施加的载荷分别为: 设计压力 5.3MPa, 试验压力 6.625MPa, 以及容器自重和介质重量。

设计工况和试验工况应力边界: 筒体内表面施加压力 p_c , 则开齿处齿面施加的压应力为:

$$\sigma = \frac{F}{S} = \frac{0.785 D^2 p_c}{S}$$

其中 p_c 为相应工况施加的压力, D 为容器内径, S 为一个齿的齿面面积。

设计工况和试验工况位移边界: 两侧面施加对称面约束, 筒体底面施加固定约束, 即 $u_y=0$ 。

三、有限元计算结果分析及强度评定

卡箍温度均匀分布, 没有温差引起的二次应力。卡箍在工作期间容易产生较大应力的部位主要在开齿等区域。图 3 为卡箍的主要评定部位, 图 4 所示为卡箍应力分布云图, 图 5 为卡箍总的位移云图。从图 4 可以看出最大应力在齿根的圆角处, 其值为 512.27MPa。此处出现最大应力主要是由于其接触面上较大的压紧力导致卡箍根部弯曲引起, 其他部位的应力迅速衰减而变小, 应力分布比较均匀。沿路径的线性化处理提取的应力评定结果如表 2 所示。

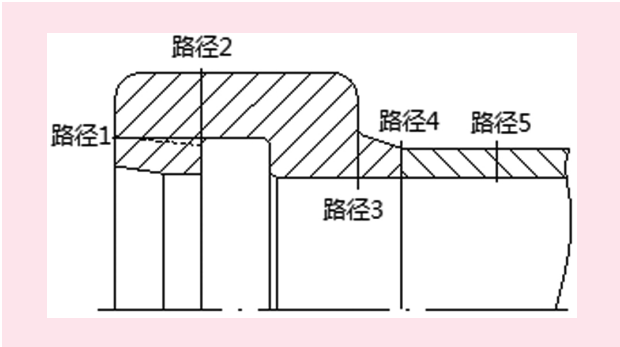


图 3 卡箍的主要评定部位

四、整体式卡箍疲劳失效评定

疲劳分析和评定方法采用设计疲劳曲线方法, 先求得各个工况下卡箍各点的交变应力强度幅值, 然后取最大交变应力强度幅值, 再从设计疲劳曲线上查得相应的许用循环次数 N_i , 将其与实际发生的应力循环次数 n_i 相比较求得损伤系数 n_i/N_i 。当有多种应力循环时, 求得累积损伤系数 $U = \sum (n_i/N_i)$, 当 $U \leq 1$ 时, 就认为不会发生疲劳破坏。^[5]由于正常工作过程中压力的波动很小, 在此只考虑卡箍在设计工况和水压试验工况下的疲劳破坏。

(一) 设计工况使用系数

设计工况下的应力循环为 $n_1=3000$ 次。
设计工况时, 从图 5 得出最大应力在齿根的内拐

肖琼, 陈峰: 基于有限元的齿啮式快开容器的整体式卡箍设计

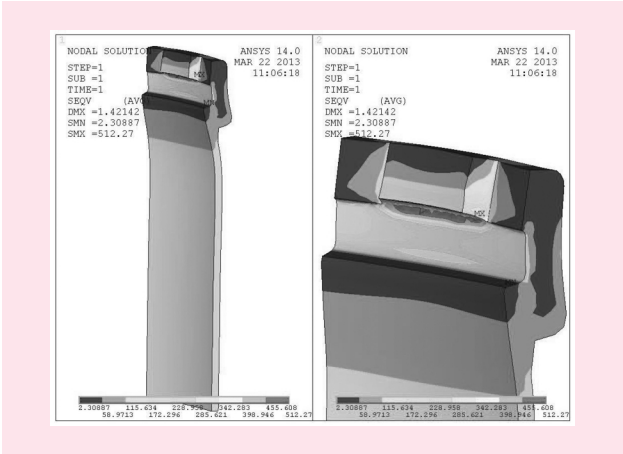


图4 设计工况卡箍应力云图

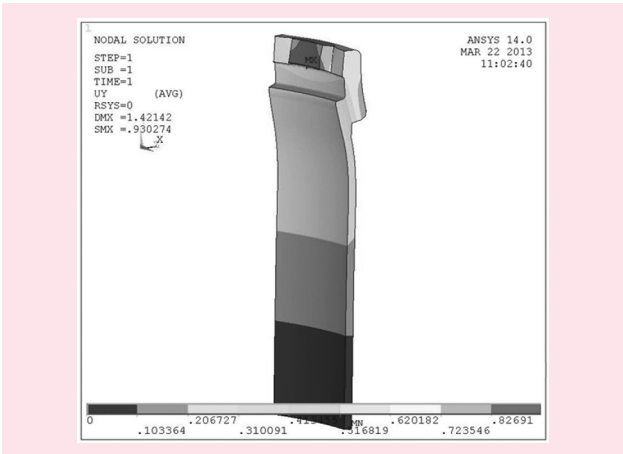


图5 设计工况卡箍总的位移云图

表2 设计工况卡箍应力评定结果

路径	应力 MPa	评定条件	评定结果
路径 1	Pl 190.3	$Pl \leq 1.5Sm=250.5$	合格
	Pl+ Pb+Q 237.7	$Pl+Pb+Q \leq 3Sm=501$	合格
路径 2	Pl 19.4	$Pl \leq 1.5Sm=250.5$	合格
	Pl+ Pb+Q 126.0	$Pl+Pb+Q \leq 3Sm=501$	合格
路径 3	Pl 93.6	$Pl \leq 1.5Sm=250.5$	合格
	Pl+ Pb+Q 94.7	$Pl+Pb+Q \leq 3Sm=501$	合格
路径 4	Pl 120.9	$Pl \leq 1.5Sm=250.5$	合格
	Pl+ Pb+Q 136.2	$Pl+Pb+Q \leq 3Sm=501$	合格
路径 5	Pm 163.9	$Pm \leq Sm=181$	合格

注:表中Pl—一次局部薄膜应力、Pb—一次弯曲应力、Q—二次应力、Pm—一次总体薄膜应力、Sm—许用应力强度值,评定方法按照JB4732《钢制压力容器分析设计》得出。

角处,在这点的应力强度幅值 $Sa1=512.27/2 \approx 256\text{MPa}$ 。从设计疲劳曲线上(JB4732 附录 C 中的图 C-1)查得在应力幅值 $Sa1$ 单独作用时允许的循环次数 $N_1=1.08 \times 10^4$ 。

则设计工况时的使用系数为:

$$U_1 = \frac{n_1}{N_1} = \frac{3000}{1.08 \times 10^4} = 0.28$$

(二)水压试验工况使用系数

根据《固定式压力容器安全技术监察规程》第132条和第133条确定水压试验次数为10次,则水压试验工况下的应力循环为 $n_2=10$ 次。

水压试验工况时,从试验工况得出最大应力在齿根的内拐角处,在这点的应力强度幅值 $Sa2=640.35/2 \approx 320\text{MPa}$ 。从设计疲劳曲线上(JB4732 附录 C 中的图 C-1)查得在应力幅值 $Sa2$ 单独作用时允许的循环次数 $N_2=5.53 \times 10^3$ 。

则水压试验工况时的使用系数为:

$$U_2 = \frac{n_2}{N_2} = \frac{10}{5.53 \times 10^3} = 1.8 \times 10^{-3}$$

(三)疲劳失效评定结果

在设计工况和水压试验工况两种应力循环的情况下,疲劳累积损伤系数为:
 $U=U_1+U_2=0.28+1.8 \times 10^{-3} < 1$,由此即可以认定卡箍在寿命期内不会发生疲劳破坏。

五、结束语

通过运用 Ansys 软件构建出齿啮式快开压力容器整体卡箍的参数化模型,即可进行整体式卡箍的静强度和疲劳强度的分析计算。实际应用表明,其分析结果有较好的可信度。利用 Ansys 软件在设计阶段辅助验证,可以弥补试验的不足,既可提高设计效率的,也能保证产品使用的可靠性,能为产品结构设计和设备制造提供有价值的参考。

参考文献:

[1] 陈年金. 高温环境中疲劳蠕变交互作用寿命预测方法研究[D].杭州:浙江工业大学,2006.
[2] ASME B31.3,Process Piping[S].
[3] 国家石油和化学工业局.HG20582-1998, 钢制化工容器 (下转第 80 页)

(上接第 72 页)

- 强度计算规定[S].
- [4] 中华人民共和国工业和信息化部.SH/T3059-2012,石油
化工管道设计器材选用规范[S].北京:中国石化出版社,
2003.
- [5] 全国锅炉压力容器标准化技术委员会.JB4732-2005,钢
制压力容器——分析设计标准[S].北京,2005.
- [责任编辑:詹华西]

Design of Tooth-locked Quick Open-closure Vessel Integral Hoop Based on Finite Element

XIAO Qiong, CHEN Feng

(Wuhan Polytechnic, Wuhan 430074, China)

Abstract: The ANSYS software was applied in the finite simulation of the integral hoop of a tooth-locked quick open-closure vessel. And stress strength assessments were carried out. Through the analysis, the mechanical characteristics and stress distribution of the hoop were obtained. At the same time, the static strength and fatigue life to each dangerous section was evaluated. To improve the design efficiency and ensure the reliability of the use of the product, it has the actual engineering value in structure design and equipment manufacturing.

Key words: finite element analysis; tooth-locked; quick open-closure vessel; integral hoop