

[制造·使用·改进]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2016.01.019

齿啮式快开门装置上法兰的拓扑优化

苏文献, 杨随云

(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要:为设计出更合理的快开门装置上法兰结构,文章利用拓扑优化技术对上法兰结构进行优化设计。根据快开门上法兰的受力与约束情况,对某蒸压釜上法兰的原始结构进行了静力分析,并根据分析结果建立上法兰的拓扑优化概念模型;在上法兰拓扑优化结果的基础上,根据加工制造要求对上法兰进行了二次设计;将二次设计后的上法兰新结构与原始结构进行对比分析。结果表明:新结构在最危险截面处一次局部薄膜应力和一次加二次应力均有所下降;并且,质量较原始结构减轻了23.2%。

关键词:快开门;蒸压釜;拓扑优化;HyperWorks 软件

中图分类号:TQ051

文献标志码:A

文章编号:1005-2895(2016)01-0079-05

Topology Optimization of Upper Flange in Tooth-Lockde Quick-Actuating Closures

SU Wenxian, YANG Suiyun

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: In order to obtain more reasonable topology of upper flange in tooth-lockde quick-actuating closures, topology optimization of upper flange was carried out in this paper. According to the loads and constraints of the upper flange, original structure static analysis of the upper flange of vapour pressure caldron was carried out and the conceptual model was built. Based on the result of topology optimization and manufacturing requirement, the part was re-designed. Compared the static analysis results of the original design with re-designed structure, it shows that in the most dangerous section both primary local membrane stress and primary + secondary stress decrease, the weight is reduced by 23.2%.

Key words: quick-actuating closures; vapour pressure caldron; topology optimization; HyperWorks

快开装置的部分零件为非标件,如快开门盖、卡箍等,可以参考设计规范^[1-3]进行设计。但采用这种方法设计出来的零件在多数情况下过于保守。国内一些学者已经针对快开装置中的非标件的设计展开研究。林桥^[4]等采用有限元分析与RQP方法求解非线性规划相结合,针对结构中高应力区进行优化设计。黄进^[5]采用因素法分析出整体转圈齿啮式快开装置中对端部法兰危险截面应力水平影响显著的结构参数,并建立结构参数与应力水平的线性回归方程。刘育明^[6]制定出借助ANSYS优化模块优化齿啮式快开盖装置端部法兰的步骤和策略。刘爱萍^[7]和龚曙光^[8]等利用ANSYS的APDL语言进行参数化建模、分

析和优化,并得出不同快开装置结构参数的最优值。胡涛^[9]借助MATLAB和ANSYS两种软件分别对同一快开装置进行优化设计,并对两种方法进行了比较。于继凯^[10]等应用Pro/E、ANSYS和协同优化软件Isight,构建了协同优化设计平台,对齿啮式蒸压罐法兰进行优化设计。以上学者的研究都是建立在优化前后的拓扑结构保持一致的基础上,未能通过改变部件的拓扑结构达到减轻结构重量的目的。

拓扑优化方法通常可以设计出满足结构强度要求和耗材更少的拓扑结构方案。本文通过对某蒸压釜上法兰进行静力分析,发现该结构中部分区域应力较低,存在进一步优化的空间,利用OptiStruct拓扑优化模

收稿日期:2015-07-20;修回日期:2015-10-10

作者简介:苏文献(1967),男,山东栖霞人,副教授,主要研究方向为过程设备设计与有限元分析。通信作者:杨随云, E-mail: yangsuiyun0317@163.com

块,对上法兰做初步拓扑优化分析,并提出改进的结构方案。

1 蒸压釜上法兰的静力分析

某蒸压釜快开装置结构如图1所示,主要部件包括:球冠形封头、上法兰、下法兰、密封圈和筒体。其中,上法兰的设计截面比较复杂,没有特定的设计公式。传统的设计方法建立在经验基础上,其截面形状有进一步优化的空间。设计压力为1.6 MPa,设计温度为204 ℃。球冠形封头和上法兰的材料参数见表1。

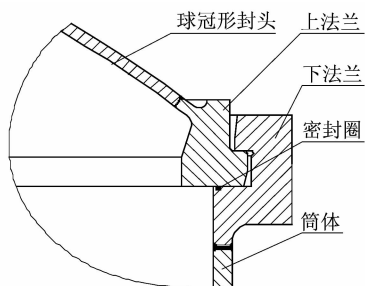


图1 蒸压釜快开装置结构示意图

Figure 1 Structure of quick-actuating closures

表1 材料参数

Table 1 Material parameters

部件	材料	许用应力/MPa	弹性模量/GPa	泊松比	密度/($\text{mg} \cdot \text{mm}^{-3}$)
球冠形封头	Q345R	168.88	190.760	0.3	7.85
上法兰	16Mn II	148.96	190.760	0.3	7.85

1.1 边界条件的确定

为了便于对上法兰施加边界条件,将上法兰和球冠形封头一起建模。由于上法兰结构中,齿在周向均匀分布且不连续,具有周向对称性,但不是严格的轴向对称结构。本文取对称结构中的一部分进行实体建模,并在此基础上进行应力分析^{[7]19}。优化前结构及其有限元模型如图2所示。

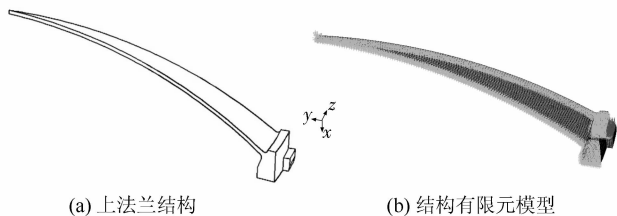


图2 优化前上法兰结构及其有限元模型

Figure 2 Geometry and FEM model of upper flange before optimized

封头、上法兰内表面以及上法兰下端面上密封槽以内的区域,受均布内压作用。根据广义轴对称问题

的特点,对称面周向位移为零,封头顶端径向位移为零。为防止分析部件刚体位移,封头顶端轴向位移为零。同时,上法兰与下法兰接触的齿面受到下法兰向下的作用力。

1.2 静力分析结果

利用ANSYS求解器求解,上法兰的应力结果如图3所示。最大应力发生在齿面与上法兰主体连接的尖角部位,最大值为348.711 MPa。齿面较大的作用力及该位置结构不连续造成的应力集中,是该点应力较大的主要原因。由图中可以看出上法兰上部和齿底部应力较小,使得该区域的材料没有得到有效利用。

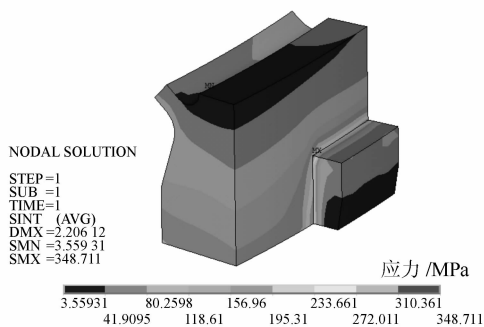


图3 静力分析的 Von Mises 应力云图

Figure 3 Von Mises stress contour of statics analysis

根据图3应力分析结果,绘制上法兰结构中危险截面如图4所示。因封头是薄壳,而上法兰是实体,两者刚度相差较大,导致两者在连接处自由变形存在差异,并在1-1截面处引起附加的局部弯矩,导致应力集中,故其为一个危险截面;上法兰的过渡圆弧削弱了法兰的承载面积,其最薄处2-2截面为危险截面;齿间接触力对上法兰有很大的弯曲和剪切作用,故截面3-3为危险截面^{[7]26}。

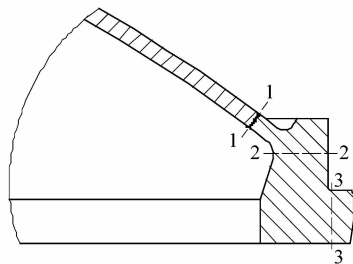


图4 优化前结构危险截面示意图

Figure 4 Dangerous sections before optimized

对各截面线性化评定结果如表2所示。从表中可以看出最危险的截面是3-3截面,各截面应力评定结果均满足强度要求。

表2 优化前线性化评定结果

Table 2 Result of linearized stress before optimized

截面	应力分类	应力强度/MPa	许用极限/MPa	应力强度评定	结果
1-1	一次局部薄膜应力强度 S_{II}	111.1	223.44	$S_{II} < 1.5S_m$	合格
	一次加二次应力强度 S_{IV}	130.1	446.88	$S_{IV} < 3.0S_m$	合格
2-2	一次局部薄膜应力强度 S_{II}	107.1	223.44	$S_{II} < 1.5S_m$	合格
	一次加二次应力强度 S_{IV}	134.8	446.88	$S_{IV} < 3.0S_m$	合格
3-3	一次局部薄膜应力强度 S_{II}	209.8	223.44	$S_{II} < 1.5S_m$	合格
	一次加二次应力强度 S_{IV}	248.1	446.88	$S_{IV} < 3.0S_m$	合格

2 上法兰拓扑优化设计

2.1 概念模型

拓扑优化的本质是去除设计空间结构中的部分材料,得到优化的拓扑结构。为了得到上法兰的优化结构,需要根据上法兰的原始结构进行扩充,扩大软件求解最优结构的寻优空间,得到如图5所示的上法兰的概念模型。

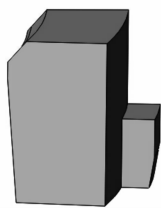


图5 上法兰概念模型

Figure 5 Conceptual model of upper flange

2.2 拓扑优化

为方便拓扑优化流程中静力工况边界条件的定义,取上法兰的概念模型和封头一起进行拓扑优化。静力工况中,材料属性、加载方式以及约束条件保持与拓扑优化前静力分析工况一致。本文是对上法兰进行拓扑优化,故上法兰的概念模型为设计域,封头为非设计域,设计域划分如图6所示。

上法兰优化设计的3要素:

- 1) 目标函数:总体结构柔度最小。
- 2) 约束条件:体积分数,上限为0.3。
- 3) 设计变量:模型的单元密度。

上法兰通常采用锻造方式制造,其各个截面在周向上具有对称性,故对上法兰施加沿圆周方向的挤压



图6 模型设计域划分

Figure 6 Design domain

约束。拓扑优化在经过35步的迭代计算后收敛,得到单元密度云图如图7所示。从图中可以看出上法兰顶部、上法兰中间部分及齿的右下角的材料不是承受载荷的主要部分,此部分材料可以适当削减。

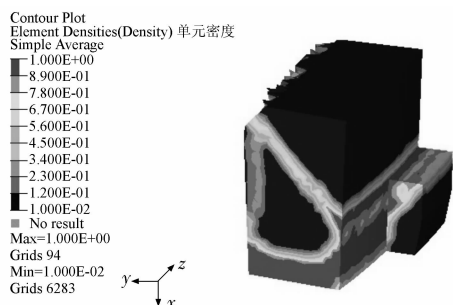


图7 上法兰拓扑优化结果

Figure 7 Result of topology optimization

利用OptiStruct的OSSmooth模块,通过给定适当密度阈值去除不必要材料,并将拓扑优化计算的结果转换成几何模型如图8所示。

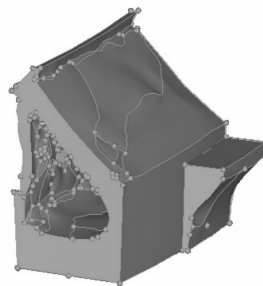


图8 由拓扑优化结果生成的几何模型

Figure 8 Geometry model created according to result of topology optimization

2.3 二次设计及静力分析

由拓扑优化的结果得出的几何表面非常复杂,难以直接作为优化设计的新方案。根据拓扑优化的结果,同时满足锻造加工的要求,设计出新的优化设计方案,如图9所示。

对二次设计后的上法兰施加与优化前结构相同的边界条件后进行静力分析,求解结果如图10所示。

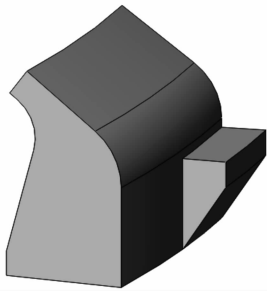


图9 上法兰的新结构

Figure 9 New structure of upper flange

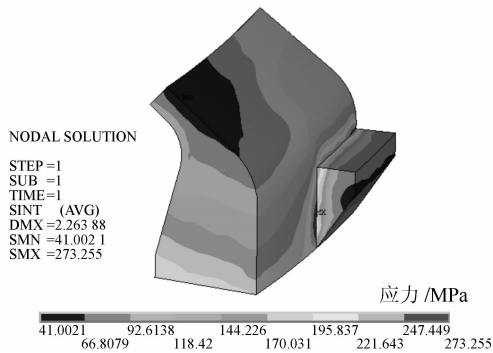


图10 优化后结构的静力分析 Von Mises 应力云图

Figure 10 Von Mises stress contour of static analysis after optimized

上法兰新结构方案与优化前结构方案的结构形式保持一致,故其危险截面与原方案基本一致。危险截面如图11所示。截面4-4和6-6分别与截面1-1和3-3保持一致。新结构中截面5-5变成法兰最薄部分,此处与优化前结构危险截面2-2位置不同。各截面线性化结果如表3,从表中也可以看出,最大危险截面发生在6-6截面。

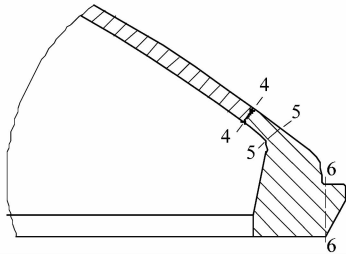


图11 优化后结构危险截面示意图

Figure 11 Dangerous sections of new structure after optimized

3 对比分析

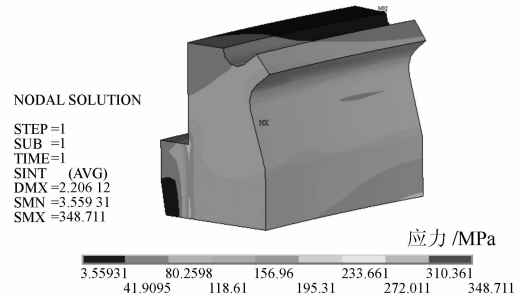
为了便于对比优化前后结构应力分布,选取合适的视角观察优化前后结构应力分析结果如图12所示。

新结构的最大应力发生在齿与上法兰主体连接面的中部,最大应力值为273.255 MPa。相较原方案,最大应力有所降低。同时,新结构比原方案应力分布更加均匀,材料得到了更有效的利用。

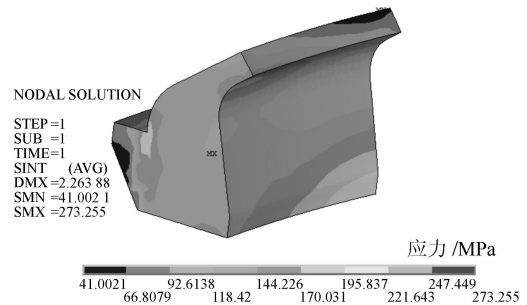
表3 优化后线性化评定结果

Table 3 Result of linearized stress after optimized

截面	应力分类	应力强度/MPa	许用极限/MPa	应力强度评定	结果
4-4	一次局部薄膜应力强度 S_{II}	131.7	223.44	$S_{II} < 1.5S_m$	合格
	一次加二次应力强度 S_{IV}	155.2	446.88	$S_{IV} < 3.0S_m$	合格
5-5	一次局部薄膜应力强度 S_{II}	139.1	223.44	$S_{II} < 1.5S_m$	合格
	一次加二次应力强度 S_{IV}	169.0	446.88	$S_{IV} < 3.0S_m$	合格
6-6	一次局部薄膜应力强度 S_{II}	188.8	223.44	$S_{II} < 1.5S_m$	合格
	一次加二次应力强度 S_{IV}	194.7	446.88	$S_{IV} < 3.0S_m$	合格



(a) 优化前结构 Von Mises 应力云图



(b) 优化后结构 Von Mises 应力云图

图12 优化前后结构静力分析结果对比

Figure 12 Static analysis result before and after optimized

将优化前后的相关参数作对比如表4所示。优化后的结构在危险截面处一次局部薄膜应力和一次加二次应力均有所降低,并且质量下降了23.2%。

表4 优化前后参数对比
Table 4 Parameters before and after optimized

质量/kg		最大应力/MPa		最危险截面一次局部薄膜 应力强度 S_{II} /MPa		最危险截面一次加二次 应力强度 S_{IV} /MPa	
优化前	优化后	优化前	优化后	优化前	优化后	优化前	优化后
22.73	17.45	348.711	273.255	209.8	188.8	248.1	194.7

4 结论

本文借助拓扑优化方法,对某蒸压釜上法兰进行结构优化设计。从优化设计的结果可以看出,新的结构比原结构更加合理。结构中的材料得到了更充分的利用,不仅使结构的质量降低,而且降低了危险截面的一次局部薄膜应力强度和一次加二次应力强度,提高了结构承载能力。本文设计出的新结构可用于工程实践,有利于产品质量缩减和制造成本降低,从而提升企业的竞争能力。同时,为非标零件的设计提供了一种新的思路。

参考文献:

[1] 日本工业标准调查会. 压力容器快速开关盖装置:JIS B 8284—2003[S]. 东京:日本规格协会,2003.
[2] 中华人民共和国机械工业部. 钢制压力容器:分析设计标准:JB4732—1995[S]. 北京:新华出版社,2007.

[3] 中华人民共和国工业和信息化部. 钢制化工容器强度计算规定:HG/T 20582—2011[S]. 北京:中国计划出版社,2011.
[4] 林桥,耶敏. 对压力容器部件构形优化方法的探讨[J]. 力学与实践,1991,13(2):52—55.
[5] 黄进. 带椭圆形封头的整体转圈齿啮工快开装置强度及工程设计方法研究[D]. 杭州:浙江大学,2000:39—50.
[6] 刘育明. 齿啮式快开装置形状优化及其安全联锁装置的研究[D]. 杭州:浙江大学,2001:25—45.
[7] 刘爱萍. 齿啮式快开装置参数化整体优化设计方法研究[D]. 杭州:浙江大学,2002:30—38.
[8] 龚曙光,谢桂兰,王亚,等. 基于有限元分析的快开门装置结构优化设计[J]. 机械设计与研究,2004,20(1):83—85.
[9] 胡涛. 高压齿啮式快开结构优化设计[D]. 北京:北京化工大学,2012:41—60.
[10] 于继凯,周国发,欧可升. 齿啮式快开门压力容器协同智能优化设计研究[J]. 化工机械,2012,39(3):356—360.

(上接第78页)

5 结语

本机器人采用坦克式双履带行走驱动方式,使机器人具有上楼梯、下斜坡的功能;手臂采用电机、绳索达到自由升降功能;多自由度的操控性能实现果实采摘、存放等功能。本文设计过程结合了理论力学,机械原理,机械设计方面的知识,运用力学计算、强度校核、功率计算等方法以及根据要求合理选用标准件;同时还考虑了零件的加工、互换性和制造成本,综合考虑,制作了果实采摘机器人,满足了设计和使用要求。

本文中的机器人主要是从结构上入手,今后可以在控制方面作进一步改进,使其具有多项智能化功能。或者,也可以根据需求在机器人上添加其他结构来达到多项功能,这是今后继续研究的方向。

参考文献:

[1] 张铁,谢存禧. 机器人学[M]. 广州:华南理工大学出版社,2001.

[2] 廖念钊. 互换性与测量技术基础[M]. 3版. 北京:中国标准出版社,2013.
[3] 孟宪源,姜琪. 机构构型与应用[M]. 北京:机械工业出版社,2004.
[4] 成大先. 机械设计手册[M]. 北京:化学工业出版社,2005.
[5] 宗光华. 机器人的创意设计与实践[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2004.
[6] 朱冬梅,胥北澜. 画法几何及机械制图[M]. 5版. 北京:高等教育出版社,2000.
[7] 周祖德,唐永洪. 机电一体化[M]. 武汉:华中科技大学出版社,2002.
[8] 李楠,王明辉,马书根,等. 基于联合运动规划的可变形履带机器人在线翻越楼梯控制方法[J]. 机械工程学报,2012,48(1):47—55.
[9] 杨德伟,冯祖仁,张翔. 新型三臂巡线机器人机构设计及运动分析[J]. 西安交通大学学报,2012,46(9):43—54.
[10] 王健,谈英姿,许映秋. 基于姿态的多关节履带机器人越障控制[J]. 东南大学学报(自然科学版),2011,41(增刊1):160—167.