

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2015.05.002

钢制扬克平盖烘缸的结构优化

王小晶, 贺小华

(南京工业大学 机械与动力工程学院, 江苏 南京 211816)

摘要:为了实现扬克烘缸的轻量化设计,针对规格为 $\varnothing 3\ 680\ \text{mm} \times 3\ 120\ \text{mm}$ 的钢制扬克平盖烘缸进行有限元应力分析,得出对烘缸应力强度产生显著影响的结构参数,在此基础上,分别用零阶和一阶2种优化方法对烘缸结构进行优化设计,优化结果表明优化效果明显,达到了减轻质量、节约成本的目的。同时为钢制平盖烘缸结构优化设计提供参考。

关键词:造纸机械;钢制扬克烘缸;平盖封头;轻量化设计;有限元分析

中图分类号:TB115.1

文献标志码:A

文章编号:1005-2895(2015)05-0006-05

Structural Optimization Design for Steel Yankee Flat Cover Dryer

WANG Xiaojing, HE Xiaohua

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

Abstract: In order to realize the lightweight design of Yankee dryer, based on finite element analysis of the $\varnothing 3\ 680\ \text{mm} \times 3\ 120\ \text{mm}$ steel Yankee flat cover dryer, structure parameters which have great effects on the stress intensity of the dryer were obtained. On this basis, optimization design of the dryer structure was made with zero-order and first-order optimization methods. The optimization results shows that the optimization effect is obvious, and reaches the goal of reducing the weight and saving cost. Meanwhile it provides references for the structural optimization design of dryer cover flat steel.

Key words: papermaking machinery; steel Yankee dryer; flat cover; lightweight design; Finite Element Analysis (ANSYS)

烘缸属特种压力容器,广泛应用于造纸工业中的纸幅干燥。烘缸按材料不同可分为铸铁烘缸和钢制烘缸,其中,铸铁烘缸经过多年的发展,材料、结构、制造工艺已趋于稳定,相关规定可参考QB/T 2556-2008《造纸机械用铸铁烘缸设计规定》^[1]。钢制烘缸由于起步较晚,各方面规定还不够完善,有些设计还沿用铸铁烘缸的规定,无法充分发挥压力容器用钢的优势,与铸铁烘缸相比,钢制烘缸的缸体与缸盖的壁厚将大大减小,整体质量不到铸铁烘缸的一半,制造成本可降低1/3到1/2^[2]。

扬克烘缸主要由缸体、缸盖、人孔装置、内拉筒及冷凝水装置等部件构成。钢制扬克烘缸多用于宽幅和高速的卫生纸机,缸内的蒸气压力比较高,因此对烘缸的强度要求较高,采用内拉筒可增强缸盖的强度和降

低缸体轴向力。高红利等^[3]采用有限元法,对钢制烘缸进行了应力计算和分析,结果表明:缸盖与缸体的连接过渡处及芯轴体中轴头与内拉筒的连接过渡处是影响结构安全的危险区域。田明德等^[4]对扬克钢制烘缸的缸体和缸盖进行了设计分析,并利用解析法进行烘缸的强度和稳定性校核。基于上述背景,针对某钢制扬克平盖烘缸结构进行优化设计,在保证烘缸规格不变的前提下,达到减轻质量,节约成本的目的,为钢制平盖烘缸结构优化设计提供参考。

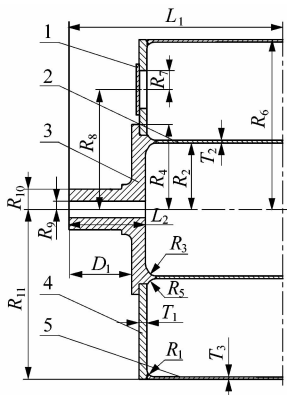
1 烘缸结构有限元分析

1.1 基本设计参数

研究的模型为 $\varnothing 3\ 680\ \text{mm} \times 3\ 120\ \text{mm}$ 钢制扬克平盖烘缸,以下简称烘缸。结构简图如图1所示,各结构主要初始参数值见表1。

收稿日期:2015-02-04;修回日期:2015-03-26

作者简介:王小晶(1990),男,安徽阜阳人,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:yunandme@126.com



1—人孔盖;2—内拉筒;3—轴头;4—缸盖;5—缸体
图1 烘缸几何结构

Figure 1 Geometric structure of dryer

表1 分析结构初始参数表

Table 1 Initial parameter table of analytical structure

mm							
R_1	R_2	R_3	R_4	R_5	R_6	R_7	R_8
80	720	90	920	40	1 840	205	1 300
R_9	R_{10}	T_1	T_2	T_3	L_1	L_2	D_1
100	220	85	30	25	2 320	830	680

烘缸缸盖、内拉筒、人孔盖和缸体材料为 Q345R,轴头材料为 16MnIII,设计温度和设计压力分别为 183 ℃、1 MPa,工作介质为饱和水蒸气,腐蚀裕量为 1 mm。在上述设计要求下材料参数如表 2 所示。

表2 材料性能参数

Table 2 Material property parameters

材料	许用应力 S_m /MPa	弹性模量 E /GPa	泊松比 μ
Q345R	156	192	0.3
16MnIII	153	192	0.3

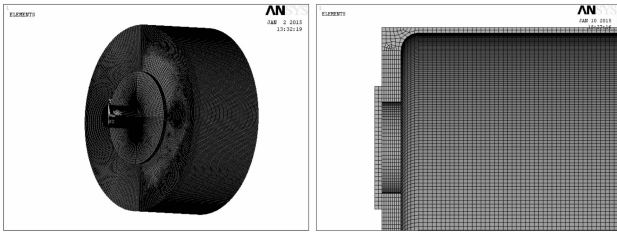
1.2 有限元建模

烘缸载荷主要有内压、自身结构与介质重力载荷、温差载荷、离心力及毛毯张力 5 种。文献[5]认为,烘缸结构元件厚度主要取决于介质内压。考虑内压作用下的烘缸,由于其结构和载荷的对称性,取其结构的 1/2 模型为有限元分析的对象。忽略螺栓、螺纹、螺母、垫片,以及排水管的局部影响。

1.3 网格划分和边界条件

模型中缸体长度足够,大于边缘应力衰减长度,选择 8 节点实体单元 SOLID45 划分网格,采用映射划分(Sweep)方式,映射划分可控制缸体和内拉筒壁厚方向的划分份数,准确控制网格密度。烘缸网格划分图如图 2 所示。

边界条件:在缸体内表面、轴头内表面、人孔盖内表面、缸盖内表面和内拉筒表面施加内压,轴头外端面施加轴向平衡载荷,结构对称面端面施加对称约束,轴头上与轴承接触的端面上施加固定约束。



(a) 三维 (b) 二维

图2 烘缸网格划分图

Figure 2 Grid diagram of dryer

1.4 有限元分析结果

烘缸初始参数下的整体应力云图和轴头的应力云图分别如图 3 和图 4 所示,由于轴头的应力水平相对较低,所以轴头部位的结构参数对烘缸整体应力强度影响较小。有限元分析计算表明,对烘缸缸盖与缸体连接处应力强度产生显著影响的结构尺寸有:缸盖的厚度 T_1 、内拉筒的厚度 T_2 、缸体与缸盖的连接过渡处弧度 R_1 和内拉筒的半径 R_2 。对轴头与内拉筒连接处应力强度产生明显影响的结构尺寸有:内拉筒的厚度 T_2 和内拉筒的半径 R_2 。人孔位置和孔径大小对烘缸整体应力强度影响较小。烘缸危险区域的最大当量应力值随结构尺寸 T_1 、 T_2 、 R_1 和 R_2 的变化情况如图 5~8 所示。

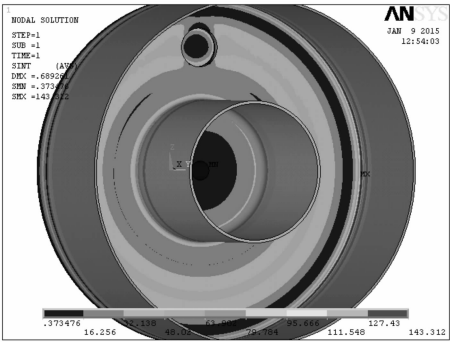


图3 烘缸初始参数下的整体 Tresca 应力云图

Figure 3 Global tresca stress contour with initial parameter of dryer

2 烘缸的优化设计

采用 ANSYS 软件对烘缸结构进行优化设计,在进行结构的优化之前,需要确定设计变量、状态变量、目标函数和优化方法。

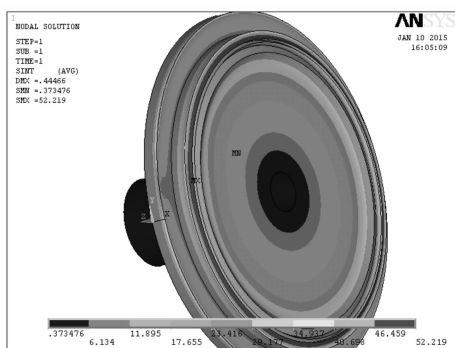
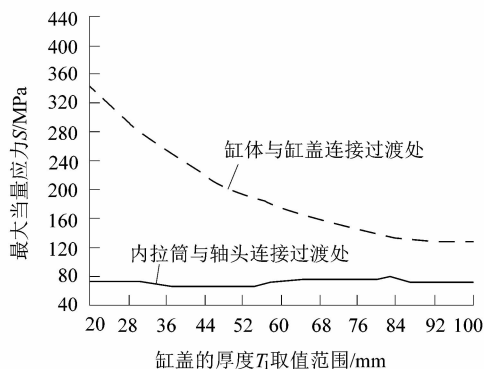
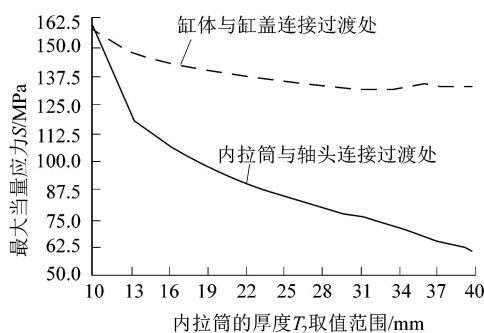


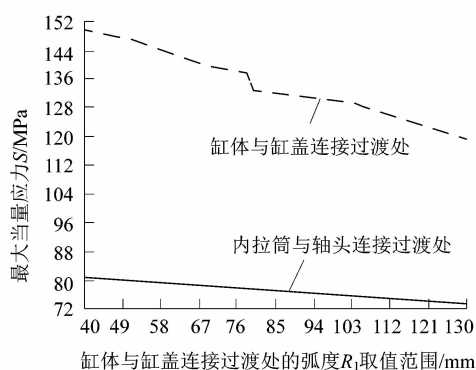
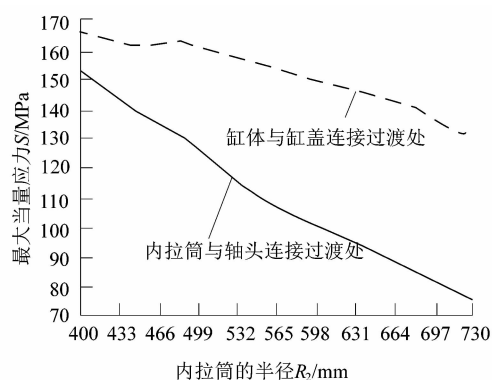
图4 轴头的 Tresca 应力云图

Figure 4 Global tresca stress contour of spindle head

图5 最大当量应力 S 与 T_1 的关系Figure 5 Relationship between maximum equivalent stress of S and T_1 图6 最大当量应力 S 与 T_2 的关系Figure 6 Relationship between maximum equivalent stress of S and T_2

2.1 设计变量的确定

设计变量是能够用来描述结构方案特征的独立变量。根据文献[6]设计变量的选取原则,选取缸盖厚度 T_1 、内拉筒厚度 T_2 、缸体与缸盖连接过渡处弧度 R_1 和内拉筒半径 R_2 作为设计变量,根据烘缸高应力区最

图7 最大当量应力 S 与 R_1 的关系Figure 7 Relationship between maximum equivalent stress of S and R_1 图8 最大当量应力 S 与 R_2 的关系Figure 8 Relationship between maximum equivalent stress of S and R_2

大 Tresca 当量应力随 T_1 、 T_2 、 R_1 和 R_2 的变化图,得出各设计变量取值范围见表3。

表3 设计变量的取值范围

Table 3 Range of design variables mm

取值范围	T_1	T_2	R_1	R_2
上限	30	10	30	400
下限	90	35	100	750

2.2 状态变量的确定

根据 JB4732-1995 (2005 年确认)^[7] 评定要求和烘缸结构的特点,确定了危险截面上 4 条路径 (路径 1-1, 2-2, 3-3, 4-4) 的最大局部薄膜应力 S_i ($i=1, 2, 3, 4$) 作为状态变量,限定 S_i 不超过 $1.5S_m$ 。同时,限定缸盖中心 (路径 5-5) 一次薄膜应力加一次弯曲应力 S_5 不超过 $1.5S_m$,限定内拉筒中心的一次薄膜应力 S_6 (路径 6-6) 不超过 S_m 。危险截面路径如图 9 所示,状态变量取值范围见表 4。

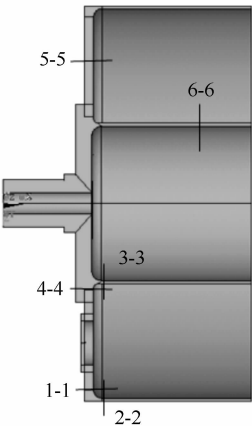


图9 危险截面路径图

Figure 9 Path diagram of dangerous section

表4 状态变量取值范围

Table 4 Range of state variables MPa

状态变量	S_1	S_2	S_3	S_4	S_5	S_6
上限	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
下限	234.0	234.0	229.5	229.5	234.0	156.0

2.3 目标函数的确定

选择分析结构总体积作为目标函数进行优化。

表5 设计变量优化前后的数值对比

Table 5 Numerical comparison before and after optimal design variables mm

尺寸	T_1		T_2		R_1		R_2	
	零阶	一阶	零阶	一阶	零阶	一阶	零阶	一阶
优化前	85.000	85.000	30.000	30.000	80.000	80.000	720.000	720.000
优化后	47.119	41.992	12.171	24.299	98.875	73.359	549.880	683.417
圆整后	47.000	42.000	12.000	24.000	99.000	73.000	550.000	683.000

表6 优化圆整后应力校核

Table 6 Stress intensity assessment after rounded MPa

烘缸各部件及路径	一次薄膜		应力强度	局部薄膜		应力强度	一次薄膜 +		应力强度	局部薄膜 +		应力强度
	应力强度		许用极限	应力强度		许用极限	弯曲应力强度		许用极限	弯曲应力强度		许用极限
	零阶	一阶	S _m	零阶	一阶	1.5S _m	零阶	一阶	1.5S _m	零阶	一阶	3S _m
人孔盖				76.97	82.78	234.0				114.2	120.90	468
轴头				48.36	37.01	229.5				100.7	87.15	459
缸盖				63.17	53.74	234.0				252.7	254.80	468
缸体				58.96	50.69	234.0				219.7	232.20	468
内拉筒				153.10	69.04	234.0				171.7	102.10	468
5-5	16.01	12.37	156				139.0	155.90	234.0			
6-6	132.30	56.74	156				132.6	56.97	234.0			

3) 优化结果分析

2种优化方法的优化效果都较为明显,且满足强度要求,零阶与一阶方法得到的总体积减少量基本相同,但单个优化变量有差异。基于零阶方法计算量少,速度快,可以应用多变量的结构优化。针对烘缸结

2.4 优化方法的确定

优化方法是使单个函数(目标函数)在控制条件下达到极值的方法。ANSYS 提供了2种主要优化方法^[8-9]:即零阶方法和一阶方法,零阶方法是最常用的方法,使用所有因变量(状态变量和目标函数)的逼近,可以有效地处理大多数工程问题。一阶方法使用偏导数,即使用因变量的一阶导数。此方法在因变量变化很大,设计空间也相对较大时精度很高,但占用的时间也较多。与零阶方法相比,一阶方法计算量大,结果精确。现针对烘缸结构分别采用零阶和一阶方法进行优化。

2.5 优化结果

1) 零阶方法优化结果

优化迭代次数取默认的30次,优化共迭代10次收敛,优化结束。优化后的体积为 $6.8 \times 10^8 \text{ mm}^3$,比优化前的 $9.1 \times 10^8 \text{ mm}^3$ 减少了25.3%。

2) 一阶方法优化结果

设定优化迭代次数为20次,最优解出现在第8次。优化后的体积为 $7.0 \times 10^8 \text{ mm}^3$,比优化前的 $9.1 \times 10^8 \text{ mm}^3$ 减少了23.1%。

设计变量优化前后的数值对比见表5,优化圆整后应力校核见表6。

构的优化分析,推荐选用零阶方法。

3 结论

1) 通过对钢制扬克平盖烘缸结构的分析计算,得出对烘缸结构危险部位应力强度有显著影响的特征尺
(下转第14页)