

# 整体叶盘磨抛机床叶片型面磨头结构拓扑优化设计

黄 智, 吴 湘, 王洪艳, 周 涛  
(电子科技大学 机械与电气工程学院, 四川 成都 611731)

**摘 要:** 针对航空发动机整体叶盘磨抛机床叶片型面砂带磨头结构的轻量化设计目标,对磨头支撑板开展变密度法拓扑优化设计. 在完成磨头静动态分析的基础上,进行了变密度法拓扑优化理论分析. 以磨头支撑板最优材料分布为基础,对磨头结构开展轻量化布局以及尺寸优化,获得了最终的磨头结构设计参数. 结果表明,优化后磨头质量总体来说相比原始结构减轻了 8.74%,并在动静力学性能方面获得了较为理想的提升,较好地实现了磨头结构减重优化设计目标.

**关 键 词:** 拓扑优化;磨头;轻量化设计;变密度法;结构设计

中图分类号: TH 122      文献标志码: A      文章编号: 1005-3026(2019)08-1149-05

## Topological Optimization Design of Blade-Type Grinding Head Structure for Integral Blade Disk Polishing Machine

HUANG Zhi, WU Xiang, WANG Hong-yan, ZHOU Tao  
(School of Mechanical and Electrical Engineering, University of Electronic Science and Technology of China, Chengdu 611731, China. Corresponding author: HUANG Zhi, E-mail: zhihuang@uestc.edu.cn)

**Abstract:** Aiming at the lightweight design target of the head structure of grinding and polishing machine for the blade surface grinding of aeroengine's overall blade disk, the variable density method for topological optimization design was applied to the grinding head support plate. Based on the static and dynamic analysis of the grinding head structure, the theory of topological optimization of variable density method was studied. Based on the topologically optimized material distribution results, the lightweight structure and size optimization of the grinding head structure were carried out, and the final design parameters of the grinding head structure were obtained. The results showed that the mass of the optimized grinding head structure is reduced by 8.74%, and the dynamic and static mechanical properties of the structure are advanced, that is, the lightweight design of the grinding head structure is well achieved.

**Key words:** topology optimization; grinding head; lightweight design; variable density method; structural design

整体叶盘是新一代航空发动机性能提升的关键部件,磨抛作为其最后一道精加工工序,加工效果的优劣是影响该性能的关键性因素. 磨抛头作为叶盘磨床的关键部件,在加工过程中处于复杂的动态承载环境中,其控制精度和响应速度直接影响磨抛加工的质量. 为满足加工时的精度和稳定性要求,磨头的刚度和强度需满足特定要求,并且其重量也要尽可能地轻. 在保证磨头静动力学性能的前提下如何实现其结构的减重是目前该特殊装备优化研究的重点方向,这对于改善航空发动机性能来说至关重要.

拓扑优化设计的主体思想是在初始设计阶段以所设定条件为约束,改变其拓扑结构形式及材料分布以达到结构的最优布局及减重设计要求<sup>[1-4]</sup>. 根据其不同的拓扑表达模型,主要的拓扑优化方法为:均匀化方法(homogenization method)<sup>[5-6]</sup>、变密度法<sup>[7-8]</sup>、变厚度法<sup>[9]</sup>、独立连续映射模型方法(independent continuous

mapping, ICM)<sup>[10]</sup>、水平集方法<sup>[11]</sup>等. 其中, 变密度法是让结构模型满足优化约束条件并通过改变材料单元属性, 寻求最优材料分布, 实现结构轻量化设计的一种典型插值模型.

本文以整体叶盘砂带磨床中叶片型面磨抛的砂带磨头作为轻量化设计的研究对象, 采用基于变密度法的拓扑优化方法, 主要对磨头支撑板作优化设计研究, 由此进一步对其进行结构布局和尺寸优化, 较好地保证和提升了砂带磨头静动力学性能, 并达到该磨头结构的轻量化设计要求.

# 1 叶片型面砂带磨头结构设计及分析

## 1.1 砂带磨头结构

本文所研究的砂带磨头结构设计来源于课题组开发的整体叶盘磨抛复合加工机床<sup>[12]</sup>. 如图 1 所示, 该磨床设有数控转台, 可实现工件两个方向的转动, 转台通过滑板安装在床身侧面. 在三组立柱上面共设置三类磨头, 分别实现整体叶盘叶片的三个部位即叶片型面、进排气边和叶根部位的磨抛加工. 本文着重对其叶盘叶片型面磨头的设计优化展开研究.

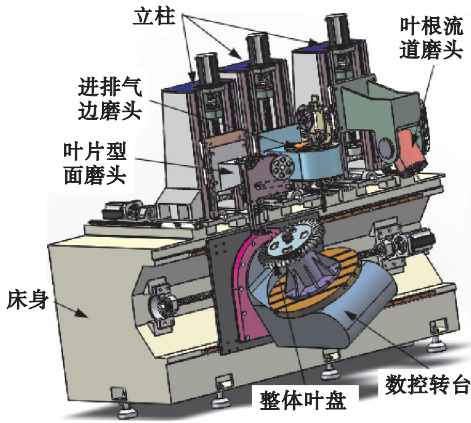


图 1 整体叶盘磨床设计示意图

Fig. 1 Schematic of design of integral blade disk polishing machine

待优化的磨头结构如图 2 所示, 由接触轮、驱动装置等组成, 采用刚性轴将各轮系固定于磨头支撑板上. 该磨头重为 20.6 kg, 除去伺服机构、气缸及主轴驱动电机后的磨头质量为 8.62 kg.

## 1.2 砂带磨头的静动力学分析

叶盘加工时该磨头的主要受力源为磨削力<sup>[13]</sup>、砂带张紧时各个轮上所受张紧力及磨头自身的重力. 在创建磨头有限元模型及约束形式时, 可考虑简化处理对总刚度影响较弱的磨头细小零

部件, 以便分析磨头结构刚度, 计算出接触轮、磨头支撑板及 L 形支架的的静力变形值, 结果如表 1 所示.

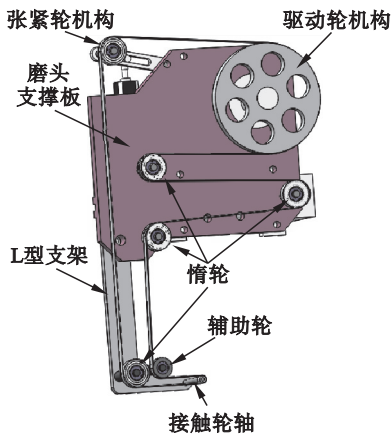


图 2 叶盘叶片型面磨头示意

Fig. 2 Schematic diagram of the blade disc type surface grinding head

表 1 磨头三个组件的静力变形值

Table 1 Static deformation values of the three components of the grinding head

位置	接触轮轴端	支撑板左侧	L 形支架
材料	结构钢	铸铝	铸铝
变形值/mm	0.192 6	0.014 7	0.163 2

考虑到实际加工过程中, 磨头的动态性能主要受其低阶固有频率的影响, 因此对其前三阶模态进行分析. 从图 3 的振型图可看出, 待优化的砂带磨头结构的一阶、二阶振型都为单一摆动状态, 磨头结构并无局部振型, 说明磨头结构初始设计是合理的, 在此基础上可进一步对其进行优化研究.

# 2 砂带磨头拓扑优化设计

## 2.1 变密度法拓扑优化理论

结构的拓扑优化中应用较多的是变密度法, 最典型的是 SIMP (solid isotivpie material with penalization) 模型<sup>[14]</sup>. 变密度法是采用惩罚因子使设计变量(假想可变的结构单元材料密度  $\rho$ ) 趋于 0 或 1 的一种有效的拓扑优化技术.

考虑体积作为约束条件, 将结构的加权柔度能最低设为所优化的目标函数, 采用 SIMP 方法的拓扑优化材料插值模型见方程(1):

$$\min \quad C = U^T k U = \sum_{i=1}^N u_i^T k_i u_i = \sum_{i=1}^N (\rho_i)^p u_i^T k_0 u_i;$$
$$\text{s. t. } V = fV_0 = \sum_{i=1}^N \rho_i V_i,$$

(1)

$F = kU,$   
 $k_i = (\rho_i)^P k_0,$   
 $0 < \rho_{\min} \leq \rho_i \leq \rho_{\max}.$

式中:惩罚因子  $P$  的作用是削减材料密度在  $0 \sim 1$  之间的单元数; $C$  是柔度应变能; $U, F$  与  $k$  各为整体位移阵、力矩阵和结构刚度阵; $N$  是单元总数; $f$  是优化体积比; $u_i$  是单元  $i$  的位移向量; $k_0, V_0$  为其原始刚度阵和优化前体积; $\rho_i, k_i$  和  $V_i$  是被优化后的材料单元密度、刚度矩阵和体积.

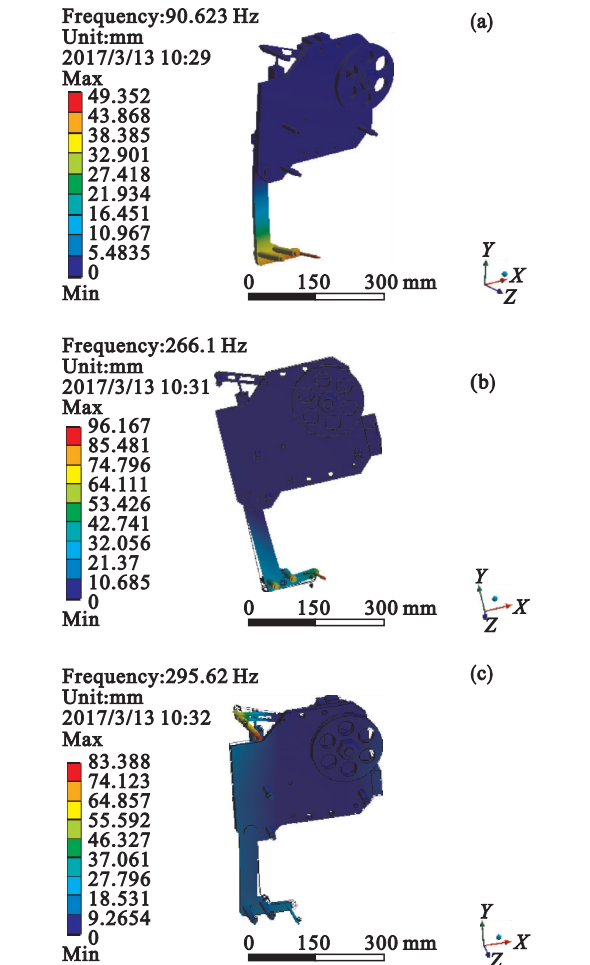


图 3 磨头低阶振型

Fig. 3 The low order mode of the grinding head  
(a)——一阶振型; (b)——二阶振型; (c)——三阶振型.

## 2.2 拓扑优化过程

在 ABAQUS 软件中实现该磨头的优化,图 4 为具体在 ABAQUS 中进行拓扑优化的步骤.将支撑板上未有装配关系的部位设定为优化空间,将磨头结构的前三阶固有频率及表 1 中磨头三组件的刚度作为约束条件,构建磨头拓扑优化模型(图 5),逐步对模型单元材料属性进行修改迭代,以实现磨头结构向设定目标即优化空间区域处的结构最低柔度能逼近.

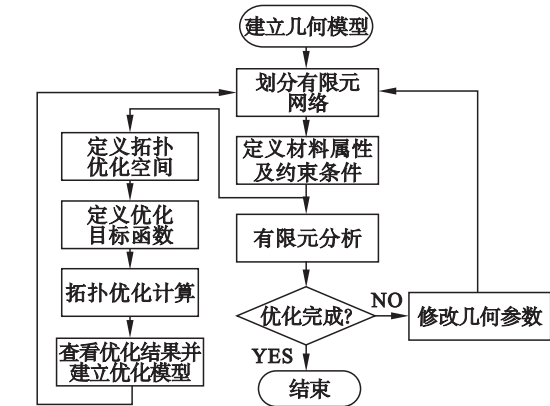


图 4 ABAQUS/CAE 结构拓扑优化步骤  
Fig. 4 Steps for topology optimization of structures in ABAQUS / CAE

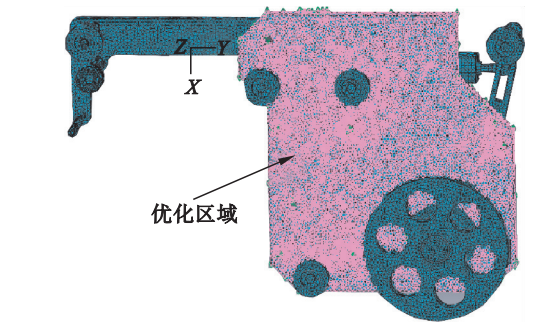


图 5 优化模型  
Fig. 5 Optimization model

图 6 是所建优化模型在进行优化分析计算中迭代 28 次后的目标函数收敛曲线,  $A, B, C$  为磨头支撑板上变形最大的三个点.图 7 为目标函数收敛时优化区域材料单元被逐渐移除的优化结果,可看出,优化区域处有材料单元被移除,说明该处的材料厚度可进行优化变薄.

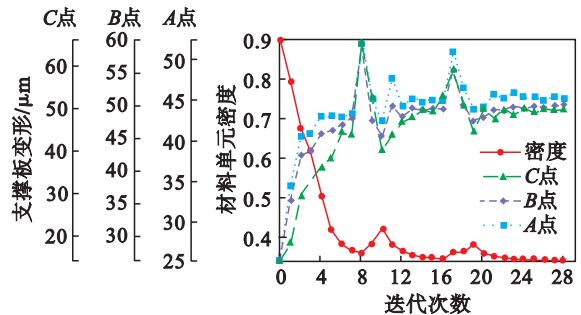


图 6 磨头约束与优化收敛  
Fig. 6 Constraints of the grinding head and the optimization convergence

## 2.3 磨头结构优化设计

从图 7 中可看出,磨头结构被拓扑优化后很多材料单元被移除,部分区域甚至没有材料,呈现不规则空洞形式,使得直接加工出磨头变得极为困难.为此,在该拓扑优化结果的基础上,将优化



区域材料被完全移除的部位采用工艺性较好的孔状代替,对其采用外形优化设计,图 8 为其优化结果,此时,磨头质量减少了 1.23 kg. 考虑到支撑板结构在拓扑优化过程中有变薄的趋势,结合其静态和动态行为,将磨头结构的刚度及低阶模态作为优化的目标函数,通过尺寸优化获取如表 2 所示的磨头结构优化参数.

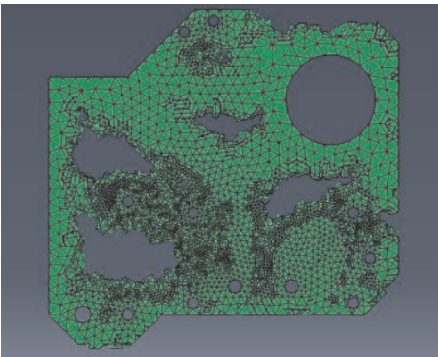


图 7 材料密度大于 0.3 的拓扑优化模型  
Fig. 7 Topology optimization model with material density higher than 0.3

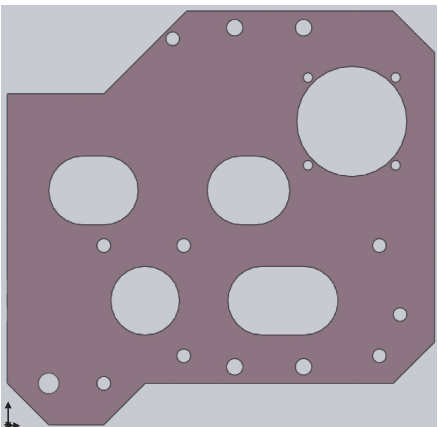


图 8 优化后的支撑板结构图  
Fig. 8 Structure diagram of the support plate with the structure optimized

表 2 厚度优化参数

Table 2 Optimized parameters of the thickness					
部 件	原始厚度	最大值	最小值	优化值	取整
支撑板	20	30	15	15.032	15
L 形支架	10	20	8	16.367	16

3 磨头结构校核与性能对比

在同一载荷和约束下,讨论砂带磨头结构的静、动态力学性能. 从其静变形云图(图 9)可知,优化后磨头的最大静变形值为 0.127 mm,相比初始结构减小了 34%,增强了结构刚度;优化后砂

带磨头的一阶固有频率(图 10)为 155.77 Hz,相比初始结构增大了 71.89%.

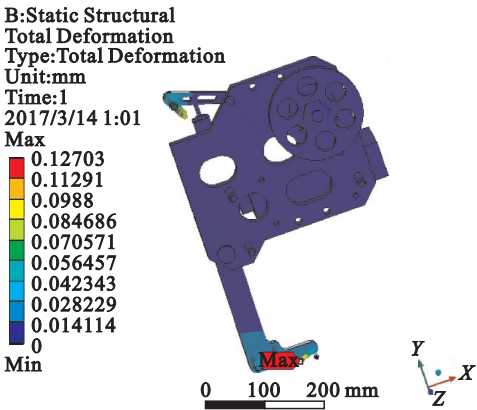


图 9 优化后的静变形云图  
Fig. 9 Static deformation cloud map with the structure optimized

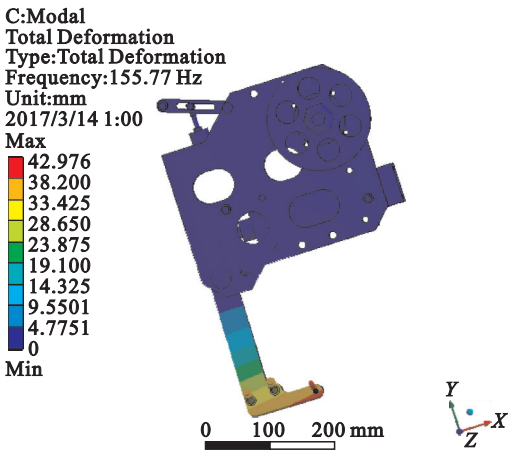


图 10 优化后的一阶固有频率  
Fig. 10 First-order natural frequency with the structure optimized

为验证仿真结果,针对该砂带磨头进行振动模态实验,并在 DHDAS2003 数据采集分析软件中对磨头锤击产生的频响数据(图 11)进行采集,并对相应频段的数据进行峰值识别,可获得优化后砂带磨头的前三阶固有频率分别为 147.63, 287.78 和 323.54 Hz,与仿真优化结果吻合较好. 从砂带磨头优化前后的分析结果(表 3)可看出,一阶模态由原来的 90.623 Hz 增加到 155.77 Hz,低阶模态均得到提升,较好地保证了其动态特性,避免了磨头结构在工作频率范围内引起共振. 并且磨头的 L 形支撑架、接触轮轴端等处的刚度进一步提高,磨头质量共减少 8.74%,这验证了本次针对该磨头进行拓扑优化设计的有效性.

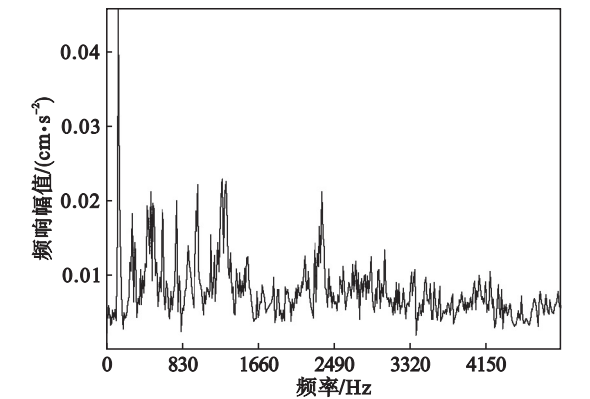


图 11 频响实验数据

Fig. 11 Experimental data of frequency response

表 3 磨头优化前后动态特性对比  
Table 3 Comparison of dynamic characteristics before and after optimizing grinding head

参数	原始磨头	优化后	改变量/%
质量/kg	20. 6	18. 8	8. 74
接触轮轴端变形/mm	0. 192 6	0. 127 0	34
L 形支撑架变形/mm	0. 163 2	0. 091 4	44
支撑板变形/mm	0. 014 7	0. 013 1	10. 9
一阶频率/Hz	90. 623	155. 77	71. 89
二阶频率/Hz	266. 1	278. 36	4. 61
三阶频率/Hz	295. 62	315. 23	6. 63

4 结 论

1) 以变密度拓扑优化理论为基础,以砂带磨头加权柔度能最小为目标函数,对磨头结构的前三阶固有频率及接触轮最大变形进行约束. 在 ABAQUS 软件中构建了砂带磨头拓扑优化模型并进行分析计算.

2) 考虑相关工艺情况,对磨头进行优化设计,改进了磨头的结构,优化后磨头接触轮轴端的最大静变形量减少了 34%,磨头的低阶模态均得到了提升,其一阶固有频率增加 71. 89%,质量减轻 8. 74%,保证了刚度、强度要求及磨头的动态特性,实现了磨头减重设计目标.

3) 以拓扑优化技术为基础,结合相关加工工艺性,对叶盘叶片型面磨头进行了形状、尺寸及其轻量化等优化设计,可对其他机械相关设计提供较好的参考.

参考文献:

[ 1 ] Bendsoe M P. Optimal shape design as a material distribution problem[J]. *Structural Optimization*,1989,1(4):193-202.

[ 2 ] 罗阳军,亢战,吴子燕. 考虑不确定性的柔性机构拓扑优化设计[J]. *机械工程学报*,2011,47(1):1-7.  
( Luo Yang-jun, Kang Zhan, Wu Zi-yan. Topology optimization design of compliant mechanisms under uncertainties[J]. *Journal of Mechanical Engineering*,2011,47(1):1-7. )

[ 3 ] Lin C Y, Sheu F M. Adaptive volume constraint algorithm for stress limit-based topology optimization [ J ]. *Computer-Aided Design*,2009,41(9):685-694.

[ 4 ] 朱剑峰,林逸,陈潇凯,等. 汽车变速箱壳体结构拓扑优化设计 [ J ]. *吉林大学学报(工学版)*,2013,43(3):584-589.  
( Zhu Jian-feng, Lin Yi, Chen Xiao-kai, et al. Structural topology optimization based design of automotive transmission housing structure[J]. *Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition)*,2013,43(3):584-589. )

[ 5 ] Tenek L H, Hagiwara I. Static and vibrational shape and topology optimization using homogenization and mathematical programming [ J ]. *Computer Methods in Applied Mechanics & Engineering*,1993,109(1/2):143-154.

[ 6 ] Allaire G, Jouve F, Maillot H. Topology optimization for minimum stress design with the homogenization method[J]. *Structural & Multidisciplinary Optimization*,2004,28(2/3):87-98.

[ 7 ] Stolpe M, Svanberg K. An alternative interpolation scheme for minimum compliance topology optimization [ J ]. *Structural & Multidisciplinary Optimization*,2001,22(2):116-124.

[ 8 ] Pereira J T, Fancello E A, Barcellos C S. Topology optimization of continuum structures with material failure constraints[J]. *Structural & Multidisciplinary Optimization*,2004,26(1/2):50-66.

[ 9 ] Tenek L H, Hagiwara I. Optimal rectangular plate and shallow shell topologies using thickness distribution or homogenization [ J ]. *Computer Methods in Applied Mechanics & Engineering*,1994,115(1/2):111-124.

[ 10 ] Sui Y, Yang D. A new method for structural topological optimization based on the concept of independent continuous variables and smooth model [ J ]. *Acta Mechanica Sinica*,1998,14(2):179-185.

[ 11 ] Dijk N P V, Maute K, Langelaar M, et al. Level-set methods for structural topology optimization: a review [ J ]. *Structural & Multidisciplinary Optimization*,2013,48(3):437-472.

[ 12 ] 黄智,周振武,万从宝,等. 一种适用于整体叶盘叶片型面以及进排气边磨抛的砂带磨削装置:105965353 [ P ]. 2016-09-28.  
( Huang Zhi, Zhou Zhen-wu, Wan Cong-bao, et al. An abrasive belt grinding device suitable for grinding and polishing the blade surface of the whole leaf disc and the inlet and exhaust sides:105965353 [ P ]. 2016-09-28. )

[ 13 ] Huang Z, Chen S, Wang H. Development of three-dimensional dynamic grinding force measurement platform [ J ]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*,2018,232(2):331-340.

[ 14 ] Bruns T E. A reevaluation of the SIMP method with filtering and an alternative formulation for solid-void topology optimization [ J ]. *Structural & Multidisciplinary Optimization*,2005,30(6):428-436.