

文章编号:1000-8055(2011)02-0376-09

基于正交试验设计的空心叶片结构 优化设计

杨剑秋, 王延荣

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 提出了描述空心风扇叶片几何特征的结构设计参数, 并由此建立了空心叶片有限元分析模型, 同时为适应优化设计的迭代过程, 发展了一种能够自动更新空心叶片结构高质量有限元网格的方法. 在对简化的设计变量进行合理假设和离散的基础上, 将基于强度约束和质量最小化为目标的优化设计问题转化为寻求无约束多目标优化问题, 并通过多轮数值正交试验设计的方法获得了空心叶片结构优化设计分析的帕累托最优解.

关 键 词: 空心风扇叶片; 结构优化; 正交试验设计; 多目标; 帕累托最优解

中图分类号: V231.9

文献标识码: A

Structural optimization of hollow fan blade based on orthogonal experimental design

YANG Jian-qiu, WANG Yan-rong

(School of Jet Propulsion,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: Several structural optimization parameters for the description of the geometric features of a hollow fan blade were determined, then a finite element model was established for the parameterized hollow fan blade. And, a method was developed for automatically updating high-quality finite element grid in hollow fan blade in the iterative process of design optimization. Based on the discrete design parameters already simplified and assumed, the structural design optimization problem for a hollow fan blade based on strength constraint and minimum mass was converted into a multi-objective optimization problem without constraints. Finally, the Pareto optimal solutions were found by numerical orthogonal experimental design method in a several turn.

Key words: hollow fan blade; structural optimization;
orthogonal experimental design; multi-object; Pareto optimal solutions

风扇叶片是航空涡扇发动机的关键结构之一. 随着现代工程技术水平的进步, 对涡扇发动机的风扇叶片提出了更高的结构和性能要求. 为了提高风扇效率, 增大喘振裕度, 提高级负荷, 风扇叶片展弦比一直呈现显著的下降趋势^[1]; 从结构设计上, 为了减小叶片质量, 提高叶片阻尼水平,

采用超塑成型/扩散连接工艺设计制造了具有中空结构形式的空心叶片. 目前, 国外大多数先进的航空涡扇发动机均采用了第二代的宽弦空心风扇叶片^[2-4]. 罗·罗公司典型的第二代宽弦空心风扇叶片, 其内部空腔中具有近似三角形的桁架式加强筋结构, 这种结构形式的空心叶片在试验和实

收稿日期: 2010-01-05; 修订日期: 2010-06-01

作者简介: 杨剑秋(1981—), 男, 安徽合肥人, 博士生, 主要从事航空发动机结构强度振动与疲劳可靠性研究.

际应用过程中,都表现出了优良的结构完整性和耐久性.国内目前关于空心叶片结构设计的研究还比较少,因此有待进一步的细致研究.

空心叶片结构设计的关键是空腔的形式和大小以及内部加强芯板的布局.它们对于空心叶片的结构性能具有重要的影响^[5].因此,如何设计出满足结构性能要求的空心叶片内部结构形式,从本质上说是一种结构优化设计问题.

基于有限元分析的结构优化设计通常需要考虑三个基本问题:一是结构几何特征的参数化描述与建模;二是结构优化设计分析的目标函数和约束函数;三是优化方法.本文确定了描述空心叶片几何特征的结构设计参数,从空心叶片结构强度的要求出发,以叶片最大等效应力为约束条件,叶片质量最小为目标,建立了参数化有限元模型,并采用多轮正交试验设计的方法对叶片进行了结构优化设计分析^[6-7].

1 空心叶片结构设计参数

要完全描述空心叶片空腔结构的几何特征,需要6个基本的结构设计参数:

1) 空心叶片表面壁板厚度.由于空心叶片表面壁板厚度沿叶高是逐渐减小的,所以选择了自空腔根部至空腔顶部8个等距离截面的壁板厚度作为设计变量,如图1中标出的壁板厚度 D .通过8个不同截面壁板厚度可以插值得到空腔中任意叶高截面的壁板厚度.

2) 空心叶片芯板与壁板的厚度比.如图1中标出的芯板厚度 d ,它由已确定的壁板厚度 D 和芯板与壁板厚度比唯一确定.通过该参数和已知的壁板厚度分布,可以获得空腔内部任意高度截面上的芯板厚度分布.

3) 芯板扩散连接比率.该参数唯一确定了一个截面上各个扩散连接部位的长度,如图1中标出的芯板扩散连接长度 S ,扩散连接比率即各段扩散连接长度 S 之和,与截面空腔内部叶盆叶背两侧弧线长度平均值之比.

4) 芯板数量.该参数定义为空腔某截面上未进行扩散连接而被撑开区域的数量,如图2给出了具有18个芯板的空心叶片截面模型.

5) 空腔顶部至叶尖距离.该参数除受到空腔顶部叶片最大厚度、壁板最大厚度、芯板最大厚度以及扩散连接强度的制约之外,并没有其他的结构限制,因此,在优化设计过程中,该参数可以预先选定为一个确定量而不作为设计变量引入到优

化分析中.

6) 空腔根部至叶根距离.由于空腔根部应当远离叶片一弯模态的节线位置^[5],且典型的第二代宽弦空心风扇叶片其空腔长度一般占整个叶片高度的 $2/3$ 左右,因此,在优化设计过程中,也可以预先选定一个确定量而不将其作为设计变量引入到优化分析中.

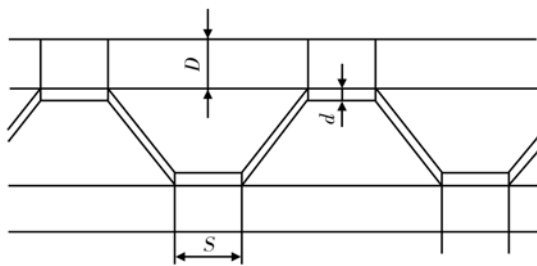


图1 空心叶片截面模型局部

Fig. 1 Local sketch for cross section of a hollow fan blade model

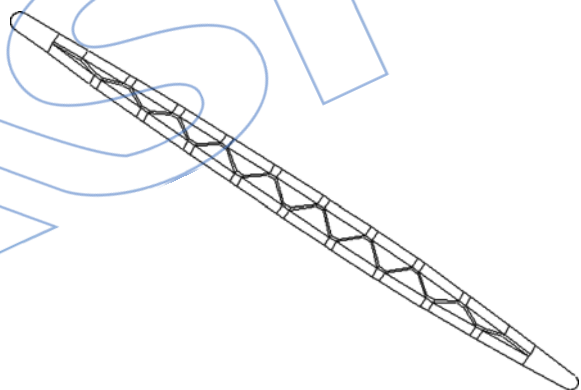


图2 空心叶片截面模型

Fig. 2 Typical cross section of a hollow fan blade model

2 空心叶片结构优化设计问题的描述

空心叶片的结构优化设计问题是为了寻求一组描述叶片几何特征的结构设计参数,使得在此参数下,叶片能够满足特定载荷条件下的强度要求,且质量最小.但是,采用正交试验设计的方法处理约束比较复杂,且对于一个优化问题,约束函数的合理取值非常重要,如果多个约束函数选择不当可能会导致优化问题可行域为空集.所以,在对约束并不十分了解的情况下,可以把约束转化为目标,从而建立无约束的多目标优化问题,把原

先寻求强度约束下质量最小的局部最优解问题, 转化为寻求强度和质量双目标问题的非劣解集, 即 Pareto 解集问题. 因此, 空心叶片结构优化设计问题可以描述为

$$\min \text{mass}(\mathbf{X}) \quad \text{and} \quad \text{SeqvMax}(\mathbf{X})$$

其中 $\text{mass}(\mathbf{X})$ 表示叶片的质量函数, $\text{SeqvMax}(\mathbf{X})$ 表示叶片最大等效应力函数, $\mathbf{X} = (D_1, D_2, D_3, D_4, D_5, D_6, D_7, D_8, C, L, N)^T$ 表示设计变量向量, 实际就是一组描述叶片几何特征的结构设计参数. D_i 表示 8 个不同叶高截面中第 i 个截面的叶片表面壁板厚度, 其中, 第 1 个截面对应叶片空腔根部位置, 第 8 个截面对应叶片空腔顶部位置, 其余截面为自第 1 至第 8 截面等距分布. C 表示芯板与壁板厚度比, L 表示扩散连接比率, N 表示芯板数量.

3 正交试验设计方法

正交试验设计的分析过程包括 4 个基本步骤: 因素及相应水平的确定、试验方案的选择及分析、数据的处理及直观分析、试验设计的方差分析及回归分析. 一般而言, 在进行析因分析的时候, 不需要每个因素的水平过多, 通常每个因素取 3 个水平已经足够判断因素对最终试验结果的影响趋势, 如果需要进行详细的回归分析则可以适当增加水平数, 但一般以不超过 5 个水平为宜. 在确定了因素和水平之后, 可以选择合适的正交表来安排试验, 最终对数据结果进行直观分析和方差分析^[8-9].

通过方差分析可以从数理统计的理论上更加详细地讨论各个参数对最终结果影响的显著性. 需要指出的是, 对于工程实际问题, 方差分析从数学角度判断某因素可能对结果影响显著, 但是从实际工程效果而言一些影响却是完全可以忽略的. 所以对于空心叶片结构设计参数的影响性分析需要通过正交试验设计的手段与实际工程需要结合来获得有意义的结论. 通常采用正交试验设计结果的直观分析已经能够得到参数变化对结果影响性的大小和趋势.

对于某次正交试验设计, 假设存在 m 个因素, 每个因素具有 p 个水平, 不考虑因素间的交互作用, 根据合适的正交表安排了 n 次试验, 得到 n 个试验结果. 设第 j 因素的第 i 水平参与下的试验结果为 y_{ij}^k . 由于在 n 次试验中, 第 j 因素的第 i 水平共参与了 n/p 次, 所以 y_{ij}^k 的上角标 k 表示这 n/p 次中的第 k 次结果. 由上述定义, 可得

$$T_{ij} = \sum_{k=1}^{n/p} y_{ij}^k$$

$$M_{ij} = \frac{1}{n} T_{ij}$$

由此可知, M_{ij} 表示第 j 因素中所有第 i 水平参与下的试验结果的均值, 则极差 R_j 定义为

$$R_j = \max M_{ij} - \min M_{kj}$$

正交试验设计结果直观分析最重要的概念是极差. 它表征了第 j 因素对试验结果影响的大小. 某一因素的极差越大, 说明该因素对最终试验结果的影响效果越明显. 此外, 通过同一因素不同 M_{ij} 的比较可以得到因素对试验结果变化的影响趋势.

4 空心叶片结构优化设计

在确定了空心叶片结构设计参数、目标函数及相应优化设计方法之后, 针对某空心叶片, 对其结构设计参数进行离散化处理, 然后采用多轮正交试验设计来逐渐逼近优化问题的 Pareto 解集.

4.1 空心叶片有限元分析模型

采用 NACA 65 叶型建立了等厚度无弯扭的平直型叶片. 空心叶片的结构优化设计过程需要不断的对有限元模型进行修改, 对于三维实体结构, 传统的方法一般是采用 CAD (computer aided design) 技术来更新几何模型, 然后再对 CAD 模型进行有限元网格划分. 但是对于非常复杂的结构, 采用这种方法很难实现高质量网格的自动化生成, 这也一直是结构优化设计中模型更新的难点^[10].

采用 CAD 软件建立模型再将模型导入有限元分析软件中进行网格划分, 或者直接在有限元软件中建立空心叶片实体模型并进行网格划分, 均存在两个很难克服的问题, 其一是针对空心叶片这种内部空腔形式复杂的结构, 模型细节信息较多, 在有限元软件中容易丢失部分信息而导致网格无法自动划分; 其二是为了得到全六面体网格, 需要对模型进行大量的局部剖分, 以此建立较为规则的分块模型再进行网格划分, 这就造成了模型剖分占用了大量工作量, 且容易造成模型细节信息丢失而无法分网, 尤其是在空心叶片叶根和叶尖实心段向空心段过渡的部位, 这两类问题更为显著. 针对上述问题, 本文在研究中考考虑到空心叶片虽然内部结构复杂, 但是每一个空腔截面的拓扑构型是完全一致的, 所以可以把叶片沿叶

高离散成多个截面,根据结构设计变量调整各个截面上的节点位置,然后通过相邻截面对应节点建立六面体单元,从而完成空心叶片有限元网格的自动更新过程.本文在有限元软件 ANSYS 下建立了叶片有限元分析模型,见图 3 和图 4,单元全部为 SOLID 45 六面体实体元.

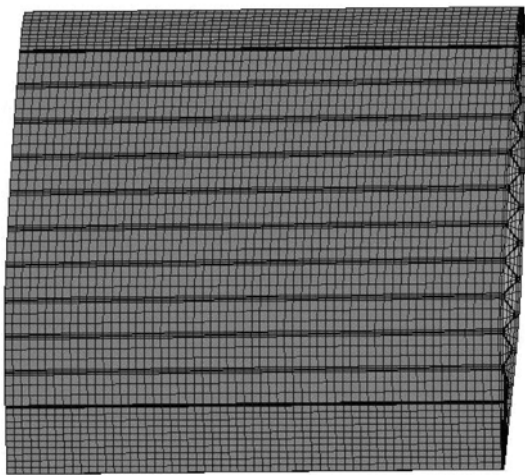


图3 空心叶片有限元模型

Fig. 3 Finite element mesh of a hollow fan blade model

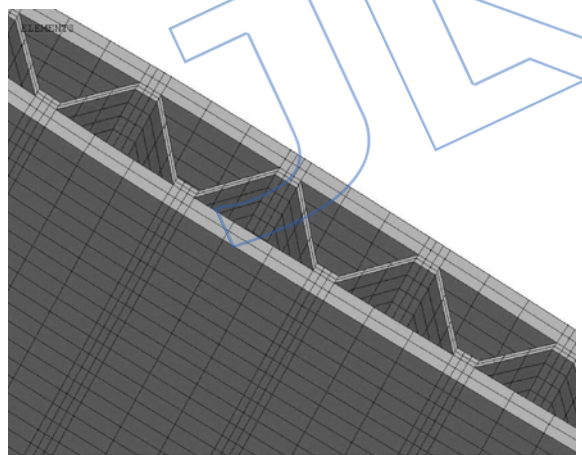


图4 空心叶片有限元模型局部

Fig. 4 Local sketch for finite element mesh of hollow blade model

4.2 空心叶片有限元分析参数

空心叶片的制造材料一般为 Ti-6Al-4V,这种材料与国内的 TC4 钛合金材料相近^[11]. 本文的研究分析采用了常温下的 TC4 钛合金材料参数^[12].

材料参数:密度 $4.44 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$,弹性模量

109 GPa,泊松比 0.2386.

约束形式:叶片根部刚体位移全约束.

载荷形式:转速 900 rad/s,表面压力一侧为 0.15 MPa,一侧为 0.1 MPa.

4.3 基于正交试验设计的空心叶片结构优化

从工程实际的角度出发,空心叶片中作为优化设计变量的 8 个截面壁板厚度、芯板与壁板厚度比以及扩散连接比率的可取值范围很窄,所以有可能对这些变量进行离散化处理,对每个变量确定三个水平值,见表 1. 考虑到芯板数量的增加对于叶片承受外部载荷有利,但不能无限度增加,这主要是考虑到要保证足够的芯板扩散连接长度,从而保证连接强度,同时要保证芯板未扩散连接部位不会由于超塑成型过程而变得过薄. 所以,针对该型叶片的几何尺寸,确定芯板数量为 18 个,而不将其作为变量引入到设计中. 根据确定的优化设计变量及相应水平,按照 $L_{27}(3^{13})$ 正交表安排数值模拟正交试验设计,对空心叶片进行线弹性有限元分析,结果见表 2.

需要指出,由于有限元分析采用了叶片根部刚体位移全约束,所以计算的最大等效应力出现在叶片根部约束部位的周围. 考虑到这些应力由于约束的存在而非真实情况,且叶片空腔的设计是研究的重点,在除去叶片根部之后,等效应力的最大值都会出现在空腔根部附近,所以表 2 中的最大等效应力为整个空腔部分及周围区域中的最大等效应力值. 对表 2 的计算数据进行直观分析,结果分别见表 3 和表 4 (由于变量 L 对叶片质量无影响,因此在表 4 中未予以列出). 根据表 3 和表 4,把各因素三个水平相对应的 M_0 绘于图 5 和图 6,可以看出各因素对目标值影响的趋势和大小.

从分析的结果来看,可以得到如下结论:

1) 各截面壁板厚度和芯板与壁板厚度比的增大会导致叶片质量的增加,且其中芯板与壁板厚度比的影响最大,从减小叶片质量的角度考虑,应当减小壁板和芯板的厚度;

2) 除第 1、第 2 和第 8 截面以外,其他截面壁板厚度的增大会导致叶片最大等效应力的增大,第 2 和第 8 截面对等效应力水平的影响极其微小;

3) 第 1 截面壁板厚度和芯板与壁板厚度比的增加会导致叶片最大等效应力水平的显著降低,但芯板扩散连接比率的增加会导致等效应力的增大.

表 1 空心叶片结构优化设计变量及水平

Table 1 Structural design optimization parameters and levels for a hollow blade

水平	变量									
	D_1/mm	D_2/mm	D_3/mm	D_4/mm	D_5/mm	D_6/mm	D_7/mm	D_8/mm	C	L
1	1.8	1.6	1.5	1.4	1.3	1.2	1.1	1.0	0.2	0.3
2	1.9	1.7	1.55	1.45	1.35	1.25	1.15	1.05	0.3	0.4
3	2.0	1.8	1.6	1.5	1.4	1.3	1.2	1.1	0.4	0.5

表 2 空心叶片数值模拟正交试验设计计算结果

Table 2 Numerical solutions for the orthogonal experimental design of a hollow blade

试验号	最大等效应力/MPa	质量/kg	试验号	最大等效应力/MPa	质量/kg	试验号	最大等效应力/MPa	质量/kg
1	383.729	0.7765	10	376.12	0.8054	19	343.750	0.8234
2	382.44	0.7988	11	355.623	0.8222	20	375.392	0.7912
3	382.14	0.8213	12	382.963	0.7902	21	350.417	0.8084
4	380.544	0.8008	13	353.901	0.8240	22	370.859	0.7936
5	379.588	0.8234	14	381.203	0.7928	23	346.534	0.8100
6	397.533	0.7959	15	373.201	0.8075	24	340.057	0.8256
7	379.608	0.8249	16	378.363	0.7946	25	345.461	0.8121
8	396.866	0.7974	17	369.983	0.8102	26	339.691	0.8281
9	394.09	0.8202	18	351.270	0.8265	27	368.347	0.7955

表 3 第一轮试验设计中各优化设计变量对叶片最大等效应力影响的直观分析

Table 3 Visual analysis of effects of design variables on the maximum Mises equivalent stress in the 1st round experiment design

	D_1/mm	D_2/mm	D_3/mm	D_4/mm	D_5/mm	D_6/mm	D_7/mm	D_8/mm	C	L
M_1	386.25	370.25	367.23	367.76	368.04	368.10	367.72	368.99	381.70	364.59
M_2	369.18	369.27	369.54	369.65	369.67	369.53	369.57	370.24	368.72	369.20
M_3	353.39	369.30	372.05	371.41	371.11	371.18	371.53	369.59	358.40	375.03
R	32.86	0.98	4.82	3.65	3.07	3.08	3.81	2.52	23.3	10.44

由此可见,为了同时减小叶片质量和最大等效应力,第 2 至第 8 截面壁板厚度可以取定为各相应变量水平的最小值,而第 1 截面壁板厚度、芯板与壁板厚度比的选择仍然需要进行详细设计.此外,考虑到芯板扩散连接比率的增加会导致最

大等效应力的增大,但是适当增加扩散连接比率,可以提高叶片承受表面压力载荷及弯矩载荷的能力并增大叶片刚度,所以仍然需要对芯板扩散连接比率进行再设计.由此确定了第二轮正交试验设计的变量及水平见表 5.按照正交表 $L_9(3^4)$ 安

表 4 第一轮试验设计中各优化设计变量对叶片质量影响的直观分析

Table 4 Visual analysis of effects of design variables on the blade mass in the 1st round experiment design

	D_1/mm	D_2/mm	D_3/mm	D_4/mm	D_5/mm	D_6/mm	D_7/mm	D_8/mm	C
M_1	0.807	0.804	0.806	0.806	0.806	0.806	0.806	0.808	0.792
M_2	0.808	0.808	0.808	0.808	0.808	0.808	0.808	0.808	0.808
M_3	0.810	0.812	0.810	0.810	0.810	0.810	0.810	0.809	0.824
R	0.003	0.008	0.004	0.004	0.004	0.004	0.004	0.001	0.032

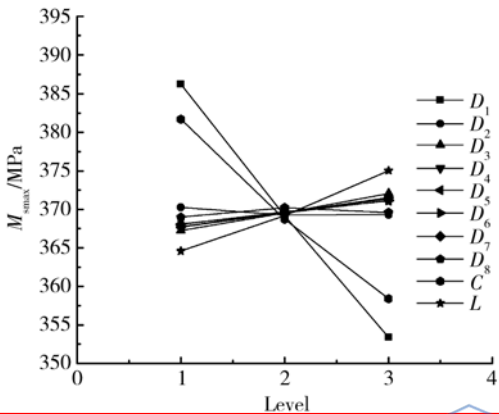


图 5 第一轮试验设计中各优化设计变量对叶片最大等效力影响的直观分析

Fig. 5 Visual analysis of effects of design variables on the maximum Mises equivalent stress in the 1st round experiment design

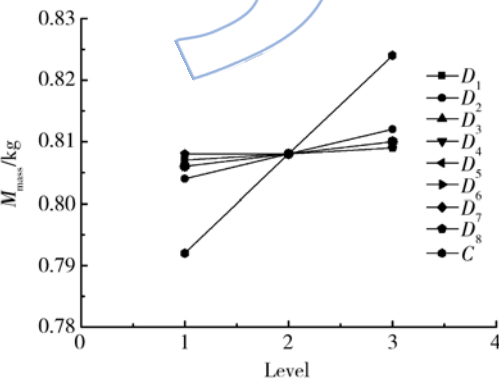


图 6 第一轮试验设计中各优化设计变量对叶片质量影响的直观分析

Fig. 6 Visual analysis of effects of design variables on the blade mass in the 1st round experiment design

排分析计算,其结果见表 6,相应的直观分析见表 7 和表 8(由于变量 L 对叶片质量无影响,因此在表 8 中未予以列出),相应的各因素不同水平对目

标影响趋势及大小见图 7 和图 8.

表 5 第二轮正交试验设计变量及水平

Table 5 Structural design optimization parameters and levels for a hollow blade in 2nd round

水平	D_1/mm	C	L
1	1.8	0.2	0.3
2	1.9	0.3	0.35
3	2.0	0.4	0.4

表 6 第二轮模拟正交试验设计计算结果

Table 6 Numerical solutions for orthogonal experimental design of a hollow blade in the 2nd round

试验号	最大等效力/MPa	质量/kg
1	383.73	0.7765
2	374.79	0.7923
3	366.85	0.8078
4	368.48	0.7779
5	359.70	0.7937
6	346.26	0.8093
7	356.37	0.7793
8	339.85	0.7951
9	332.34	0.8107

从结果的直观分析来看,壁板厚度和芯板与壁板厚度比,对叶片最大等效力和质量的影响规律,与上一步分析完全相似.此外,在计算过程

表7 第二轮试验设计中各优化设计变量对叶片最大等效应力影响的直观分析

Table 7 Visual analysis of effects of design variables on the maximum Mises equivalent stress in the 2nd round experiment design

	D_1/mm	C	L
M_1	375.12	369.53	356.61
M_2	358.15	358.11	358.54
M_3	342.85	348.48	360.97
R	32.23	21.05	4.36

表8 第二轮试验设计中各优化设计变量对叶片质量影响的直观分析

Table 8 Visual analysis of effects of design variables on the blade mass in the 2nd round experiment design

	D_1/mm	C
M_1	0.7922	0.7779
M_2	0.7936	0.7937
M_3	0.7950	0.8093
R	0.0028	0.0314

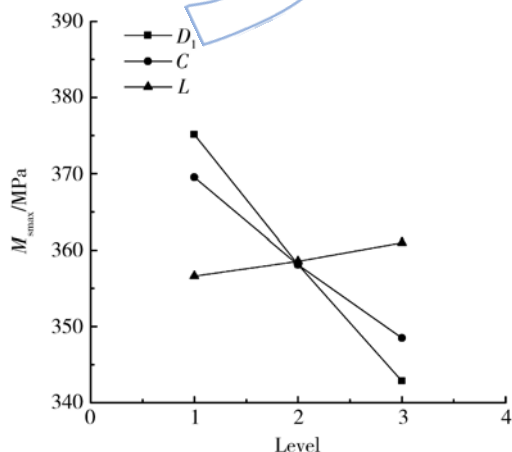


图7 第二轮试验设计中各优化设计变量对叶片最大等效应力影响的直观分析

Fig. 7 Visual analysis of effects of design variables on the maximum Mises equivalent stress in the 2nd round experiment design

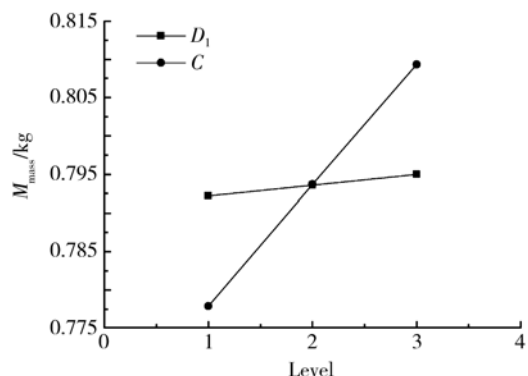


图8 第二轮试验设计中各优化设计变量对叶片质量影响的直观分析

Fig. 8 Visual analysis of effects of design variables on the blade mass in the 2nd round experiment design

中发现,在目前的参数组合条件下,芯板扩散连接比率对于叶片最大径向位移、最大周向位移已经没有影响.由此可见,在保证扩散连接部位连接强度的条件下,扩散连接比率可以取定为给定水平的最小值.这样,只剩下第1截面壁板厚度和芯板与壁板厚度比这两个因素,而这两个因素对质量的影响效果和对最大等效应力的影响效果恰好是矛盾的,因此,无法保证两个目标都能取得最小值.因此,对两个设计变量的水平值进行完全因子组合设计.注意到这9个全因子组合设计中已经有3个出现在上一轮的设计中,所以只要进行6次组合设计即可.这6次变量组合及计算结果见表9.

表9 全因子组合设计的部分变量组合计算结果

Table 9 Numerical solutions for full factorial combination experimental design

试验号	最大等效应力/MPa	质量/kg
1	372.50	0.7923
2	362.73	0.8078
3	366.34	0.7779
4	355.46	0.7937
5	350.28	0.7793
6	330.83	0.8107

根据前面的三轮试验设计分析,把所有组合设计的质量和最大等效应力进行比较分析,可以得到最终的非劣解集和 Pareto 前沿,见图9.图中

曲线为 Pareto 前沿, 前沿上的点集为非劣解集, 即 Pareto 最优解。至此, 通过两轮正交试验设计和最后一轮的全因子组合设计完成了空心叶片的结构优化设计过程。

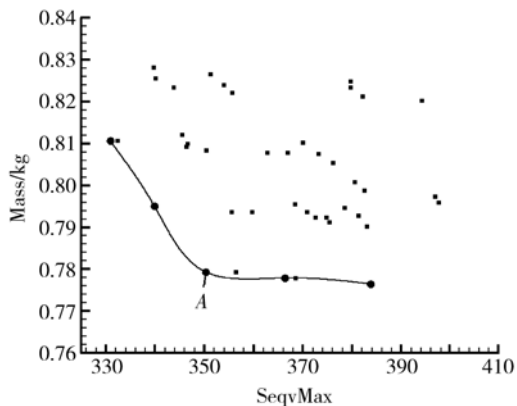


图9 空心叶片结构优化设计帕累托最优解

Fig. 9 Pareto solutions for structural optimization of a hollow blade

图9中的点A是位于Pareto前沿上一个解, 它对应于最后一轮全因子组合设计中的第5个组合结果, 见表9中的第5号试验。从结果分析来看, A点在质量变化不显著的情况下, 比其右侧Pareto解的最大等效应力显著降低。相对于A点左侧的Pareto解, 虽然其应力有所增加, 但质量却显著降低, 因此, A点对应的设计变量可以认为是一个工程可接受的较好解。

5 结 论

本文提出了描述空心叶片几何特征的结构设计参数, 通过这些参数可以唯一地确定空心叶片的内部结构形式。通过自行开发的网格更新程序能够实现高质量的有限元网格自动生成和更新, 并通过多轮正交试验设计对空心叶片进行了结构优化。从过程及结果的分析可见:

1) 采用正交试验设计的方法对空心叶片进行结构优化设计是方便可行的, 其计算效率较高, 仅通过42次有限元分析即可得到最终的非劣解集。对于后续可能采用数学规划优化方法进行优化设计而言, 正交试验设计的优化结果对于给定合理的优化初始点以及合适的约束函数具有指导意义, 有可能加速优化分析的收敛过程及全局寻优的倾向。

2) 在空心叶片的结构设计中, 空腔根部附近的壁板厚度需要进行详细和慎重的设计, 其他部

位的壁板厚度对于叶片承受离心载荷的作用非常小。芯板与壁板厚度比对叶片承受外载作用明显, 但也会导致叶片质量的显著增加。在芯板数量很多的情况下, 芯板扩散连接比率的作用被大大削弱, 在设计过程中可以从实际加工工艺的许可出发, 使扩散连接比率取最小值, 即在保证连接强度的情况下可以减小扩散连接长度。

3) 需要注意的是, 由于通过把将约束转化为目标而建立的双目标优化问题, 通常这两个目标的变化是相矛盾的。这时候采用正交试验设计方法仅能够判断参数变化对目标影响的趋势大小, 并不能保证一轮正交试验设计就能够顾及到两个目标值的最优性。因此需要通过多轮正交试验设计, 逐步淘汰对两个目标影响不显著的参数, 保留对目标影响显著且对目标影响相矛盾的参数, 而对两个目标影响效果一致的参数则取定为使目标函数极小的参数值, 所以在每一轮试验设计过程中, 由于存在使两个目标函数值变化相矛盾的参数, 所以并不能保证每一轮的设计结果均完全优于前一轮, 直到最终淘汰至一组参数的变化对目标函数的影响大小非常接近且相矛盾时, 采用全因子组合设计探讨所有可能的组合。

4) 在工程实践中, 结合实际工程设计的需要和经验, 通过进一步地扩大或者细化设计变量的取值范围或水平, 可能得到更为光滑的帕累托前沿和更宽泛的非劣解集, 但同时会导致计算分析工作量的大大增加。

参考文献:

- [1] 陈懋章. 风扇/压气机技术发展和对今后工作的建议[J]. 航空动力学报, 2002, 17(1): 1-15.
CHEN Maozhang. Development of fan/compressor techniques and suggestions on further researches [J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(1): 1-15. (in Chinese)
- [2] 刚铁. 宽弦空心风扇叶片结构设计及强度分析研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2005.
GANG Tie. Research on structural design and stress analysis of hollow fan blade [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2005. (in Chinese)
- [3] 刘家富. 涡扇发动机风扇叶片及其成形工艺[J]. 航空制造技术, 1999(2): 21-22.
LIU Jiafu. Fan blade of turbofan and its forming technology [J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 1999(2): 21-22. (in Chinese)
- [4] 梁春华. 高性能航空发动机先进风扇和压气机叶片综述[J]. 航空发动机, 2006, 32(3): 48-52.
LIANG Chunhua. Overview of advanced fan and compressor blade/vane in high performance aeroengine [J]. Aero-

- engine, 2006, 32(3): 48-52. (in Chinese)
- [5] 郝勇, 李志强, 杜发荣, 等. 大涵道比涡扇发动机的宽弦空心风扇叶片技术研究[C]//大型飞机关键技术高层论坛暨中国航空学会 2007 年学术年会论文集. 北京: 中国航空学会动力专业分会, 2007: 1-6.
- [6] 陈立周. 稳健设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [7] Parker P A, Deloach R. Structural optimization of a force balance using a computational experiment design [R]. AIAA-2002-0540, 2002.
- [8] 王万中. 试验的设计与分析[M]. 北京: 高等教育出版社, 2004.
- [9] 方开泰, 马长兴. 正交与均匀试验设计[M]. 北京: 科学出版社, 2001.
- [10] CHANG Kuanghua, Tang P S. An integrated approach for topology and shape optimizations of 3-D structural components[R]. AIAA-2000-1826, 2000.
- [11] 高庆峰. 宽弦空心风扇叶片超塑成形的数值仿真研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2008.
- GAO Qingfeng. Research and application of numerical simulation of superplastic forming hollow fan blades [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2008. (in Chinese)
- [12] 北京航空材料研究院. 航空发动机设计用材料数据手册[M]. 北京: 国防工业出版社, 1993.

JALSP