

文章编号: 1000-8055(2000)02-0219-03

整体离心叶轮的形状优化设计

蔡显新¹ 尹泽勇¹ 高德平²

¹(株洲航空动力机械研究所 9 室, 湖南 株洲 412002)

²(南京航空航天大学 202 教研室, 江苏 南京 210016)

摘要: 本文对离心叶轮的形状优化设计过程进行了研究。提出了整体叶轮结构分析的一种有效的方法, 探讨了其优化数学模型的建立方法, 包括设计变量的选择、目标函数的确定及约束条件的选取。并对某压气机离心叶轮进行了优化, 有效地减轻了叶轮的重量, 取得了良好的效果。

关键词: 离心叶轮; 形状; 优化

中图分类号: V 232

文献标识码: A

1 数学模型的建立

整体离心叶轮是核心机中高速转动的关键件。在现代高性能离心叶轮的设计中, 优化方法的应用是必不可少的。离心叶轮的叶片和轮体之间耦合紧密, 在分析时必须考虑二者之间的相互作用, 从而大大增加了分析的难度。尤其对于带分流叶片的离心叶轮, 难度更大。本文根据整体离心叶轮的特点, 对其优化设计过程进行了深入研究。

图 1 所示为带分流叶片的离心叶轮的简图。

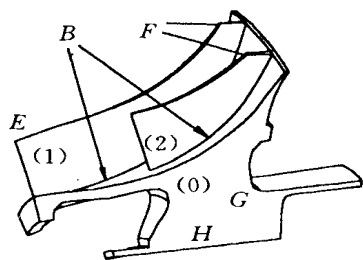


图 1 叶轮分析模型

所受载荷包括: 离心力、轴向力、气动力及温度载荷, 并以离心力为主。经验表明, 离心叶轮轮体的最大周向应力一般发生在 H 处。最大径向应力发生在 G 处。叶片的最大应力则由于叶型和厚度分

布不同, 其发生部位也不同。叶轮最大轴向位移一般发生在出口的叶尖 F 处, 最大径向位移可能发生在 F 处, 也可能发生在叶轮入口叶尖 E 处。优化数学模型的建立应充分考虑这些特点。图 2 为一离心叶轮轮体的剖面图, 该离心叶轮具有一定代表性。图中标出了可供选择的设计变量。

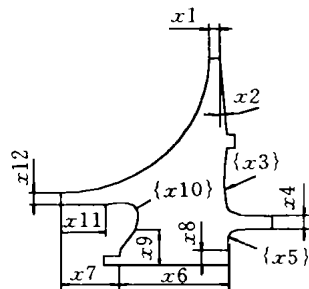


图 2 离心叶轮 2D 图

x_1 减薄可降低叶轮的离心载荷。有利于降低 H 处和 G 处的应力。但同时也使出口处的刚度减弱, 从而增加此处轴向和径向位移。而这对避免叶轮与涡壳相碰很重要。

x_2 同样对降低离心载荷、保证叶轮出口处的刚度、减轻叶轮重量等, 起较重要作用。

$\{x_3\}$ 为一个或一组变量。用于确定此段曲线

收稿日期: 1999- 02- 02; 修订日期: 1999- 04- 26

基金项目: 航空科学基金资助项目(97C08004)

作者简介: 蔡显新(1958-), 男, 株洲航空动力机械研究所高级工程师, 硕士

形状。此处一般为高应力区,是关键部位。其应力对 $\{x_3\}$ 的灵敏度比较高。 $\{x_3\}$ 的合理选择对改善应力分布状况,降低应力至关重要。同时它对减轻重量,改善轮心处的应力状况有一定作用。

x_4 为园环厚度。其右端端齿用于其传扭及轴向载荷。合理选择 x_4 可减轻重量并保证其强度。

$\{x_5\}$ 为确定此段曲线形状的一个或一组变量。能减轻重量,改善轮心处应力。但材料去得多,可减轻重量,但使轮心处的应力增加。

x_6, x_7, x_8 及 x_9 对于减轻叶轮重量、改善轮心处的应力状况起一定的作用。

$\{x_{10}\}$ 也是确定相应曲线的一组设计变量,此处挖出一块材料可减轻叶轮重量,但也使轮心应力增加。

x_{11} 和轮体入口处的厚度 x_{12} , 对于减轻重

$$[\sigma_{\max} \quad \sigma_{\max} \quad \sigma_{\max} \quad \sigma_{\max} \quad \sigma_{\max} \quad \sigma_{\max}]^T -$$

(2) 在一定比例的超转转速下, 叶轮出口处叶尖的最大轴向位移 u_{out} 、径向位移 v_{out} 及入口处叶尖的最大径向位移 v_{in} 分别不得大于给定值 u_{01} , v_{01} 和 v_{02} :

$$[u_{out} \quad v_{out} \quad v_{in}]^T - [u_{01} \quad v_{01} \quad v_{02}]^T \leq \{0\} \quad (2)$$

(3) 叶轮的一组固有频率 $\{f\}$ (包括行波振动频率) 必须限制在给定上下限范围内:

$$\left. \begin{aligned} \{f\} - \{f_{up}\} &\leq 0 \\ \{f_{bw}\} - \{f\} &\leq 0 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

当目标函数为应力最小时, 应增加对叶轮重量的约束, 并可取消(1)式中对相应应力值的约束。当目标函数为重量值和应力综合最小时, 可取消(1)式中对相应应力值的约束。

2 叶—轮耦合分析方法

在优化过程中需反复进行应力分析, 现有的分析方法或者精度不够, 或者建模太复杂, 计算时间太长, 均不能满足要求。本文对方法^[1]进行了改进, 有效地解决了带分流叶片这类复杂离心叶轮的分析问题。

$$\begin{bmatrix} k_{11}^{(0)} & k_{12}^{(0)} & 0 & 0 \\ k_{21}^{(0)} & k_{22}^{(0)} & k_{12}^{(1)} & k_{12}^{(2)} \\ 0 & k_{21}^{(1)} & k_{22}^{(1)} & 0 \\ 0 & k_{21}^{(2)} & 0 & k_{22}^{(2)} \end{bmatrix} + \sum_{m=1}^2 k_{11}^{(m)} \begin{bmatrix} u_i^{(0)} \\ u_{b1}^{(0)} \\ u_i^{(1)} \\ u_i^{(2)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ - \left(\sum_{m=1}^2 k_{11}^{(m)} \right) u_{b2}^{(0)} \\ f_{b1}^{(1)} - k_{21}^{(1)} u_{b2}^{(0)} \\ f_{b1}^{(2)} - k_{21}^{(2)} u_{b2}^{(0)} \end{bmatrix} \quad (6)$$

求解式(6)可得位移场, 进而求得应力场。

量及保证相近部位的强度和刚度一定的作用。

叶片的优化需与叶型设计同时进行。由气动设计确定中面形状后, 选取几个截面, 并取其叶尖、叶根厚度及叶根圆弧半径为设计变量。其它各处的厚度及叶根圆弧半径由样条插值获得。

对于目标函数可考虑选择: (1) 重量最轻; (2) 应力最小; (3) 重量值、应力综合最小。

边界约束要考虑到零件之间的装配关系、加工等因素并结合经验给出。性态约束与目标函数的选取有关。当目标函数为重量最轻时应考虑:

(1) 在工作转速下轮体最大周向应力 $\sigma_{\max}$ 、最大径向应力 $\sigma_{\max}$ 、叶片最大当量应力 $\sigma_{\max}$ 分别不得大于屈服极限 σ_y 的某一百分比 c_1, c_2 和 c_3 及强度极限 σ_b 的某一百分比 c_4, c_5 和 c_6 :

$$[c_1\sigma_y \quad c_2\sigma_y \quad c_3\sigma_y \quad c_4\sigma_b \quad c_5\sigma_b \quad c_6\sigma_b]^T \leq \{0\} \quad (1)$$

设 $u_{\alpha}^{(m)}$ 为位移向量, $f_{\alpha}^{(m)}$ 为载荷向量, $m = 0, 1, 2$ 分别对应轮体、叶片1和叶片2, $\alpha = i, b$ 分别对应内部节点和边界节点。轮体上所受载荷可分别为: (1) 叶片给予的节点圆力; (2) 其他轴对称力。对于载荷(2)和(1), 可分别列出轮体的平衡方程:

$$\begin{bmatrix} k_{11}^{(0)} & k_{12}^{(0)} \\ k_{21}^{(0)} & k_{22}^{(0)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{i2}^{(0)} \\ u_{b2}^{(0)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_{i2}^{(0)} \\ f_{b2}^{(0)} \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} k_{11}^{(0)} & k_{12}^{(0)} \\ k_{21}^{(0)} & k_{22}^{(0)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{i1}^{(0)} \\ u_{b1}^{(0)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ - \sum_{m=1}^2 f_{b1}^{(m)} \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中位移和载荷向量中的下标“1”和“2”分别对应于载荷(1)和(2)。由于 $f_{i2}^{(0)}$ 和 $f_{b2}^{(0)}$ 均为已知, 因而可直接求解 $u_{i2}^{(0)}$ 和 $u_{b2}^{(0)}$ 。轮体的总位移为: $u_i^{(0)} = u_{i1}^{(0)} + u_{i2}^{(0)}$ 和 $u_b^{(0)} = u_{b1}^{(0)} + u_{b2}^{(0)}$ 。在交界面上有: $u_b^{(1)} = u_b^{(2)} = u_b^{(0)}$ 。对于叶片 m 可列出平衡方程:

$$[K^{(m)}] \begin{bmatrix} u_b^{(m)} \\ u_i^{(m)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11}^{(m)} & k_{12}^{(m)} \\ k_{21}^{(m)} & k_{22}^{(m)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_b^{(m)} \\ u_i^{(m)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} - f_{b1}^{(m)} \\ f_{i1}^{(m)} \end{bmatrix} \quad (m = 1, 2) \quad (5)$$

由(4)式和(5)式经推导可得:

3 算 例

图3(a)为一实际离心叶轮优化前轮盘剖面

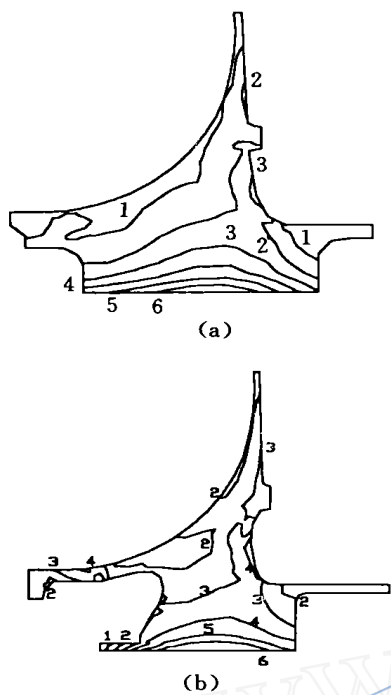


图3 优化前后轮盘剖面图及应力分布图

图, 并示出了其当量应力分布状况. 采用上述方法并调用复合形法对其进行优化设计. 该叶轮是早先设计制造的, 强度储备较大, 因此目标函数选择重量最轻. 选取了图2中列出的12个设计变量, 性态约束条件选取(1)式和(2)式. 当取得最轻重量时, 最大周向和最大径向应力均达到约束值, 而叶片的最大当量应力及位移等尚有一定的裕度. 图3(b)为优化后轮盘剖面图, 由图可见形状有了较大的变化. 叶片厚度也有所减薄.

表1 优化结果

	重量/N	$\sigma_{\max}/\text{MPa}$	$\sigma_{\max}/\text{MPa}$
优化前	43.7	427	300
优化后	32.2	443	410

表1列出了该叶轮优化前后有关应力值及重量值. 由表1可见, 各项应力在允许的范围内有所增加, 而重量则有很大降低(降低26%), 去掉了多余材料, 充分挖掘了材料潜力. 效果令人满意.

参 考 文 献

1 蔡显新, 初月平: 整体叶轮应力分析的一种有效方法[J]. 机械强度, 1997, 19(3): 21- 23

(责任编辑 王震华)

Shape Optimization of Integrated Impeller

Cai Xianxin¹, Yin Zeyong¹, Gao Deping²

¹(Zhuzhou Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou, Hunan 412002, China)

²(Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: A shape optimization procedure for integrated impellers is considered. An efficient approach for the structural analysis of integrated impellers is proposed. The mathematical model of the optimization is discussed, including the definition of objective functions, selection of design variables and specification of the optimization restraints. Behavioural constraints comprise stresses, displacements and vibration frequencies. A numerical example is presented in which an impeller is optimized, and in result its weight is reduced efficiently.

Key words: integrated impeller; shape optimization