

# 涡轮增压器叶片模态特性分析

陈朝辉<sup>1</sup>, 张 韦<sup>2</sup>, 王 成<sup>1</sup>, 沈颖刚<sup>2</sup>

(1. 昆明理工大学 应用技术学院, 云南 昆明 650093; 2. 昆明理工大学 交通工程学院, 云南 昆明 650224)

**摘要:** 利用 CAD 软件对增压器的压气机叶片和涡轮叶片进行三维实体造形, 并运用大型有限元分析软件对叶片进行模态分析, 得到叶片的各阶固有频率及相应振型, 对比增压器的工作转速和叶轮的通过频率, 找出叶片的共振频率. 从而为增压器叶片的优化设计提供依据.

**关键词:** 涡轮增压器; 叶片; 有限元; 模态分析

**中图分类号:** U464. 115 **文献标识码:** A **文章编号:** 1007 - 855X(2008)04 - 0030 - 04

## Modal Characteristics of Turbocharger Blades

CHEN Chao-hui<sup>1</sup>, ZHANG Wei<sup>2</sup>, WANG Cheng<sup>1</sup>, SHEN Ying-gang<sup>2</sup>

(1. Faculty of Applied Technology, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650093, China;

2. Faculty of Transportation Engineering, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650024, China)

**Abstract:** CAD software is adopted to construct a 3D solid model of compressor blades and turbo blades of turbochargers. Modal analysis of the blades is then carried out by large-scale finite element analysis software to obtain natural frequency of each rank and corresponding vibration modes. Through the comparison of charger speeds and blade frequencies, the resonance frequency of the blades is found out, which may be referential to the optimization of turbocharger blades.

**Key words:** turbocharger; blade; finite element; model analysis

## 0 引言

涡轮增压器是一种高速旋转的机械, 在运行过程中常常遇到叶片损坏事故, 而由叶片振动引起的损坏是最常见的事故之一. 近年来, 为了进一步提高增压器的压比, 在设计中常采用减小叶片厚度来提高叶轮外径的圆周速度, 这样就增大了叶片的应力. 由于叶片较薄以及过度的前掠或后掠, 使其重心偏离叶根截面中心, 在高速旋转下产生的离心力和不均匀流场造成叶片升力变化, 容易激发叶片振动, 当激振力的频率与叶片的固有频率相等或成整数倍时, 叶片就会发生共振. 所以, 对增压器叶片进行振动模态计算具有重要意义.

## 1 叶片建模

由于叶片曲面是复杂的空间曲面, 故采用三维实体扫描仪及配套的建模软件 free form molder 8. 03, 根据非均匀有理样条函数  $B - rep$  进行插值, 把点阵连成曲面, 再把得到的曲面导入大型软件 I- DEAS 进行缝合, 所有曲面被缝合后自动生成以各曲面为边界的实体, 压气机叶轮大、小叶片和涡轮叶片的模型见图 1.

收稿日期: 2007 - 12 - 28 基金项目: 云南省教育厅科学研究基金项目资助.

第一作者简介: 陈朝辉 (1980 - ), 女, 助教. 主要研究方向: 高原发动机工作过程、涡轮增压器工作特性.

E - mail: chenzhaohuiok@sina.com

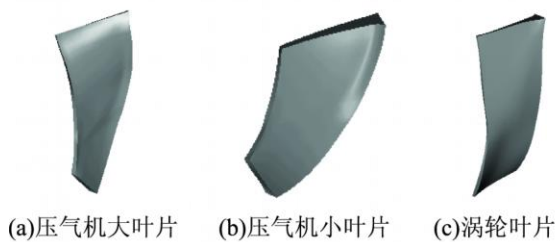


图1 叶片模型  
Fig.1 Model of blades

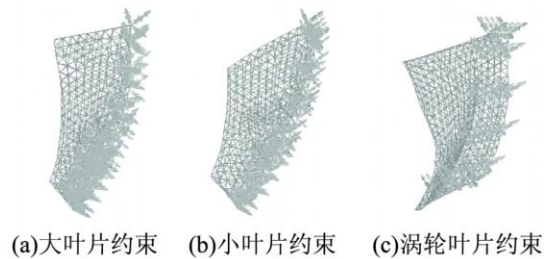


图2 边界条件的施加  
Fig.2 Loading of boundary conditions

## 2 叶片的有限元计算

### 2.1 材料参数的选择

压气机叶轮的大小叶片均采用铝合金铸造,密度为  $2\ 680\ \text{kg/m}^3$ ,泊松比为 0.3,弹性模量为  $69\ 800\ \text{N/mm}^2$ ;涡轮叶片是由含镍合金铸造而成,密度为  $7\ 730\ \text{kg/m}^3$ ,泊松比为 0.28,弹性模量为  $1.88\ \text{E}11\ \text{N/mm}^2$ .

### 2.2 网格划分

由于叶轮呈周期性对称,因此有限元分析仅取一个周期模型,即单个叶片.采用 I-DEAS 软件中四面体单元对图 1 中的模型进行网格划分.其中压气机大叶片三维网格模型共采用 3 430 个结点,1 632 个单元;小叶片共采用 2 719 个结点,1 320 个单元;涡轮叶片共采用 4 254 个结点,2 173 个单元.边界条件是对叶片采用固定根部全部约束和叶轮的转动角速度.

### 2.3 压气机大小叶片的固有频率及振型

对图 2 进行计算时采用分块 Block Lanczos 方法,对叶片进行常温下的模态分析.其中大、小叶片的前 5 阶模态及其相应的振型如图 3 和图 4 所示.从图 3 可以看出,大叶片的第一阶振型表现为叶片前后摆动,第二阶振型为绕 1 个节点前后摆动,第三到第五阶模态分别表现为:绕 2 个节点前后摆动、绕 3 个节点前后摆动、绕 4 个节点前后摆动.从图 4 可以看出,小叶片的振型表现为叶片绕根部前后摆动,第二到第五阶模态分别表现为:绕 2 个节点前后轻微摆动、绕 3 个节点前后轻微摆动、绕 2 个节点前后剧烈摆动、绕 3 个节点前后剧烈摆动.

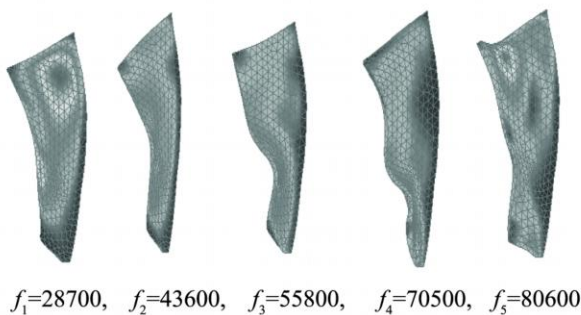


图3 叶轮长叶片前5阶振型  
Fig.3 First five vibration of big blades

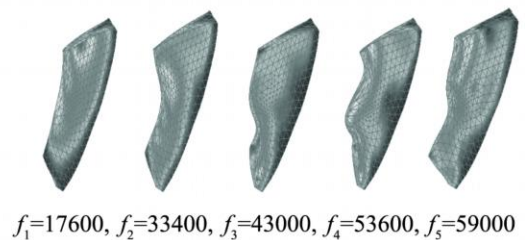


图4 叶轮短叶片前5阶振型  
Fig.4 First five vibration of small blades

考虑叶片旋转离心力时<sup>[1]</sup>,大、小叶片各阶固有频率见表 1 和表 2,由表中的数据可以看出,在转速为  $100\ 000\ \text{r/min}$  时,由于离心力的影响,大叶片固有频率最大增加 0.57%,小叶片固有频率最大增加 0.7%;在  $120\ 000\ \text{r/min}$  时,大叶片固有频率最大增加 1.14%,小叶片固有频率最大增加 1.39%;在  $150\ 000\ \text{r/min}$  时,大叶片固有频率最大增加 1.7%,小叶片固有频率仍然最大增加 1.39%.在以上三个转速时,大叶片的 2、3、4 阶频率有重频现象,小叶片的 2、3 阶频率有重频现象.

## 2.4 涡轮叶片的固有频率及振型

涡轮叶片的前 5 阶模态及振型如图 5 所示. 从图 5 可以得到涡轮叶片的第一阶振型表现为 1 弯, 最大振动应力在叶片的进气边处; 第二阶振型表现为 1 弯, 最大振动应力在叶片的出气边最高处; 第三阶振型表现为 1 弯 1 扭, 最大振动应力在垂直于叶片的进气边处; 第四阶振型表现为 2 弯 2 扭, 最大振动应力在叶片的进气边和叶片中部; 第五阶振型为 3 弯 2 扭, 最大振动应力在叶片的进气边和出气边均有出现.

表 1 不同转速下叶轮大叶片的各阶固有频率(单位: Hz)

Tab 1 Big blades natural frequency of each rank at different speeds

	0转	10万 r/min	12万 r/min	15万 r/min
1阶	17 600	17 700	17 800	17 900
2阶	33 400	33 500	33 500	33 500
3阶	43 000	43 100	43 100	43 100
4阶	53 600	53 700	53 700	53 700
5阶	59 000	59 100	59 100	59 300

表 2 不同转速下叶轮小叶片的各阶固有频率(单位: Hz)

Tab 2 Small blades natural frequency of each rank at different speeds

	0转	10万 r/min	12万 r/min	15万 r/min
1阶	28 700	28 900	29 100	29 100
2阶	43 600	43 800	44 200	44 200
3阶	55 800	56 000	56 300	56 300
4阶	70 500	70 800	71 300	713 800
5阶	80 600	80 700	81 000	81 000

考虑旋转离心力时, 涡轮叶片在各个转速下的各阶固有频率如表 3 所示. 由表中的数据可以看出, 在转速为 100 000 r/min 时、120 000 r/min、150 000 r/min 时, 由于离心力的影响, 分别对应的涡轮叶片的固有频率最大增加为: 3.5%、4.9%、7%. 从表中的数据还可以分析得到, 转速的存在, 增加了相应的频率. 对于同一阶频率而言, 转速越高, 相应的频率越高; 在同一转速时, 离心力对高阶频率的影响较低阶频率的影响更大.

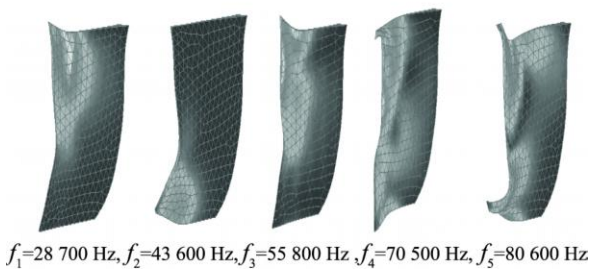


图5 涡轮叶片前5阶振型

Fig.3 First five vibration of turbo blades

表 3 不同转速下涡轮叶片的各阶固有频率(单位: Hz)

Tab 3 Turbo blades natural frequency of each rank

	0转	10万 r/min	12万 r/min	15万 r/min
1阶	14 200	14 700	14 900	15 200
2阶	19 900	21 300	22 300	31 700
3阶	21 400	22 300	22 600	31 900
4阶	30 600	31 700	32 100	32 900
5阶	37 700	38 600	38 800	39 300

## 3 叶片的共振特性分析

### 3.1 压气机叶片的共振特性分析

小叶片由于二阶以上固有频率较高, 对增压器振动很小, 故不予考虑. 由文献 [3] 知, 涡轮增压器叶片一阶固有频率值的标准为:

压气机叶片:  $f_{\text{压气机}} > 3.5 f_{\text{基频}}$  ( $f_{\text{基频}}$  为涡轮增压器的转频).

YJ65 型增压器最高转速可达 150 000 r/min, 转速频率为 2 500 Hz. 压气机长叶片一阶固有频率为 17 600 Hz  $> (3.5 f_{\text{基频}} = 8 750 \text{ Hz})$ , 故压气机叶片的固有频率满足要求. 但压气机叶片远远大于  $3.5 f_{\text{基频}}$ , 由文献 [4] 可知, 叶片的固有频率随厚度减小而减小, 可以在满足其固有频率范围内减小该叶片的厚度.

该型号增压器转子转速为 100 000 ~ 120 000 r/min, 大小叶片分别为 5 个. 考虑到小叶片影响较小, 压气机叶轮激振频率为  $(100 000/60) \times 5 \times n \sim (120 000/60) \times 5 \times n \text{ Hz}$  ( $n$  为正整数) 从而得到叶轮的激振频率为: 8 333  $n \sim 10 000 n \text{ Hz}$ , 即是: 8 333 Hz, 16 667 Hz, 25 000 Hz, 33 333 Hz, ... 大小叶片前 5 阶固有频率见表 1 和表 2, 由对比分析可以得到, 在工作转速范围内, 仅该压气机叶轮的大叶片存在共振现象, 而小叶片不存在共振现象. 当激振力的频率为 33 400 Hz 等时, 大叶片发生共振.

### 3.2 涡轮叶片的共振特性分析

涡轮叶片共 10 个. 涡轮的激振频率为  $(100\ 000/60) \times 10 \times n \sim (120\ 000/60) \times 10 \times n$  Hz ( $n$  为正整数), 从而得到涡轮的激振频率为: 16 666  $n \sim 20\ 000 n$  Hz, 即是 16 666 Hz, 20 000 Hz, 33 332 Hz, 40 000 Hz, 49 998 Hz, 60 000 Hz, 66 664 Hz, ... 涡轮叶片的前 5 阶固有频率见表 3, 把涡轮的激振频率与涡轮叶片的前 5 阶固有频率进行对照分析后可知, 在工作转速范围内, 该涡轮叶片存在着共振, 当激振力的频率为 20 000 Hz 等时, 涡轮叶片发生二阶弯曲共振.

## 4 结 论

1) 采用有限元分析方法对压气机叶片进行模态计算, 由计算所得的固有频率值可知, 该叶片的刚度好, 工作可靠性高.

2) 该压气机叶轮激振频率为 8 333  $n \sim 10\ 000 n$  Hz, 和大叶片的第二阶固有频率接近, 故大叶片容易发生二阶弯曲共振, 而小叶片不会发生共振. 涡轮的激振频率为: 16 666  $n \sim 20\ 000 n$  Hz, 与涡轮叶片的二阶固有频率接近, 也容易发生二阶弯曲共振. 因此会造成增压器的噪声过大, 而且叶片容易损坏. 有效的解决办法是: 改变叶片的厚度, 并尽量减小叶片的不均匀度, 以及避免叶片的激振频率落在其共振频率的范围内.

### 参考文献:

- [1] 马玉星. 涡轮增压器叶片振动分析 [J]. 振动、测试与诊断, 2004, 25 (2): 131 - 133.
- [2] 廖日东. 增压器涡轮叶片的模态特性研究 [J]. 内燃机学报, 1998, 16 (4): 421 - 429.
- [3] 岳玉梅. 涡轮增压器转子动力分析 [J]. 航空制造技术, 2004, 18 (4): 92 - 94.
- [4] 李兵. 涡轮增压器叶片的振动的振动特性分析 [J]. 车用发动机, 1999, 4 (2): 30 - 31.

(上接第 17 页)

流动, 常具有光滑的表面 (圆、次圆、椭圆形), 少量形成薄的皮壳. 在成岩期, 由于  $Eh$  值降低,  $pH$  较高, 使间隙水中的磷酸盐浓度增高, 在富磷的粒间水作用下, 沉积物进一步发生磷酸盐化, 使之更加富集, 同时粒间水中的磷酸钙对颗粒进行胶结, 形成环带结晶磷灰石特征. 总之, 磷块岩的形成是一个非常漫长的、复杂的沉积、成岩过程. 目前对磷块岩的成因问题, 主要涉及磷质来源为陆源、深源及火山物源, 对来源认识比较一致, 但对磷的集聚成矿机理及磷的成矿时代专属性等这一系列重大的理论问题尚未得到解决. 普遍认为, 下寒武统筇竹寺组 ( $_{1q}$ ) 泥 (页) 岩及粉砂岩碎屑岩系之下的渔户村组是重要的找矿层位.

综上所述, 该矿区成矿条件十分有利, 本矿区的典型矿体特征及成因的探讨, 可为后续矿区外围找寻类似磷矿床提供借鉴.

### 参考文献:

- [1] 荣惠峰, 高俊彩等. 云南省昆明市东川区绿茂乡麻栗坡磷矿详查报告 [R], 2008.
- [2] 云南省会泽县五星背斜磷矿普查地质报告 [R]. 云南省地质局第六地质队, 1980.
- [3] 中国地质大学. 矿相学 [M]. 武汉: 中国地质大学出版社, 1986.
- [4] 中国地质大学. 沉积岩石学 [M]. 武汉: 中国地质大学出版社, 1989.
- [5] 武汉地质学院. 结晶学及矿物学 [M]. 北京: 地质出版社, 1985.
- [6] 云南省地质矿产局. 云南省区域矿产总结 [R]. 云南省地质矿产局, 1993.
- [7] 刘德良, 苏永军. 大别山东南麓宿松变质磷矿构造地球化学 [J]. 地质力学研究所所刊, 1995.
- [8] 国家技术监督局. GB 13908 - 92 固体矿产地质勘探规范总则 [S]. 北京: 中国标准出版社, 1992.