

文章编号:1000-8055(2012)08-1855-06

压气机叶片气动阻尼的改善设计

郭雪莲, 李 琳

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 针对气动阻尼在强迫响应分析中的应用现状,提出了一种在叶型基本确定的条件下进一步设计气动阻尼的方法.该方法只对叶片基元级的积叠轴做微小的调整,这种调整对叶栅流场气动特性和固有频率的影响很小,可以忽略不计.研究了积叠轴调整对叶片气动阻尼的影响,得出在不需大量流场计算的条件下,即可判断如何调整叶片积叠轴以达到增加气动阻尼目的的结论.在分析中用振型相似度衡量叶片模态振型与气动阻尼比的关系,相似度越小气动阻尼比越大.

关 键 词: 压气机叶片; 气动阻尼; 重心线调节; 相似度; 设计方法

中图分类号: V231.92

文献标志码: A

Design method for improving aerodynamic damping of compressor blades

GUO Xue-lian, LI Lin

(School of Jet Propulsion,

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

Abstract: Considering the situation of the application of aerodynamic damping in the forced response, an aero-damping design method based on basic blade profile was proposed. It was revealed that a slight adjustment to the blade-stacking axis of blade can change the aero-damping, meanwhile, the effect on the fluid field can be confined to the minimum. The relationship between the adjustment and the aero-damping was established. Owing to such a relationship, a large quantity of fluid calculations could be avoided and an improving of the aero-damping by adjusting the stacking axis can be obtained. In this way, the shape similarity was used to connect the mode shape and aerodynamic damping. The smaller the similarity, the bigger the aero-dynamic.

Key words: compressor blade; aerodynamic damping; gravity center modification; similarity; design method

气动阻尼的概念最早由研究颤振的学者提出.人们发现由叶片振动引起的非定常气动力有可能起到阻碍叶片振动的作用(当它对叶片作负功时),即具有阻尼效应;也有可能使叶片的振动发散,引发颤振(当其对叶片做正功),具有非阻尼效应(负阻尼).而后者对叶片乃至发动机的危害极大,在设计时必须予以避免^[1].因此长期以来研究气动阻尼的目的都是用来判断颤振是否发生,

研究者主要关心流场中的非定常气动力对叶片的做功是正还是负,气动阻尼是正还是负.近年来随着计算机软硬件技术的飞速发展,开发和利用非定常气动力的阻尼作用越来越引起人们的重视.

在叶片强迫响应的分析中,如何准确定量预估叶片在非定常气动力作用下的应力水平是强迫响应问题的关键^[2].增加叶片阻尼与减小叶身的气动激励被视为降低叶片强迫振动应力水平的两

收稿日期:2011-09-07

网络出版地址:http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20120830.1200.201208.1855_025.html

作者简介:郭雪莲(1977—),女,辽宁辽阳人,博士生,主要从事旋转机械的气动阻尼及流固耦合动力学研究.

个主要方法. 在增加叶片阻尼的考虑上, 传统的方法大都是在叶片或叶轮上设计结构阻尼器. 目前, 结构阻尼的设计遇到来自两方面的挑战: 第一, 结构阻尼器的设计一般针对主要的低阶模态; 而叶栅流场中流体激励激起的往往是高阶模态. 第二, 对于现代先进发动机中采用的整体叶盘而言, 结构阻尼器的设置将大大增加加工工艺的复杂性. 在这种情况下, 气动阻尼的引入将有望解决上述问题. 然而, 如前所述, 在现行的压气机设计方法中, 在确保叶片不发生颤振后, 设计人员就不再关心叶型对气动阻尼的影响了. 因此目前在如何设计气动阻尼, 使其对叶片振动具有更大的衰减作用的研究方面, 基本上还是空白. 这也是目前压气机叶片气动性能较高, 而抗高周疲劳性能较差的原因之一.

本文针对这种现状展开研究, 提出了一种在叶型基本确定的条件下进一步设计气动阻尼的方法. 该方法通过调整叶片基元级的积叠轴改变叶片的固有特性, 进而改变叶片的气动阻尼. 该方法只对积叠轴做微小的调整, 这种调整对叶栅流场气动特性的影响很小, 可以忽略不计; 对叶片的固有特性有一定的影响. 本文研究了积叠轴调整对叶片气动阻尼的影响, 得出在不需要大量流场计算的条件下, 即可判断如何调整叶片积叠轴以达到增加气动阻尼目的的结论.

1 方法的提出

气动阻尼反映的是作用在叶片表面的非定常气动力对叶片振动的影响; 而这一非定常气动力又是由于叶片振动产生的. 因此, 气动阻尼的本质是流固耦合问题^[3]. 气动阻尼的这一本质决定了气动阻尼一定是与叶片的振动形式相关的. 因此, 改善气动阻尼可以从改变叶片的振动形式入手.

在压气机/风扇叶片的设计中, 叶片积叠是一个关键的步骤, 对叶片强度和气动性能都有重要的影响. 气动设计人员将各基元级的重心放在子午面的径向线上, 强度设计时再人为调整重心的位置, 以满足强度设计的要求^[4]. 叶片积叠的方式有很多种, 其中的重心线调节法是通过改变基元级重心的积叠方式^[5-6], 使其偏离径向线, 以满足强度要求, 如图 1 所示.

既然调节重心线可以改变叶片的强度特性, 不难设想它也可以改变叶片的振型, 进而改变叶片振动的气动阻尼. 下面以 Roter 37 的转子叶片为例, 研究通过调节叶片的重心线改变叶片气动

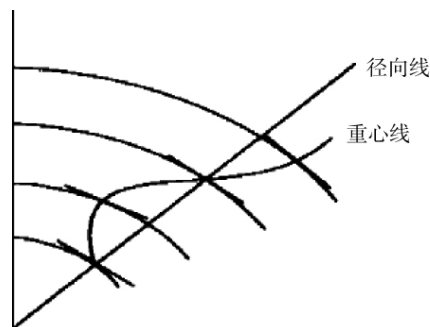


图 1 重心线调节法示意图

Fig. 1 Diagram of gravity center modification

阻尼这一思想的可行性.

Roter 37 转子是美国机械工程学会国际气轮机分会 (ASME/IGTI) 用作盲题对叶轮机械 CFD (computational fluid dynamics) 程序进行测试的实验转子, 具有详细的流场数据以及边界条件. Roter 37 是不考虑进口导叶和出口静子叶片的孤立的转子, 满足气动阻尼分析时的流场假设条件.

重心线调节遵循的原则是保持叶栅流场的气动特性基本不变. 具体方法: 首先, 调节前的叶片是满足气动性能和强度要求的叶片; 然后, 在原有叶片的基础上, 以发动机轴线为转轴, 将各基元级重心微幅偏转一定的角度. 前期对气动阻尼的研究表明: 当叶片的最大振动位移小于叶片弦长的 1% 时, 可视为小扰动, 流场的变化可以忽略不计; 本文的最大偏转位移 (基元级重心偏移角度与基元级重心到旋转轴距离的乘积) 也遵循上述规律, 满足小扰动理论, 使得所设置的调节量满足基本不改变流场气动特性的调节原则.

为了研究重心线偏转对气动阻尼的影响, 以图 2 的重心偏转方式为例进行分析, 分别研究重心线向相反两个方向偏转的情况. 在发动机进气方向看叶片重心线的偏转, 叶片叶尖发生逆时针方向为正向偏转, 顺时针方向为负向偏转.

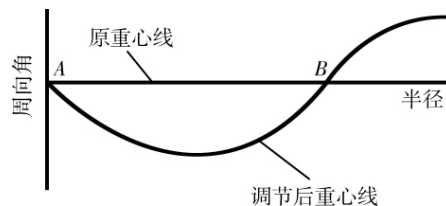


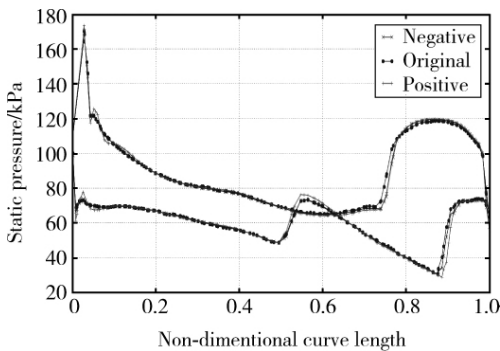
图 2 重心线分布图

Fig. 2 Distribution of gravity center

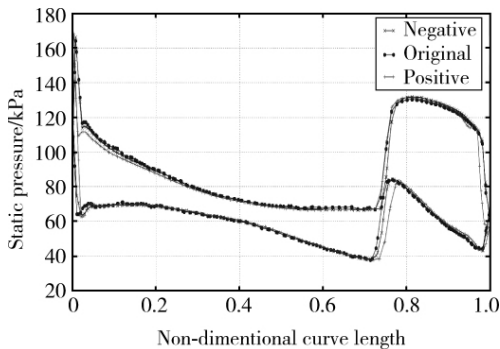
2 重心线微调对流场及叶片固有特性的影响

2.1 对流场的影响

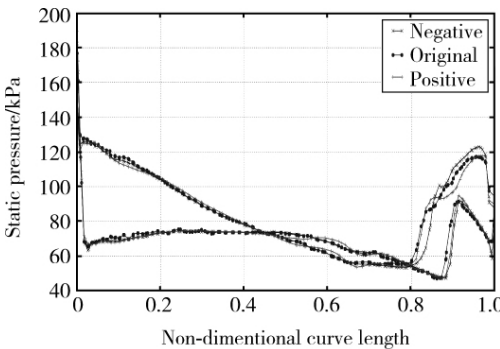
对原叶片、重心线正向偏转叶片和重心线负向偏转叶片进行定常流场分析,图 3 给出这 3 种叶片不同叶高处的压力分布的比较,可以看出叶片表面的压力分布变化很小,这表明对叶片重心线的调节足够小,其对流场的影响也很小,特别是对叶片表面的压力分布的影响可以忽略不计^[7-8]。



(a) 10%叶高压力分布



(b) 50%叶高压力分布



(c) 90%叶高压力分布

图 3 叶片不同叶高的压力分布

Fig. 3 Steady pressure distribution of blade

2.2 对叶片固有特性的影响

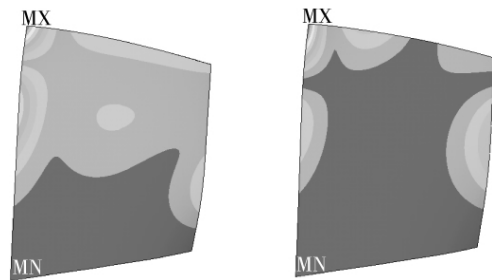
重心线调节前后叶片前 9 阶固有频率示于表 1。可以看出,对重心线所作的微调对叶片固有频率的影响很小,基本不改变叶片振动频率。

表 1 前 9 阶固有频率(单位:Hz)

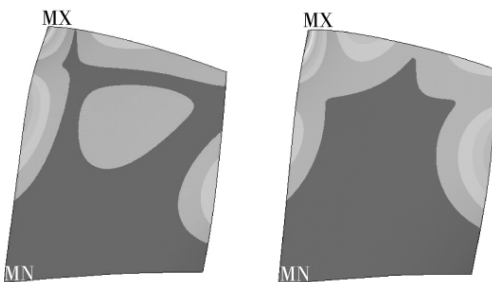
Table 1 Natural frequency (unit:Hz)

阶次	负向偏转	原叶片	正向偏转
第 1 阶	934.3	937.8	945.7
第 2 阶	2 651.9	2 660.8	2 682.8
第 3 阶	3 375.1	3 379.5	3 367.1
第 4 阶	5 088.1	5 086.7	5 112.7
第 5 阶	6 315.6	6 323.3	6 390.5
第 6 阶	7 064.5	7 050.7	6 993.1
第 7 阶	8 802.7	8 876.3	8 892.1
第 8 阶	9 030.3	9 065.6	9 056.2
第 9 阶	10 236	10 234	10 128

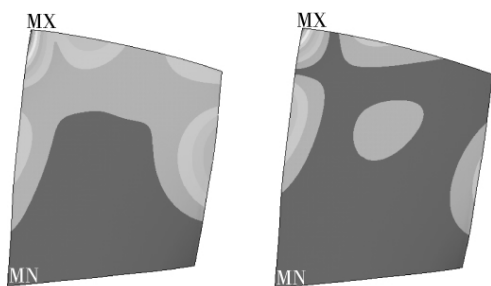
重心线微调的主要影响反映在叶片的振型上,特别是对某些高阶模态振型的影响较大。图 4 给出对应于 3 种重心线的第 7 阶(左图)和第 8 阶(右图)振型的位移云图。由图可见,重心线正向偏转后,原来第 7 阶振型变成了第 8 阶;原第 8 阶振型变成了第 7 阶。这是频率密集型高阶振动所特有的现象。当两阶模态的固有频率很接近时,叶型的微小变化即可导致较低频率激起的叶片振型发生变化,出现了振型互换的现象。



(a) 负向偏转叶片模态振型



(b) 原叶片模态振型



(c) 正向偏转叶片模态振型

图 4 叶片模态振型的变化:第 7 阶和第 8 阶

Fig. 4 7th and 8th mode shapes of blade

3 重心线调节对气动阻尼的影响

气动阻尼通过文献[9-10]中的方法获得,模态气动阻尼比的表达式

$$\zeta_i = -\frac{1}{M_i A_i \omega_i^2 T} \times \int_{t_0}^{t_0+T} \iiint f_a(x, y, z, t) \times \phi_i(x, y, z) \cos(\omega_i t) dx dy dz dt \quad (1)$$

其中 ζ_i 是模态气动阻尼比, M_i 是模态质量, A_i 是振幅, ω_i 是固有频率, T 为整数倍的周期, $f_a(x, y, z, t)$ 是叶片表面的气动力, $\phi_i(x, y, z)$ 是模态振型, 积分下限 t_0 一般不取零值, 以舍去非定常气动力的瞬态影响。

根据式(1)首先计算了重心线调节前后叶片的流场和固有特性, 再将其代入式(1)即得到重心线调节前后叶片的气动阻尼, 结果示于表 2。前期的研究工作表明由于网格运动导致第 1 阶的气动阻尼比误差较大^[7], 鉴于主要针对高阶振动研究, 因此这里将第 1 阶气动阻尼比直接剔除。

表 2 模态气动阻尼比(单位: %)

Table 2 Aerodynamic modal damping ratio (unit: %)

阶次	负向偏转叶片	原叶片	正向偏转叶片
第 2 阶	0.372	0.373	0.292
第 3 阶	0.206	0.195	0.0588
第 4 阶	0.255	0.250	0.215
第 5 阶	0.123	0.122	0.109
第 6 阶	0.163	0.185	0.124
第 7 阶	0.0371	0.0492	0.0569
第 8 阶	0.0678	0.0598	0.0532
第 9 阶	0.00909	0.00911	0.00998

从表 2 可以看出: 第 3 阶气动阻尼比的变化较大主要是与重心线调节的方式有关(见图 1), 新重心线分布与第 3 阶的振型相似(二弯振动),

使得第 3 阶振型本身没有大的变化, 但是重心线偏移加强或减弱第 3 阶的振动。此外, 高阶的气动阻尼比变化也比较大。表 2 的结果表明: 重心线调节在对流场影响很小的情况下确实可以改变叶片气动阻尼的数值。

上述研究表明: 对叶片重心线进行微调, 可以保持流场特性和叶片固有频率基本不变, 但由于叶片振型(特别是叶片的局部振动位移)发生了改变, 使得叶片振动的气动阻尼发生了改变。

表 2 中气动阻尼的绝对值变化不大, 但是叶片强迫响应计算对阻尼的变化较为敏感, 文献[11]中对比了气动阻尼对强迫响应计算的影响, 气动阻尼可以使叶片不同阶次的振动应力水平降低 30%~60%, 因此气动阻尼的相对值变化必然影响叶片的振动应力水平。

重心线调节影响了同阶次的模态振型, 使得气动阻尼比随着模态振型的变化而变化, 因此同阶次模态振型的相对变化是影响气动阻尼比改变的主要原因。

为了反映模态振型随重心线调节的变化, 引入向量相似度进行分析: 选取静平衡状态下的原始叶片坐标作为基本模式向量, 同阶次模态下不同位置的叶片模态振型作为样本。这里我们有 3 个样本: 一个是重心线调节前的叶片振型, 另外两个是重心线调节后的叶片振型。下面研究各样本与基本模式向量的相似度与气动阻尼比的关系。

研究向量相似度的方法很多, 本文采用两向量夹角余弦函数来计算叶片初始坐标和叶片模态振型之间的相似度^[12]。相似度的计算公式

$$S(x, S) = \cos \theta = \frac{x^T S}{\|x\|_2 \|S\|_2} \quad (2)$$

式中 x 为静平衡状态下的原始叶片坐标向量, S 为叶片某阶模态振型向量。

为便于表述, 定义向量相异度为

$$D(x, S) = 1 - S(x, S) \quad (3)$$

显然, 向量相异度越大, 相似度越小, 反之亦然。利用式(3)计算得到叶片的各阶振动模态与原始叶片坐标之间的相异度, 计算结果见图 5。将对应的气动阻尼比以同样的图形表示法示于图 6 中, 以分析叶片模态振型与气动阻尼比的关系。

由图 5、图 6 可以得到以下结论:

- 1) 同阶模态的相似度越小, 气动阻尼越大。
- 2) 不同阶模态之间, 相似度没有可比性。
- 3) 高阶气动阻尼低于低阶气动阻尼。

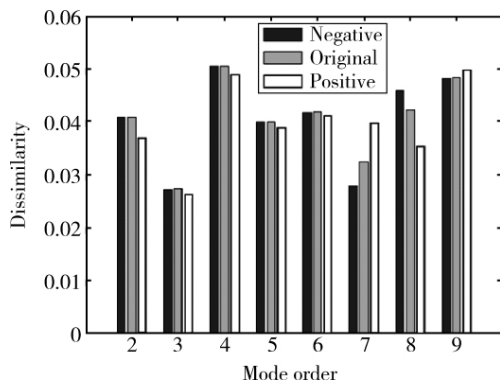


图5 叶片模式振型的相异度衡量

Fig. 5 Difference of blade mode shapes

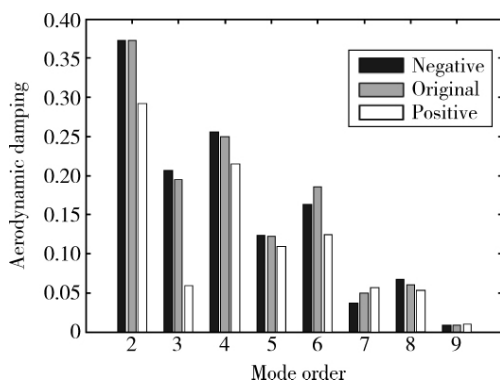


图6 叶片模式气动阻尼比的变化

Fig. 6 Aerodynamic modal damping ratios in different modes

4 叶片气动阻尼的设计

根据上述的分析和计算,可以给出在基本叶型的条件下进一步设计叶片气动阻尼的方法:

首先,微幅调节叶片的重心线得到新叶片,并对新叶片进行模态分析。

其次,计算原叶片振型、新叶片振型与原叶片坐标的相似度(或相异度),并对比两叶片的相似度(或相异度),同一阶振动相似度越小(或相异度越大)气动阻尼比越大。

最后,选择相似度较小(或相异度较大)的叶型作为最终的叶片设计结果,计算运动叶片的非定常气动力,并根据式(1)计算气动阻尼比。

采用重心线调节对叶片的气动阻尼进行改善设计,需要针对具体的叶片和某些振动模态,一次调节不能够使所有振动的气动阻尼都达到减小的目的,表2也体现出这样的观点,因此气动阻尼的设计过程是一个协调与迭代的过程。

设计流程如图7所示。

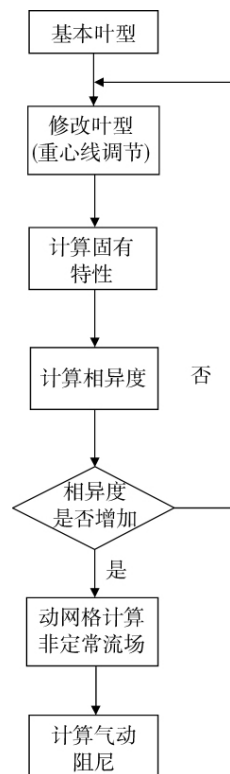


图7 气动阻尼的设计流程

Fig. 7 Design program of aerodynamic damping

值得强调的是:由于引入了振型相异度的对比,在气动阻尼的设计过程中,三维非定常流场计算只需进行一次,大大减少计算量,提高了工作效率。

5 结论

1) 重心线调节对叶片的模态振型影响较大,特别是对高阶振动的影响较为明显;进而影响了叶片振动的气动阻尼。

2) 对叶片重心线进行微调,可以保持流场特性和叶片固有频率基本不变。

3) 用振型相似度可以衡量叶片模态振型与气动阻尼比的关系,相似度越小气动阻尼比越大。

4) 采用振型相似度的方法,不需要反复进行流场计算,即可判断如何调整叶片积叠轴以达到增加气动阻尼的目的。

进一步的研究需要在重心线的调节方式方面展开。本文仅探索了一种调节方法,即各基元级重心均向同一方向调节同一角度;为了获得较大的气动阻尼,在限制调节量的条件下(避免流场特性发生显著变化),需根据某一阶振动抑制的需求仔细设计重心线的调节形式。

参考文献:

- [1] 郭恩民. 叶轮机流动诱发振动现象的非定常气动探索[D]. 北京:北京航空航天大学,1997.
GUO Enmin. Search of unsteady pneumatic phenomenon of fluid in flunce in impeller machine [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautic and Astronautics, 1997. (in Chinese)
- [2] 孟越. 尾流激振情况下叶片强迫响应预估技术及气动非谐研究[D]. 北京:北京航空航天大学,2007.
MENG Yue. Prediction of blade forcing response under stator wake and aerodynamic mistuned influence[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2007. (in Chinese)
- [3] 周盛. 叶轮机气动弹性力学引论[M]. 北京:国防工业出版社,1989.
- [4] 宋兆泓,熊昌炳,郑光华. 航空燃气涡轮发动机强度设计[M]. 北京:北京航空航天大学,1987.
- [5] 张正秋,邹正平,刘宝杰. 高负荷风扇叶片重心线调节对叶片强度和气动性能的影响分析[J]. 航空学报, 2003, 27(3):380-385.
ZHANG Zhengqiu, ZOU Zhengpin, LIU Baojie. Influence of gravity center modification on structural strength and aerodynamic performance of blade in high-load fan blade design[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2003, 27(3):380-385. (in Chinese)
- [6] 王咏梅,陈葆实. 罩量调节对风扇/压气机气动性能和强度影响的研究[J]. 航空发动机, 2000, 1(1):6-11.
WANG Yongmei, CHEN Boshi. Impact of classical modification method on aerodynamic and structure design of compressor[J]. Aero-engine, 2000, 1(1):6-11. (in Chinese)
- [7] Eric S, Jean-Pierre L, Michel D. Forced response prediction methodology for the design of HP compressors bladed disks[R]. ASME Paper GT-2004-53372, 2004.
- [8] Stuart M, Li H. Blade forced response prediction for Industrial gas turbines Part I: methodologies [R]. GT-2003-38640, 2003.
- [9] LI Lin, GUO Xuelian. Study of aerodynamic damping for transonic blade in turbo-machine [R]. ISJPPE, 2010-ISJPPE-1042, 2010.
- [10] 郭雪莲,李琳. 亚声速叶片与跨声速叶片的气动阻尼计算和比较[J]. 推进技术, 2010, 31(3):290-294.
GUO Xuelian, LI Lin. Comparison on aerodynamic damping between subsonic blade and transonic blade[J]. Journal of Propulsion Technology, 2010, 31(3):290-294. (in Chinese)
- [11] 于航. 叶轮机机械振动叶片的气动阻尼研究[D]. 北京:北京航空航天大学,2008.
YU Hang. Study of aerodynamic damping for vibrating blade in turbomachine[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2008. (in Chinese)
- [12] 张贤达. 矩阵分析与应用[M]. 北京:清华大学出版社,2004.