

轴流压气机大小叶片气动弹性稳定性分析

黄钟山¹, 王延荣^{1,2}, 付志忠¹

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 分别采用能量法和时域法对轴流压气机大小叶片进行了气动弹性稳定性分析, 获得了叶片的气动模态阻尼比和叶片表面的非定常气动功分布. 对叶片的振动位移响应进行了频域分析, 并与常规设计转子作了对比. 结果表明: 大小叶片存在的结构失谐和气动失谐对气动弹性稳定性有明显的影响. 气动失谐改善了叶片表面的非定常气动功分布, 结构失谐改变了叶间相位角的影响. 大小叶片对应的 1 阶模态振型的气动模态阻尼比为 0.000791, 而常规设计转子的值为 0.000217, 大小叶片相对于常规设计转子, 不仅改善了气动性能, 同时还提高了气动弹性稳定性.

关 键 词: 轴流压气机; 大小叶片; 失谐; 气动弹性; 颤振

中图分类号: V215.3

文献标志码: A

Aero-elastic stability analysis of an axial compressor with splitter rotor

HUANG Zhong-shan¹, WANG Yan-rong^{1,2}, FU Zhi-zhong¹

(1. School of Energy and Power Engineering,

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

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: The aero-elasticity of an axial compressor with splitter rotor was investigated by employing energy method and time-domain method. The aerodynamic modal damping ratio of blade and unsteady aerodynamic work distribution on the blade surface were obtained while the frequency domain analysis of blade vibration displacement were made; the conventionally designed rotors and the splitter rotor were also compared. The results show that the structural mistuning and aerodynamic mistuning had significant positive effects on the aero-elastic stability of the system. Aerodynamic mistuning improved the unsteady aerodynamic work distribution on the blade surface and the structural mistuning weakened the effect of interblade phase angles. For the first vibration mode, aerodynamic modal damping ratio (AMDR) of the splitter rotor has the value of 0.000791, and that of conventionally designed rotors have the value of 0.000217. Therefore, the structure of the splitter rotor not only has a better aerodynamic performance, but also enhanced the aero-elastic stability.

Key words: axial compressor; splitter rotor; mistuning; aero-elasticity; flutter

先进航空发动机要求压气机具有高的压比和效率, 大小叶片设计因其能够较大幅度地提高轴

流压气机的加功增压能力、失速裕度和效率^[1]而逐渐被设计人员所采用. 大小叶片转子方案最早

收稿日期: 2014-11-13

基金项目: 国家自然科学基金(51475022)

作者简介: 黄钟山(1990-), 男, 江西瑞昌人, 硕士生, 主要从事航空发动机结构强度振动及气动弹性稳定性的研究.

由 Wennerstrom 等提出^[2-3], 由于受到当时数值模拟与实验条件的限制, 大小叶片技术未能获得应用而被搁置. 近年来, 随着数值模拟技术的发展, 大小叶片技术再次受到重视, 并在国内开展了较系统深入的研究^[4-7].

随着航空叶轮机在气动热力方面向高性能方向发展, 叶片发生气动弹性失稳的可能性相对增大. 大小叶片同时存在气动失谐和结构失谐: 气动失谐是由小叶片改变了非定常负荷以及激波位置等引起的; 结构失谐则是由大叶片和小叶片存在不同的振动频率导致的. 由于失谐被证实对颤振具有一定的抑制作用^[8-10], 因此, 大小叶片对转子的气动弹性稳定性可能起有益的作用, 因而有必要对轴流压气机大小叶片的气动弹性稳定性进行分析.

目前, 对大小叶片轴流压气机级气动弹性的研究很少, 仅见 Chiang, Fleeter 等在其研究中认为大小叶片对抑制颤振起到了积极的作用^[11-12]. 由于大小叶片在结构形式上与错频叶片相近, 因而可以借鉴错频叶片气动弹性的分析方法, 来考查大小叶片的气动弹性稳定性.

本文借鉴 Sadeghi 和 Liu 对错频叶片的分析方法^[13-14], 针对大小叶片加以改进, 并分别采用能量法和时域法对大小叶片的气动弹性进行了分析, 获得了叶片的气动模态阻尼比和叶片表面的非定常气动功分布, 对叶片的振动位移响应进行了频域分析, 以考察大小叶片结构的气动弹性特性, 并与常规设计转子进行了对比.

1 数值模拟方法

流固耦合振动数值预测方法包括计算结构力学分析、计算流体力学分析、流固耦合界面数据传递算法、动网格处理技术, 以及具体的数值求解方法^[15].

在叶轮机中, 通常认为各叶片的力学特性相同, 叶片之间的运动规律通过叶间相位角相互关联, 因而整个转子可用单一叶片进行分析, 其离散形式的系统振动方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{U}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{U}} + \mathbf{K}\mathbf{U} = \mathbf{F} \quad (1)$$

式中 $\mathbf{M}$, $\mathbf{C}$, $\mathbf{K}$ 分别为质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵. $\mathbf{U}$ 为振动位移, $\mathbf{F}$ 是外部载荷向量. 对于流固耦合振动分析, 外部载荷为叶片表面的气动载荷向量, 而流动也受到结构振动的影响. 流固耦合振动求解需要在考虑两者相互作用的情况下同时计算流场流动变化和结构振动.

当不计阻尼和外部载荷时, 式(1)可以写成

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{U}} + \mathbf{K}\mathbf{U} = 0 \quad (2)$$

求解该自由振动的特征值问题, 可得到特征值 λ_k , 第 k 阶固有频率 $\omega_k = \sqrt{\lambda_k}$ 及其模态振型 ϕ_k , 即

$$\mathbf{K}\phi_k = \lambda_k \mathbf{M}\phi_k \quad (3)$$

结构的振动位移可以表达为模态振型的组合

$$\mathbf{d} = \sum_{k=1}^n q_k \phi_k \quad (4)$$

式中 q_k 为各个模态的广义位移.

假定系统具有瑞利阻尼, 即与振型无关的阻尼系数, 可以得到各个模态的独立方程

$$\ddot{q}_k + 2\xi_k \omega_k \dot{q}_k + \omega_k^2 q_k = \phi_k^T \mathbf{F} \quad (5)$$

式中 ξ_k 为模态阻尼比.

本文利用通用程序 ANSYS 对叶片进行模态分析, 得到叶片结构的模态振型和固有频率, 导入到 NUMECA 软件的流固耦合模块.

采用时域法时, 需要耦合计算, 式(5)的外部载荷向量可以在每个物理时间步用流体求解器计算, 再带入式(4), 即可以得出结构的振动位移.

采用能量法时, 令叶片按某阶模态振型振动, 广义位移 q_k 由使用者指定. 结构的新模态振型直接由式(4)得出.

按照能量法得到的气动模态阻尼比^[16]为

$$\zeta_{\text{aero}} = \frac{-\sum W_{\text{aero}}}{2\pi(q_k)^2} \quad (6)$$

式中 W_{aero} 为一个振动周期内周围气流对叶片所做气动功总和.

能量法以气动功的正负来判断叶片是否发生颤振, 以气动模态阻尼比的大小来判定叶片气动弹性稳定的程度.

在每个物理时间步, 根据能量法和时域法分析的要求, 由每阶模态的广义位移求得叶片的变形量, 采用动网格技术对流场网格进行变形, 对 Navier-Stokes 方程进行相应的调整并求解, 得到下一时刻的流场. 流场分析动网格处理技术和数据传递算法见文献^[15, 17-18].

2 计算分析模型

计算所用的转子由 12 片大叶片和 12 片小叶片构成, 其中小叶片的弦长为大叶片弦长的 90% 左右, 小叶片与大叶片尾缘对齐, 叶尖半径相同. 为了考查大小叶片结构的抑颤效果, 与常规设计转子作了对比分析. Chiang 等在文献^[11]对比分析大小叶片的颤振特性时, 将小叶片全部置换成大叶片. 文献^[5]中严明等所采用的气动性能比较

方案使有效稠度大致相同,其中有效稠度的定义为 $(C_b + C_s)/S$, C_b 和 C_s 分别为大小叶片的弦长, S 为栅距. 参考这两个对比方案,本文对比方案的叶片数分别为 20, 22, 24 片. 为尽可能减弱其他因素的影响,4 个方案的流道尺寸完全相同,常规设计转子与大小叶片转子大叶片的叶型参数相同,仅叶片数目改变. 图 1 为大小叶片的结构有限元模型和流场计算模型. 有限元模型为六面体八节点单元,叶片根部固支. 流体网格划分采用多块结构化网格,为兼顾计算精度和效率,叶尖间隙径向网格共 17 层,转子每个通道的网格点数约为 60 万,固壁面第 1 层网格单元 $y^+ \leq 5$. 多方案常规设计转子计算时,网格拓扑以及壁面处理与大小叶片方案是相同的.

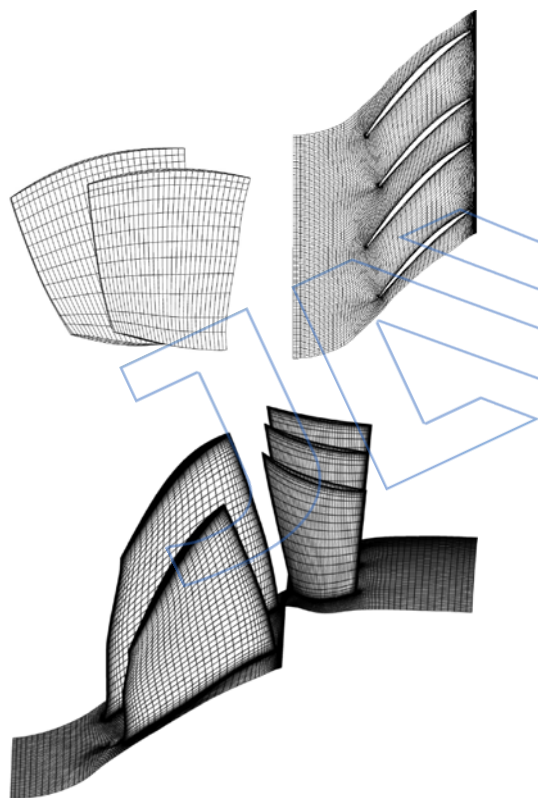


图 1 大小叶片的有限元模型和流体网格
Fig. 1 Finite element model and fluid mesh of splitter rotor

3 叶片的振动模态和流场分析

在 100% 转速下进行预应力模态分析,得到大小叶片固有频率和模态. 大小叶片的固有频率和模态分别见表 1 和图 2. 表中的频率数值为相对大叶片第 1 阶固有频率的比值.

表 1 大小叶片前 10 阶固有频率(相对值)

Table 1 First 10 natural frequencies of splitter rotor (relative value)

阶次	固有频率	
	大叶片	小叶片
1	1.000	0.979
2	2.549	2.563
3	2.670	2.692
4	4.177	4.267
5	4.684	4.823
6	5.782	5.976
7	6.367	6.905
8	7.304	7.532
9	8.344	8.471
10	8.880	8.940

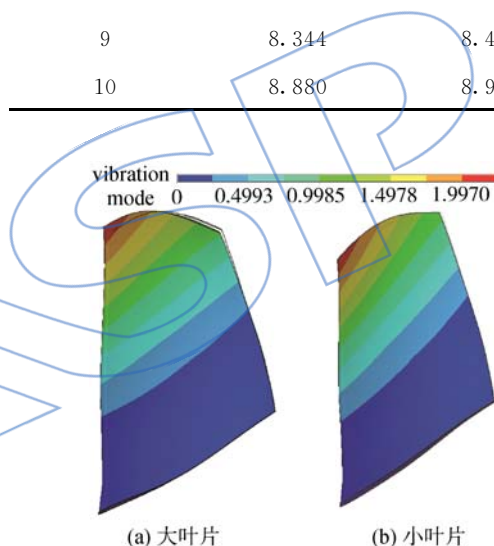
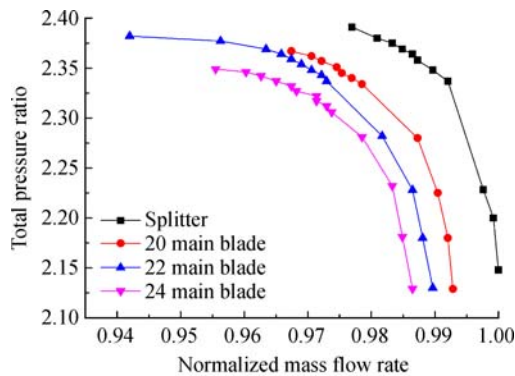


图 2 大小叶片 1 阶模态振动

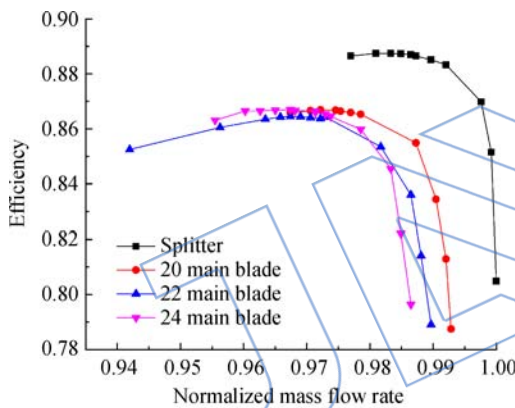
Fig. 2 1st vibration mode of splitter rotor

对带后排静子的大小叶片和常规设计转子进行对比分析,图 3 为级特性线. 图 4 为各方案算例中沿不同叶高处大叶片表面压力(C_p)分布,其中 b 表示轴向弦长. 由流场分析可知,叶尖区域(90%叶高),常规设计转子叶片前缘出现贴体激波,随着稠度的降低,叶片吸力面上的激波向下游移动,而压力面上的激波移向上游,槽道激波更加倾斜. 改为大小叶片结构后,大叶片吸力面和压力面上的激波明显减弱,同时移向下游,因而大小叶片比常规设计转子的激波分布更加合理,使得大小叶片的损失要小于常规设计转子. 叶中区域(50%叶高),常规设计转子叶片前缘的激波脱体后,只打在相邻叶片的吸力面上,因而大叶片压力面不存在激波;在吸力面上激波的分布趋势与 90%叶高处基本相同. 改为大小叶片后,大叶片吸

力面上的激波移向下游,整个激波更加倾斜,强度减弱.叶根区域(10%叶高)叶片表面已经不存在激波,同时可以看到常规设计转子 20, 22, 24 片的叶片表面压力分布比较接近,且与大小叶片的流场接近.小叶片对于控制大叶片表面的激波强弱和所处位置起到了很大作用,并影响大叶片表面的流动和,压力分布.同时小叶片对控制大叶片表



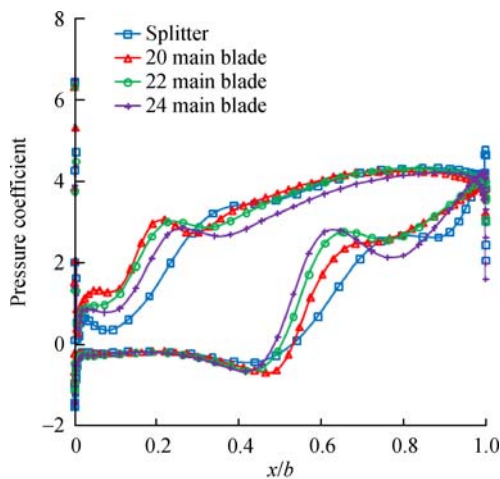
(a)



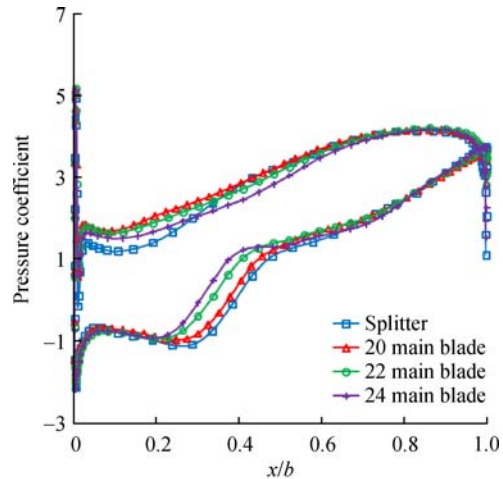
(b)

图3 几种方案的压气机特性比较

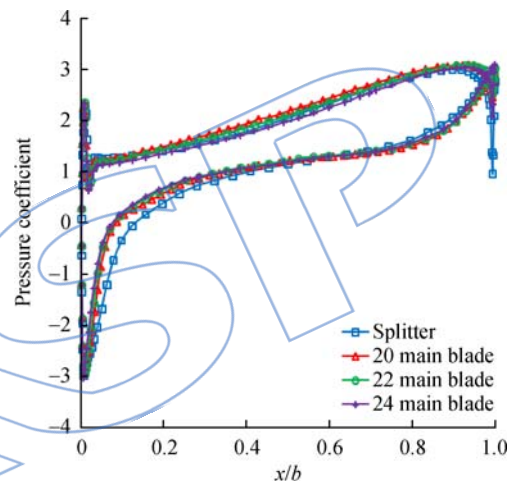
Fig. 3 Comparison of compressor performance among several cases



(a) 90%叶高



(b) 50%叶高



(c) 10%叶高

图4 大叶片表面压力分布

Fig. 4 Pressure distribution on surface of main blade

面气流扩散、减小逆压梯度、降低损失起到了积极效果,使得大小叶片的压比和效率都要高于常规设计转子(见图3).

4 能量法的气动弹性稳定性分析

4.1 大小叶片间的气动弹性影响

现采用能量法分析大小叶片的气动弹性特性,利用 Sadeghi 等的假设^[13],在求解流场时假定大小叶片均按自身第1阶模态的频率和振型振动,因而流场表现出周期性振荡.能量法是用流场在一个周期内对叶片做功的正负作为叶片是否稳定的判据.由于大小叶片的振动频率不同,因此需要一个相比于常规设计转子更长的周期: $T = 1/\Delta f$ (Δf 为大小叶片频率之差).对于本文的大小叶片,其第1阶频率比为 $1:0.979$,而大叶片和小叶片在大周期下分别振动 48 和 47 个振动周

期, 计算叶片在近设计点状态下的一个大周期内各振动周期所受到的气动功, 并计算叶片气动模态阻尼比. 图5为大叶片、小叶片广义位移均为0.0004时大叶片气动模态阻尼比的变化, 计算了330个大叶片振动周期, 各振动周期定为30个时间步. 由图可见大叶片的气动模态阻尼比呈现周期变化, 变化周期为48个大叶片1阶振动周期.

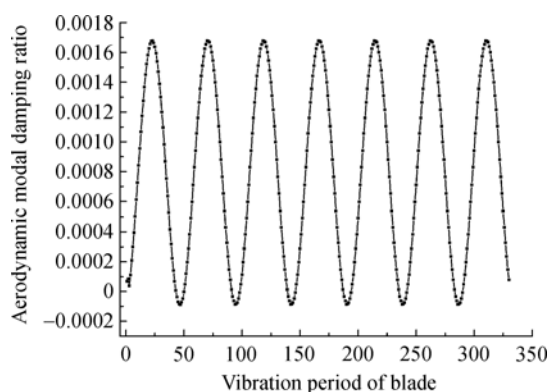


图5 各周期气动模态阻尼比随振动周期的变化

Fig. 5 Variation of aerodynamic modal damping ratio with vibration period of blade

为考查大小叶片振动对彼此气动模态阻尼比的影响, 分别计算大小叶片在不同振幅下的气动模态阻尼比. 对于大叶片, 给定广义位移为0.0004, 即实际叶片振动位移为 $U = q_1 \phi_1$, 小叶片的广义位移为0, 0.0002, 0.0004, 0.0006, 计算了大叶片每个周期的气动模态阻尼比, 相应的大叶片的平均气动模态阻尼比为0.00079, 0.000791, 0.000791和0.000792. 图6为大叶片50个振动

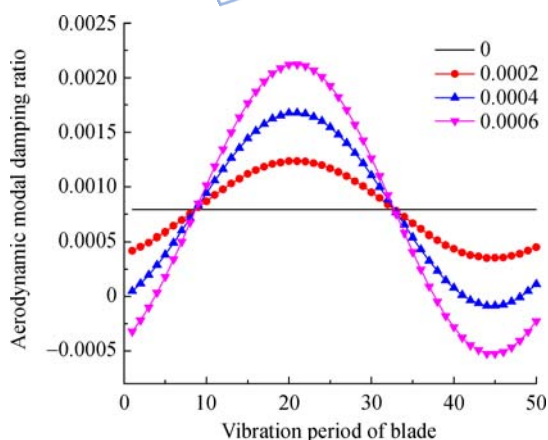


图6 小叶片不同振幅下大叶片随振动周期变化的气动模态阻尼比

Fig. 6 Variation of aerodynamic modal damping ratio of main blade with its vibration periods under splitter different amplitude

周期的各周期气动模态阻尼比, 可以看到: ①大叶片在不同振动周期内, 小叶片所处的振动相位对大叶片的气动模态阻尼比有显著影响; ②在同一振动相位下, 小叶片的振幅大小对大叶片的气动模态阻尼比有影响, 且呈比例关系; ③在整个大周期内, 小叶片的振动对大叶片的气动模态阻尼比的作用平均后被抵消, 即无积极或消极作用, 小叶片是否振动以及振幅大小最终将不产生影响. 因此, 可以认为大叶片所受到的气动阻尼为自身对流场影响而形成的气动阻尼和小叶片对流场影响产生的气动阻尼的线性叠加.

对小叶片作同样的分析, 给定广义位移为0.0004, 大叶片的广义位移分别为0, 0.0002, 0.0004, 0.0006, 并求得小叶片每个周期的气动模态阻尼比, 相应的小叶片的平均气动模态阻尼比为0.000428, 0.00043, 0.000431和0.000432. 图7为小叶片50个振动周期的各周期气动模态阻尼比, 规律与大叶片类似.

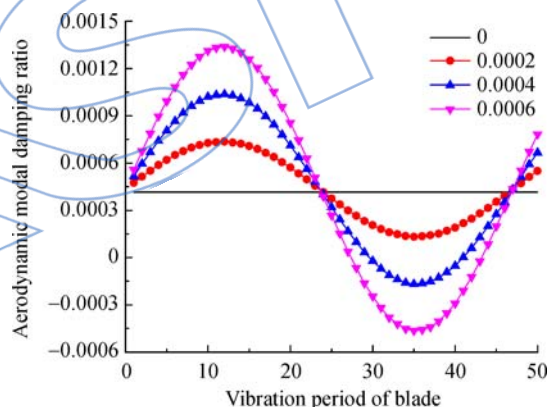


图7 大叶片不同振幅下小叶片随振动周期变化的气动模态阻尼比

Fig. 7 Variation of aerodynamic modal damping ratio of splitter with its vibration periods under main blade different amplitude

4.2 大小叶片与常规设计转子的对比分析

为了比较大叶片与常规设计转子在气动弹性上的差别, 对20, 22, 24片常规设计的转子进行了计算, 得到近设计点的气动模态阻尼比, 分别为0.000217, 0.000182和0.000169. 可以看出在没有小叶片的情况下, 大叶片的气动模态阻尼比小于大小叶片在一个大周期下的平均值.

图8和图9分别为大小叶片的大叶片和常规设计转子叶片的非定常气动功分布, 其中大小叶片的气动功为整个大周期的平均值, 红色至蓝色为正功到负功的逐渐变化. 可以看出由于不同叶

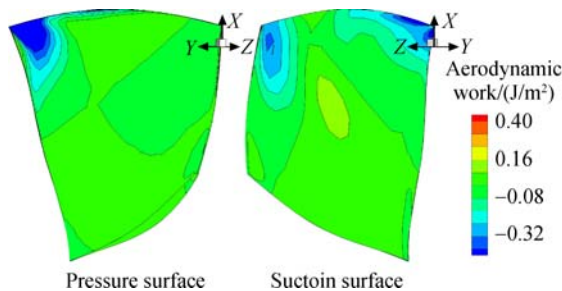
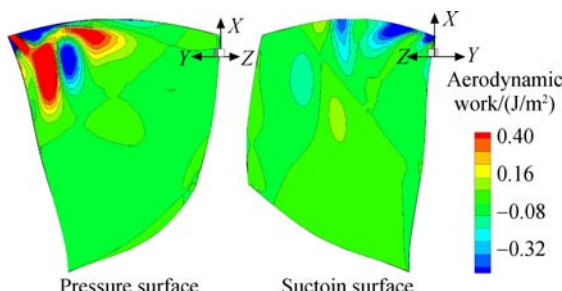
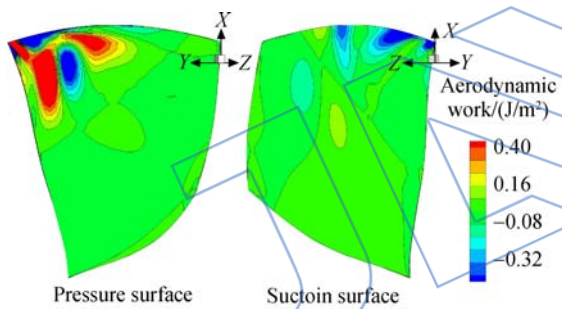


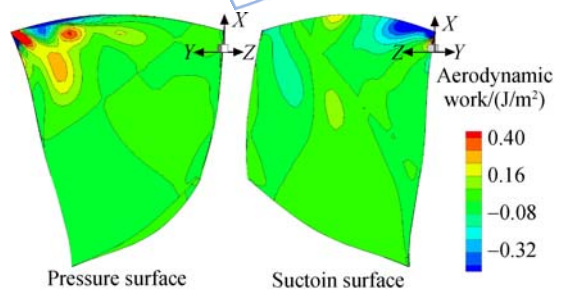
图8 大小叶片的大叶片表面非定常气动功分布
Fig. 8 Unsteady aerodynamic work on blade of
splitter rotor



(a) 20叶片转子



(b) 22叶片转子



(c) 24叶片转子

图9 常规设计转子叶片表面非定常气动功分布
Fig. 9 Unsteady aerodynamic work on blade of
conventionally designed rotors

片数常规设计转子的流场分布相差不大,相应地气动功分布也比较接近。吸力面上,叶尖前缘区为负功区,正功区的形状类似;压力面上,正功区主要分布在前缘中部以上,叶根为负功区。对于大小

叶片,吸力面的正功区分布和常规设计转子相近,但是在前缘和尾缘处均有一个比较大的负功区,叶尖前缘部分为负功区。导致常规设计转子叶片和大小叶片非定常气动功分布趋势差别比较大的原因可以认为是小叶片所引起的气动失谐改变了气动功的分布,负功区的扩大使叶片最终趋于稳定。由于大小叶片有更大的失谐自由度,设计人员可据此改进设计方案,尽量减小正功区,从而使叶片在气动弹性方面有更好的稳定性能。

5 时域法的气动弹性稳定性分析

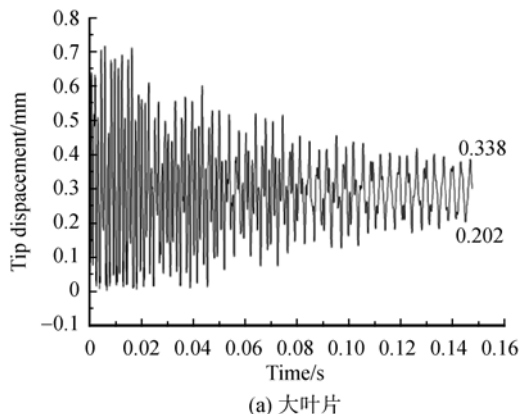
由于能量法按给定的叶片模态振型作气动弹性分析,忽略了叶片与流场间的相互影响以及大小叶片之间的影响,因而为了进一步考查大小叶片的气动弹性特性,采用时域法对大小叶片进行分析,即大小叶片分别受到流场外力的激励而振动。大小叶片的振动分别由各自前10阶模态叠加而成,各阶结构模态阻尼比(不含气动阻尼)均设为0.001。流场方面,计算时间步为第5阶模态振动周期的1/40。选取叶尖变形量最大点,对其时域变化曲线进行分析。

图10为大小叶片叶尖前缘变形最大点在振动过程中变化曲线,可以看出波形到后期有一定的周期性,叶片振动趋于稳定。

图11为大小叶片前5阶广义位移的时间历程,可以看出振动主要均以第1阶模态为主,2,3,5阶也有一定振动。各阶模态均趋于稳定,表明叶片气动弹性稳定。

大小叶片振动最终将会以第1阶模态为主,接下来的计算增加了时间步数,以进一步考查大小叶片的第1阶振动。

图12为大小叶片第1阶广义位移曲线,可以看到大小叶片广义位移在时域里呈“拍振”波形特征,振幅周期性变化,这是由于叶片受到大、小叶



(a) 大叶片

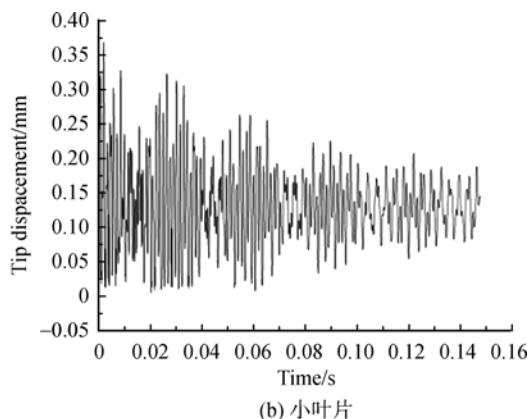


图10 大小叶片叶尖前缘点振动位移随时间变化曲线
Fig. 10 Variation of the displacement of leading edge of splitter rotor blade tip with time

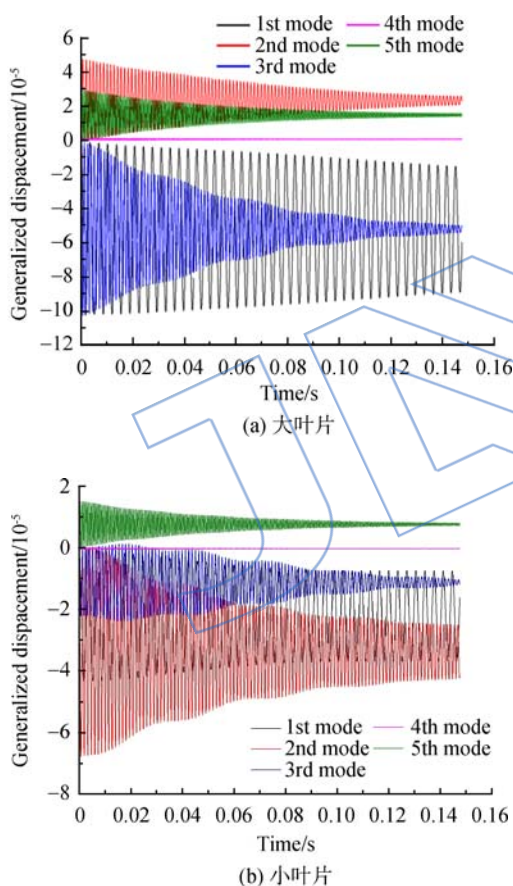


图11 大小叶片前5阶广义位移的时间历程
Fig. 11 Variation of the generalized displacements of the first 5 modes of splitter rotor with time

片两个频率不同、振幅不等的振动所产生的流场激励叠加而导致的。可以看出流场对振动的阻尼作用与能量法计算结果的趋势一致,在大叶片的部分振动周期内,小叶片的振动加快了大叶片的稳定,而在另一部分周期内,小叶片则减缓了大叶片的稳定速度。“拍振”对应的大周期和前面能量

法的计算结果相同。

分别对大叶片和小叶片 0.4 s 后的振动曲线作频谱分析,大叶片和小叶片的振动主要由频率比为 1 : 0.979 两个不同频率的振动组成,分别对应大小叶片在设计转速下的一弯固有频率,即大小叶片主要以自身的固有频率振动,但也受到另一个叶片振动的影响,这主要是因为叶片的振动会对流场产生周期性的激励。

为了比较叶片振动对流场产生的影响进而对另一个叶片的作用,对仅有一个叶片振动而另一个叶片静止的情况进行了计算,两种情况下大叶片的第一阶广义位移随时间变化如图 13 所示,可以看出小叶片不振动时,大叶片稳定较快,即小叶片振动对流场的影响最终对大叶片的稳定速度产生消极的影响,尽管影响不大,但这个结果却与能量法计算得到的小叶片振动对大叶片的气动阻尼在一个大周期最终无影响的结果有所不同。小叶片的时域曲线和大叶片的类似,不同的是,大叶片的振动加快了小叶片的稳定,这个结果与能量法计算的大叶片的振动对小叶片的气动阻尼在一个大周期最终无影响的结果也有所不同。

为与常规设计转子作对比,各阶模态结构模态阻尼比均设为 0.001,对常规设计转子进行双

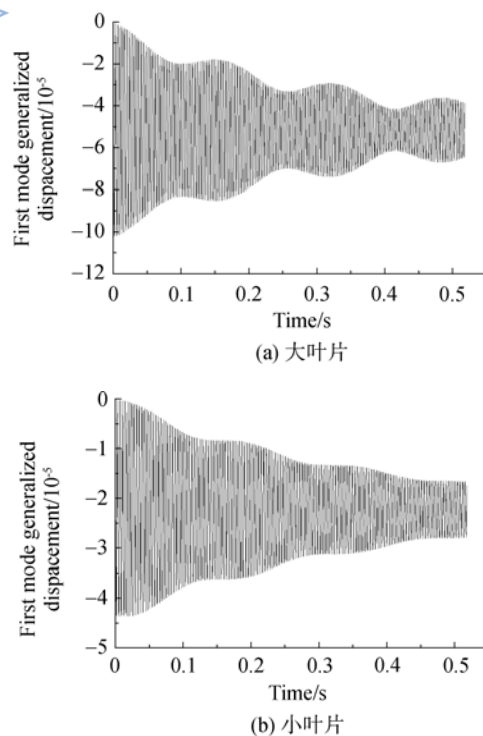


图12 大小叶片第1阶广义位移随时间的变化
Fig. 12 Variation of the generalized displacements of first mode of splitter rotor with time

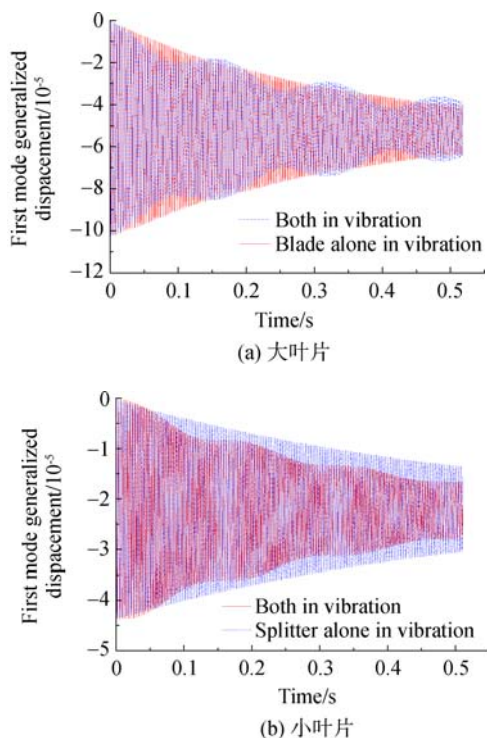


图 13 大小叶片单独振动和同时振动的第 1 阶广义位移比较

Fig. 13 Comparison of the first mode generalized displacement of main blade or splitter alone in vibration and both in vibration

向耦合计算. 图 14 和图 15 分别为 20 片叶片的常规设计转子的叶尖前缘振动位移的时间变化曲线和前 5 阶广义位移的时域历程. 和图 10、图 11 比较, 可以看出常规设计转子的稳定速率不如大小叶片, 即大小叶片的稳定性优于常规设计转子.

利用振幅衰减比计算总模态阻尼比, 从得到

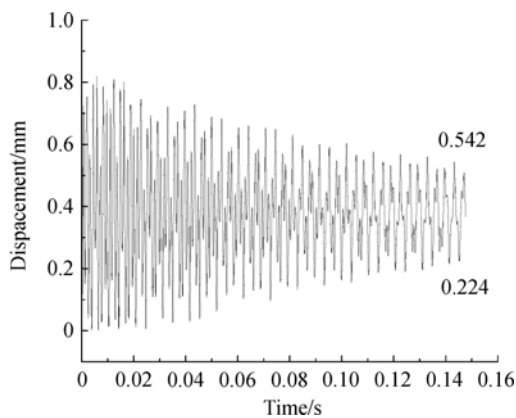


图 14 20 片叶片的常规设计转子叶尖前缘振动位移随时间变化

Fig. 14 Variation of blade tip displacement at leading edge of 20 bladed rotor for conventional design with time

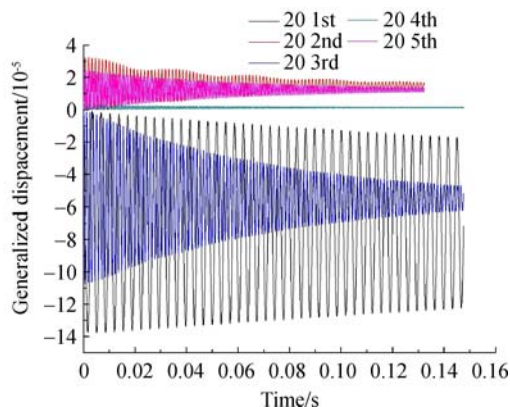


图 15 20 片叶片的常规设计转子前 5 阶广义位移的时域历程

Fig. 15 Variation of the generalized displacements of the first 5 modes of 20 bladed rotor for conventional design with time

结果减去给定的结构模态阻尼比 0.001 后所得到的气动模态阻尼比与能量法的计算结果作对比, 见表 2, 两者的结果比较接近, 表明了两种方法都是可行, 可以认为差值主要是由时域法中的叶片振动包含了叶片的多阶模态所致.

表 2 时域法和能量法计算的气动模态阻尼比比较

Table 2 Comparison of aerodynamic modal damping ratios between the time domain method and the energy method

叶片	气动模态阻尼比		相对差值/%
	能量法	时域法	
大小叶片的大叶片	0.000 791	0.000 684	13
大小叶片的小叶片	0.000 431	0.000 501	-16
20 片叶片常规设计转子叶片	0.000 217	0.000 188	13.3
22 片叶片常规设计转子叶片	0.000 182	0.000 208	-14
24 片叶片常规设计转子叶片	0.000 169	0.000 16	5.3

能量法的大周期和时域法的拍振现象表明大小叶片间存在相互作用, 能量法的计算结果是在一个大周期下, 小叶片对大叶片的气动阻尼效果相互抵消(大叶片对小叶片的效果类似), 而时域法的最终结果是大小叶片在产生拍振现象的同时, 小叶片的振动减缓了大叶片的稳定(相对于小叶片不振动), 而大叶片的振动加快了小叶片的稳定. 但总地来说, 大小叶片由于振动频率的不同使相邻的叶片的振动没有固定的相位角差, 在一个大周期下实际削弱了叶片间的非定常气动力的耦

合作用,提高了叶片的气动弹性稳定性.相对而言,时域法考虑了流场与结构的相互作用,但计算量较大;能量法的定性结果和时域法相同,定量上也相差有限,可适用于实际分析.

文中大小叶片的固有频率相差较小,实际上,相比通常的结构失谐往往受到结构、材料、工艺、成本等因素的约束,大、小叶片的固有频率差值可突破传统错频的限制,而考虑更大频差的影响.总之,大小叶片在失谐方面有更大的自由空间,意味着可以在设计过程中依据实际需求将大、小叶片的频差作为设计变量用于优化叶片的气动弹性稳定性.

6 结 论

本文采用能量法和时域法对比分析了大小叶片的气动弹性稳定性,与常规设计转子进行对比,表明大小叶片不仅比常规设计转子有更好的气动特性,而且由于小叶片所带来的气动失谐和结构失谐:气动失谐改善了叶片表面的非定常气动功分布,负功区的扩大使叶片最终趋于稳定;结构失谐减小叶片间相位角的影响,因而在气动弹性稳定性上也要优于常规设计转子.本文的计算结果可为大小叶片的设计提供参考和依据,当然还有待实验或今后使用的验证.

致谢:

作者对北京航空航天大学严明教授在大小叶片设计方面的指导与帮助表示感谢.

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] Wennerstrom A J, Forst G R. Design of a rotor incorporating splitter vanes for a high pressure ratio supersonic axial compressor stage[R]. ARL-TR-1974-0110, 1974.
- [3] Wennerstrom A J, Buzzell W A, de Rose R D, et al. Test of a supersonic axial compressor stage incorporating splitter vanes in the rotor[R]. ARL-TR-1975-0165, 1975.
- [4] 杨小贺, 单鹏. 大小叶片轴流级反问题设计及数值模拟[J]. 航空学报, 2011, 32(10): 1786-1795.
YANG Xiaohe, SHAN Peng. Inverse problem and numerical simulation of axial stage with splitter rotor[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2011, 32(10): 1786-1795. (in Chinese)
- [5] 严明, 陈懋章. 大小叶片轴流压气机转子流动特性分析[J]. 推进技术, 2002, 23(4): 280-282.
YAN Ming, CHEN Maozhang. Flow performance analysis in an axial compressor rotor with splitter[J]. Journal of Propulsion Technology, 2002, 23(4): 280-282. (in Chinese)
- [6] 张永新, 邹正平, 严明, 等. 单级大小叶片轴流压气机流动分析[J]. 航空动力学报, 2004, 19(1): 89-93.
ZHANG Yongxin, ZOU Zhengping, YAN Ming, et al. Flow analysis of a single-stage axial flow compressor with splitter rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(1): 89-93. (in Chinese)
- [7] 陈懋章, 刘宝杰. 中国压气机基础研究及工程研制的一些进展[J]. 航空发动机, 2007, 33(1): 1-9.
CHEN Maozhang, LIU Baojie. Progress on fundamental study and engineering development for compressor in China[J]. Aeroengine, 2007, 33(1): 1-9. (in Chinese)
- [8] Marshall J, Imregun M. A review of aeroelasticity methods with emphasis on turbomachinery applications[J]. Journal of Fluids and Structures, 1996, 10(3): 237-267.
- [9] Whitehead D. Effect of mistuning on the vibration of turbomachine blades induced by wakes[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1966, 8(1): 15-21.
- [10] 张小伟. 叶轮机叶片气弹稳定性数值预测方法研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2010.
ZHANG Xiaowei. Numerical prediction method for aeroelastic stability of blades in turbomachines[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2010. (in Chinese)
- [11] Chiang H W, Fleeter S. Flutter control of incompressible flow turbomachine blade rows by splitter blades[R]. AIAA 91-1900, 1991.
- [12] Fleeter S, Topp D A, Hoyniak D. Control of rotor aerodynamically forced vibrations by splitters[J]. Journal of Propulsion and Power, 1988, 4(5): 445-451.
- [13] Sadeghi M, Liu F. Computation of mistuning effects on cascade flutter[J]. AIAA Journal, 2001, 39(1): 22-28.
- [14] Sadeghi M, Liu F. Investigation of mistuning effects on cascade flutter using a coupled method[J]. Journal of Propulsion and Power, 2007, 23(2): 266-272.
- [15] 付志忠, 王延荣. 前后掠风扇叶片颤振特性对比分析[J]. 航空动力学报, 2013, 28(8): 1803-1807.
FU Zhizhong, WANG Yanrong. Comparison of flutter characteristics of forward/backward swept fan blades[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(8): 1803-1807. (in Chinese)
- [16] Moffatt S, Ning W, Li Y, et al. Blade forced response prediction for industrial gas turbines[J]. Journal of Propulsion and Power, 2005, 21(4): 707-714.
- [17] NUMECA Incorporation. FINE/Turbo theoretical manual[M]. Brussels, Belgium: NUMECA International, 2013.
- [18] Debrabandere F, Tartinvill B, Hirsch C, et al. Fluid-structure interaction using a modal approach[J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 134(5): 597-626.

(编辑: 陈 越)