

上下游叶排对压气机转子叶片气动弹性稳定性的影响

杨 慧^{1,2}, 沈 真^{1,2}, 郑 贇^{1,2}

(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: 使用自行开发的流固耦合程序集, 分别考虑压气机上下游叶排的影响对转子叶片气动弹性稳定性进行分析. 使用全环气动弹性模型通过叶片在非定常流场中振幅随时间的变化历程计算转子叶片不同振型下的气动阻尼, 分析了不同的叶排轴向间距下尾迹和势干扰对气动阻尼的影响规律. 通过将考虑转静干涉效应的气动阻尼与单转子的结果作比较, 总结了转子-静子结构和导叶-转子结构的干涉作用对转子叶片颤振特性的影响规律. 结果表明: 对于 1 阶弯曲模态, 转子叶片气动弹性稳定性不随轴向间距单调变化; 上游尾迹干涉作用和下游静子势干扰的增强会加剧 1 阶扭转模态失稳, 但是却促进 1 阶弯扭耦合模态气动弹性稳定.

关 键 词: 颤振特性; 上下游叶排; 流固耦合法; 气动阻尼; 轴向间距

中图分类号: V232.4

文献标志码: A

Influence of up- and downstream blade rows on aeroelastic stability of compressor rotor blade

YANG Hui^{1,2}, SHEN Zhen^{1,2}, ZHENG Yun^{1,2}

(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: Aeroelastic stability analysis of compressor rotor blades, including up- and downstream blade rows interaction, was conducted by self-developed fluid-structure coupled simulation programs. Blade aerodynamic damping values under different vibration modes were calculated through the time trace of the blade vibration amplitude induced by the unsteady flow field, using a whole assembly aeroelastic model. And the influence of wakes and potential waves on the aerodynamic damping values was studied for different axial gaps. Interaction effects on the flutter characteristics of rotor-stator and inlet guide vane-rotor configurations were assessed by comparing the damping data with that of the single rotor. The results show that the aeroelastic stability is not changed monotonically with the axial gap value for the first bending modal. The results also illustrate that the intensified wake and potential wave effects could destabilize the first torsional modal, but stabilize the first bending-torsion coupled modal.

Key words: flutter characteristics; up- and downstream blade rows;
fluid-structure coupled method; aerodynamic damping; axial gap

叶片颤振是叶片和非定常气动力相互作用的气动弹性耦合振动. 它是一种自激振动, 一旦发作, 叶片会由于大幅剧烈振荡而在短时间内断裂, 很可能损坏航空发动机, 极大地威胁飞行安全. 国内外对这种与振动相关的非定常流动现象做过大量试验分析和数值模拟. 由于颤振涉及的气动特性和结构特性比较复杂, 一直以来, 诱导其发作的物理机制尚不完全清楚, 对其进行深入探讨是研究者们长期的重要任务. Whitehead^[1]提出了一种计算非失速叶排弯曲模态颤振边界的方法, 计算结果表明, 叶片间相位角(inter blade phase angle, IBPA)是叶片发生弯曲颤振的必要条件. Sadeghi等^[2]发展了一种计算叶片三维气动弹性问题的并行算法, 该方法对于跨声速算例求得的颤振边界与试验值有较大出入, 而亚声速工况的结果则较为吻合. 金琰等^[3]发展了流固耦合的计算方法, 研究了三维涡轮叶片的扭转颤振. 在大负攻角下的颤振模拟中发现, 传播失速响应频率向固有频率靠近是判断振动是否发散的一个重要依据.

随着现代航空发动机的不断发展, 不断减小的轴向间隙和不断增加的叶片载荷使得叶排之间相互作用更加明显, 针对叶排干涉问题的颤振分析正逐渐展开. Srivastava等^[4]研究了激波对于叶轮机机械叶排颤振特性的影响. 计算结果表明: 激波对气动阻尼影响巨大, 叶片间相位角和激波位置决定了激波对叶片气动弹性稳定性的影响. Culver等^[5]采用混合平板法对单级跨声速压气机进行了颤振分析. 阻尼比的结果表明: 加入进口导流叶片(inlet guiding vane, IGV)后压气机的稳定性下降. Huang等^[6]研究结果表明上游静子对转子叶片的气动弹性稳定性影响显著, 在进行颤振预测时不能仅仅考虑单排叶片. Li等^[7]分析了转静叶排轴向间距对气动阻尼的影响, 研究结果表明在特定间距值下, 静子带来的干涉效应会使转子气动阻尼大幅增长. 张陈安等^[8]运用能量法对典型风扇叶片进行了气动弹性稳定性分析. 结果表明IGV的引入虽然不会使气动性能发生显著改变, 但有可能对其颤振特性带来不利影响.

现阶段叶片颤振分析方法主要为能量法^[9]和流固耦合法^[10]. 相比于能量法, 流固耦合法考虑了叶片结构变形和绕流运动之间的相互作用, 能够综合考虑多阶模态对叶片振动的影响, 更加符合物理实际.

1 数值方法

1.1 流体域求解

使用自开发程序 HGFS(hybrid grid flow solver)求解非定常流场, 动边界和动态变形网格下的守恒型积分形式的三维非定常可压缩雷诺平均 Navier-Stokes(N-S)方程形式为

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \mathbf{q} d\Omega + \oint_{\partial\Omega} (\mathbf{F} - \omega \mathbf{q}) \cdot \hat{\mathbf{n}} dA = \int_{\Omega} \mathbf{S} d\Omega \quad (1)$$

其中 Ω , $\hat{\mathbf{n}}$, dA 和 $\partial\Omega$ 分别为控制体某一物理时刻的体积、表面外法向、微元面积和表面面积; $\mathbf{q}$ 代表守恒型流体状态向量; $\mathbf{F}$ 代表对流和耗散通量项; ω 是运动控制体表面的网格速度; $\mathbf{S}$ 为坐标系运动、外力等对守恒律贡献的源项矢量. 使用了2阶精度 Roe 迎风格式计算对流通量, 非结构化的有限体积法进行空间离散, Spalart-Allmaras 一方程湍流模型封闭 N-S 方程组. 该程序的相关验证算例详见文献[11-12].

在进行多排叶片数值模拟时, 叶排交界面上需要参数传递, 定常流场计算时使用了掺混面方法^[13-15], 非定常计算时使用了滑移面方法^[16-17].

1.2 固体域求解

对受外力作用的结构, 其结构动力学方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{Q} \quad (2)$$

其中 $\ddot{\mathbf{x}}$ 是系统振动的加速度向量, $\dot{\mathbf{x}}$ 是速度向量, $\mathbf{x}$ 是位移向量, $\mathbf{M}$ 是质量矩阵, $\mathbf{C}$ 是阻尼矩阵, $\mathbf{K}$ 是刚度矩阵, $\mathbf{Q}$ 为叶片表面所受到的非定常气动力.

使用模态叠加法将结构动力学方程转化为 m 个互不耦合的方程. 数值求解时, 对每个方程可以使用不同的时间步长. 实际应用表明, 较少的低阶模态个数即可得到很好的位移结果^[18].

采用全环气动弹性模型, 在一次气动弹性计算中, 无需预设叶片间相位角和叶片振动模式等参数. 首先, 通过流固耦合计算得到各个行波节径振动的模态位移随时间 t 的变化历程; 然后, 在后处理中拟合位移曲线, 获得各阶模态的气动阻尼; 最后, 通过气动阻尼的正负判断叶片的气动弹性稳定或不稳定. 此模型可以同时分析叶片多个振动模态、多个节径下的气动弹性稳定性. 气动阻尼详细的计算方法参见文献[19].

2 计算说明与计算网格

计算模型为自行设计的 9 级压气机中的进口导流叶片(S0)、第 1 级转子(R1)和第 1 级静子(S1),其基本参数见表 1. 该压气机的设计转速为 7 559 r/min,流量为 26.3 kg/s,压比为 5.3,效率为 88.3%. R1 和 S1 轮毂处轴向间距 $g_1=10$ mm; S0 和 R1 轮毂处轴向间距 $g_2=15.3$ mm.

表 1 叶片级结构参数

Table 1 Structure parameters of blade rows

参数	数值		
	S0	R1	S1
叶片数	64	66	80
叶高/mm	70	70	67
叶尖弦长/mm	34.5	32	26
叶根弦长/mm	32	38	25

如图 1 所示为设计间距下的流体网格,其中转子叶片叶尖间隙为 0.35 mm,叶高方向为 17 层网格,贴壁面网格厚度为 0.01 mm. 表 2 给出了每个叶排网格数.

转子叶片的结构模型采用六面体单元,如图 2 所示,叶片弦长方向为 42 个节点,叶高方向为 45 个节点,叶片厚度为 2 层网格.

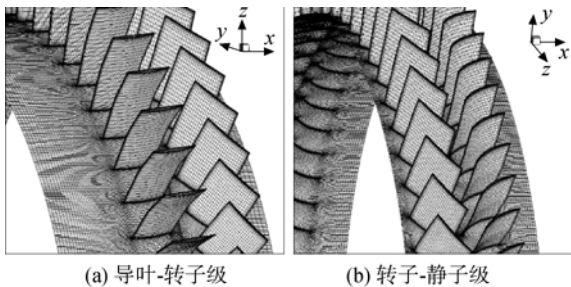


图 1 设计间距下流体网格
Fig. 1 Fluid mesh under designed gap

表 2 流体网格划分

Table 2 Distribution of fluid mesh

叶排名称	单通道网格数/万	全环网格数/万
S0	18.0	1 152
R1	19.2	1 267.2
S1	15.5	1 240



图 2 转子叶片结构网格
Fig. 2 Structure mesh of rotor blade

3 计算结果

3.1 转子叶片模态分析

转子叶片根部固支,材料为 TC4,参数见表 3.

表 3 TC4 材料属性

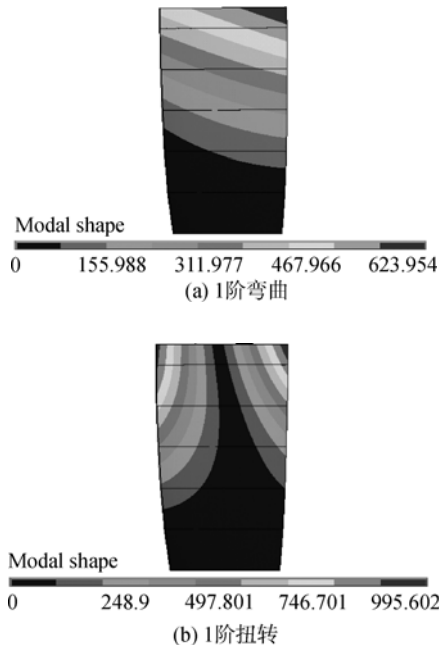
Table 3 Material properties of TC4

密度/(kg/m ³)	弹性模量/GPa	泊松比
4 400	110	0.33

采用 ANSYS 软件进行模态分析,结果如图 3 所示,其中 1 阶弯曲固有频率为 516.29 Hz,1 阶扭转为 1 295.4 Hz,1 阶弯扭为 1 832.3 Hz. 通过验证发现考虑前 3 阶模态,可得到很好的位移结果,本文在颤振分析中仅使用前 3 阶振型叠加.

3.2 压气机级特性

为叶片颤振分析提供初始条件,首先进行压气机级的特性模拟. 来流为标准大气,图 4 是 1.5 级压气机的流量($\dot{m}$)-压比(π)以及流量-效率(η)气动特性计算结果. 为避免在气动弹性稳定性计算中由失速引起计算发散带来的干扰,本文颤振



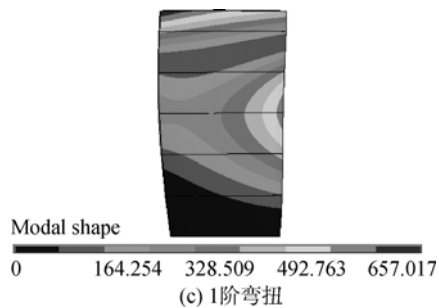
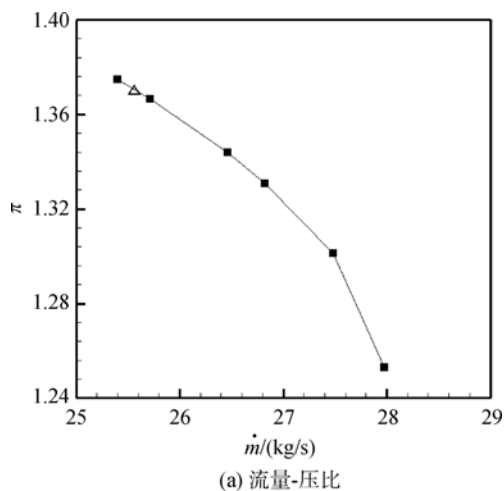
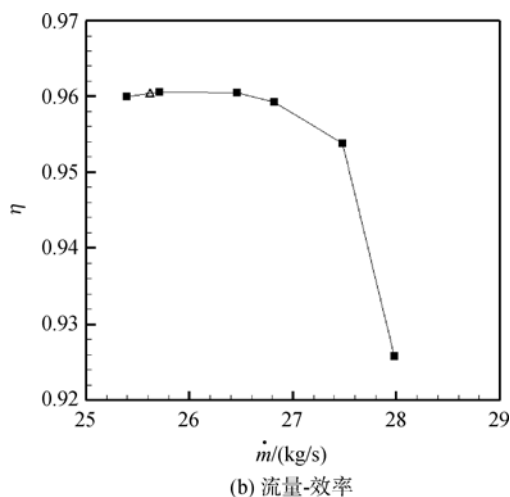


图3 转子叶片模态

Fig. 3 Modal shapes of rotor blade



(a) 流量-压比



(b) 流量-效率

图4 压气机特性

Fig. 4 Compressor performance map

计算工况选取最高效率点附近,且距失速边界有一定裕度,如图中“△”所示,流量为 25.6221 kg/s.

3.3 气动弹性稳定性分析

3.3.1 单转子计算结果

以特性分析得到的定常流场为单转子叶片气动弹性计算的起始点.在收敛的单通道流场基础上组建全环计算网格、初始流场以及周向平均的上下

游边界条件.然后进行全环网格的定常流动分析,为流固耦合的叶片颤振分析提供收敛的初始解.

图5是不同振型下转子叶片气动阻尼随节径的变化曲线.因为叶片间相位角 $\phi = 2\pi N_d / N$,其中 N_d 为节径数, N 为全环叶片数,因此节径数

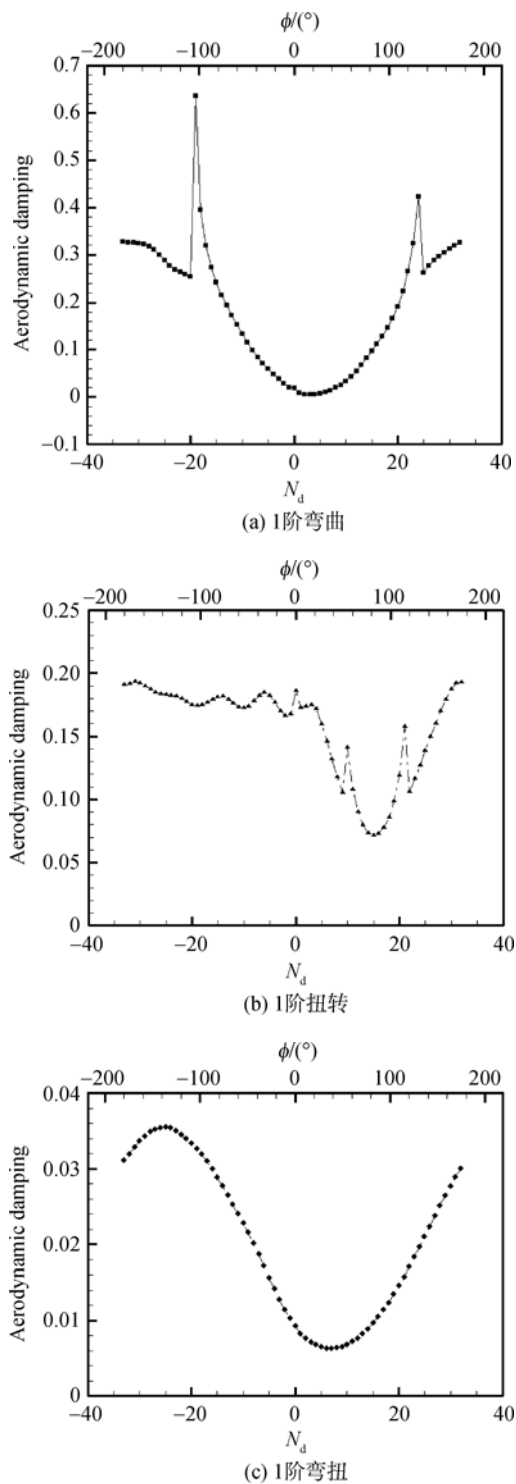


图5 转子叶片气动阻尼随节径的变化曲线

Fig. 5 Variation curve of aerodynamic damping of rotor blade varying with nodal diameter

N_d 和叶片间相位角 ϕ 表征了相同的物理意义。 N_d 为正表示前行波,为负表示后行波。

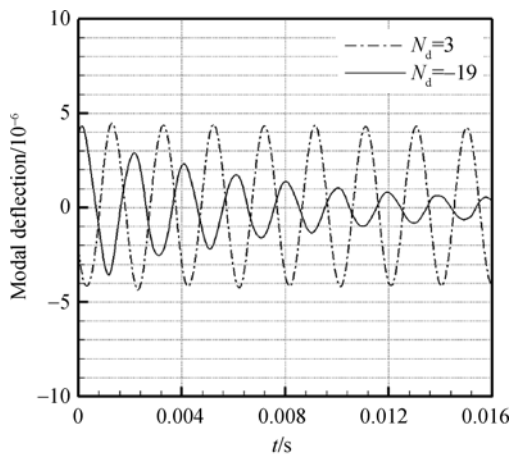
图 5 中 1 阶弯扭曲线最符合正弦分布规律,1 阶扭转规律性最差。1 阶弯曲、1 阶扭转气动弹性稳定性最差,对应的节径数分别是 3, 15 和 5。各阶模态所有节径下的气动阻尼值都大于 0,说明单转子在此工作点下气动弹性稳定。

图 6 是各阶振型下转子叶片的模态位移响应曲线。取图 5 中气动阻尼值最大和最小对应的节径,振动频率为各阶振型固有频率。与图 5 结合分析发现气动阻尼越大,模态位移振幅衰减越快,转子叶片气动弹性稳定性越好。

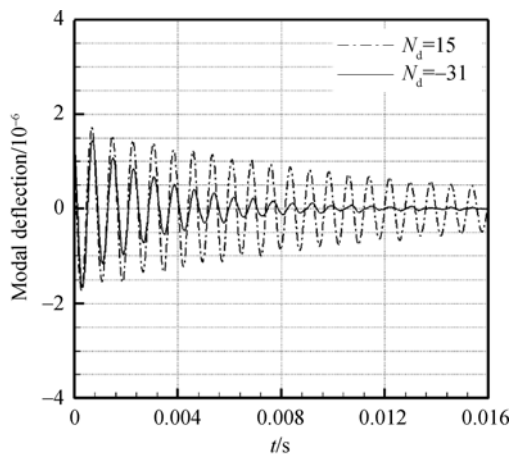
3.3.2 转子-静子级计算结果

本节模拟了转子-静子间距对转子叶片颤振特性的影响,间距变化通过调整下游静子叶排的位置并重新生成静子叶排的计算网格来实现。 g_1 改变后,微调背压 p_2 保证工作点流量 $\dot{m}$ 相同,如表 4 所示。

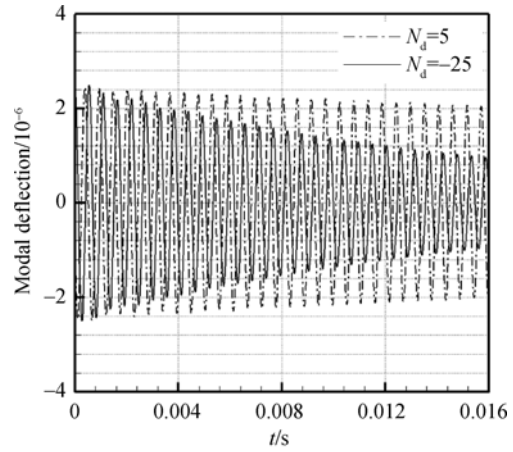
图 7~图 9 为不同 g_1 下各振型的气动阻尼,图(b)为图(a)中最小值附近的局部放大图。由图



(a) 1阶弯曲



(b) 1阶扭转



(c) 1阶弯扭

图 6 不同节径时转子叶片模态位移

Fig. 6 Modal deflection of rotor blade varying with different nodal diameters

表 4 转子-静子级不同 g_1 出口背压

Table 4 Back pressures with different g_1 in rotor-stator rows

g_1 /mm	p_2 /Pa	$\dot{m}$ /(kg/s)
10	119 500	25. 657 3
15	118 800	25. 625 3
20	118 200	25. 636 7

可知,考虑下游静子势干扰的气动阻尼值与单转子的结果差别较大。静子势干扰会显著改变转子最不稳定的节径数,1 阶弯曲和 1 阶扭转振型气动阻尼最小值点普遍左移,1 阶弯扭振型最小值点则右移,并且使气动阻尼曲线波动加剧,说明下游静子势干扰不仅会影响上游转子叶片的颤振特性,还会改变叶片气动弹性最不稳定状态的节径数。

从图 7(b)可以看出,考虑下游静子干涉作用时,气动阻尼均在 $N_d=0$ 时取得最小值,数值均小于 0,说明转子叶片很有可能失稳。另外, $N_d=0$ 时的气动阻尼值并不随 g_1 单调变化,当 $g_1=10$ mm 时,气动阻尼值最大;当间距为 15 mm 时,气动阻尼值最小。因此使用单转子模型得到的稳定性结果过于安全。由图 8(b)可知,考虑下游静子影响后, g_1 越小,气动阻尼最小值($N_d=8$)越小,1 阶扭转振型稳定性越差,3 种间距下的气动阻尼值都小于单转子计算结果,说明势干扰的增强会加剧 1 阶扭转振动的失稳。1 阶弯扭振型气动阻尼最小值($N_d=8$)随间距的变化规律与 1 阶扭转振型相反,如图 9 所示,但单转子计算结果介于间

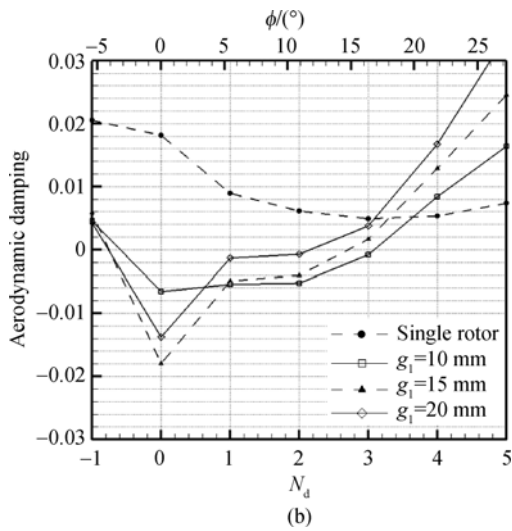
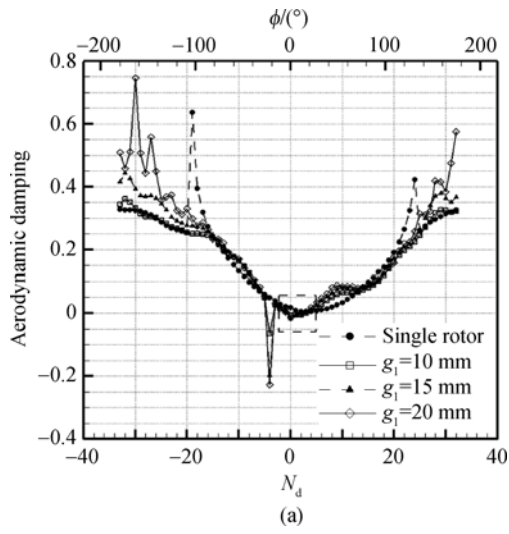


图7 不同 g_1 时转子叶片气动阻尼(1阶弯曲振型)
Fig. 7 Aerodynamic damping of rotor blade with different g_1 (1st bending)

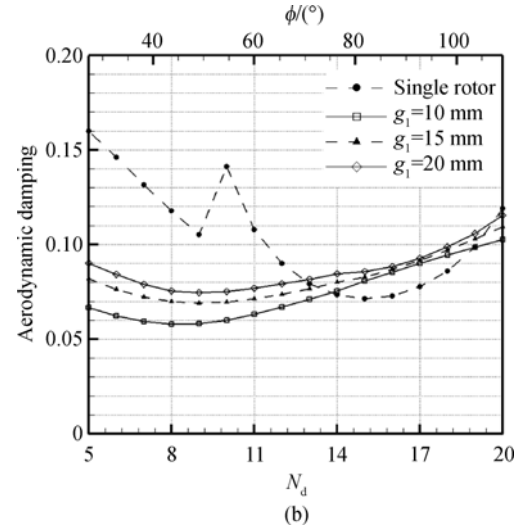
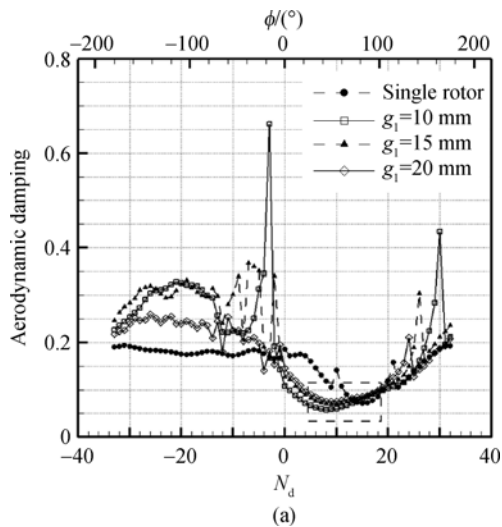


图8 不同 g_1 时转子叶片气动阻尼(1阶扭转振型)
Fig. 8 Aerodynamic damping of rotor blade with different g_1 (1st torsion)

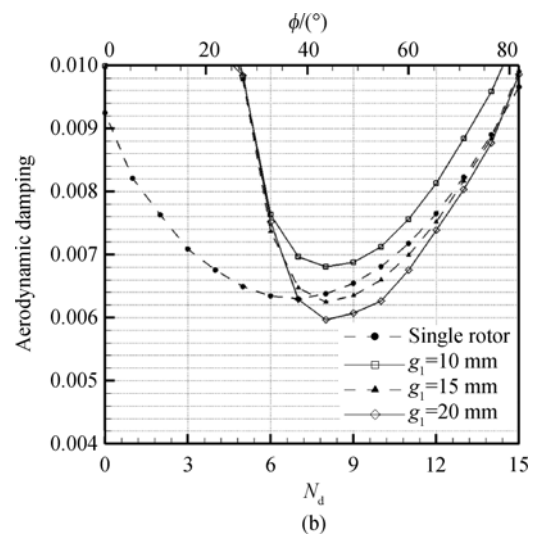
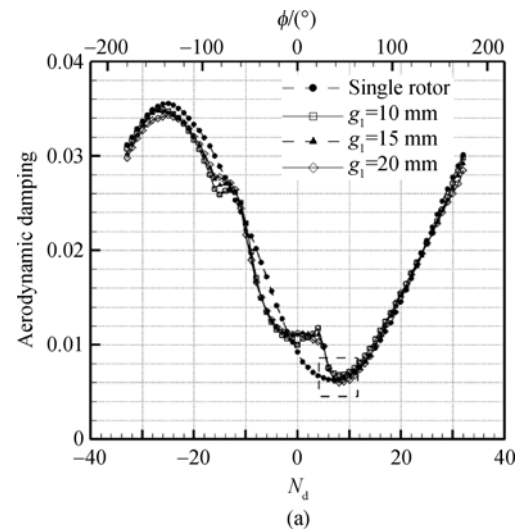
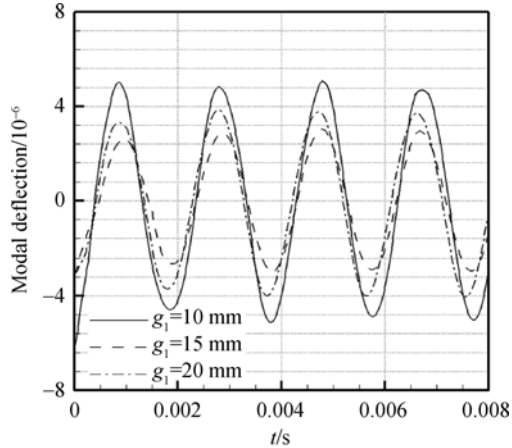


图9 不同 g_1 时转子叶片气动阻尼(1阶弯扭振型)
Fig. 9 Aerodynamic damping of rotor blade with different g_1 (1st bending-torsion)

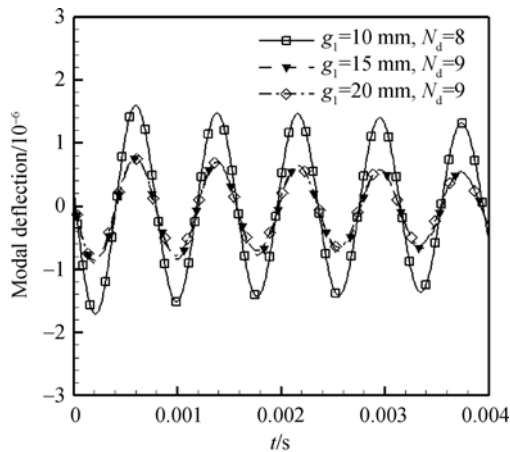
距 10 mm 和 15 mm 之间。

观察图 7 发现, $N_d = -4$ 时 1 阶弯曲振型的气动阻尼值发生了突变, 变为负值, 本文在后续小节中将会简单分析造成这种现象的原因。

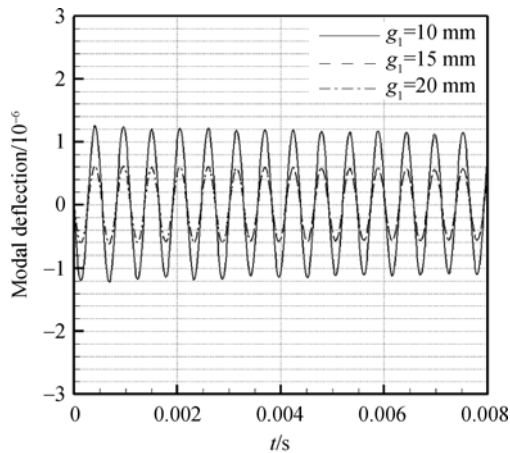
图 10 给出不同间距下, 转子叶片各阶模态中



(a) 1阶弯曲



(b) 1阶扭转



(c) 1阶弯扭

图 10 不同 g_1 时转子叶片模态位移

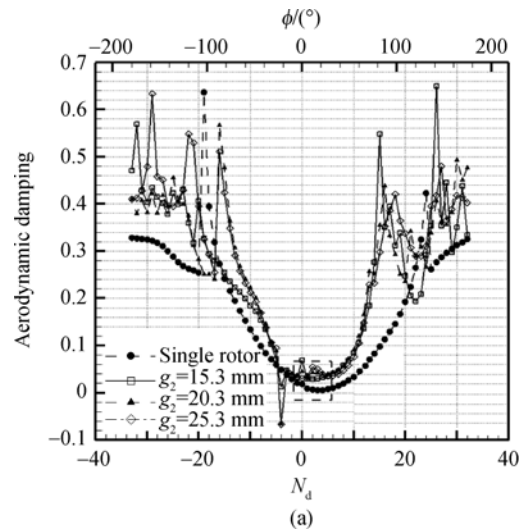
Fig. 10 Modal deflection of rotor blade with different g_1

最不稳定点的模态位移随时间变化曲线. 图 10 (a)中, 各间距下的模态位移振幅均小幅递增, 表明 1 阶弯曲振动有可能发散. 图 10(b)中, 不同间距下的模态位移曲线振幅逐渐衰减, 据此得到的气动阻尼值大于 0, 表明 1 阶扭转振动收敛. 图 10 (c)中不同间距下的模态位移曲线振幅缓慢衰减, 表明 1 阶弯扭振动收敛速度较慢, 因此据模态位移曲线得到的气动阻尼值处于临界状态。

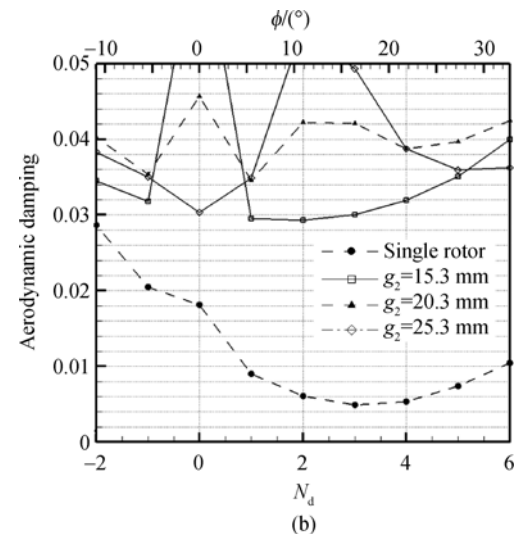
3.3.3 导叶-转子级计算结果

本节模拟了导叶-转子间距对转子叶片颤振特性的影响, 选取 3 种 g_2 间距值: 15.3, 20.3, 25.3 mm. g_2 变化的实现方法与转子-静子级模型相同: 调整上游导叶的位置并重新生成其计算网格, 微调背压保证不同间距下的工作点流量相同。

图 11~图 13 是不同间距下的气动阻尼, 其



(a)



(b)

图 11 不同 g_2 时转子叶片气动阻尼(1 阶弯曲)

Fig. 11 Aerodynamic damping of rotor blade with different g_2 (1st bending)

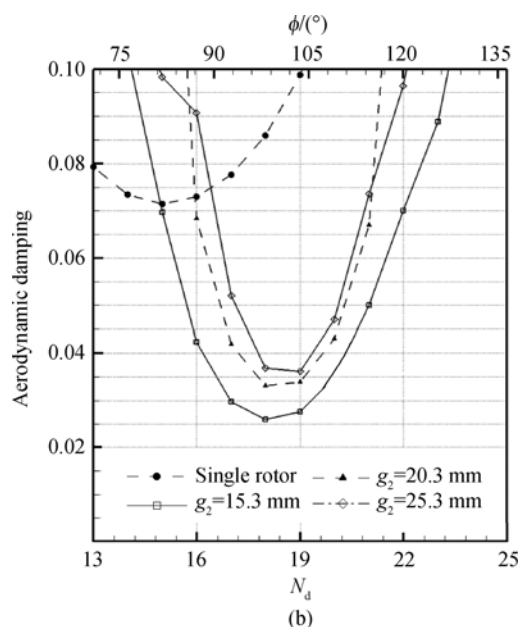
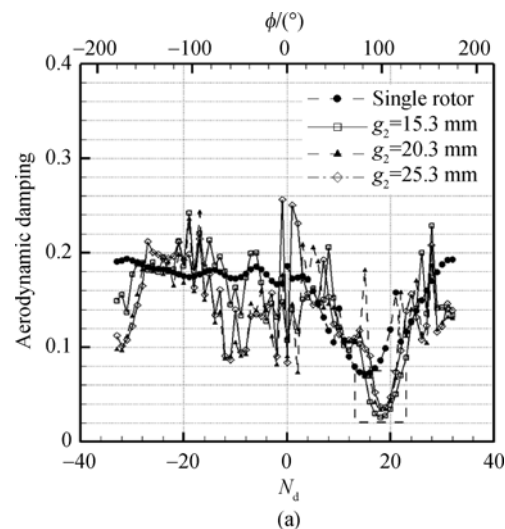


图12 不同 g_2 时转子叶片气动阻尼(1阶扭转)
Fig. 12 Aerodynamic damping of rotor blade with different g_2 (1st torsion)

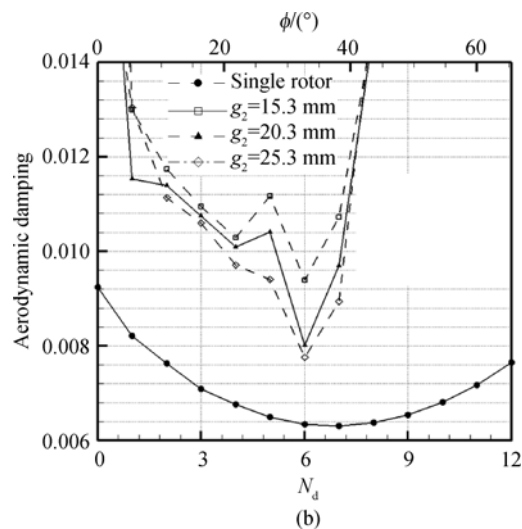
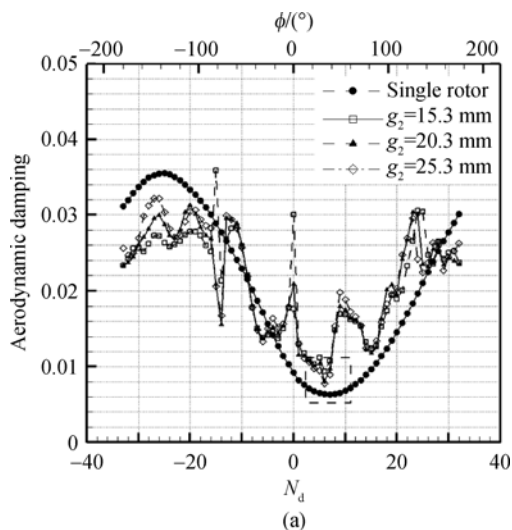


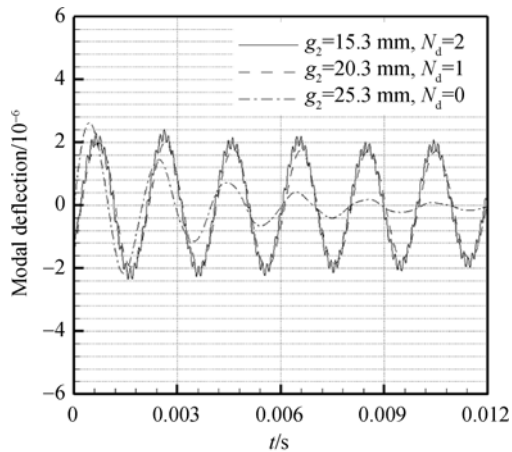
图13 不同 g_2 时转子叶片气动阻尼(1阶弯扭)
Fig. 13 Aerodynamic damping of rotor blade with different g_2 (1st bending-torsion)

中图(b)为图(a)最小值附近的局部放大图. 由图可见, 上游导叶的干涉影响会显著改变转子气动弹性最不稳定状态对应的节径数, 1阶弯曲和1阶扭转振型极值点普遍左移, 1阶弯扭振型极值点则发生右移, 并且气动阻尼曲线波动加剧, 这与转子-静子级算例结果一致.

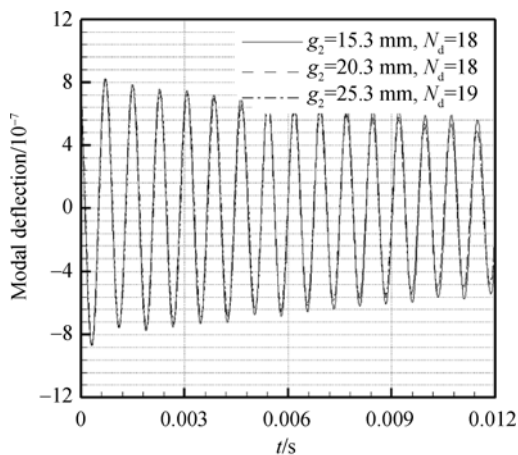
从图11(b)可以发现, 考虑上游导叶干涉作用, 气动阻尼最小值对应的节径数随间距从小到大依次是2, 1和0, 且这些最小值均高于单转子计算结果, 说明导叶的存在会促进叶片1阶弯曲振动的气动弹性稳定性, 这点和转子-静子级算例结论相反. 另外, 各间距下的气动阻尼最小值并不随间距单调变化, 当间距为15.3 mm时, 气动阻尼值最小; 当间距为20.3 mm时, 气动阻尼值最大, 说明存在一个最佳间距值使得转子叶片气动弹性稳定性最好, 与文献[6]结论一致. 由图12可知, 间距值越小, 气动阻尼最小值越小, 1阶扭转振动稳定性越差, 说明上游尾迹和势干扰的增强会加剧1阶扭转振动的失稳, 单转子计算结果比所有间距下的结果都高, 这和转子-静子级算例结论相同. 不同间距下1阶弯扭振型气动阻尼最小值随间距的变化趋势与1阶扭转振型相反, 如图13所示, 且都高于单转子气动阻尼最小值, 说明上游导叶干扰会促进转子叶片1阶弯扭振动的稳定性.

由图11可知, $N_d = -4$ 时1阶弯曲振型的气动阻尼值也突变为负值, 同转子-静子算例情况相同.

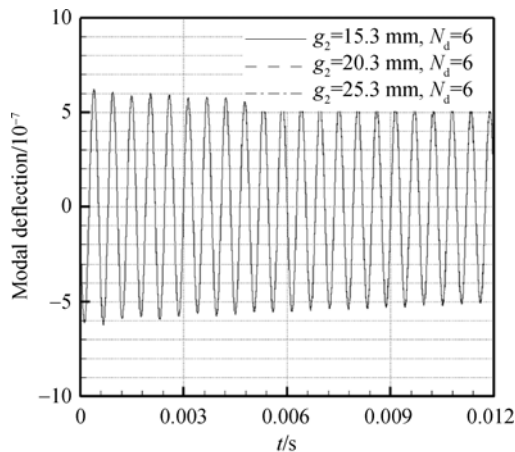
图14给出不同间距下, 转子叶片各阶模态中最不稳定点的模态位移随时间变化曲线. 图中各模态位移曲线的振幅随时间缓慢递减, 转子叶片



(a) 1阶弯曲



(b) 1阶扭转



(c) 1阶弯扭

图 14 不同 g_2 时转子叶片模态位移Fig. 14 Modal deflection of rotor blade with different g_2

振动收敛,与转子-静子级的结论相同。

对图 14(a)中 $g_2 = 15.3 \text{ mm}$ 的曲线作傅里叶变换,得到频谱结果如图 15 所示,其中 ω_1 表示上游导叶通过频率,其值为 8062.93 Hz 。由图可知,造成 1 阶弯曲模态位移波动的主导频率是 1 阶弯曲振型固有频率 ω_1 ,其幅值(A_r)最大,导叶的通

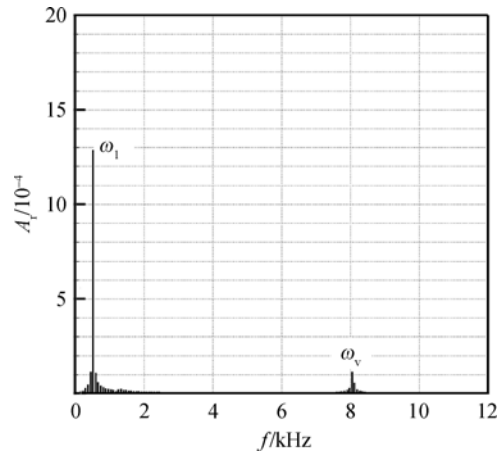


图 15 转子叶片模态位移频谱

Fig. 15 Spectrum of rotor blade modal deflection

过频率分量也不能忽略。

这说明当导叶和转子轴向间距比较小时,叶排之间的干涉作用比较强,对 1 阶弯曲振动产生影响。图 14(b)、图 14(c)中,不同间距下模态位移的收敛曲线无论是振幅还是振幅衰减率都比较接近,因此计算所得的气动阻尼值也相差不大。

3.3.4 转静干涉引起的叶片振动问题

针对图 7 和图 11 中, $N_d = -4$ 时气动阻尼值的突变现象,计算转子叶片的坎贝尔图(频率 f 随转速 n 的变化曲线),如图 16 所示。发现 4EO (engine order)激励频率线与 1 阶弯曲频率线在转速为 100%处有交点,说明转子会发生 4 节径的低阶次强迫振动,并使原本稳定的叶片失稳。

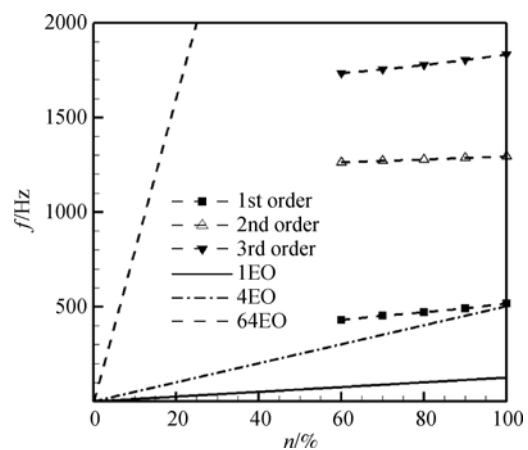


图 16 转子叶片坎贝尔图

Fig. 16 Campbell chart of rotor blade

4 结 论

本文使用流固耦合法和全环气动弹性模型研究了压气机上下游叶排对转子叶片颤振特性的影

响,得到以下结论:

1) 三维压气机级的颤振特性分析中,单转子的气动阻尼计算结果与考虑尾迹和势干扰影响的结果差距较大,转静干涉作用很明显,在实际颤振特性分析中应考虑叶排干涉效应。

2) 在考虑下游势干扰对转子叶片颤振特性的影响时,轴向间距对不同振型稳定性的影响不同。1阶弯曲振动的稳定性比单转子的更加容易失稳,所以仅考虑单转子的颤振分析结果可能导致转子叶片发生1阶弯曲颤振。对于1阶扭转振型,间距越小,稳定性越差;而1阶弯扭振型,间距越小,稳定性越好。

3) 上游导叶会促进转子叶片1阶弯曲振动的气动弹性稳定性。气动阻尼最小值不随间距值单调变化,存在一个最佳间距值使1阶弯曲振动稳定性最佳。对于1阶扭转振型,单转子计算结果过于稳定,上游尾迹和势干扰的增强会加剧1阶扭转振动失稳。而1阶弯扭振型,上游导叶的加入会促进其气动弹性稳定性,并且间距越小稳定性越好。

4) 本文计算结果表明上下游叶排对转子叶片气动弹性稳定性的影响与叶片振型相关联。而对于形成这种变化规律的物理流动机制还需要进一步深入探讨,为准确预测多级真实环境中转子叶片的颤振特性提供理论基础。

5) 叶排干涉带来的低阶次激励将改变其激起的同阶次节径下叶片的颤振特性规律。激起低阶振动的激励源还需要进一步的深入研究。

参考文献:

- [1] Whitehead D S. Bending flutter of unstalled cascade blades at finite deflection[R]. Aeronautical Research Council Report and Memoranda No. 3386, 1956.
- [2] Sadeghi M, Yang S, Liu F, et al. Parallel computation of wing flutter with a coupled Navier-Stokes/CSD method [R]. AIAA-2003-1347, 2003.
- [3] 金琰,袁新. 三维透平叶片扭转颤振问题的流固耦合数值研究[J]. 工程热物理学报, 2004, 25(1): 41-44.
JIN Yan, YUAN Xin. Numerical analysis of 3D turbine blade's torsional flutter by fluid-structure coupling method [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2004, 25(1): 41-44. (in Chinese)
- [4] Srivastava R, Keith T G. Influence of shock wave on turbomachinery blade row flutter[J]. Journal of Propulsion and Power, 2005, 21(1): 167-174.
- [5] Culver R, Liu F. Mixing-plane method for flutter computation in multi-stage turbomachines[R]. AIAA-2009-862, 2009.
- [6] Huang X Q, He L, Bell D L. Influence of upstream stator on rotor flutter stability in a low pressure steam turbine stage [J]. Journal of Power and Energy, 2006, 220(1): 25-35.
- [7] Li H D, He L. Blade aerodynamic damping variation with rotor-stator gap: a computational study using single-passage approach[J]. Journal of Turbomachinery, 2005, 127(3): 573-579.
- [8] 张陈安,叶正寅,刘锋,等. 进口导流叶片对转子叶片颤振特性的影响[J]. 推进技术, 2010, 31(3): 335-339.
ZHANG Chen'an, YE Zhengyin, LIU Feng, et al. Investigations on flutter characteristics of rotor blade with IGV/fan interactions [J]. Journal of Propulsion Technology, 2010, 31(3): 335-339. (in Chinese)
- [9] Carta F O. Coupled blade-disc-shroud flutter instabilities in turbojet engine rotors[J]. Journal of Engineering for Power, 1967, 89(3): 419-426.
- [10] Kamakoti R, Shyy W. Fluid-structure interaction for aeroelastic applications [J]. Progress in Aerospace Sciences, 2004, 40(8): 535-558.
- [11] 郑赞. 基于非结构网格的气动弹性数值方法研究[J]. 航空动力学报, 2009, 24(9): 2069-2077.
ZHENG Yun. Computational aeroelasticity with an unstructured grid method [J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(9): 2069-2077. (in Chinese)
- [12] ZHENG Yun, YANG Hui. Coupled fluid-structure flutter analysis of a transonic fan[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2011, 24(3): 258-264.
- [13] Denton J D. The calculation of three-dimensional viscous flow through multistage turbomachines [J]. Journal of Turbomachinery, 1992, 114(1): 18-26.
- [14] Giles M B. Stator/rotor interaction in a transonic turbine [J]. Journal of Propulsion and Power, 1990, 6(5): 621-627.
- [15] Giles M. Non-reflecting boundary conditions for the Euler equations[J]. AIAA Journal, 1990, 28(5): 2050-2058.
- [16] Berestycki H, Nirenberg L. On the method of moving planes and the sliding method[J]. Bulletin/Brazilian Mathematical Society, 1991, 22(1): 1-37.
- [17] Hassan O, Probert E J, Morgan K, et al. Unsteady flow simulation using unstructured meshes[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2000, 189(4): 1247-1275.
- [18] 郑赞,田晓,杨慧. 跨声速风扇叶片变形对气动性能的影响[J]. 航空动力学报, 2011, 26(7): 1621-1627.
ZHENG Yun, TIAN Xiao, YANG Hui. Impact of blade deflection on aerodynamic performance of a transonic fan [J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(7): 1621-1627. (in Chinese)
- [19] 郑赞,杨慧. 跨音速风扇全环叶片颤振特性的流固耦合分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2013, 39(5): 626-630.
ZHENG Yun, YANG Hui. Full assembly fluid/structured flutter analysis of a transonic fan [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2013, 39(5): 626-630. (in Chinese)

(编辑:陈越)