

叶尖泄漏流对压气机稳定性影响的数值分析

王 昊, 屠宝锋
(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 为研究叶尖泄漏流对稳定性的影响,发展了一种叶尖泄漏涡模型,并且在由课题组开发的 TUSIAC(three dimensional and unsteady stall inception analysis code)程序中实现。该程序将转/静子叶排模化为三维激盘,并在无叶区求解三维非定常欧拉方程,黏性的影响通过特性曲线体现,因此对计算资源的要求较低。数值模拟的结果表明:在叶尖间隙的影响下,压气机的性能和稳定裕度均有所下降。叶尖间隙不改变失速先兆的类型,但使得失速团旋转速度加快,周向尺寸减小。所发展的叶尖涡模型能够预测叶尖间隙尺寸对压气机稳定边界与失速起始过程的影响,从而为在设计初期考虑压气机的气动稳定性、并且优化压气机设计,提供了一种较为实用的方法。

关 键 词: 压气机稳定性; 叶尖泄漏流; 激盘模型; 计算流体力学; 旋转失速

中图分类号: V231.3 **文献标志码:** A

Numerical analysis of tip leakage flow effect on compressor stability

WANG Hao, TU Baofeng
(College of Energy and Power Engineering,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: To study the effect of tip leakage flow on the compressor stability, a tip leakage vortex model was developed, and implemented in the TUSIAC (three dimensional and unsteady stall inception analysis code) program. The program modeled rotors/stators as three dimensional actuator disks, where the viscous effect was reflected by the characteristic curve, and the three-dimensional unsteady Euler equations in the flow passages between them were solved, thus lower computational resources were required. The numerical simulation showed that the performance and stable margin of the compressor were degraded under the effect of tip clearance. The tip clearance did not change the type of the stall precursor, but shrinked the circumferential size of the stall cell, and made it rotate faster. The newly developed tip vortex model could predict the tip clearance effect on the compressor stability and the stall inception process, thus providing a practical approach to investigate the compressor stability and optimize the compressor design during the preliminary design phase.

Key words: compressor stability; tip leakage flow; actuator disk model; computational fluid dynamics; rotating stall

收稿日期:2020-06-23
基金项目:国家科技重大专项(2017-II-0004-0017)
作者简介:王昊(1996—),男,硕士生,主要从事叶轮机气动力学研究。

引用格式:王昊,屠宝锋.叶尖泄漏流对压气机稳定性影响的数值分析[J].航空动力学报,2021,36(2):320-328. WANG Hao, TU Baofeng. Numerical analysis of tip leakage flow effect on compressor stability[J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(2): 320-328.

叶尖间隙泄漏流对轴流压气机的性能与稳定性都有重要影响^[1-2]。人们在实验研究中发现,很多压气机的旋转失速起始于叶尖端壁附近^[3-4]。Vo等^[5]总结了之前的实验与数值模拟结果,给出了叶尖泄漏流何时会造成尖脉冲型失速的准则。Tan^[6]则进一步给出了尖脉冲与模态波扰动分别对应的叶尖泄漏流特征。Mailach等^[7]指出存在另一种称为“旋转不稳定性”(RI)的失速先兆,与叶尖涡自身的不稳定性有着密切联系。Schlechtriem和 Lötzerich^[8]以及 Furukawa等^[9]发现叶尖涡的破碎对压气机失速有着重要影响。可见,叶尖泄漏流是与失速起始过程紧密相关的,研究其对失速起始过程的影响,对压气机的设计有着重要意义。

针对该问题,目前主要使用的数值模拟方法是在整个计算域内求解三维非稳态的 N-S 方程^[10-13]。即便使用适当的湍流模型,由于其耗时较长,也不适用于设计的初期阶段。因此,本文将发展一种更加节省计算资源的数值模拟方法。

TUSIAC (three dimensional and unsteady stall inception analysis code)是屠宝锋^[14]发展的数值模拟程序,用于分析旋转失速起始过程。它将转/静子建模为三维激盘,并在无叶区求解欧拉方程,因此所需的计算资源较少,适用于设计初期。

Martinez-Sanchez和 Gauthier^[15]发展了一种无黏的叶尖泄漏流模型,其预测与 Chen^[16]的理论数据符合。之后, Song、Martinez-Sanchez、Cho^[17-19]基于此模型分析了不对称的叶尖间隙分布对压气机内流动的影响。该模型关注叶尖涡在远下游的速度,并将径向速度分布视为不连续的分段常值函数。因此,虽然其适合于理论分析,对于数值模拟而言仍显粗糙。

为了能以较少的计算资源模拟压气机失速过程,并反映叶尖间隙的影响,本文基于 Martinez-Sanchez 模型,发展了一种与三维激盘模型相容的叶尖涡模型,并在 TUSIAC 程序中实现。这提供了一种研究叶尖泄漏对压气机性能和失速起始过程影响的方法,能够为设计初期决定叶片的几何尺寸提供依据。

1 数值模型

1.1 TUSIAC 程序

TUSIAC 程序将叶排建模为三维激盘,并在无叶区求解欧拉方程。在激盘模型中,需要指定叶尖与叶根处的进出口气流角关联曲线以及总

静压升特性,其径向分布由线性插值得到。之后,通过三维、非定常的激盘方程与相容方程完成叶排两侧边界之间的气流参数传递,以反映叶排对气流的影响。文献[13]中给出的转子激盘方程为

$$\frac{\partial \rho_1}{\partial t} + \frac{\partial \rho_2}{\partial t} = \frac{2(A_1 \rho_1 W_{z1} - A_2 \rho_2 W_{z2})}{V_r} \quad (1)$$

$$\frac{(W_{z\rho}IA)_1 - (W_{z\rho}IA)_2}{V_r/2} = \left(\frac{1}{\gamma-1} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\rho}{2} \cdot \frac{\partial W^2}{\partial t} + \frac{W^2 - U_m^2}{2} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial t} \right)_1 + \left(\frac{1}{\gamma-1} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\rho}{2} \cdot \frac{\partial W^2}{\partial t} + \frac{W^2 - U_m^2}{2} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial t} \right)_2 \quad (2)$$

$$\frac{\partial W_{z1}}{\partial t} = \left[\Psi_{c,r}(\Psi, r) - \frac{2(p_2 - p_{1,1})}{\rho_0 U_m^2} \right] U_m \beta_r - \lambda_r U_m \frac{\partial W_{z1}}{r \partial \xi} \quad (3)$$

$$W_{r2} = W_{z2} \tan \alpha_{2r} \quad (4)$$

$$W_{\xi 2} = W_{z2} \tan \alpha_{2\xi} \quad (5)$$

式中下标“1”和“2”分别表示转子进口与出口,下标 z 表示轴向,下标 r 表示径向,下标 ξ 表示周向,下标 r 表示转子。 W 为相对速度, I 为相对总焓, γ 为比热比。 U_m 是转子叶排进口中径处的牵连速度, A 和 V_r 分别为转子通道的截面积和容积。 ρ 为密度, p 为压力, p_t 为总压。 $\Psi_{c,r}(\Psi, r)$ 是半径 r 和流量系数 Ψ 下的总-静压升系数。 β_r 描述了叶排内流场对扰动的响应速度, λ_r 描述了周向不均匀性在转子中平衡的影响。 α_{2r} 是出口径向相对气流角, $\alpha_{2\xi}$ 是出口周向相对气流角。

静子的激盘方程是

$$\frac{\partial \rho_3}{\partial t} + \frac{\partial \rho_4}{\partial t} = \frac{2(A_3 \rho_3 W_{z3} - A_4 \rho_4 W_{z4})}{V_s/2} \quad (6)$$

$$\frac{(W_{z\rho}IA)_3 - (W_{z\rho}IA)_4}{V_s/2} = \left(\frac{1}{\gamma-1} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\rho}{2} \cdot \frac{\partial W^2}{\partial t} + \frac{W^2}{2} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial t} \right)_3 + \left(\frac{1}{\gamma-1} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{W}{2} \cdot \frac{\partial c^2}{\partial t} + \frac{W^2}{2} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial t} \right)_4 \quad (7)$$

$$\frac{\partial W_{z3}}{\partial t} = \left[\Psi_{c,s}(\Psi, r) - \frac{p_4 - p_{t,3}}{\rho_0 U_m^2} \right] U_m \beta_s - \lambda_s U_m \frac{\partial W_{z3}}{r \partial \xi} \quad (8)$$

$$W_{r4} = W_{z4} \tan \alpha_{4r} \quad (9)$$

$$W_{\xi 4} = W_{z4} \tan \alpha_{4\xi} \quad (10)$$

式中下标 s 表示静子,3 和 4 分别表示静子的进出口, V_s 是静子通道的容积, α_{4r} 是静子出口径向

绝对气流角, $\alpha_{i\xi}$ 是静子出口周向绝对气流角, 其余各符号在静子中的意义与在转子中的意义相对应。

1.2 Martinez-Sanchez 叶尖涡模型

图 1 给出了本文中所使用的相对气流角的符号取法, 图中标示的气流角符号皆为正。对转子为相对气流角, 对静子为绝对气流角, 下标 in 和 out 分别表示进出口, U 为牵连速度。

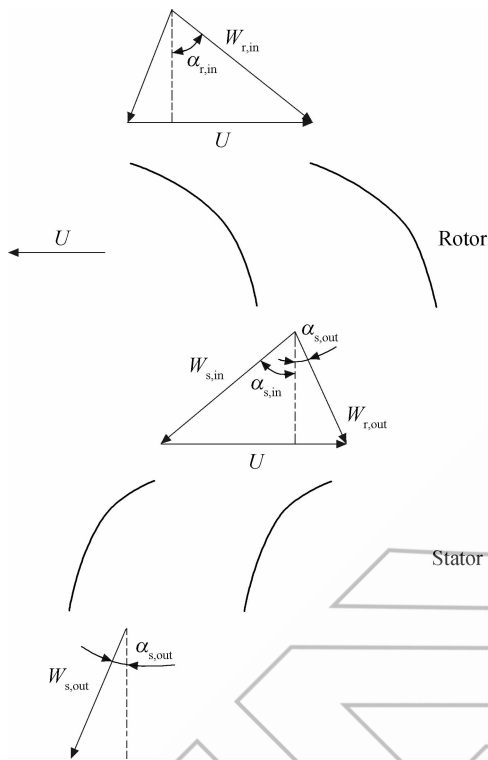


图 1 相对气流角示意图^[17]

Fig. 1 Relative flow angles^[17]

Song 和 Martinez-Sanchez^[19] 发展了一种无黏的叶尖泄漏流模型。其主要假设如下:

- 1) 流动无黏且不可压。
- 2) 叶片是直的, 且对流动有绝对的导向作用。即, 叶片表面无分离, 且出口气流方向正是尾缘所指的方向。
- 3) 流动是轴对称的, 且叶片的几何形状在径向是不变的。

叶尖涡的形成机制如图 2 所示。空气以相对速度接近叶片。由于压力面与吸力面的压差, 会产生一股从压力面到吸力面的, 速度为 W_{jet} 的射流, 并且与主流相遇。射流与主流相遇后, 会卷起并形成涡结构, 其中的气体一部分来自叶尖泄漏流, 一部分来自主流, 如图 3 所示。叶尖涡最终会在主流作用下与端壁分离。

基于无黏假设, 可知叶尖射流与主流有着相

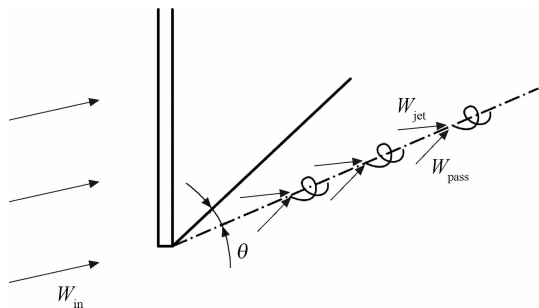


图 2 叶尖涡的形成机制

Fig. 2 Formation of the tip vortex

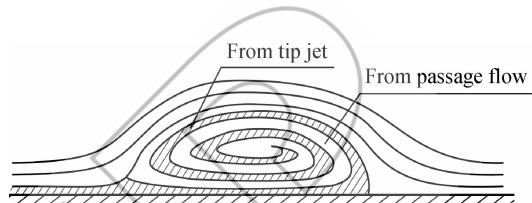


图 3 叶尖涡的结构

Fig. 3 Structure of the tip vortex

同的总压和总温。在图 2 所示的两股流动的碰撞线上, 它们的静压也是相等的, 因此 W_{jet} 和 W_{pass} 的大小相同, 而涡的轨迹正是与的角平分线。

使用半圆柱理想涡作为叶尖涡的模型, 其流函数 Π 为

$$\Pi = 1.298 W_{jet} R_d J_1 \left(3.83 \frac{r}{R_d} \right) \sin \mu \quad (11)$$

式中 $W_{jet, ver}$ 是 W_{jet} 或 W_{pass} 在涡轨迹上的分量, $J_1(x)$ 是一阶 Bessel 函数, 且 $J_1(0) = 3.83$ 。 (r, μ) 是极坐标。 R_d 是涡的半径, 由下式给出:

$$R_d = \sqrt{\frac{4}{\pi} \left(\frac{\tan \theta}{\cos \theta} \right) \delta_{jet} x_{bl}} \quad (12)$$

式中 δ_{jet} 是叶尖间隙的高度, x_{bl} 是沿叶片的距离, θ 是叶尖涡与叶片的夹角。以下讨论 θ 的计算。

首先, 需要计算叶排的 Zweifel 效率。Zweifel 效率是一种标准化的叶片两侧的压差, 定义为

$$\eta_z = \frac{p_p - p_s}{p_{t, in} - p_{out}} \quad (13)$$

式中 p_p 和 p_s 是压力面与吸力面的平均压力, $p_{t, in}$ 是入口总压, p_{out} 是出口静压。基于无黏假设, 它可由气流角计算:

$$\eta_z = 2 \left(\frac{s}{c_x} \right) (\tan \alpha_{in} - \tan \alpha_{out}) \cos^2 \alpha_{out} \quad (14)$$

式中 s 是叶片间隙, c_x 是叶排的轴向弦长, α_{in} 和 α_{out} 分别是进出口相对气流角。单位叶片高度的升力系数可基于 Zweifel 效率估计

$$c_l = \eta_z \left(\frac{\cos \alpha_{in}}{\cos \alpha_{out}} \right) \quad (15)$$

之后,就可由下式给出

$$\theta = \arctan\left(\frac{c_1}{4}\right) \quad (16)$$

至此,叶尖涡的几何被完全给定。Martinez-Sanchez 接下来估计了叶尖涡在远下游的速度。为了与三维激盘模型相容,不采用此思路,而是讨论叶尖涡影响区的总-静压升系数。

1.3 一种适用于三维激盘模型的叶尖涡模型

将叶尖涡建模为一个环形的涡影响区,其宽度为 R_d 。假设叶尖是直的,且在气流攻角很小时,对流动有绝对的导向作用,则叶尖的安装角可由此时的出口绝对气流角给出。给定压气机的几何参数以及叶片的数目,则在不同的进口气流角下,叶尖附近的 Zweifel 效率可被计算出,从而可给出涡与叶片的夹角。为了与三维激盘模型相容,还需要给出涡影响区的总-静压升特性。

由伯努利方程,叶尖射流在垂直叶片方向的速度分量是

$$W_{\text{ver}} = \sqrt{2 \frac{p_p - p_s}{\rho}} \quad (17)$$

图4展示了叶尖射流 W_{jet} 、叶尖涡和主流的速度关系。可见 W_v 的垂直叶片的速度分量完全是由 W_{ver} 提供的,因此有

$$W_v = \frac{1}{\sin\theta} W_{\text{ver}} \quad (18)$$

式中 W_v 是涡影响区的气流速度。由 Zweifel 效率的定义,有

$$p_p - p_s = \eta_z (p_t - p_{\text{in}}) = \eta_z \frac{1}{2} \rho W_{\text{in}}^2 \quad (19)$$

式中 p_t 是涡影响区进出口的总压。又由伯努利

方程,有

$$p_t = p_v + \frac{1}{2} \rho W_v^2 \quad (20)$$

基于式(17)~式(20),得到

$$p_v - p_t = -\frac{\eta_z \rho W_{\text{in}}^2}{2 \sin^2 \theta} \quad (21)$$

总-静压升系数的定义为

$$\Psi = \frac{p_{\text{out}} - p_t}{\rho U_m^2} \quad (22)$$

流量系数的定义为

$$\Phi = \frac{\dot{m}}{\rho U_m A} = \frac{W_z}{U_m} \quad (23)$$

式中 U_m 是叶片中径处的牵连速度, $\dot{m}$ 是质量流量, W_z 为气流的轴向速度。

基于式(21)~式(23),涡影响区的总-静压升系数为

$$\Psi = -\frac{\eta \Phi^2}{2 \sin^2 \theta \cos^2 \alpha_{\text{in}}} \quad (24)$$

式中可用于计算静子的涡影响区的总-静压升特性。对于转子,其旋转速度对当地坐标系下的相对总压有贡献,因此式(20)中的相对总压需要改写。基于速度三角形,转子进口的绝对速度为

$$V_{\text{in}} = \sqrt{U_t^2 + W_{\text{in}}^2 - 2 U W_{\text{in}} \sin \alpha_{\text{in}}} \quad (25)$$

式中 U_t 是叶尖的线速度。因此相对总压可由绝对总压表示为

$$p_{t,r} = p_{t,a} - \rho (U_t^2 - 2 U W_{\text{in}} \sin \alpha_{\text{in}}) \quad (26)$$

因此式(24)变为

$$\Psi = -\frac{\eta_z}{2 \sin^2 \theta \cos^2 \alpha_{\text{in}}} \Phi^2 + 2 \tan \alpha_{\text{in}} \frac{U_t}{U_m} \Phi \left(\frac{U_t}{U_m} \right)^2 \quad (27)$$

这可用于计算转子的涡影响区的总-静压升特性。

在真实情况下,叶尖自身的压升会对涡影响区有一定的影响。为体现这一影响,将涡影响区的总-静压升系数表示为

$$\Psi_{\text{real}} = \Psi_v + h (\Psi_b - \Psi_v) \quad (28)$$

式中 Ψ_b 是在涡影响区边缘,叶片的总-静压升特性, Ψ_v 是由上述理论给出的总-静压升特性, h 是控制叶片对它的影响的参数。由于转子的 Ψ_b 与 Ψ_v 差别较大,为了使欧拉方程求解器不发散,对转子设定 h 为 0.95,对静子 h 设定为 0.5。此外,为体现涡影响区动量扩散的影响,将 Ψ_{real} 设为机匣或轮毅格点上的总-静压升特性,而涡影响区内的数值,用其与涡影响区边缘叶片的总-静压升特性做三次样条曲线插值得到。

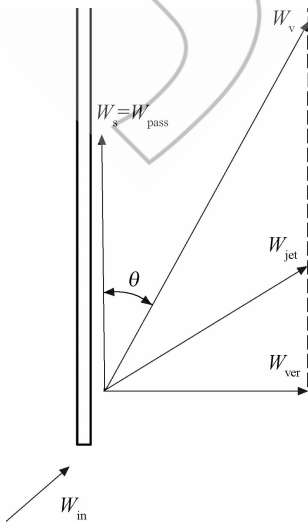


图4 速度关系示意图

Fig. 4 Velocity relationship

图 5 展示了对一台两级低速轴流压气机进行数值模拟得到的性能特性,及其与实验结果的对比。参数参照文献[14]给定,但设定叶尖间隙高度为通道高度的 5%。可见数值模拟结果与实验结果能够较好地吻合。

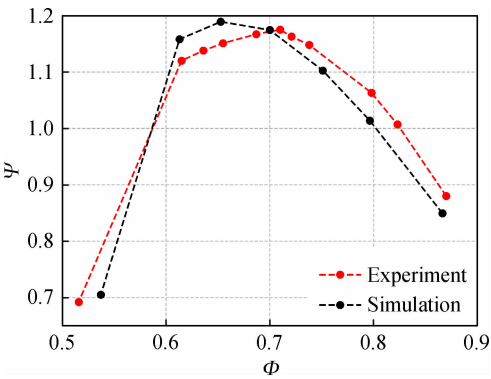


图 5 一台两级压气机的性能特性

Fig. 5 Performance characteristic of a 2 stage compressor

2 数值模拟及其结果

2.1 数值模拟设置

对前述两级压气机的第一级进行了数值模拟,网格数目为 $11 \times 49 \times 60$ (径向 $\times$ 周向 $\times$ 轴向),如图 6 所示。转速设为 1200 r/min。以叶尖间隙高度和通道高度的比表示叶尖间隙高度,模拟了 0.5% 和 10% 叶尖间隙高度的情形。叶尖间隙高度为 0% 时等价于不使用叶尖涡模型。

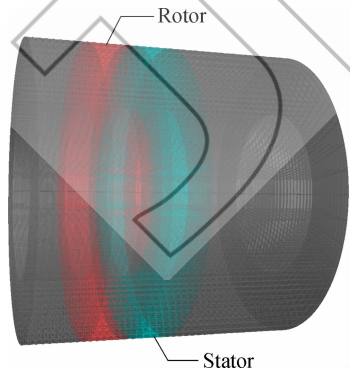


图 6 计算网格

Fig. 6 Computational grid

2.2 叶尖间隙对其周围流动的影响

图 7 和图 8 分别展示了转子和静子中,给定的叶尖处进出口气流角关联曲线,以及基于此计算得出的涡影响区进出口气流角关联曲线。可见,在大多数情况下,涡影响区的出口气流角比主

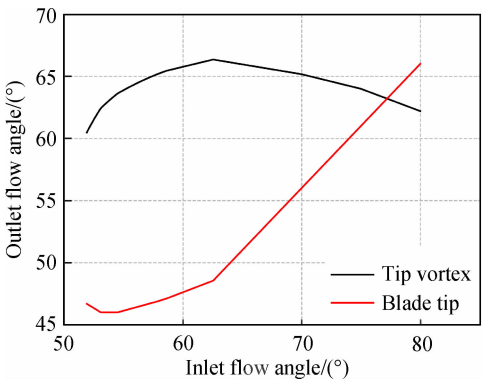


图 7 转子中叶尖和涡影响区的进出口气流角关联曲线
Fig. 7 Relationship between inlet/outlet flow angles of the blade tip and the vortex affected layer in the rotor

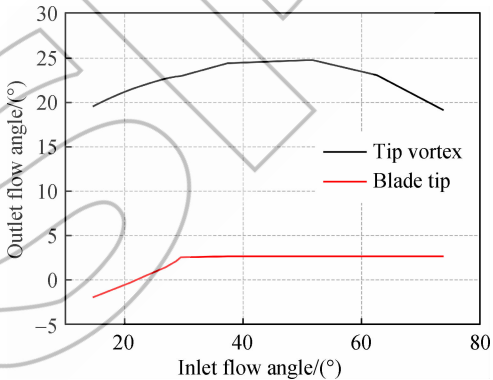


图 8 静子中叶尖和涡影响区的进出口气流角关联曲线
Fig. 8 Relationship between inlet/outlet flow angles of the blade tip and tip vortex affected layer in the stator

流更大,这是由气体从压力面到吸力面的迁移造成的。在较大的进口气流角下,转子的叶尖涡出口气流角比主流小,这是因为此时失速已经发生,主流出口气流角因此增大,而压力面与吸力面之间的压差不能提供足够的升力,使得叶尖涡在垂直于叶片方向的速度分量不足,出口气流角减小。

图 9 和图 10 分别展示了某一入口角下,转子和静子中,给定的叶尖处总-静压升系数,以及计算得出的涡影响区的总-静压升系数。可见,在转子的叶尖涡中,压升减小。而在静子的叶尖涡中,压升反而增大,这是由于建模叶尖涡时采用了无黏假设,无法反映摩擦带来的损失。

2.3 叶尖间隙对性能与失速起始过程的影响

图 11 展示了不同叶尖间隙尺寸下的压气机的总-静压比系数。可见,由于叶尖间隙的影响,在各种流量下的总-静压升系数都下降了约 0.3。较大的叶尖间隙会导致更差的性能,但 5% 和

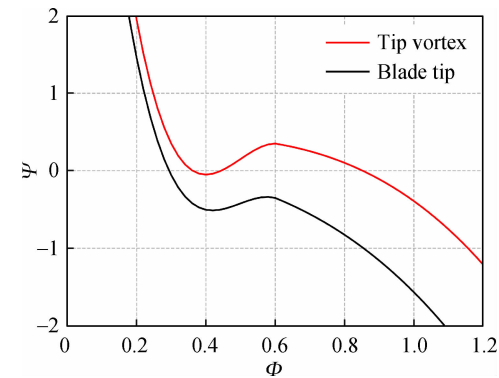


图 9 转子中叶尖和涡影响区的总-静压升系数
(相对入口气流角为 58.6°)
Fig. 9 Total-static pressure rise coefficient of the blade tip and the vortex affected layer in the rotor (relative inlet flow angle is 58.6°)

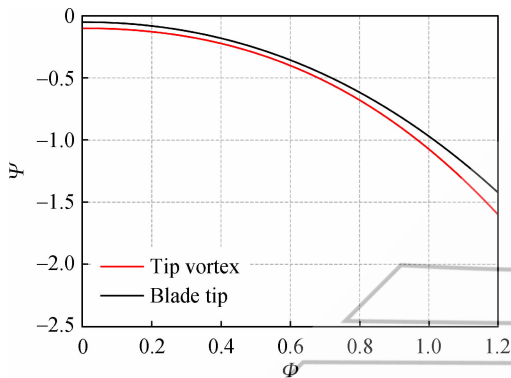


图 10 静子中叶尖和涡影响区的总-静压升系数
(相对入口气流角为 24.9°)
Fig. 10 Total-static pressure rise coefficient of the blade tip and the vortex affected layer in the stator (relative inlet flow angle is 24.9°)

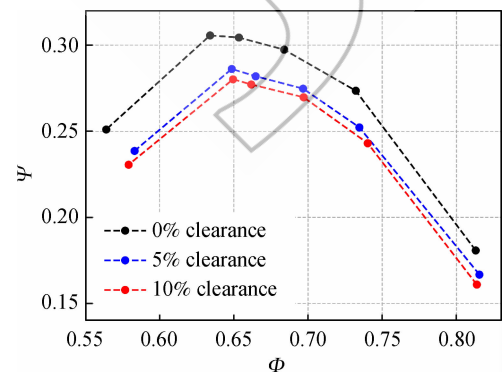


图 11 不同叶尖间隙下的总-静压升系数
Fig. 11 Total-static pressure rise coefficient under different tip clearance heights

图 12 展示了不同叶尖间隙尺寸下的效率(η)特性。可见,由于叶尖间隙的影响,压气机的效率显著下降,且这一影响随着流量降低而愈发明显。此外,5%与 10%叶尖间隙的区别同样并不明显。

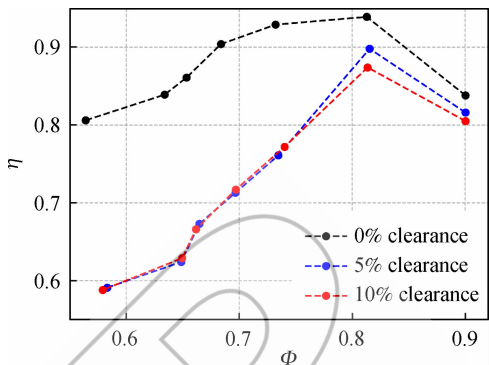


图 12 不同叶尖间隙下的效率特性
Fig. 12 Efficiency characteristic under different tip clearance heights

叶尖间隙的有无对压气机性能有显著影响,但间隙尺寸对性能的影响却不大,这与现有的研究多有不符。这是由于在 Martinez-Sanchez 叶尖涡模型中,叶尖间隙尺寸仅影响叶尖涡的半径,而对其方向和压升特性没有影响,使得该模型低估了叶尖间隙尺寸变化造成的影响。

为了进一步研究叶尖间隙对失速起始过程的影响,对 3 种叶尖间隙高度,模拟了整个失速过程,并采集了压气机不同截面上的流量数据,时间以转子转过周数表示。在每个截面上,流量由机匣附近均布的 6 个测点采集。

图 13~图 16 展示了无叶尖间隙的压气机中,在压气机级静子出口、转子进口,以及整台压气机进口和出口处的流量数据,时间以转子转过周数表示。此外,图 17 展示了失速后,转子进口的压力分布。从图 13 中,可以看出失速由模态波起始,之后发展为占据整个通道高度的单个失速团,如图 17 所示。此外,从图 13 中标注的数据可计算得到,失速团的旋转速度是转子转速的 56.2%,而失速团占据周向尺寸的 49.3%。在压气机级前后,流量的变化相比入口和出口处更加剧烈,这表明失速从压气机级自身开始,扩散到入口和出口处。从图 13 和图 14 中标注的数据也可看出,失速先扩散转子进口,然后扩散到静子出口。

图 18 和图 19 分别展示了叶尖间隙高度为 5%和 10%时,静子出口的流量数据。图 20 展示了失速后,转子进口的压力分布。失速同样由模

10%叶尖间隙的区别并不大。另外,由于叶尖间隙的影响,稳定裕度和失速后的性能都有所下降。

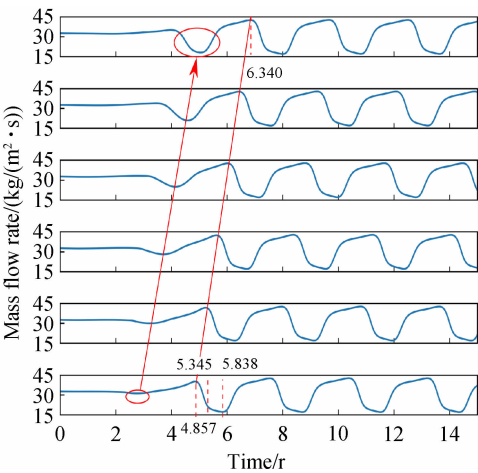


图 13 无叶尖间隙的压气机中,静子出口机匣附近的流量

Fig. 13 Mass flow rate near the case at the stator outlet of the compressor without tip clearance

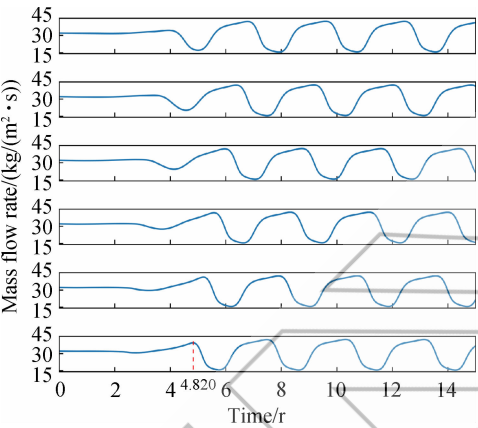


图 14 无叶尖间隙的压气机中,转子进口机匣附近的流量

Fig. 14 Mass flow rate near the case at the rotor inlet of the compressor without tip clearance

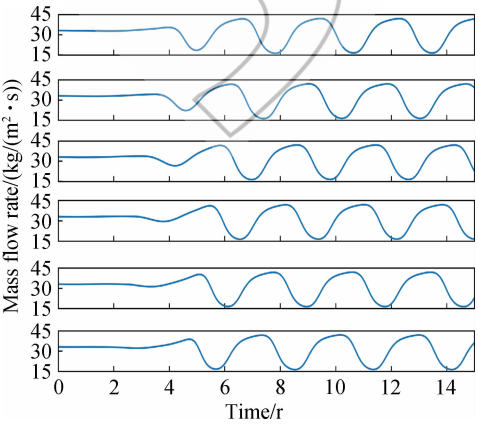


图 15 无叶尖间隙的压气机中,压气机入口处机匣附近的流量

Fig. 15 Mass flow rate near the case at the inlet of the compressor without tip clearance

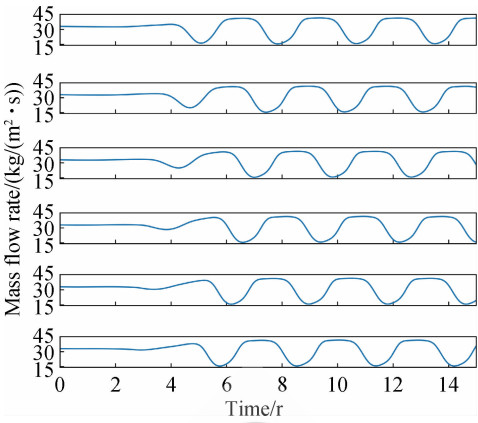


图 16 无叶尖间隙的压气机中,压气机出口处机匣附近的流量

Fig. 16 Mass flow rate near the case at the outlet of the compressor without tip clearance

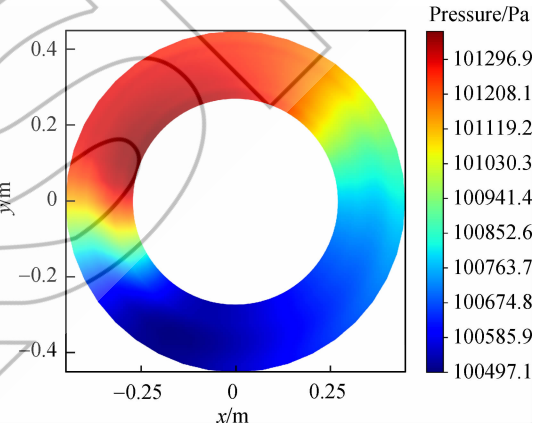


图 17 无叶尖间隙的压气机中,转子进口的压力分布

Fig. 17 Pressure distribution at the rotor inlet of the compressor without tip clearance

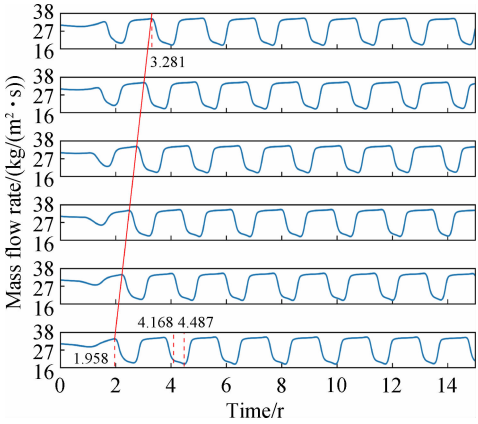


图 18 有 5% 叶尖间隙的压气机中,静子出口机匣附近的流量

Fig. 18 Mass flow rate near the case at the stator outlet of the compressor with a 5% tip clearance

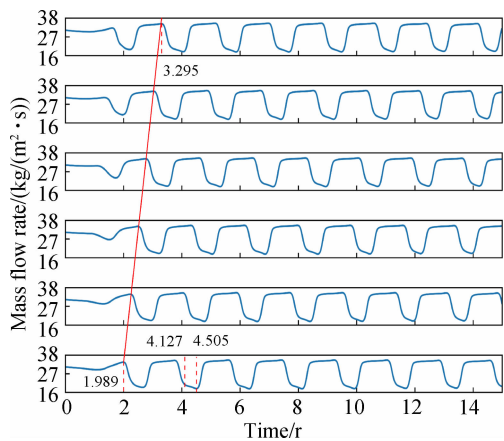


图 19 有 10% 叶尖间隙的压气机中,静子出口机匣附近的流量

Fig. 19 Mass flow rate near the case at the stator outlet of the compressor with a 10% tip clearance

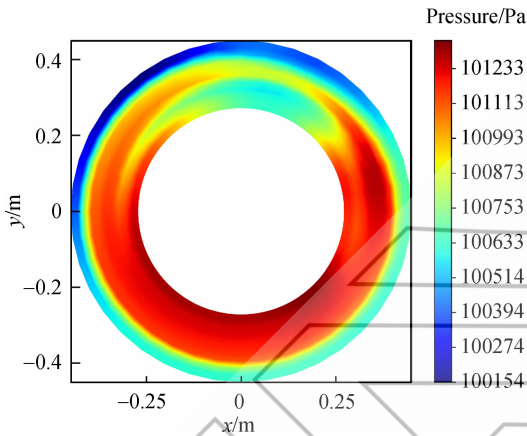


图 20 有 10% 叶尖间隙的压气机中,转子进口的压力分布

Fig. 20 Pressure distribution at the rotor inlet of the compressor with a 10% tip clearance

态波起始。从图中标注的数据,可以计算得到,叶尖间隙高度为 5% 时,失速团转速是转子转速的 63.8%,失速团占据通道周向尺寸的 31.9%;叶尖间隙高度为 10% 时,失速团转速是转子转速的 63.0%,失速团占据通道周向尺寸的 37.8%。从图 20 中,可以看到叶尖涡造成了一个低压的外环区域,而在外环和内环中分别出现了一个低压区。

3 结 论

本文对课题组已有的压气机三维激盘模型进行了改进,增加了 Martinez-Sanchez 叶尖涡模型,使其能够反映叶尖间隙对压气机性能和稳定性带来的影响。研究了一台两级低速轴流压气机的第一级,包括无叶尖间隙模型以及有不同高度的叶

尖间隙的情况,对其失速过程进行了模拟。计算结果表明:由于叶尖间隙的影响,压气机的压升性能以及稳定裕度都有所下降,而效率有显著下降,特别是当流量较小时。

此外,研究了叶尖间隙对失速起始过程的影响。结果表明:叶尖间隙不会改变失速先兆的类型,但是对失速团的特征有影响。在有叶尖间隙的情况下,失速团旋转速度更快,但占据更小的周向空间。随着叶尖间隙的增大,失速团转速变化不显著,但占据的空间增大。虽然一般认为叶尖泄漏流与尖脉冲型失速相关,但本文的结果表明叶尖间隙也可以影响模态波型失速的发展过程。此外,压力分布表明:叶尖间隙造成一个低压的外环,而且在外环与内环中各出现了一个低压区。

总而言之,数值模拟的结果表明:本文所发展的模型能够模拟有叶尖间隙的压气机的整个失速过程,并能预测压气机性能和稳定性受到的影响。因此,可以为在设计初期考虑压气机的稳定性并且优化压气机设计提供一种实用的方法。

参考文献:

[1] EMMONS H L, PEARSON C E, GRANT H P. Compressor surge and stall propagation[R]. ASME Paper GT2017-64066, 2017.

[2] FREEMAN C. Effect of tip clearance on compressor stability and engine performance[R]. von Karman Institute for Fluid Dynamics Lecture Series 1985-05, 1985.

[3] DAY I J. Stall inception in axial flow compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(1): 1-9.

[4] CAMP T R, DAY I J. A Study of spike and modal stall phenomena in a low-speed axial compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(3): 393-401.

[5] VO H D, TAN C S, GREITZER E M. Criteria for spike initiated rotating stall[J]. Journal of Turbomachinery, 2008, 130(1): 155-165.

[6] TAN C S. Three-dimensional and tip clearance flows in compressors[R]. von Karman Institute for Fluid Dynamics Lecture Series 2006-06, 2006.

[7] MAILACH R, LEHMANN I, VOGELER K. Rotating instabilities in an axial compressor originating from the fluctuating blade tip vortex[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(3): 453-460.

[8] SCHLECHTRIEM S, LÖTZERICH M. Breakdown of tip leakage vortices in compressors at flow conditions close to stall[R]. ASME Paper 97-GT-041, 1997.

[9] FURUKAWA M, INOUE M, SAIKI K, et al. The role of tip leakage vortex breakdown in compressor rotor aerodynamics[R]. ASME Paper 98-GT-239, 1998.

[10] ZHANG C, HU J, WANG Z, et al. Numerical study on tip

leakage flow structure of an axial flow compressor rotor [R]. ASME Paper GT2014-27291, 2014.

[11] VANZANTE D E, STRAZISAR A J, WOODJ R, et al. Recommendations for achieving accurate numerical simulation of tip clearance flows in transonic compressor rotors [J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(4): 733-742.

[12] YOU D, WANG M, MOIN P, et al. Large-eddy simulation analysis of mechanisms for viscous losses in a turbomachinery tip-clearance flow [J]. Journal of Fluid Mechanics, 2007, 586: 177-204.

[13] INOUE M, FURUKAWA M, SAIKI K, et al. Physical explanations of tip leakage flow fields in an axial compressor rotor [R]. ASME Paper 98-GT-91, 1998.

[14] 屠宝锋. 风扇/压气机动态失速过程和多尺度非定常气动稳定性研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2012.

TU Baofeng. Dynamic stall inception and multi-scale unsteady aerodynamic stability investigation of fan/compressor [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2012. (in Chinese)

[15] MARTINEZ-SANCHEZ M, GAUTHIER R P. Blade scale effects of tip leakage [R]. Gas Turbine Laboratory, Massachusetts Institute of Technology, GTL-202GT & PDL report No. 202, 1990.

[16] CHEN G T. Vortical structures in turbomachinery tip clearance flows [D]. Boston, US: Massachusetts Institute of Technology, 1991.

[17] SONG S J, MARTINEZ-SANCHEZ M. Rotordynamic forces due to turbine tip leakage: Part I blade scale effects [J]. Journal of Turbomachinery, 1997, 119(4): 695-703.

[18] MARTINEZ-SANCHEZ M. Rotordynamic forces due to turbine tip leakage: Part II radius scale effects and experimental verification [J]. Journal of Turbomachinery, 1997, 119(4): 704-713.

[19] SONG S J, CHO S H. Nonuniform flow in a compressor due to asymmetric tip clearance [J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(4): 751-760.

(编辑: 陈 越)