

文章编号:1000-8055(2009)11-2570-07

压气机二维可压缩气动稳定性分析模型

王志强, 张 环, 胡 骏, 屠宝锋

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 基于压缩系统气动稳定性理论模型对压气机内部流动可压缩性以及叶排之间相互影响的需要,以 Moore-Greitzer 模型为基础,发展了一个用于分析多级轴流压气机动态失速特性的多“激盘”二维可压缩模型.该模型采用二维非定常的可压缩 Euler 方程描述压气机上、下游管道以及各叶排之间轴向间隙内的流动,而采用“激盘”分别取代压气机的各个叶片排.利用该模型,系统地计算和分析了多级轴流压气机中二维小尺度旋转失速的起始特性和动-静叶之间的相互影响,以及总压畸变旋转频率对下游压气机稳定性的影响.计算结果与实验数据的比较表明该模型及其计算结果是可靠的.

关 键 词: 压缩系统; 稳定性; 失速起始; 旋转总压畸变

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Two-dimensional compressible model for compressor instability analysis

WANG Zhi-qiang, ZHANG Huan, HU Jun, TU Bao-feng

(College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Based on Moore-Greitzer model, a nonlinear multi “actuator disk” model was proposed to analyze the dynamic behavior of aerodynamic instabilities in high speed multi-stage axial compressors for both cases with and without rotating inlet distortion. The model described the duct flow fields using two dimensional, compressible and unsteady Euler equations, and accounted for the influences of downstream plenum and throttle in the system as well. It replaced each blade row of compressors with a disk. The main purpose of this work is to predict the mechanism of two-dimensional short wavelength rotating stall inception, the interaction between blade rows in high speed multistage compressors, and the influence of rotating speed of inlet total pressure distortion on the onset of flow instability. Some qualitative comparisons with available experimental results were made in this paper, showing that the model and results are reliable.

Key words: compression system; stability; stall inception;
rotating total pressure distortion

对于目前广泛采用双轴或多轴结构的航空发动机,存在的一个主要问题就是高、低压压气机之间的相互影响,尤其是对各自稳定边界或喘振裕度的影响.在高、低压压气机相互影响中,低压压气机出口非均匀压力波动对高压压

气机稳定性的影响是一个非常重要,非常突出的问题^[1-2].采用实验的方法研究此类问题难度较大,成本也过于昂贵.而数值计算是一种简单、快速、成本低的有效分析手段,发展一种合理的可用于分析旋转进气畸变对压气机气动稳

收稿日期:2008-10-24; **修订日期:**2009-01-16

基金项目:国家 973 项目(2007CB210301)

作者简介:王志强(1981-),男,江苏太仓人,博士生,主要从事叶轮机气动力学。

定性影响的模型是当前需要解决的问题。

现有的研究表明,压气机进入旋转失速前流场中会出现两种不同形式的扰动:模态波扰动和尖脉冲扰动。因此要合理地模拟压气机的失速起始过程,分析模型必须具备模拟模态波扰动和尖脉冲扰动的特点。但是原有的 Moore-Greitzer 模型无法模拟出第二种扰动的失速起始特征。

文献[3]基于 Moore-Greitzer 理论,建立了可计算进气畸变下动态失速过程的二维不可压缩数学模型。虽然该模型能够很好地反映压缩系统失速流态的基本特征,用于压缩系统失速特性的定量分析,以及进气畸变尤其是旋转进气畸变对压缩系统稳定边界影响的计算分析。但是,在该模型中压气机被模化为单一“激盘”,而且压气机上、下游管道以及压气机内部的流动被假设为不可压缩流动。此外,该模型无法预测出文献[4]关于总压畸变旋转频率对于压气机稳定边界的影响存在双峰值的结果。对于目前普遍关注的多级高速轴流压气机,必须考虑气流可压缩性和各叶排之间相互干扰的影响。可是,至今有关压气机失速特性可压缩模化工作做的还很少。基于上述原因,本文发展了一个用于分析多级轴流压气机动态失速特性的多“激盘”可压缩模型。重点分析了多级轴流压气机中二维小尺度旋转失速的起始特性和动-静叶之间的相互影响,以及总压畸变旋转频率对下游压气机稳定性的影响。所得结果表明,本模型可有效地用于此类问题的分析,有关计算和实验结果的比较验证了本模型及其计算结果是可靠的。

1 理论模型

一般的压缩系统由压气机、压气机上游管道和下游管道,以及后集气箱、排气管道和排气阀门组成。对于轮毂比较大的压气机,可将其较好地简化为图 1 所示的二维压缩系统。该二维压缩系统由压气机上游管道(ID),下游管道(ED),多级轴流压气机(C),下游集气箱(P),以及排气管道和

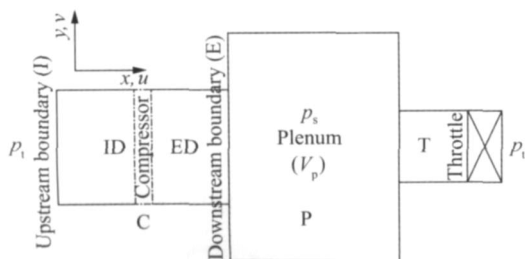


图 1 二维压缩系统简图

Fig. 1 Two-dimensional compressor system

排气阀门(T)组成。此时,在压气机上、下游管道内和各叶排之间轴向间隙中,气体流动遵循二维、可压缩、非定常的控制方程

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial t} + \frac{\partial G}{\partial t} = 0 \quad (1)$$

其中

$$U = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ e \end{bmatrix}; \quad F = \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ \rho uv \\ u(p+e) \end{bmatrix}; \quad G = \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho uv \\ \rho v^2 + p \\ v(p+e) \end{bmatrix}$$

$$e = \frac{p}{\kappa - 1} + \frac{\rho}{2} (u^2 + v^2)$$

t 和 κ 分别为时间和气体的比热比; ρ, p, u, v 分别为气流密度、压力、轴向和切向分速。

方程(1)是一组双曲型的偏微分方程,而且所分析的流动域为有界区域,所以其定解问题为双曲型方程的初边值问题。本文将有关边界分为两类:外边界和内边界。外边界为上游管道的进口(I)和下游管道的出口(E)。由于在整个系统中已用“激盘”分别取代了压气机的各个叶片排,该“激盘”间断被处理为内边界。在上述两类边界上,均存在描述各参数之间关系的特征相容方程

$$\sin(\theta) \left\{ \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \right\} - \cos(\theta) \left\{ \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \right\} = 0 \quad (2)$$

$$\left\{ \frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial p}{\partial y} \right\} - a^2 \left\{ \frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial p}{\partial y} \right\} = 0 \quad (3)$$

$$a^2 \rho \left\{ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right\} - a \rho \cos(\theta) \left\{ \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \right\} - a \rho \sin(\theta) \left\{ \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \right\} + \left\{ \frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial p}{\partial y} \right\} = 0 \quad (4)$$

$$a^2 \rho \left\{ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right\} + a \rho \cos(\theta) \left\{ \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \right\} + a \rho \sin(\theta) \left\{ \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \right\} + \left\{ \frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial p}{\partial y} \right\} = 0 \quad (5)$$

其中 θ 为边界外法线与 x 轴的夹角, a 为当地声速。根据特征分析,可确定各种状态时,不同边界

上可用的特性相容方程及需要补充的物理条件.

在上游边界上,针对本文所关心的问题及其实际情况,给定下列三个关于总温 T^* 、总压 p^* 和进气角 α 的方程作为补充物理条件

$$p^* = p^*(\theta) \tag{6}$$

$$T^* = \text{constant} \tag{7}$$

$$\alpha = \text{constant} \tag{8}$$

而对于下游边界,由于系统中存在集气箱和排气阀门,考虑集气箱的容腔效应和排气阀门特性的影响,并假设集气箱内气体流动可压缩、非定常,且分布均匀后,可得下游压力变化满足

$$\frac{dp_e}{dt} = \frac{\rho_e U^3}{4B^2 l_c} \left(\Phi_e - \sqrt{2\psi_l/K_t} \right) \tag{9}$$

其中 $\psi_l = \psi_l$ 为系统的总静压升系数; Φ_e 和 U 为流量系数和转子的线速度; B, l_c 和 K_t 分别为 Greitzer-B 参数、压气机的气动特征长度和阀门特性系数;下标 e 表示下游出口边界.

对于内边界,需要补充 4 个物理条件. 针对本文所研究的问题,根据转、静子叶排的特性,应用动量守恒、质量守恒和能量守恒原理,得到下列适用于转子“激盘”的补充方程:

$$\frac{\partial \dot{u}_1}{\partial t} = \left[\psi_{st,r}(\phi_1) - \frac{p_2 - p_1}{\rho_0 U_r^2} \right] \cdot U \cdot \tilde{\alpha} - \lambda \cdot U \cdot \frac{\partial \dot{u}_1}{\partial y} \tag{10}$$

$$\frac{\partial \dot{p}_1}{\partial t} + \frac{\partial \dot{p}_2}{\partial t} = \frac{\rho_1 u_1 A_1 - \rho_2 u_2 A_2}{V_r/2} \tag{11}$$

$$\left\{ \frac{1}{\kappa-1} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{W^2}{2} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\rho}{2} \frac{\partial W^2}{\partial t} \right\}_1 + \left\{ \frac{1}{\kappa-1} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{W^2}{2} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\rho}{2} \frac{\partial W^2}{\partial t} \right\}_2 = \frac{(\rho u_{rel} A)_1 - (\rho u_{rel} A)_2}{V_r/2} \tag{12}$$

$$\beta_2 = \beta_2(\beta) \tag{13}$$

其中 $(\partial/\partial t)$ 表示相对坐标系中对时间的偏导数,而下标 1 和 2 分别表示转子的进、出口,下标 r 表示转子; W, β 和 i^* 分别为相对速度、相对气流角和相对总焓; A 和 V_r 分别为转子叶片通道的截面积和容积; $\tilde{\alpha}$ 为转子叶片通道非定常响应的时间滞后常数的倒数.

适用于静子“激盘”的补充方程

$$\frac{\partial \dot{u}_3}{\partial t} = \left[\psi_{st,s}(\phi_3) - \frac{p_4 - p_3}{\rho_0 U_r^2} \right] \cdot U \cdot \tilde{\alpha} - \lambda \cdot U \cdot \frac{\partial \dot{u}_3}{\partial y} \tag{14}$$

$$\frac{\partial \dot{p}_3}{\partial t} + \frac{\partial \dot{p}_4}{\partial t} = \frac{\rho_3 u_3 A_3 - \rho_4 u_4 A_4}{V_s/2} \tag{15}$$

$$\left\{ \frac{1}{\kappa-1} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{C^2}{2} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\rho}{2} \frac{\partial C^2}{\partial t} \right\}_3 + \left\{ \frac{1}{\kappa-1} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{C^2}{2} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\rho}{2} \frac{\partial C^2}{\partial t} \right\}_4 = \frac{(\rho u_{i^*} A)_3 - (\rho u_{i^*} A)_4}{V_s/2} \tag{16}$$

$$\alpha = \alpha(\alpha_s) \tag{17}$$

其中下标 3 和 4 分别表示静子的进、出口,下标 s 代表静子; C, α 和 i^* 分别为绝对速度、绝对气流角和总焓; A 和 V_s 分别为静子叶片通道的截面积和容积; $\tilde{\alpha}$ 为静子叶片通道非定常响应的时间滞后常数的倒数.

方程(10)~(17)分别描述了气流流过转、静子叶排时轴向动量、质量、能量和切向动量的守恒. 方程(10), (14) 采用了惯性模型描述气流流过转子叶排和静子叶排的动态压升, 其中

$$\tilde{\alpha}_{r/s} = \frac{U_r}{A_{r/s} \cdot r} \propto \frac{1}{\tau_{r/s}} \tag{18}$$

而
$$\Lambda = \frac{\text{blade axial chord}}{R \cdot \cos^2(\text{stagger})} \tag{19}$$

2 算例分析

本文计算分析的对象为 RB-199 研究用 5 级高压压气机. 运用本文的模型进行计算时要给定压气机各叶排特性,即上述转、静子“激盘”方程中用的转、静子叶排特性. 其右支部分可根据该压气机非设计点性能计算结果^[5] (如图 2) 确定,而左支部分则采用了与文献[3]类似的三次曲线描述.

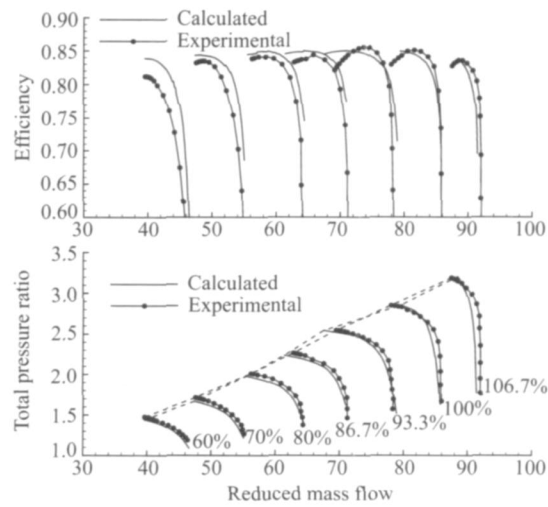


图 2 RB-199 五级高压压气机计算特性和实验特性的比较
Fig. 2 Performance of the RB-199 compressor

图 3 给出了该压气机第一级转子和静子叶排特性,图 4 显示了本文所采用的该压气机的计算域。

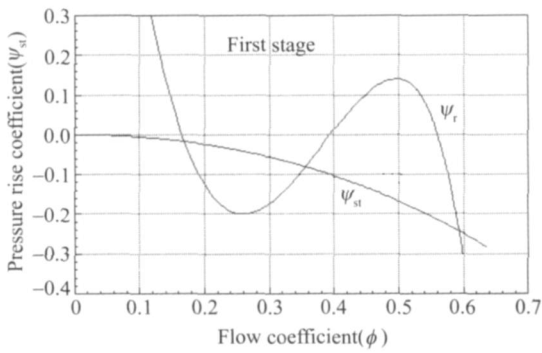


图 3 RB-199 五级高压压气机第一级叶排特性
Fig. 3 Blade row's performance of the first stage

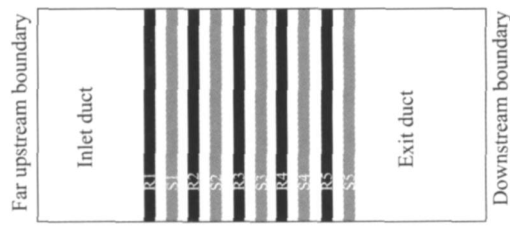


图 4 五级高压压气机的计算域
Fig. 4 Computation region of the high pressure compressor

3 均匀进气计算结果及其分析

为了验证本模型的可靠性,本文首先在均匀进气条件下,分析 RB-199 高压压气机旋转失速特性。现有的实验结果表明,轴流压气机的旋转失速起始过程一般分为两类:一类以大尺度扰动为特征的模态波失速过程,另一类以周向限于几个叶片通道的小尺度扰动为特征的 Spike 型失速过程^[6-9]。Spike 型通常被认为是三维的失速过程,因为此类失速过程的初始扰动不但限于周向局部区域而且仅出现在叶尖尖部。可是,在该高压压气机中,实验观察到的旋转失速起始过程却是一种二维的 Spike 型失速过程^[10]。其失速的初始扰动仅限于周向很小的区域内,但却是全叶高的,并且很快发展为完全发展的旋转失速。图 5 给出了该压气机 100 % 转速时的一个实验结果。图 6 为本模型的计算结果。比较图 5 和图 6 的结果可以看出,该模型很好地预测了二维 Spike 型失速,其所预测的扰动幅值和失速区的发展与实验结果均很一致。

3.1 惯性参数 Λ 的影响

分析以上的计算结果,初步判断压气机进入

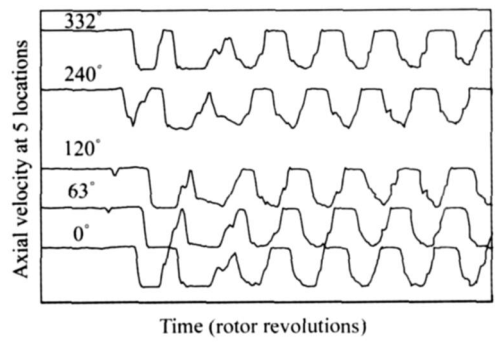


图 5 RB-199 高压压气机失速测量结果
Fig. 5 Experiment result of the RB-199 compressor

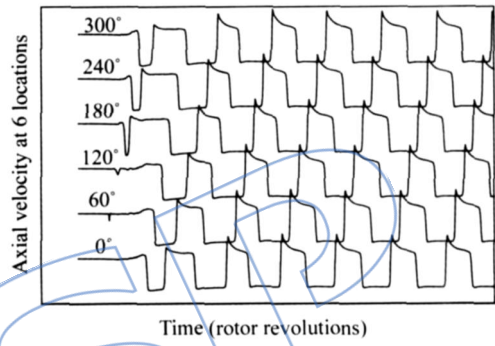


图 6 RB-199 高压压气机失速计算结果
Fig. 6 Computation result of the RB-199 compressor

Spike 型失速可能是由于其各叶排的惯性参数 Λ 偏小的原因。较小的 Λ 值意味着 $\tilde{\alpha}_{v,s}$ 值较大,或者时间滞后常数 τ 较小。从惯性模型来看,此时初始扰动有可能迅速发展成完全发展的旋转失速。为了验证该判断是否准确,本文选择了 3 个 $\tilde{\alpha}$ 值(分别为原计算的 100 %,70 %和 40 %)进行计算分析,计算结果示于图 7 中。计算结果表明,随着 $\tilde{\alpha}$ 值的减小或者惯性参数 Λ 值的增大,扰动幅值的增长速度减小,而当 $\tilde{\alpha}$ 小于某一临界值时,Spike 型的扰动将被阻滞转变为模态波型的失速过程。

3.2 动-静叶轴向间距的影响

动-静叶相互干扰对压气机稳定性的影响是一个非常重要的问题。在本文的模型中分别利用了转、静子叶排的压升系数 $\psi_{s,t}$ 和 $\psi_{s,s}$ 。为了简化分析过程,假设静子叶栅流动为低速不可压缩流动,根据不可压缩流动的性质可以推导出气流动过静子叶栅的总静压升系数为

$$\left(\psi_{s,t} \right)_s = \frac{p_2 - p_1}{\rho V_r^2} = \frac{p_1}{\rho V_r^2} \left(\alpha - 1 \right) \frac{1}{2 \sin^2(\alpha)} \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 \phi \quad (20)$$

上式中 α 为静子叶片排的总压恢复系数, α 为静

子叶片出口绝对气流角, A_1 和 A_2 分别为叶片排进出口的截面积, p_1^* 和 p_2 分别为叶片排进出口的总压和静压。

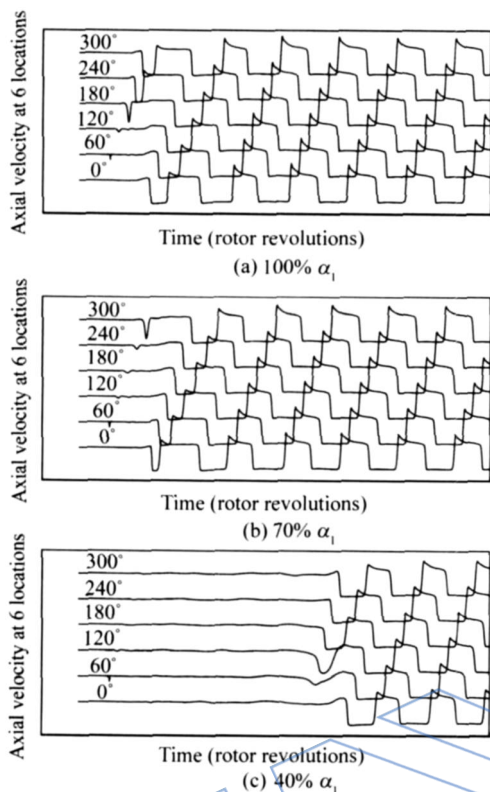


图 7 惯性参数变化对失速过程的影响

Fig. 7 Effect of inertia parameter to stall inception

为了分析静子叶片排对轴流压气机气动稳定性的影响,本文假设静子叶片排没有首先发生气流分离,并进一步假设 α 和 α' 也近似保持为常数(考虑 α 和 α' 的变化并不影响静子总静压升系数的变化趋势).在上述近似条件下,静子叶片排的总静压升系数随流量系数的变化曲线如图 8 所示,在整个流量范围内静子总静压升特性的斜率均为负值, $\left[\frac{d\psi_s}{d\phi} \right]_s < 0$. 根据不可压缩稳定性分析结果,对于轴流压气机,在静子没有首先失速的情况下,静子应当是起着阻碍扰动发展、增强气动稳定性的作用的。

为了证实该分析结果,现保持图 5 中 40% $\tilde{\alpha}$ 值计算时的其它参数不变,只将动-静叶轴向间距增大至其原来值的 166%,观察计算结果的变化.其计算结果(图 9)表明,由于动-静叶轴向间距的增大,静叶对初始扰动的阻滞作用减弱,压气机再次呈现 Spike 型失速.这一计算结果证实了在轴流压气机中,静子具有阻滞 Spike 型失速,增强压

气机稳定性的作用。

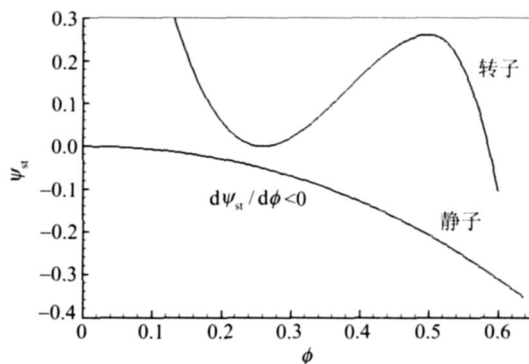


图 8 静子总静压升特性

Fig. 8 Total to static pressure rise characteristic of the stator

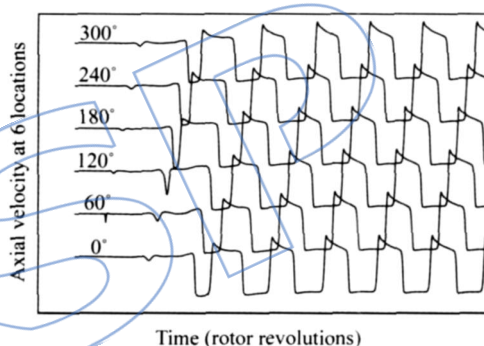


图 9 轴向间距变化对失速过程的影响

Fig. 9 Effect of axial gap to the stall inception

4 旋转总压畸变的影响

为了研究总压畸变旋转频率对该高压压气机稳定边界的影响,本文采用了与文献[3]一样的方式模拟进口旋转总压畸变. Peters 等报道了进口总压畸变旋转频率对该压气机稳定边界的影响,如图 10 所示^[6,11].由图中结果可以看出,该压气机存在两个对应压比损失最大的危险频率,分别对应约 0.25 和 0.80 倍转子旋转频率.图 11 给出了本文模型预测的总压畸变旋转频率对该压气机失速点流量系数影响的结果.该结果反映出了影响压气机稳定边界的两个危险频率,分别对应于 0.42 和 0.80 倍转子旋转频率,小的危险频率较实验结果偏大,而较大的危险频率的预测结果与实验结果非常一致.

关于总压畸变旋转频率对于压气机稳定裕度影响双峰值的存在,一般认为与旋转失速的起始特性有关^[4,11],但相关论证并不充分,有待于进一步深入研究的验证。

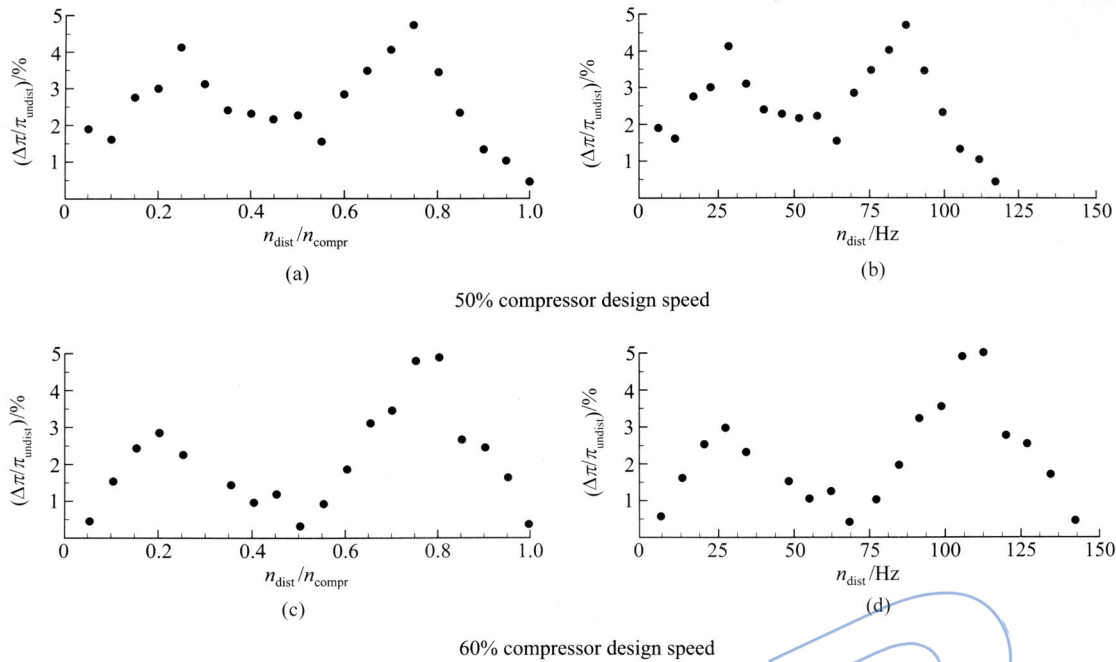


图 10 总压畸变旋转频率对 RB-199 高压压气机失速边界压比损失的影响

Fig.10 Effect of rotating frequency of inlet total pressure distortion to the stall margin of the RB-199 compressor

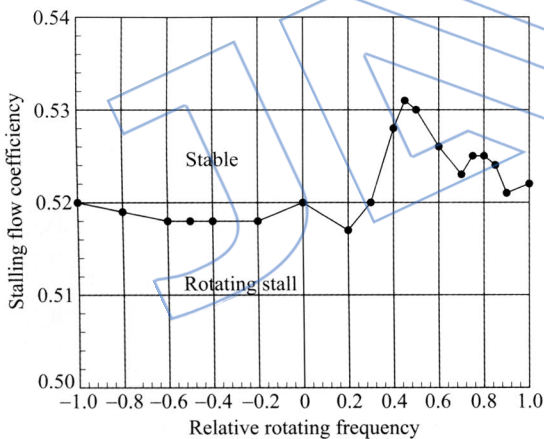


图 11 总压畸变旋转频率对 RB-199 高压压气机失速点流量系数影响预测结果

Fig.11 Computation result of the effect of rotating frequency of inlet total pressure distortion to the stalling mass flow coefficient of the RB-199 compressor

5 结 论

本文在 Moore-Greitzer 模型的基础上,发展了一个用于分析多级高速轴流压气机非稳定流动特性的多“激盘”模型,并以一台五级高速轴流压气机为例,详细计算分析了其旋转失速的起始特性以及相关参数对其旋转失速起始特性的影响,

论证了轴流压气机中静子的增稳作用,并计算分析了总压畸变旋转频率对该压气机稳定性的影响.计算和实验结果的比较表明本模型及其计算结果是可靠的,有关结果归结如下:

- 1) 二维 Spike 型失速可在多级高速轴流压气机中出现,而且本文发展的二维可压缩多“激盘”模型可用于预测 Spike 型失速特性.
- 2) 惯性参数 Λ (或参数 $\tilde{\omega}$) 对于旋转失速的起始特性具有强烈的影响.较小的 Λ 值有利于 Spike 型失速的出现;而当 Λ 值增大时, Spike 型初始扰动可以被阻滞为模态波失速.
- 3) 在静子不首先失速的前提下,轴流压气机中的静子具有抑制 Spike 型扰动发展和稳定压气机内部流动的作用.随着动-静叶轴向间距的减小,这种稳定作用增强.
- 4) 本文发展的模型可用于预测总压畸变旋转频率对压气机稳定性的影响,并获得了双峰值的预测结果,该结果与实验结果基本一致.

参考文献:

[1] Schäffler A, Miatt D C. Experimental evaluation of heavy fan-high-pressure compressor in a three-shaft engine: Part I - Experimental setup and result[J]. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 1985, 107: 828-832.

[2] Schäffler A, Miatt D C. Experimental evaluation of heavy fan-high-pressure compressor in a three-shaft engine: Part

- II- Analysis of distortion and fan loading[J]. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 1986, 108: 171-174.
- [3] 张环,胡骏,刘大响,等. 旋转总压畸变对压气机气动稳定性影响的二维不可压缩模型[J],航空动力学报,2009,24(8):1773-1784.
- ZHANG Huan, HU Jun, LIU Daxiang, et al. Two-dimensional incompressible model of effects of rotating inlet distortion on flow instability in compression systems[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(8):1773-1784. (in Chinese)
- [4] Longley J P, Shin H W, Plumley R E, et al. Effects of rotating inlet distortion on multistage compressor stability [R]. ASME Paper 94-GT-220.
- [5] 胡骏. 均匀与非均匀进气条件下多级轴流压气机性能计算——均匀进气及径向畸变的影响[J]. 航空动力学报, 2000, 15(3):225-228.
- HU Jun. Calculation of off design performance of multi-stage compressor with uniform and radial distorted inlet flow[J]. Journal of Aerospace Power, 2000, 15(3):225-228. (in Chinese)
- [6] Garnier V H, Epstein A H, Greitzer E M. Rotating waves as a stall inception indication in axial compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 1991, 113:290-302.
- [7] Tryfonidis M, Etchevers O, Paduano J D, et al. Prestall behavior of several high speed compressors[R]. ASME Paper 94-GT-387.
- [8] Day I J. Stall inception in axial flow compressors [J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115:1-9.
- [9] Wilson A G, Freeman C. Stall inception and development in axial flow aeroengine[R]. ASME Paper 93-GT-2.
- [10] Jahnen W, Peters T, Fottner L. Stall inception in a 5-stage hp-compressors with increased load due to inlet distortion[R]. ASME Paper 99-GT-440.
- [11] Peters T, Buergener T, Fottner L. Effects of rotating inlet distortion on a 5-stage hp-compressor[R]. ASME Paper 2001-GT0300.