

叶片排旋转失速性能的研究

西北工业大学 刘志伟 朱俊强 王准生

摘 要

本文应用文献〔1〕中预测轴流压气机旋转失速性能的流动模型与方法,分析了叶片排安装角和稠度变化对旋转失速性能影响的试验结果,并得出了它们的规律性。比较了孤立叶片排与级的旋转失速性能的差异。讨论和评价了活态失速团结构模型。

一、引 言

旋转失速是压气机中经常遇见的一种非稳定流动现象,目前对它的稳定边界和性能预测已发展了若干方法〔1~4〕。文献〔1〕提供的预测旋转失速平均性能的统计模型曾得到较为广泛的实验数据支持,它较好地总结了低速压气机旋转失速性能的共有规律。研究几何参数,特别是作为压气机基本单元的叶片排几何参数,对旋转失速性能,包括对失速类型和滞后效应的影响,是目前十分稀缺的资料。从实验着手也是当前研究该问题的一种切实可行的方法。为此,本文应用文献〔11〕的流动模型分析了变更叶片排几何参数的旋转失速实验特性。并结合稳态和动态的测试结果,对该模型作了一定的延拓和评价。

二、分析的依据

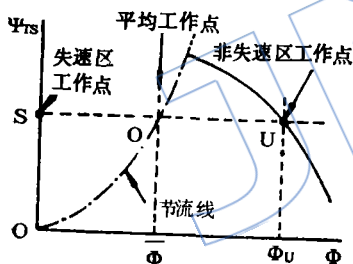


图1 旋转失速中压气机的工作

文献〔1〕的流动模型指出,用压升系数 $\psi_{TS} (= p_2 - p_1^* / \rho U^2)$ 和流量系数 $\phi (= C_x / U)$ 表征的压气机(或级)的失速和非失速特性,在旋转失速中,其失速区与非失速区具有相同的压升系数(见图1)。

失速区工作在S点,非失速区工作在U点,而旋转失速状态的实际平均工作点是节流线与 SU 水平线相交的O点。由此可以确定压气机(或级)处于旋转失速工作状态中的堵塞比 λ , 即

$$\lambda = (\phi_U - \bar{\phi}) / \phi_U \quad (1)$$

为了分析叶片排主要几何参数对旋转失速性能的影响,必须将上述模型延拓推广于孤立叶片排的分析。文献〔1〕中给出了确定 SU 线的 ψ_{TS} 值为 $0.11N$, 其中 N 为压气机级数。若单级的相应值用 ψ_{TSS} 表示,则孤立叶片排的相应压升系数值 ψ_{TSR} 可按如下方式确定。因按不可压多变功定义的反力度 $\Omega = (p_2 - p_1) / (p_3 - p_1)$, 若将它变成压升系数和流量系数的形式可以表示为

$$\Omega_{TSR} = \Omega \psi_{TSS} - (1 - \Omega) \phi^2 \cos \alpha_1 / 2 \quad (2)$$

考虑到在失速状态中叶片排环带出现全堵塞状态时条件来确定压升系数值, 则 $\phi = 0$ 成立。

$$\psi_{TSR} = \Omega \psi_{TSS} \quad (3)$$

(3)式表明,孤立叶片排的压升系数为级压升系数的 Ω 倍。这一推论已为级和孤立转子进入旋转失速状态时压升系数实验值所证实(详见后述)。

旋转失速滞后效应的强弱,用滞后回线面积大小衡量。回线面积大,表示滞后惯性大,失速解除难。反之则反是。滞后面积 A 可按下式计算。

$$A = [(\psi_{TSb} - \psi_{TSC})(\phi_r - \phi_a) - (\psi_{TSr} - \psi_{Tsa})(\phi_b - \phi_c)]/2 \quad (4)$$

式中的下标分别表示失速滞后回线的各特征点的相应值,它们包括稳态非失速边界点 b 、失速进入点 a 、失速中止点 c 和非失速恢复点 r 。

为衡量旋转失速造成的性能损失,可用非失速边界点 b 和失速进入点 a 的压升系数之差来表示,即 $\Delta\psi_{ba} = (\psi_{TSb} - \psi_{Tsa})$ 。

本文用试验方法录取了变化叶片排安装角、稠度以及叶片排数目的旋转失速平均性能,作为分析比较的基础。试验装置和方法,以及试件的设计参数详见文献[5]。

三、旋转失速性能的分析

试验了三种安装角和两种稠度的转子旋转失速性能。并且取其中一个转子与之匹配的静子组合,测取了它的级的旋转失速性能。它们的几何参数(按平均半径处给出,安装角 γ 是与轴向夹角)列于表1中。

1. 安装角影响的分析 转速和稠度相同,三种安装角下的叶片排失速和非失速特性示如图2中,用点画线将旋转失速特性各特征点连接起来。从图2的比较中可以看出,安装角的变化不仅改变了非失速特性,而且明显地改变了失速特性,并呈现一定的规律性。安装角增大,使失速特性随流量系数的变化由平变陡,失速进入点的压升系数由小变大,相应的流量系数由大变小。表征失速性能变化的主要参数随安装角的变化列于表2中。表中列出的进入失速点 a 处的堵塞比 λ_a 、失速性能损失 $\Delta\psi_{ba}$ 以及表示失速滞后效应的回线面积 A ,均随安装角的增大而增加,致使失速性能朝不利的方向发展。

2. 稠度影响的分析 转速与安装角相同,两种稠度不同的叶片排失速和非失速特性的比较示如图3中。同样可以看出,稠度改变对两种特性均产生明显影响。两种稠度的叶片排在几乎相同的流量系数下达到非失速边界点,但稠度高的叶片排可以承受更高的负荷,且失速特性随流量系数的变化由平变陡,进入失速点的对应流量系数由大变小。不同稠度下的失速性能参数也列于表2中,稠度大的叶片排,进入失速时的堵塞比 λ_a 、失速性能损失 $\Delta\psi_{ba}$ 和滞后回线面积 A 均增大,造成失速性能的恶化。

表1 试验转子和静子的几何参数

名称	转 子				静 子
	1	2	3	4	
安装角 γ°	32.9	42.9	47.5	42.9	13.8
稠度 b/t	1.165	1.165	1.165	0.563	1.722
叶片数 z	30	30	30	15	44

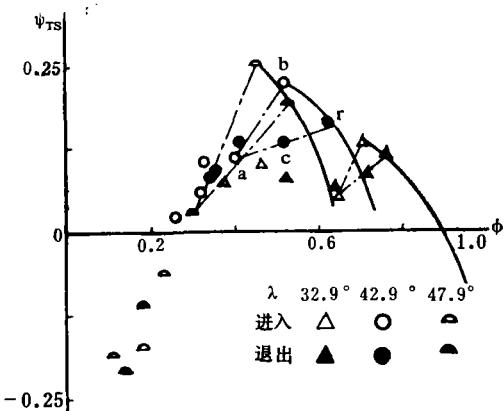


图2 不同安装角下叶片排的非失速和失速特性 ($n = 8130 \text{ r/min}$, $b/t = 1.165$)

3. 孤立转子与级失速性能的比较 这里比较的实际上是叶片排数目对失速性能的影响。图 4 指出了它们之间的比较。代表单排和双排叶片失速性能的参数列于表 2 中。从表中明显地看到, 双排叶片比单排叶片具有更大的失速进入的堵塞比和失速造成的性能损失。但

表 2 旋转失速性能参数的比较

参 数	叶 片 排 安 装 角			叶 片 排 稠 度		叶 片 排 数 目	
	32.9°	42.9°	47.9°	0.583	1.165	单	双
λ_a	0.253	0.410	0.439	0.181	0.410	0.410	0.448
$\Delta\psi_{ba}$	0.0851	0.113	0.171	0.022	0.113	0.113	0.140
A	0.356×10^{-2}	1.01×10^{-2}	1.16×10^{-2}	0.287×10^{-4}	1.01×10^{-2}	1.01×10^{-2}	0.565×10^{-2}

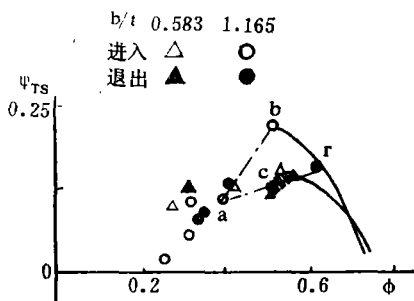


图 3 不同稠度下叶片排的非失速和失速特性
($n = 8130 \text{ r/min}$ $\gamma = 42.9^\circ$)

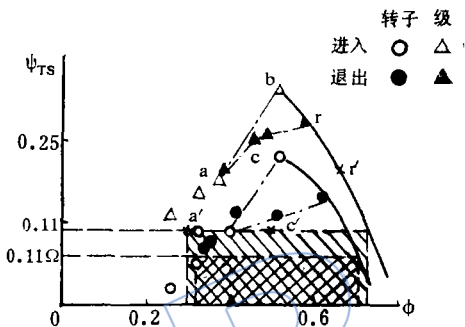


图 4 单、双叶片排的非失速和失速特性
($n = 8130 \text{ r/min}$)

是, 作为表征失速滞后效应的回线面积有明显的减小, 这说明由于静子叶片排的加入, 改善了转子叶片排旋转失速的恢复性能, 同时也是对静子叶片排在压气机中功能的进一步挖掘。

根据单、双叶片排进入失速点的压升系数实验值代入式(3)中得到

$$\psi_{TSR}/\psi_{TSS} = 0.112/0.183 = 0.612$$

该比值恰等于该级的反力度 $\Omega (= 0.61)$ 。这不是一种偶合, 而是表明用压升系数和流量系数表示的失速特性的固有性质。同时也证明用反力度的值来区分孤立转子与级的失速增压系数间的差别是合理的。这一结果是对文献[1]流动模型和关联系数的补充。应用这一结论, 并参照文献[1]中给出的确定失速压升系数值的关联系数, 取 $\psi_{TS} = 0.11$, 可以判明级的失速堵塞比必然大于孤立转子的失速堵塞比。判别的方法用虚线表示在图 4 上, 并用影线面积的大小予以说明。须要指出的是按文献[1]的方法预估该级的失速性能, 所得结果与实验差别较大, 这可能由于其模型无法包容该级失速性能的特点所致。因该级在进入失速时不出现流量系数为零的全堵塞状态, 而直接由旋转失速转变为喘振; 而在退出失速时具有一种渐近解除的性质。预估的结果用面积 $b a' c' r'$ 表示在图 4 中。

四、旋转失速模型的讨论

1. 关于“活态”与“惰态”失速团模型 自文献[1]提出失速团是一个沿压气机轴向穿越的“活态模型”以后, 对于这种非稳定流动的性质有了一些新的认识。传统的看法认为失速团是一个不流动的“死区”, 它沿螺旋迹线向压气机后传播, 即所谓“惰态模型。”这两种模型的共同点在于都认为失速团是一个流动损失大的阻塞区, 因而通过它的流量接近于零。但

是,“活态模型”认为在压气机转子前,失速区与非失速区之间在切向存在着强烈的质量交换。而文献〔6〕的实验结果并不支持这一看法,相反认为非失速流动区并不穿越失速区,转子前的高切向运动虽然存在,却被严格局限于失速影响区域中,这一结果又引起人们对“活态模型”有再认识的必要。

根据我们近期的实测结果表明,转子前失速影响区的速度分布确实以切向运动为主,其方向与转子旋转方向大体相同,其大小略小于转子切向速度值,如图 5 所示。该图结果是用

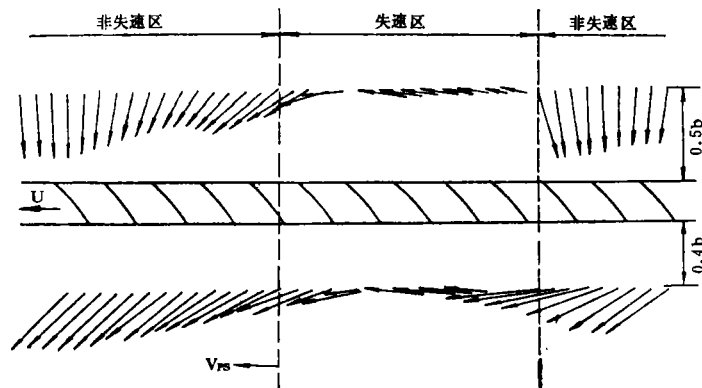


图 5 进入旋转失速状态下,转子叶尖前后的速度分布

高频响应的三孔动态压力圆柱探针,在进入旋转失速状态下测得的叶尖基元二维速度分布,测试细节见文献〔7〕。从所得结果看,似乎也不支持文献〔1〕的结论。虽然在失速影响区的前缘有穿越现象存在,而在失速影响区的尾缘却有离开失速区的流动趋向。这一结果表明,失速影响区中必定存在其他方向流进该区域的流动,以补充它的流量亏损和维持其速度的稳定分布。在转子后这种沿周向的流动穿越似乎是存在的,但从失速团前后缘穿越的流量不等来看,流进大于流出,似应从该区域中溢出流量。由此推测,在转子尖部失速区中存在气流由后向前的倒流现象。这一实验结果也更清楚地阐明七年前我们在测取旋转失速平均性能时获得的转子叶尖区进口总压恢复系数大于 1 的特有现象〔8〕。

综上所述,我们认为对二元“活态模型”似乎可以这样概括:失速(包括其影响区)不是一个死区,它与非失速区或本失速区内部之间都可能产生质量交换。这种交换不仅可以发生在转子前方,也可能发生在转子后方,同样也可以从转子后方倒流至前方。而失速区中气流的高切向运动的产生是通过转子的旋转,带动了被阻滞的粘性流体运动的结果,即它们之间进行了动量交换,致使这些流体从转子中获得了一定的能量。

2. 关于旋转失速的压升系数 文献〔1〕认为旋转失速状态中失速区与非失速区具有相同的压升系数,但根据我们近期的实测结果表明,转子前失速影响区的平均总压大于非失速区的平均总压;转子后失速区的平均静压接近等于非失速区的平均静压,如图 6 所示,图中的 T/T_0 为时间与周期之比。由此得出失速区的压升系数小于非失速区的压升系数。考虑此点似应对旋转失速堵塞比的计算作适当修正。

此外从图 2-4 的实测结果表明,旋转失速中压升系数并不一定保持为常数,当叶片排安装角和稠度减小到一定程度时, ψ_{TS} 随 ϕ 的变化才趋于平缓,并可视 ψ_{TS} 为常值。对于变几何级的试验,也获得了同样的结果。它表明叶片排几何参数对旋转失速性能产生明显的影响,所谓旋转失速性能与设计参数无关的说法只能是一种相当粗略的近似。

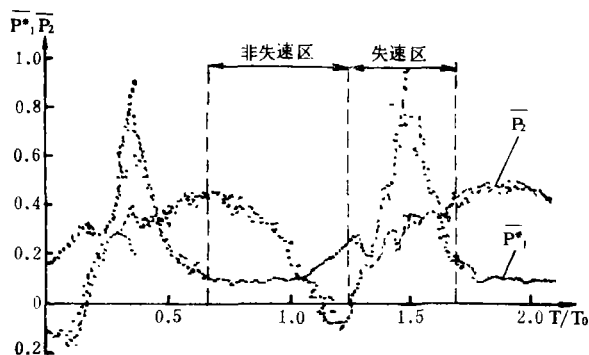


图 6 进入旋转失速状态下, 叶尖区转子前总压和转子后静压波形图 [$p_1^* = p_1^*/(0.5\rho U^2)$, $p_2 = p_2/(0.5\rho U^2)$]

由此可得以下结论:

1. 文献〔1〕的流动模型被推广用来分析叶片排几何参数和叶片排数目对旋转失速性能的影响。用反力度折算级与孤立转子间的失速压升系数与实验结果吻合。
2. 叶片排几何参数的变更对失速与非失速特性都有重要影响, 两种特性的变化共同决定了旋转失速性能的变化。安装角和稠度的增大均造成失速堵塞比和失速性能损失的增加, 以及失速滞后效应的增强。双排叶片比单排叶片有更大的失速堵塞比和失速性能的损失, 但是它反而削弱了失速的滞后效应。
3. 失速区本身和失速区与非失速区之间存在着复杂的质量交换, 应是“活态模型”具有的特征。失速区气流高的周向动量是与转子间动量交换的结果。失速压升系数的确定应考虑叶片排几何的影响予以适当修正, 系统的实验研究与综合将是解决该课题的重要途径。

参 考 文 献

- 〔1〕 Day, I. J., Greitzer, E. M. and Campsty, N. A., "Prediction of Compressor Performance in Rotating Stall", ASME, Journal of Engineering for Power, Vol. 100, January 1978.
- 〔2〕 Suburo and Takata, H., "Nonlinear Analysis of Rotating Stall", ISAS Report No. 449, 1970.
- 〔3〕 Koch, C. C., "Stall-Pressure Rise Capability of Axial Flow Compressor Stages", ASME, 81-GT-3, 1981.
- 〔4〕 刘志伟, "轴流压气机叶排的失速边界和裕度的预计方法", 工程热物理学报, 3 卷, 3 期, 1982 年。
- 〔5〕 张威德、刘志伟、张长生、刘家凤, "单级轴流压气机旋转失速, 喘振和转子后尾迹的实验研究", 航空科技, HK78016, 1978 年。
- 〔6〕 Das, D. K., Jiang, H. K., "An Experimental Study of Rotating Stall in a Multistage Axial-Flow Compressor", ASME, Vol. 106, 1984.
- 〔7〕 乔渭阳, "单级轴流压气机旋转失速流动的测量与分析", 西北工业大学硕士学位论文, 1987 年。
- 〔8〕 刘志伟, "小扰动理论预计轴流压气机旋转失速起始点的研究", 工程热物理学报, 2 卷, 3 期, 1981 年。

reduces from half a day manually to merely several minutes. The test run time is also saved up to about 20%, but the average measurement accuracy increases from 0.8% to 0.3%.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE INFLUENCE OF DIFFUSER SHELL SHAPES ON PERFORMANCE OF DUMP DIFFUSERS IN COMBUSTOR

Hua Guangshi, Wang Weibin, Tang Ming, Chen Binglu
(*Northwestern Polytechnical University*)

Abstract

The overall performance of a two-dimensional symmetric straight-walled dump diffuser in combustor is investigated experimentally. The test model consists of a straight-walled pre-diffuser with fixed diffuser wall angle ($2 = 12^\circ$), a semicircular head flame tube without holes, two throttles for varying flow split ratio (S) between upper and lower channels surrounding the flame tube, add eight different diffuser shells. The experiments were carried out under the conditions of $Ma_{in} = 0.277$ and $S = 1$, and for each of the eight shells, the dump gap (D) was changed 4 times. The main purpose of the tests is to study the influence of the different shell shapes and dump gaps on the overall performance of the dump diffusers.

The results show that their influence on the loss of total pressure of the diffuser is strong and the maximum loss occurs when the front wall of the shell is located in the pre-diffuser outlet section. However, the change of shell shapes has only small influence on optimal dump gap (for minimum loss of total pressure). In all the test cases, the optimal dump gaps are within $D = 40\text{mm}$ and $D = 50\text{mm}$. The experiments also indicate that under certain operating conditions there exist low pressure areas around the head of the flame tube. The external static pressure in these areas can be lower than the pressure in the flame tube. Therefore, any holes in the areas should be placed with great care to avoid reversed flow.

STUDY OF PERFORMANCE OF ROTATING STALL IN BLADE ROW

Liu Zhiwei, Zhu Junjiang, Wang Zhunsheng
(*Northwestern Polytechnical University*)

Abstract

The experimental performances of rotating stall in the blade row of altered geometric parameters are analyzed by use of the flow model and the method provided

in Ref.(1). The tendencies that the performances of rotating stall vary with the stagger angles and the solidities are observed. All of blockage ratio, the performance loss and the hysteresis in stall rise with the increase of the stagger angles and the solidities. Both blockage ratio and performance loss in stall for a stage are larger than those for an isolated rotor, but the hysteresis effect of the stage is weakened due to the presence of the stator. The flow model with the active cell structure is discussed and evaluated on the basis of analyzing experimental data. The results show that the features of the active cell model should involve two aspects: (1) the mass interchange between the stall flow region and the unstall one as well as between the stall cells from the outlet to the inlet of the blade row; (2) the momentum interchange in the tangential direction of the rotor between the fluid in the stall cell and the rotor.

A COMPUTATIONAL METHOD OF EXCITING FORCES GENERATED BY NOZZLE WAKES ON TURBINE BLADES

Liu Ling and Meng Qingji

(Xi'an Jiaotong University)

Abstract

A computational method has been developed to solve the problem of two-dimensional compressible unsteady flow passing through a rotating blade row of turbine. This work aims at determining the exciting forces generated by nozzle wakes on the blades. The numerical results obtained show that the distribution of the exciting forces is different from that of the nozzle wakes.

AN ANALYSTS SYSTEM FOR TRANSONIC FLOW IN CASCADE

Ji Chunjun and Zhou Xinhai

(Northwestern Polytechnical University)

Abstract

A Practical analysis system for predicting inviscid blade-to-blade flow and coupled inviscid-boundary layer flow in transonic cascade is presented in this paper. Generally, an analysis system should be as convenient and inexpensive as possible in use. For this purpose, a faster and simpler algorithm using central difference scheme is developed. The difference method adopts a relaxed linear interpolation technique in the y direction combined with the "opposed-difference scheme" proposed by Denton in the quasi-streamline direction. This makes it possible for the algorithm to obtain accurate flow parameters on the blade surface with less mesh points.