

轴流风扇旋转失速的实验研究

南京航空航天大学 葛 宁

【摘要】 针对旋转失速产生的原因在一小型轴流风扇上进行了热丝频谱分析和激光测速两方面的实验, 讨论了试验结果, 分析了旋转失速产生的机理, 认为叶尖间隙流和一个周期性变化的进口攻角扰动波的叠加导致了叶尖间隙流周期性地堵塞叶栅通道, 而旋转失速正是由这种堵塞的周期性变化引起的。

主题词: 轴流风扇 旋转失速 激光测速

分类号: V 321. 3 O 357. 1

1 引 言

近年来, 人们对旋转失速进行了主动控制方面的研究, 发现在旋转失速产生之前已存在着失速团的早期运动^[1, 2]; 并且旋转失速的产生有可能导致喘振的发作, 这已在某些发动机上得到证实(包括一些高速发动机上)^[3, 4]。就文献[5]来看, 有两种扰动波模式导致旋转失速的产生: 一是二维环向长波, 二是局部有回流的三维短波。所谓波的长短是扰动波波长相对于压气机转子的周长而言。第一种模式同小扰动理论相符, 属于一种线性模式, 认为旋转失速是由于一个小扰动发展起来的, 在其发展过程中, 早期失速团的频率不发生变化。第二种模式认为旋转失速是突变发生的, 没有任何预兆, 失速团在产生过程中, 旋转速度有变化。因此这种模式属于一种非线性模式。本文通过大量的实验研究, 对旋转失速的产生提出一种新的观点。

2 实验方案

实验所用的风扇的轮毂比为 0.6, 不带静子。在设计转速为 3000 r/min, 流量系数 $\delta=0.66$, 测得的总压系数 $\psi=0.173$ 。转子有 9 个叶片组成, 每个叶片的弦长为 78.94 mm, 叶尖直径为 298 mm (叶尖间隙为 1 mm)。叶片是以 NACA 65 系列叶型按等环量扭向规律设计而成的。叶栅几何参数在表 1 中给出。激光

表 1 叶栅几何参数

	叶根	叶径	叶尖
半径(mm)	89.4	119.2	149.0
稠度	1.265	0.94	0.76
前缘构造角($^{\circ}$)	29.56	23.51	19.17
弯曲角($^{\circ}$)	38.81	18.06	10.39
厚度修正系数	1.3	1.03	0.7

测速仪是一维的。通过转换激光波束平面, 该测量系统可以获得速度的两个分量: 轴向速度和切向速度。多普勒信号由 BSA DANTEC 电子系统来处理, 并在计算机上进行数据分析。

3 实验结果分析

旋转失速的特征参数由两个热丝风速仪测得。在旋转失速开始产生时(流量系数 $\delta=$

0.49), 热丝风速仪测得一个失速团。其环向宽度为 220 度, 在绝对坐标系下, 旋转速度为转子速度的 63%。这些特征参数在转子旋转速度为 1530- 3000 r/min 的范围内不变。

3.1 热丝测量(1530- 3000 r/min)

单根热丝风速仪被用来进行速度测量。该单根热丝分别被安装在转子前后, 其方向垂直于主流方向。在旋转失速产生之前, 速度频谱分析仪上显示出两个低频扰动波。一个出现在较宽的工作范围内, 即从流量系数 $\delta = 0.66$ 到旋转失速产生之前的 $\delta = 0.54$ 之间。而在旋转失速开始时($\delta = 0.49$), 该扰动波消失在速度频谱图中(图 1)。若 ω_b 为该扰动波的频率, ω 和 ω_b 分别为叶片旋转频率和旋转失速的频率, 由试验可得: ω_b/ω 在转子转速 1530- 3000 r/min 范围内为一常数, 且与 ω_b/ω 在相同的转速范围内存在下列关系式: $\omega_b/\omega = 1 - \omega_b/\omega$ 或 $\omega = \omega_b + \omega_b$ 。

另一扰动波具有同旋转失速相同的频率(图 2)。若该波的频率设为 ω_b' , 则有 $\omega_b' = \omega_b$ 。我们发现频率为 ω_b' 的扰动波仅能在旋转失速边界附近和转子后缘处被探测到, 而且该扰动波并不稳定, 随着工作点继续向失速边界靠近, 该波消失在速度频谱图中。由测得的旋转失速特征参数可知, 在转子转速 1530- 3000 r/min 范围内, $\omega_b/\omega = 0.63$, 故由关系式(1)可得 $\omega_b/\omega = 0.37$ 。从这一比值看, 频率为 ω_b 的扰动波不是叶片旋转频率 ω 的分谐波。

图 3 显示了在流量系数 $\delta = 0.66$ 时转子前面测得的速度频谱图。扰动波频率 ω_b 的幅值随着工作点向失速边界的移动而增大, 并在旋转失速产生前同叶片旋转频率 ω 的幅值几乎有相同的数值。在这种情况下, 频率为 ω_b 的扰动波和频率为 ω 的叶片旋转波的叠加有可能产生另一频率为 $(\omega - \omega_b)$ 的扰动波。而这一频率恰好同旋转失速的

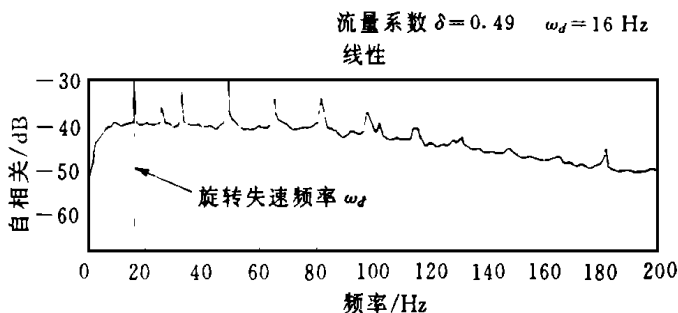


图 1 旋转失速开始时的($\delta = 0.49$, 1530 r/min)转子上游速度频谱图

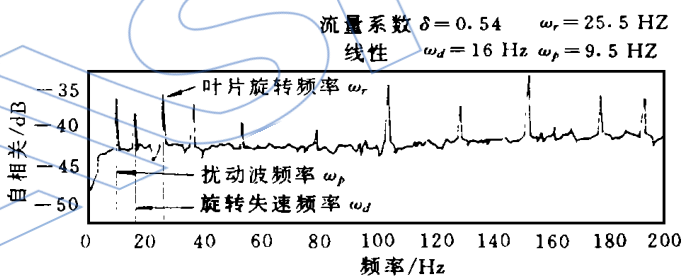


图 2 旋转失速前($\delta = 0.54$, 1530 r/min)转子下游的速度频谱图

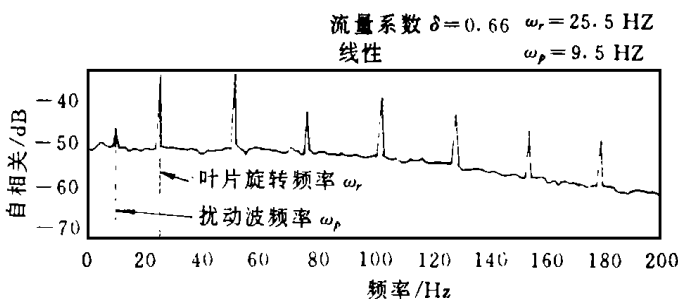


图 3 流量系数 $\delta = 0.66$, 转速为 1530 r/min 时转子上游的速度频谱图

频率 ω 相同。

3.2 激光测速 (1530 r/min)

激光测速仪分别在两个不同的半径位置上对叶片槽道内的流场进行测量。最靠近机匣壁面的测量半径为 $r = 0.98$ (相对于叶尖半径), 距机匣壁面 4 mm。

在工作点靠近失速边界处 ($\delta = 0.54$), 位于半径 $r = 0.98$ 的流场 (图 4) 具有一个明显的特

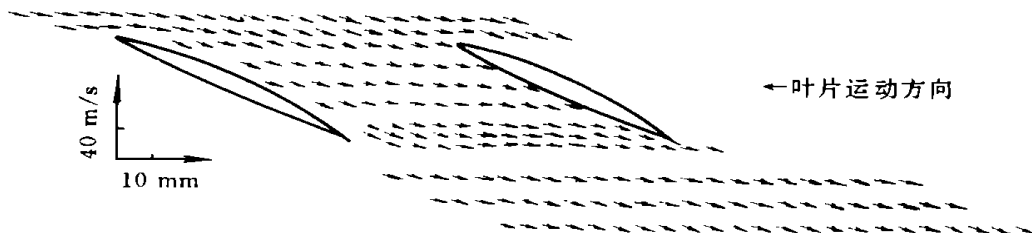


图 4 旋转失速前 $\delta = 0.54$, 半径 $r = 0.98$ 处的流场速度分布图

性: 即位于半弦长附近的整个叶栅通道内的流体相对速度明显地要比进出口的流体相对速度要低。这股低相对速度流体从叶背向叶盆流动, 方向与叶片切向运动恰好相反。从流体相对速度沿叶栅通道的变化来看, 位于叶片半弦长处这股低相对速度流不可能是来自叶栅进口处的流体。

其原因很简单, 即该风扇叶栅通道不可能通过流体扩压而产生如此大的相对速度变化 (图 4)。从流动方向来看, 这股低相对速度流更可能是叶尖间隙流。叶尖间隙流的横向流动在叶栅通道内形成一个堵塞的区域。故进口来流只能从其底部流过, 再回升到机匣壁面附近, 从而在叶栅通道内形成进出口处的流体相对速度要大于位于半弦长处的流体相对速度。

在半径 $r = 0.95$ 处, 我们可以从速度分布图上 (图 5) 看出位于叶片半弦长处的流体 (对应于 $r = 0.98$ 处的叶尖间隙流位置) 有从叶片槽道中心向叶片吸力面偏转的趋势。该流动偏转是叶尖间隙流回旋造成的。而这种回旋是由于堆积在叶尖压力面处的气流形成高压所致。

在旋转失速产生后 ($\delta = 0.49$), 图 6 表示了转子叶片前缘附近 11 个不同半径位置上的切向速度分布图。我们可以看出, 旋转失速团紧靠着机匣壁面,

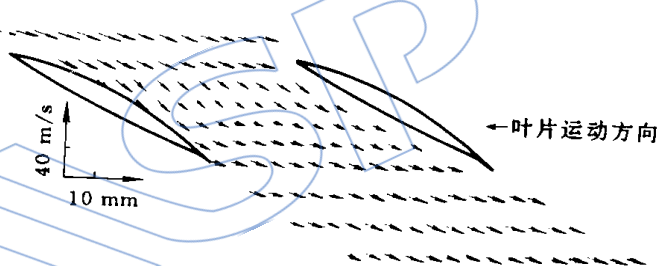


图 5 旋转失速前 $\delta = 0.54$, 半径 $r = 0.95$ 处的流场速度分布图

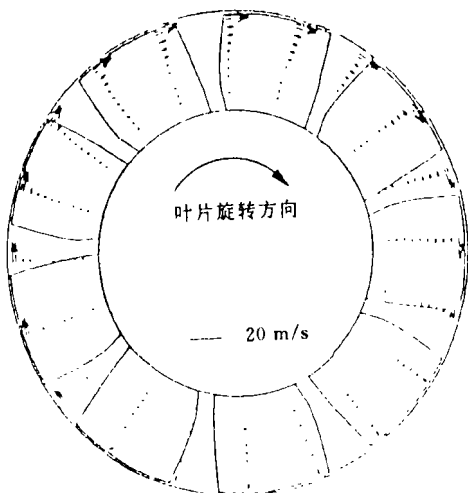


图 6 旋转失速开始时 $\delta = 0.49$, 转子上游流体切向速度分布图

厚度大约为 6 mm。

4 旋转失速产生的讨论

由 3.1 节的速度频谱分析可知: 频率为 ω_b 的扰动波同频率为 ω 的叶片旋转波的叠加很可能导致旋转失速的产生。因此对扰动波 ω_b 的研究自然就成了旋转失速研究中的一个重要部分。但由于试验条件的限制, 我们很难进一步知道关于这个扰动波的特点。它的存在只有在速度频谱图上表现出来。通过流场显示观察, 它很可能是因为进口攻角周期性地变化所造成的。

事实上, 在失速边界附近, 靠近叶尖部分的流体进入转子时的攻角过大以致流体在叶片前缘处就开始分离, 其结果造成叶尖间隙流在叶片通道内的横向流动, 从而堵塞叶栅通道。如果把频率为 ω_b 的扰动波假定为周期性变化的进口攻角, 而把频率为 ω 的扰动波看作为叶尖间隙流, 那么攻角周期性变化的进口流体同叶尖间隙流的相互作用(即两扰动波的叠加)就有可能导致叶尖间隙流周期性地堵塞叶栅通道。由叠加原理可知, 堵塞的周期性变化频率为 $(\omega - \omega_b)$ 。而这一频率恰好同旋转失速的频率 ω_b 相同。因此这种在叶栅通道内周期性的堵塞现象将最终导致旋转失速的产生。

5 结 论

本文对一个小型的轴流风扇从旋转失速产生前到其开始时的流场进行了热丝频谱分析和激光测速两方面的实验。激光测速表明在风扇旋转失速产生前($\delta = 0.54$), 机匣壁面附近叶片槽道内的流场主要表现为叶尖间隙流的横向堵塞流动。热丝频谱分析显示出一个同旋转失速有关的扰动波(ω_b)。该扰动波被认为是由进口攻角周期性的变化引起的。这种周期性变化的进口攻角同叶尖间隙流的叠加导致了叶尖间隙流周期性地堵塞叶栅通道, 而这种周期性变化的堵塞将最终导致旋转失速的产生。

参 考 文 献

- 1 Garnier V H, Epstein A H, Greitzer E M. Rotating stall inception in axial compressors A S M E, J. of Turbomachinery, 1991, 113: 290- 302
- 2 McDougall N M, Cumpsty N A, Hynes T P. Stall inception in axial compressors A S M E, J. of Turbomachinery, 1990, 112: 116- 125
- 3 Day I J. Axial compressor performance during surge A I A A, Journal of propulsion and power, 1994, 10(3): 329- 336
- 4 Day I J, Freeman C. The unstable behavior of low and high-speed compressors A S M E, J. of Turbomachinery, 1994, 116: 194- 201
- 5 Day I J. Stall inception in axial flow compressors A S M E J. of tTurbomachinery, 1993, 115: 1- 9

(责任编辑 魏星禄)