

轴流压气机旋转失速与喘振的实验研究

西北工业大学 唐狄毅 郭 捷 李立君 乔渭阳

【摘要】 本文运用热膜和动态三孔针对孤立转子和多级压气机的旋转失速和喘振现象作了详尽的试验研究。基于频谱中多种频率并存的事实，提出翼型分离导致两类自激振荡的论点。根据多级压气机的试验结果，对其稳定工作边界的性态作了分析和讨论。

一、前 言

旋转失速和喘振理论分析方面已建立了小扰动模型^[1,2]和非线性模型^[3,4]。试验研究方面已能测出失速特征参数和流场结构^[5]。但有关两者的内在联系和成因仍有很多问题。例如，起始的先后，喘振是由旋转失速诱发的，或是并发的；压气机全台失稳和喘振是否等同；通常压气机特性图上区分稳定与不稳定的边界是失速边界还是喘振边界等等。

近来我们运用热丝、热膜探针以及高频响的动态三孔针技术对孤立转子和多级压气机的工作稳定性问题作了细致的测试和分析。对孤立转子的数据作频谱相关分析，发现流动中有周向脉动和轴向脉动并存的多种扰动成分。基于这一事实本文倾向于翼型分离导致周向自激振荡和轴向自激振荡并发的论点，并提出了相应的流动模型。对于多级轴流压气机的稳定性问题，有实际意义的是研究它的稳定工作边界，包括旋转失速边界。本文研究了这条稳定工作边界在不同转速范围内展现的不稳定特征。

二、孤立转子的旋转失速和喘振

选择孤立转子为试验件来研究旋转失速和喘振的相互关系，是因为孤立转子简单，没有多级性的干扰影响，微弱的扰动信号也不会被衰减掉。

试验转子的主要几何、性能参数如表 1 所示。

表 1 转子参数

参数	D_{out} (M)	$\bar{d}$	Z	$(b/t)_{out}$	γ_{cp} (°)	π_r^*	η_{ul}	m_a (kg/s)	U (M/S)
参数值	0.298	0.61	30	0.96	41.5	1.245	0.905	5.6	240

在换算转速 $n_{cor} = 5059$ (转/分) 时以静参数画出的特性曲线的左半支，如图 1 所示。A 为失速起始点，B 为失速后的暂时稳定点，C 为深失速点，D 为喘振点，E 为失速退出点。

1. 旋转失速和喘振的特征参数 表 2 给出 $n_{cor} = 5059$ (转/分) 特性线的左半支上各特征点的失速参数。不同转速下特征点 B 的旋转失速参数列于表 3。由两个表上数据得知，特征点 B 和 C 属旋转失速工况；D 点属喘振的不稳定类型，但伴有旋转失速信号。

表 2 特征点参数

参 数 \ 特 征 点		B	C	E	D
失速团数目	N	2	2	1	喘振*
传播速度 (转/秒) V_P		52	52	50	——
信号频率	f	104	104	50	17
相对传播速度 V_P/U		0.62	0.62	0.59	——

* 注: 伴有旋转失速信号 (参见图 2)。

表 3 不同转速下的特征点 B

参 数 \ 转 速		5059	8130	10765	12800
失速团数目	N	2	2	2	2*
传播速度 (转/秒) V_P		52	82.5	110	130.5
相对传播速度 V_P/U		0.62	0.61	0.61	0.61

* 注: 伴有很强的喘振信号 (参见图 6)。

2. 旋转失速和喘振波形的频谱分析 为了深入分析旋转失速和喘振的关系, 对特征点 D 和 B 的波形作了频谱相关分析。图 2 为 D 点的自功率谱, 图上周期性信号有 17、46 和 96Hz。图 3 示出 17Hz 信号的互相关函数、图上标明 $\tau=0$ 处是最大相关点。由于两支探针布置在周向不同位置上, 没有时差, 就是没有周向相位差。这证明 17Hz 信号是气流的一种轴向振荡, 是一种喘振频率。与此不同, 对 46Hz 和 96Hz 的互相关分析, 在最大相关点上出现时差, 它正好等于从一个周向位置传播到另一周向位置所需的时间。故可判断 46 和 96Hz 都是周向脉动信号, 是由旋转失速引起的。

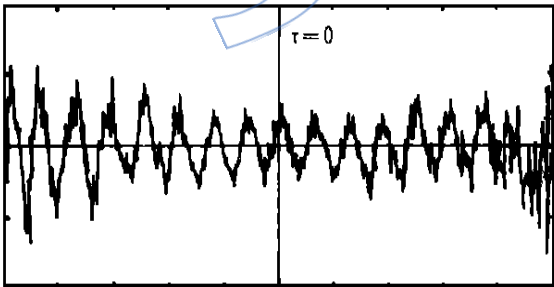


图 3 17Hz 信号的互相关函数

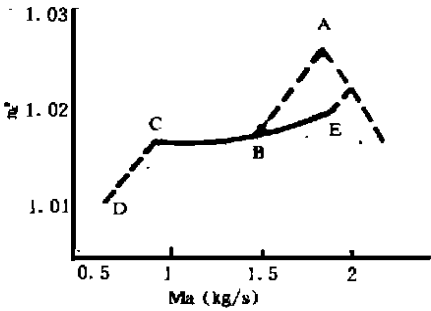


图 1 特性曲线左半支 ($n_{cor}=5059$ 转/分)

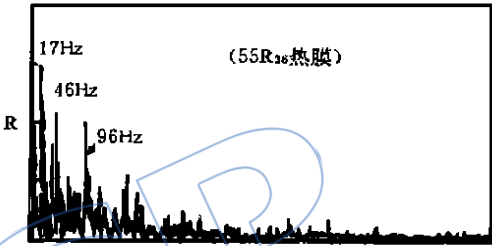


图 2 D 点自动功率谱 (叶尖、转子前信号)

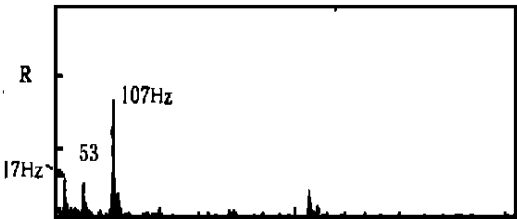


图 4 $n_{cor}=5059$ 时 B 点的自动功率谱

图 4 示出 5059 转速时特征点 B 的自功率谱, 在 102 ~ 109Hz 处有一较强频率成份。经分析证明, 这是旋转失速的信号频率。另外, 在 52 和 17Hz 处也存在明显的周期性扰动信号。显然, 52Hz 为双团结构的传播频率。但要判断 17Hz 频率成份的扰动性质, 需对它作互相关分析。如图 5 所示, 两路信号在最大相关处时差 $\tau=0$, 这证明 17Hz 是一种轴向振荡信号。由于 104Hz 信号的能量比 17Hz 的大很多, 所以流动主要表现出旋转失速的特征。

这种流动中多个振荡频率并存的现象, 在高转速时也出现。如图 6 所示, 在 12800 转/分

的 B 点自功率谱图上, 同时存在 5Hz 的轴向振荡和 262Hz 的周向脉动。但高转速下轴向振荡的能量相当之大, 足以使流动表现出喘振的特征。

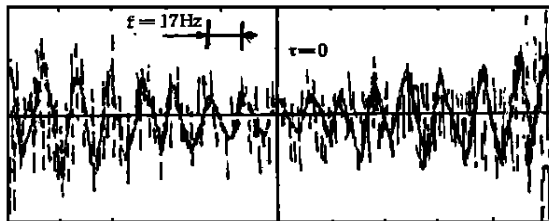


图 5 5059 转/分时 B 点 17Hz 的互相关

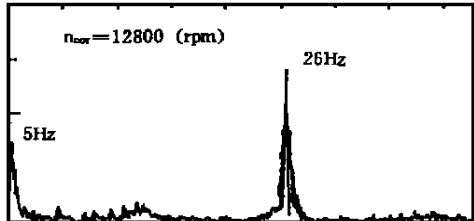


图 6 高转速下的脉动信号频率

3. 旋转失速/喘振信号并存的流动图画 上面的分析结果表明, 只要压气机后的管道有一定容积, 从气流出现分离开始, 两种自激振荡的频率成分就同时存在。在特征点 B 轴向振荡的能量很小, 流动只表现出旋转失速的特征。随着进一步节流, 到达 D 点时, 轴向振荡能量增大, 流动为轴向振荡所支配, 展现喘振特征。当转速增大时, 增压比增加, 管道内加速流体所需的轴向力增大, 即使在不稳定起始的 B 点, 轴向自激振荡的能量就很大, 立刻表现出喘振的特征。上述流动的物理过程有力地支持着图 7 所示的流动模型。

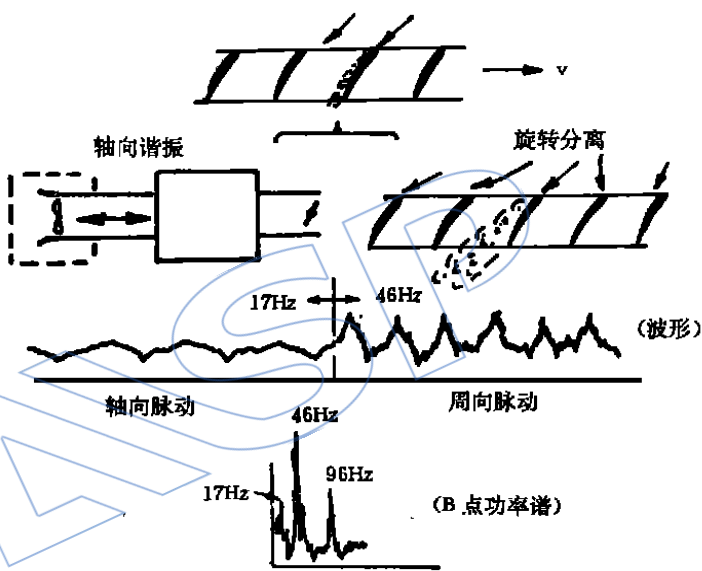


图 7 旋转失速/喘振信号并存的流动模型

示的流动模型。失速/喘振信号并存的机理可归纳为:

翼型分离 { 通道堵塞 → 周向溢流 → 分离周向传播 → 周向自激振荡
增压减小 → 压力失配 → 管道谐振效应 → 轴向自激振荡

三、多级压气机的旋转失速与喘振

研究孤立转子的不稳定性态是为了揭露其成因, 而研究多级压气机的稳定性问题, 着重于搞清压气机稳定工作边界的特征, 以便确定预测这条稳定工作边界的方法。试验是在某型全台发动机上完成的。为了测取旋转失速的特征参数, 在第一级转子叶片前安装了三支高频响的动态三孔针, 设计成径向自动移位。试验过程中可控制转速、喷口面积、放气带以及喷口锥塞。为了表示不同可控部位组合下的发动机状态, 定义一组状态向量

$$\vec{S} = S(N, M, A, B, C)$$

表 4 给出变量值及其对应的物理量范围。

表 4 状态变量表

变量名	N (转/分) (转速)			M (操作方式)		A (喷口位置)			B (放气带)		C (%) (喷口堵塞)			
变量值	1	2	3	0	1	1	2	3	0	1	0	1	2	3
物理量	4000 ~ 5000	6000 ~ 7000	8500	节流	变转速	最大	额定	最小	关	开	0	2.54	13.8	28.2

例如, $\vec{S} = S(1, 1, 1, 0, 0)$ 代表低转速, 沿等节流线变转速, 喷口最大, 放气带关, 喷口未堵的状态。

1. 中、低转速下的旋转失速试验研究 根据中、低转速范围内稳定工作边界呈 'S' 形的特点, 将旋转失速的研究安排在上、下失速点附近进行。表 5 列出各次试验得到的旋转失速特征参数。图 8 示出 $S(1, 1, 1, 0, 0)$ 状态略图。

表 5 中、低转速下的旋转失速参数

参 数 S	失速起始点参数			团数 N	频率 f	相对传播 速度 V_P/U	备 注
	n_{cor}	π_{cr}	m_a				
$S(1, 1, 1, 0, 0)$	4358	1.48	6.44	1	44	0.63	图 8 之 C 点
$S(1, 1, 1, 0, 0)$	4705	——	——	1	46	0.60	沿等节流线增速
$S(1, 1, 1, 0, 0)$	5053	——	——	1	48	0.58	下失速点 S
$S(1, 0, 1, 0, 3)$	4355	1.47	6.42	1	44	0.61	
$S(3, 0, 2, 0, 3)$	8726	4.24	26.23	1	60	0.41	
$S(3, 1, 2, 0, 0)$	8185	3.82	23.21	1	60	0.44	上失速点

2. 旋转失速波形分析 图 9 示出 $S(1, 1, 1, 0, 0)$ 状态下沿等节流线从 C 点加速到 S 点的波形演变情况。(a) 图表明, 在关闭放气带的一瞬间第一级由稳定进入旋转失速, 而第二级直至压气机出口的其余各级的工作仍然稳定的情况。应该说明, (a) 图上各级出口的压力跳动是由关闭放气带引起的, 与旋转失速无关。(b) 图为沿等节流线推转速过程中的气流脉动波形。为了清晰起见, 将波形 1、2、和 3 的幅值放大了一倍。脉动波形表明, 仍然是第一级有旋转失速。(c) 图示出, 当增速至 5053 转/分时其它各级也出现旋转失速, 并导致全机失稳的情形。经频谱分析, 全机失稳的 S 点为 1 团失速, 频率为 48, 相对传播速度为 0.58。

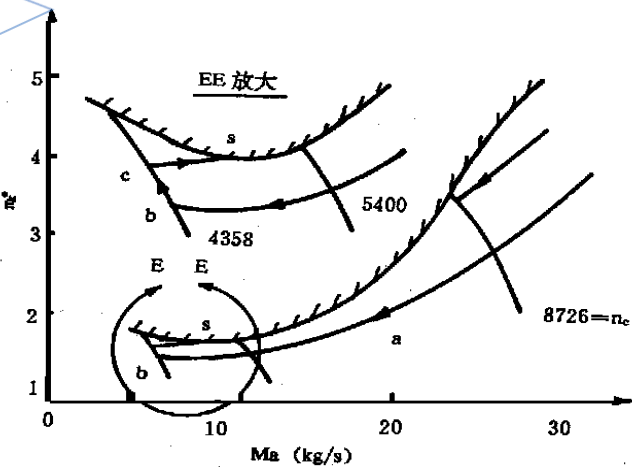


图 8 $\vec{S} = S(1, 1, 1, 0, 0)$ 图

图 10 所示为, $S(3, 0, 2, 0, 3)$ 状态下沿等转速线 8726 转/分节流(喷口面积被堵 28.2%)

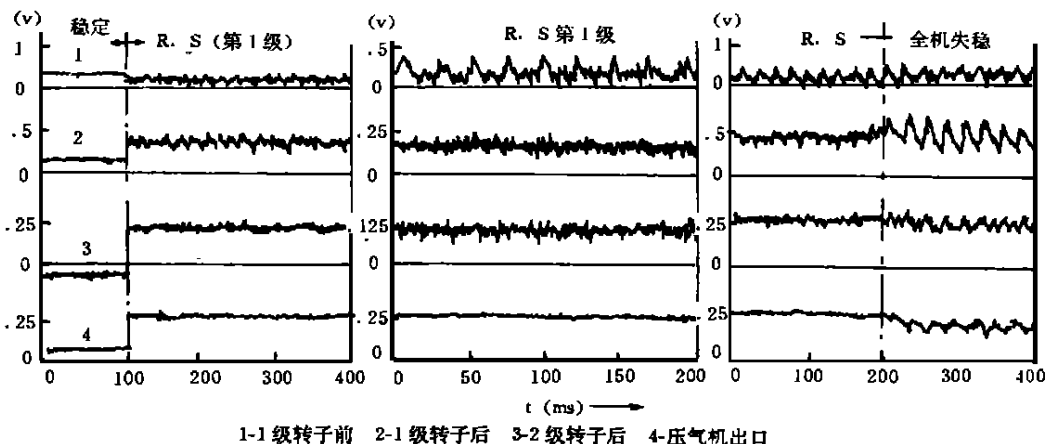


图 9 稳定-1级失速-全机失稳的演变

时各级同时突发旋转失速波形图。分析波形可以发现,前面两级的出口压力在旋转失速起始的瞬间有一突升,而出口及后面几级的压力有一突降。由此可以推测,最早失速的不是第一级,而是第二级以后的中间某个级。因为某一级失速后压力波向前传,膨胀波向后传。另外,一旦某一级失速就迅速扩展到整台压气机。这也是不同于低转速区旋转失速的一个特征。

3. 多级轴流压气机稳定工作边界的讨论 根据中、低转速范围内的旋转失速试验以及以往进行的喘振试验^[7]发现,在不同转速范围内压气机展现不同的不稳定工作特征。

(1) 高转速区($\bar{n}=0.95 \sim 1.1$, 有畸变时 $\bar{n}=0.9 \sim 1.1$)

该区特点是各级攻角都接近临界值。节流时末级轴向速度减小,首先达到临界攻角而失速。分离区对上游叶片形成节流,使失速很快扩展到整个压气机。如果下游管道系统具有一定容积,就会形成气流的低频轴向振荡(图 11)。所以该区的稳定工作边界是喘振边界。

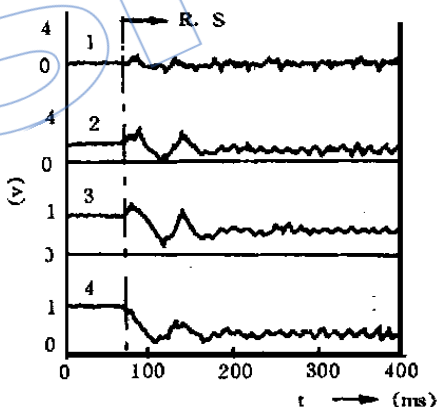


图 10 中转速区旋转失速波形

(2) 中转速区($\bar{n}=0.7 \sim 0.9$)

降低转速的结果,使前面几级在大攻角工作。节流时前面几级先达临界攻角。由于其余各级中攻角的裕度也不大,所以前面某级的分离也能迅速扩展到整台压气机,造成整机失稳。这时多半表现为旋转失速(图 10)。所以该区的稳定工作边界实为失速边界。

(3) 低转速区($\bar{n}<0.7$)

各级工作产生失配,第一级攻角最大。节流时往往是第一级先失速。由于第一级叶片较长,分离区往往集中在叶尖,由它所引起的扰动不致于扩展到整机(图 9)。因此,在一定流量范围内流动的模式是,第一级有旋转失速而全机尚未失稳。除非深节流使整台压气机内的气流都分离。因此,这个区域内的稳定工作边界可以认为是由在第一级内起始的旋转失速边界和一条全机出现旋转失速的边界组成(图 12)。压气机工作点进入第一级旋转失速边界后,发动机的振

动增大, 温度升高。所以说, 第一级旋转失速起始边界和全机失稳的边界具有同等安全工作的意义。

压气机的稳定工作边界在不同转速范围虽然具有不同的性态, 但按传统的预测方法都用一元非线性动态模型来计算^[8]。这个问题如何理解? 事实上, 按照切向流动

连续的要求, 切向扰动速度的积分, $\int v dy = 0$, 或 $\bar{v} = 0$ 。

按照旋转失速时平均流量不变的特点, $\int u dy = C_0$ 或 $\bar{u} = C$ 因此使用沿圆周平均的气流参数的话, 预测旋转失速的二元非线性动态模型就退化为一元非线性动态模型。

于是, 根据运动稳定性理论, 只要全机失稳, 不论是旋转失速或喘振类型的不稳定, 都可用一元模型来预测。但是对于第一级的旋转失速起始边界, 由于全机稳定工作, 无法用一元模型确定, 只能通过二元非线性模型预测第一级的旋转失速来确定。计算时要考虑下游流场的影响。作为一次近似, 允许只计算第二级的两个叶排位涡对第一级的影响^[4]。

结论 (1) 孤立转子试验证实, 气流中有周向脉动和轴向脉动并存的多种扰动成份。流动不稳定的性态由占支配地位的脉动频率的性质所决定。一般, 低转速下的不稳定总是以旋转失速开始; 而深节流或高转速时表现为喘振的性质。(2) 旋转失速/喘振信号并存的流动模型有助于理解多级压气机中各种的复杂的不稳定现象, 如古典喘振, 深喘振和漂移喘振等。(3) 多级压气机的稳定工作边界在不同转速范围内具有不同的性质。但都可用一元动态模型来预测。对于低速区的第一级旋转失速起始边界应通过二元动态模型预测第一级压气机的旋转失速来确定。

参 考 文 献

- [1] Stenning, A. H., "Rotating Stall and Surge", J. of Fluids Engineering Vol. 102, 1980, 3.
- [2] Moore, F. K., "A Theory of Rotating Stall of Multistage Axial Compressors: Part 1— Small Disturbances", J. of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 106, 1984, 4.
- [3] TAKATA, H., NAGANO, S., "Nonlinear Analysis of Rotating Stall", J. of Engineering for Power, 1972, 10, pp. 279 ~ 293.
- [4] 唐狄毅, "多级轴流压气机旋转失速的研究", 西工大学报, 1985 年 1 月。
- [5] Day, I. J., Cumpsty, N. A., "The Measurement and Interpretation of Flow within Rotating Stall Cells in Axial Compressors", J. of Mechanical Engineering Science, 1978, Vol. 20, NO. 2.
- [6] Greitzer, E. M., "Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors", J. of Engineering for Power, 1976, 4.
- [7] 李文兰等, "涡喷发动机压气机失速、喘振及喘振点参数的测量和分析", 航空动力学报, Vol. 2, No. 1, 1987 年 1 月。
- [8] 唐狄毅等, "多级轴流压气机稳定性的数字模拟", 航空学报, Vol. 1, No. 2, 1980 年。

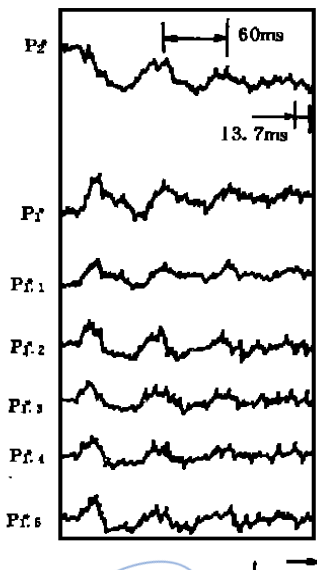


图 11 高转速喘振时的总压波形

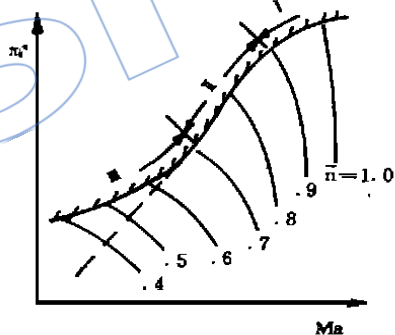


图 12 由起始边界和旋转失速边界组成的低速区稳定工作边界

THE GOVERNING EQUATIONS AND TURBULENCE MODELS OF COMPRESSIBLE TURBULENT FLOW IN A ROTATING FRAME

Hua Yaonan (*Academia Energetics R & D Center*)

ABSTRACT

The governing of equations compressible turbulent flow in the rotating frame are established by the aid of the mass weighted average method. The transport equations for the turbulent stresses, the turbulent kinetic energy and the dissipation rates are derived from the obtained equations. The form of these equations set up in a rotating frame is different from that in an ordinary inertia reference system. The rotating effects caused by Coriolis and the centrifugal forces result in the appearance of the additional items in these equations. They may not be ignored in solving the Navier-Stokes equations and studying the turbulence models. Five turbulent models and their mathematical expressions are considered, and their revised forms taking account of the rotating effects are discussed.

EXPERIMENTAL RESEARCH ON DISTORTION TOLERANCE CAPACITY OF A TWIN-SPOOL TURBOJET

Wu Yuegeng, Yun Qisheng, Ge Guohuang

(*Li Yang Aeroengine Research Institute*)

ABSTRACT

The inlet pressure distortion experiments of a twin-spool turbojet were completed at the ground test-rig. Under a variety of conditions of the inlet circumferential and radial pressure distortion, the distorting flow field, distorting index, critical distorting angle and sensitivity have been measured separately by the steady and dynamic measuring systems. Meanwhile, the emphasis was placed on analysing the effect of inlet circumferential and radial pressure distortions on the performance and reliability of the twin-spool turbojet, the results of the analysis provide the experimental basis for matching between the engine and its intake.

ROTATING STALL AND SURGE IN AXIAL FLOW COMPRESSOR

Tang Diyi, Guo Jie, Li Lijun, Qiao Weiyang

(*Northwestern Polytechnical University*)

ABSTRACT

Supported by the funds of the national natural science, we have tested and measured the instability behavior of compressors in detail with hot-wire, hot-film probes and transient pressure 3-hole probes on single rotor, single stage and multi-stage compressors respectively. After analyzing signals with the power spectra and correlation analysis, it is found that there are two kinds of disturbances—peripheric oscillation and axial oscillation in the flow. On the basis of this fact, we propose the concept that the flow separation from airfoils results in peripheric oscillation and axial oscillation simultaneously, and provide a new model to describe the flow destabilizing mechanism.

For the stability problem of multistage axial flow compressors, it is of practical value to investigate its stability limits, inclusive of the rotating stall margin. The preliminary results of this investigation show that the stability limit in the high speed region is equivalent to a surge line, that the stability limit in the middle speed region is indeed a stall line, and that the stability limit in the low speed region has two branches, one is the stall line of the whole compressor, the other is the rotating stall inception margin of the first stage. Both are of the same importance from the viewpoint of engine safety. Finally the mathematical methods for predicting the stability limits are discussed.