

轴流压缩系统不稳定形态的实验研究

空军工程学院 李 军* * 西北工业大学 刘志伟

【摘要】 本文测取了一轴流压缩系统的不稳定形态。依据实验结果, 确定了该系统不稳定型式的转换特征, 分析了排气部件的影响规律, 详细对比了单级压气机与孤立转子不稳定形态的差异。实验发现, 在高转速下该压缩系统将形成“不可恢复性”喘振失速现象。

关键词: 轴流压缩系统 不稳定形态 喘振 失速 实验

1 实验设备及测试系统简介

压气机的不稳定性不仅决定于其本身, 而且还受所处系统的强烈影响。因此, 对整个压缩系统的不稳定工作进行研究, 无论是对发动机结构完整性设计, 还是对失速主动控制, 都是十分必要的。尤其是近年来所出现的“不可恢复性失速”现象^[1], 更加深这种必要性。

压缩系统的不稳定形态包括进入、退出失速的情形, 失速流场的结构特征, 不稳定型式的转换特征等方面。目前对工作于较高转速的轴流压缩系统, 有关的理论及实验分析都甚少。为此, 本文利用一动态测试系统录取了一轴流压缩系统在较广转速范围的不稳定形式, 并分析了一些影响规律。在高转速下, 发现该压缩系统将出现一种“不可恢复性”喘振失速现象, 为进一步深入研究失速可恢复性机理等课题提供了实验基础。

实验是在西北工业大学单级轴流压气机实验台上完成的。实验台主要由调速直流电动机、实验段、排气段、移动式锥体节气门等部分组成。压气机为一轴流单级压气机, 主要参数: 轮毂比 0.61, 平均半径 0.12m, 设计转速 $n_d = 15200 \text{ r/min}$, 压比 $\pi^* = 1.25$ 。排气部件总容积为 1.5 m^3 , 亦可更换为 0.91 m^3 , 以探讨排气容积的影响规律。

动态测试系统由 XCS-90-5 系列固阻压力传感器、PRESTON 高精度隔离放大器、Supper 微机绘图仪组成。信号由微机采集、存储、处理。计算机的输出结果均进行了数字滤波处理。

2 实验结果及分析

2.1 压缩系统不稳定型式的转换特征

(1) 压气机转速增大时, 实验发现以 $\bar{n} = 0.68$ 为临界点, 压气机的不稳定型式由旋转失速转变为喘振。图 1 表示了二个典型转速下的压力差 ΔP_3 (压气机出口压力与大气压之差) 信号。可见, $\bar{n} = 0.535$ 时是单团旋转失速状态, 失速团传播频率为转速的 32%, 而 $\bar{n} = 0.69$ 时则是明显的喘振状态, 喘振频率为 3.9Hz。此临界转速所对应的压缩系统的 B 值为 0.91。

(2) 保持失速状态节气门位置不变, 当转速由高转速减小时, 如图 2 所示, 压气机的不稳定工作状态由喘振转换为旋转失速。显然, 这一变化过程也存在临界点转速。关于该转速的确

定, 本文提出如下方法: 实验表明, 在压气机中失速团的传播频率相对于转子而言为一常数^[2]。基于这一事实, 根据图 2 中的旋转失速信号可推知此临界转速为 $\bar{n}=0.667$ 。

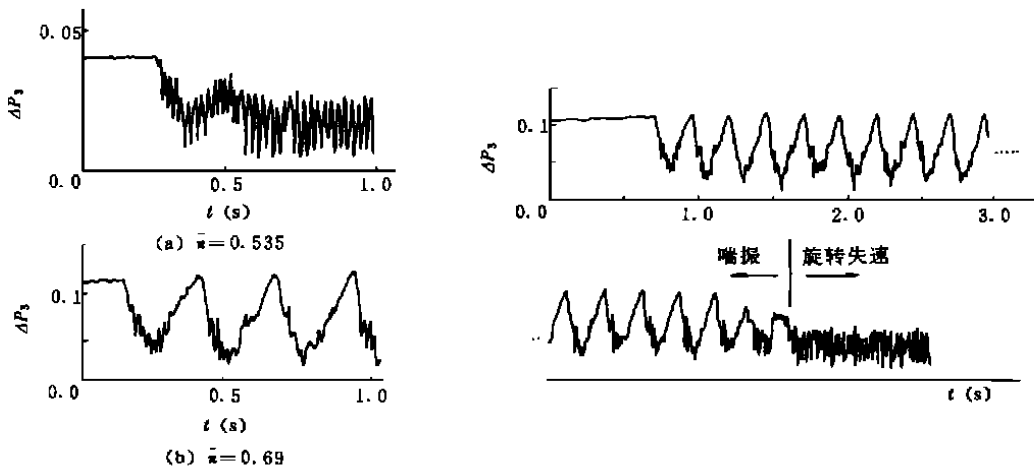


图 1 不稳定型式的转换

(3) 图 3 给出了同一转速 $\bar{n}=0.71$ 下两种不同排气部件容积 (V_P) 时的不稳定形态。对比可见, V_P 大时压气机是喘振状态, 而 V_P 小时则进入旋转失速状态。显然, V_P 减小使得不稳定型式变化, 临界点转速提高。如本实验中, V_P 减小 39%, 临界点转速提高为 $\bar{n}=0.776$ 。此时所对应的系统 B 值为 0.8 左右, 低于大 V_P 时的临界点 B 值(0.91)。这一差别说明, 对于转速较高的压缩系统, 文献[3] 所提出的以 B 值作为判别参数其通用性还有待于进一步探讨。

2.2 排气部件结构和尺寸对不稳定形态的影响

由图 4 可知, 当排气部件中有流孔板时, 虽处较高转速($\bar{n}=0.71$), 但压气机总的形态表现

图 2 喘振转换为旋转失速

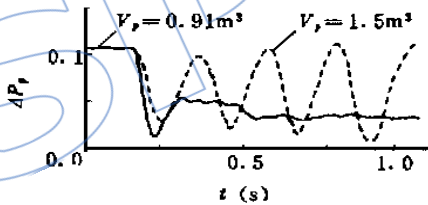
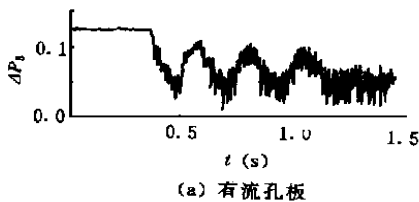
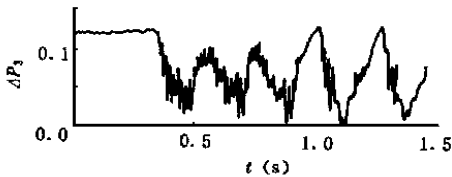


图 3 $\bar{n}=0.71$ 两种 V_P 时的不稳定形态



(a) 有流孔板



(b) 无流孔板

图 4 有、无孔板对不稳定形态的影响

为旋转失速, 而无流孔板时, 则是频率为 3.9Hz 的喘振循环。显然, 由于流孔板的损失及惯性的影响抑制了气流势能的增加程度, 推迟了喘振的形成。排气部件容积不但影响不稳定型式的转换, 而且对喘振频率也有很大影响。实验表明, V_P 为 1.5m^3 时的喘振频率为 3.9Hz, 而 V_P 减小为 0.91m^3 时, 其喘振频率增大为 4.88Hz。而转速对喘振频率则没有影响。

2.3 单级压气机与孤立转子不稳定形态的对比

对孤立转子来说,其不稳定型式均是旋转失速,而单级压气机存在两种不稳定型式的转换。而且,在 $\bar{n} < 0.67$ 的范围内,单级压气机中出现的旋转失速是单团结构,而孤立转子在整个转速范围内均形成双团旋转失速。失速团的传播频率分别为转速的 32% 和 62%。

图 5a 表示了单级压气机进入旋转失速的动态过程。可见,失速区的形成是一渐变的过程,其发展时间可用该时间内转子所转过的圈数 N 来表示^[3]。综合其它转速结果^[2],可得 $N = 8$ 。孤立转子的失速区发展时间要大于单级的,为 $N = 15$ 。这是由于静叶排具有抑制非定常涡发展的机理。图 5b 是单级压气机解除失速的动态过程。其特点是随节气门的不断开大,失速团的传播频率增大为原来的 1.5~2 倍,压力脉动的幅度逐渐减小。显然,这一过程中失速团由单团分裂为两团,由全叶高失速变为部分叶高失速。而孤立转子的解除过程则相反,失速团的传播频率减为原来的 1/2 左右,说明有失速团合并的性质^[2]。

2.4 压缩系统的“不可恢复性”喘振失速现象

这一不稳定过程具有以下特征:当压气机转速较高时($\bar{n} > 0.85$),节流使压气机进入喘振状态,瞬时可听到发出较大的轰鸣声,但很快就转为类似于旋转失速状态的低沉声音,压力的脉动明显减弱。此后,再开大节气门直至最大位置都不能使系统退出失速状态,降低转速也不能解除,只有停车才能恢复。经多次重复实验验证,均存在该现象,说明这是该系统的一种固有的“不可恢复性”喘振失速现象。图 6 表示了该过程中压力随时间的变化情形。可见,压缩系统是经历了两次喘振循环($t < 1.0$ 秒)后即进入失速的“悬挂”状态。

(1) 实验结果表明:压气机转速、排气部件的结构和尺寸对压缩系统的不稳定型式有强烈的影响。以 B 参数作为通用判别准则还有待于进一步探讨。(2) 对于特定的压气机,排气容积是影响喘振频率的主要因素,该频率不受转速的影响。(3) 孤立转子和级的失速性能有很大的差别,说明叶排之间的相互作用对不稳定形态有明显的影响。(4) 在较高的转速下($\bar{n} > 0.85$),该压缩系统将形成“不可恢复性”喘振失速现象,其机理有待于深入研究。

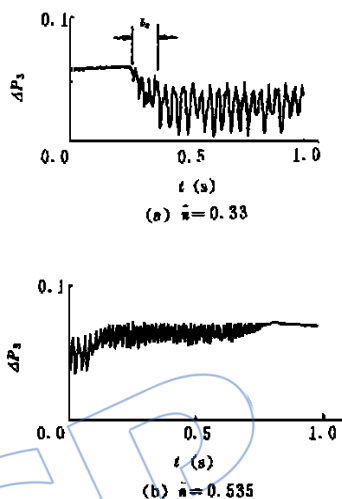


图 5 失速的动态过程(a. 进入 b. 解除)

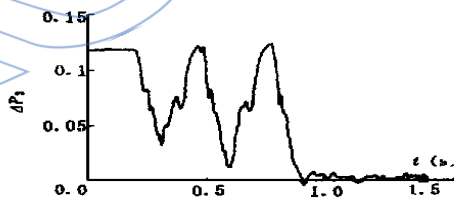


图 6 “不可恢复性”喘振失速现象

参 考 文 献

- 1 Davis M W. A Post-Stall Compression System Modeling. AD-A177610, 1987
- 2 李军. 轴流压缩系统不稳定形态的研究: [硕士论文]. 西安: 西北工业大学, 1991
- 3 Greitzer E M. Surge and Rotating Stall in Axial Compressors, Part I, II. ASME J. of Eng. for Power, 1976, 198

based on this approach. It gives satisfactory results of the flow field computation and is also very simple and practical. The subprogram can meet all requirements of aerodynamic design and analysis for an advanced axial-flow compressor.

EXPERIMENTAL STUDY ON UNSTABLE BEHAVIOR OF AXIAL COMPRESSION SYSTEM

Li Jun (*Air Force Engineering College*)

Liu Zhiwei (*Northwestern Polytechnical University*)

ABSTRACT

Unstable behavior of an axial-flow single-stage compressor has been researched successfully by use of a simple dynamic measuring system. The character and the influence factors of the unstable behavior have been analyzed from systematic view. The experimental results demonstrate that the unstable types of the compressor could convert each other in certain conditions. The compressor rotor speed, the construction and size of the exhaust parts are the main factors influencing the conversion. The surge occurs in the compressor on condition of high rotor speed or large exhaust volume, otherwise the rotating stall appears. The decrease of the exhaust volume leads to increment of the surge frequency. There is an obvious difference of the unstable behavior between the single-stage compressor and the isolated rotor compared. In the condition of high rotor speed ($\bar{n} > 0.85$), a stall phenomena of nonrecoverable stall appears. Its character is also considered.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON WHIRL FLUTTER OF PROPELLER ROTOR SYSTEM

Li Zhiwei, Xu Ming, Ren Xingmin

(*Northwestern Polytechnical University*)

ABSTRACT

A whirl flutter of a propeller rotor system has been investigated experimentally in the wind tunnel. The design of whirl flutter experimental equipment and a dynamic stiffness coefficient measurement method for the supporting system are also studied. The experiments show that if the support stiffness of the propeller rotor system is reduced as a result of failure of some elements in the engine frame or mount, the threshold flight velocity of onset whirl flutter will be decreased. The results of its wind tunnel experiments exhibit the same trends as in its theoretical calculation.

STUDY OF A SUBSONIC COMBINED-LEANING TURBINE GUIDE VANE WITH TIP ENDWALL CONTOURING

Jiang Hongde

(*Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences*)

Lu Yongliang, Zhou Fanzen, Wang Songjun

(*Harbine Steam Turbine Work*)

ABSTRACT

A three-dimensional, multigrid potential flow computation method is developed to analyse subsonic flow in steam turbine nozzle guide vane. In order to reduce the large secondary losses in the first annular nozzle guide vane with very small aspect ratio of 0.26 in a 300MW steam turbine, both tip endwall contouring and combined-lean blades are used in the new design. Experimental investigation shows that the mass-weighted loss coefficient of the new nozzle guide vane is 42 percent less than traditional radial one. The agreement between the measured and calculated results of the pressure distribution on the