

动态畸变下轴流压缩系统失稳判别的统一准则*

西北工业大学 吴 虎** 廉小纯 陈辅群

【摘要】 对动态畸变条件下多级轴流压缩系统气动失稳判别进行了详细的数值分析。基于动态压缩系统模型,发展了一种动态畸变下轴流压缩系统失稳判别的统一准则。应用新准则分别对进口动态温度、动态压力及动态动力—温度组合畸变下的多级轴流压缩系统的气动稳定性进行了预测分析。通过与实验结果的定性比较,给出了相应进气条件下压缩系统可能失稳的首发级。

主题词: 轴流式压缩机 动态畸变 气动稳定性

分类号: V231.3

1 前 言

近年来,将主动控制技术与发动机压缩系统稳定性分析模型有效结合来提高发动机性能,扩大轴流压缩系统的稳定工作范围已成为国内外有关专家高度重视的研究课题之一^[1,2]。在发动机及压缩系统的动态响应稳定性研究领域,动态压缩系统模型已得到了迅速发展^[3-5]。文献[1]已成功地将闭环控制技术与压缩系统稳定性分析模型相结合,明显扩大了压缩系统的稳定工作范围。为给控制系统提供可靠的输入信号,迅速而有效地确定压缩系统可能失稳的首发级或级组是关键。本文采用了动态压缩系统模型,发展了一种动态畸变下多级轴流压缩系统失稳判别的统一准则。

2 模型方程及其计算方法

本文采用了文献[3]的逐级动态压缩系统模型来分析多级轴流压缩系统的动态响应及气动稳定性。其控制方程为:

$$\frac{\partial(\rho A)}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial t} + \frac{\partial(\dot{m} C_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho A)}{\partial x} = F + p \frac{dA}{dx} \quad (2)$$

$$\frac{\partial(EA)}{\partial t} + \frac{\partial H}{\partial x} = W_s \quad (3)$$

式中 $H = \dot{m} p T_o$, $E = \rho (cvT + C_x^2/2)$, $cp = cp(T)$, $cv = cv(T)$ 。 $\dot{m}$ 、 p 、 T 、 T_o 、 ρ 、 C_x 及 A 分别为质量流量、静压、静温、总温、密度、轴向速度和流路截面积。叶片力 F 及轴功 W_s 的数值预测模型参考文献[5]。对于模型方程组(1) - (3),本文基于文献[6],采用一组特征线

1995 年 6 月收到; 1995 年 10 月收到修改稿。 * 本文系航空科学基金资助项目

** 西安市西北工业大学 703 教研室 710072

差分方法进行求解。该方程组相应的特征方程 (4) - (6) 及对应的相容性方程 (7) - (9):

$$dx/dt = C_x \quad (4)$$

$$dx/dt = C_x + a \quad (5)$$

$$dx/dt = C_x - a \quad (6)$$

$$dh + \frac{a^2}{pk} dp = (I_3 - I_2 C_x) dt \quad (7)$$

$$dC_x + \frac{a}{pk} dp = \left\{ -I_1 + \frac{I_2}{a} [(1-k)C_x + a] + I_3 \frac{k-1}{a} \right\} dt \quad (8)$$

$$-dC_x + \frac{a}{pk} dp = \left\{ -I_1 + \frac{I_2}{a} [(1-k)C_x - a] + I_3 \frac{k-1}{a} \right\} dt \quad (9)$$

式中 $I_1 = (aC_x/A)(dA/dx)$, $I_2 = a^2 F/kpA$, $I_3 = a^2 W/kpA$, $h = qT$, a 、 k 分别为音速和比热比。本文求解上特征方程及对应的相容性方程的方法为改进的欧拉预估—校正法。

由文献 [6] 可知, 对于亚音速进口流, 仅有方程 (6)、(7) 可用, 故必须给定两个进口边界条件。为了分析 3 种动态畸变对压缩系统稳定性的影响, 分别给定下列进口边界条件:

$$\begin{cases} p_o(t) = 101325 = \text{const.}, & T_o(t) = 288 + DTT \cdot t \\ p_o(t) = 101325 + DPT \cdot 101325 \cdot \sin(\omega t), & T_o(t) = 288 = \text{const.} \\ p_o(t) = 101325 + DPT \cdot 101325 \cdot \sin(\omega t), & T_o(t) = 288 + DPT \cdot t \end{cases}$$

其中 $DPT = \Delta p/p_o(0)$, $DTT = dT_o/dt$, $\omega = 2\pi f$ 。对于出口边界, 为了模拟涡轮节流的影响, 使用了出口临界条件, 即是流量连续条件, 其出口截面上流量确定方法与文献 [5] 相同。另外两个流动参数则用方程 (4)、(7) 和 (5)、(8) 进行求解。

3 算例及其结果分析

对文献 [7] 实验压气机在 3 种动态畸变条件下的动态响应及气动稳定性进行了数值分析。图 1 为 $f = 40 \text{ Hz}$, $DPT = 0.05$, $DTT = 3000 \text{ K/s}$ 三种动态畸变下轴流压缩系统的动态特性及其与实验的稳态特性的比较。图中曲线 0、1、2 和 3 分别代表实验的稳态特性、动态温度特性、动态压力特性和组合动态压力—温度特性。曲线 2 与文献 [4] 给出的 10 级压气机在动态压力扰动下的结果定性符合。表 1 为 3 种动态扰动下压缩系统失稳的时间分布。

表 1 不同扰动下压缩系统失稳时间及失稳首发级

失稳预估	动态压力	动态温度	动态压力—温度组合
失稳时间/ ms	22	40	22
失稳首发级 (本文)	第 3 级	第 3 级	第 3 级
失稳首发级 (文献 [3])	第 3 级	第 3 级或第 2 级	第 3 级

由图 1 和表 1 可见, 在动态压力扰动和动态压力—温度联合扰动两种条件下, 压缩系统失稳时间相同, 且两种动态扰动下压缩系统的动态特性也基本相同。联合动态扰动下, 压缩系统失稳点流量系数略大一点, 对应的失稳点压比略低一点。这两种动态扰动下, 失稳点压比均较稳态不稳定点的压比高。这一特点与文献 [4] 给出的结果也符合较好。从表 1 看出, 动态温度扰动下压缩系统失稳所需时间最长, 几乎是其它两种扰动下失稳所需时间的两倍。其失稳点的压比、流量系数明显低于其它两种动态扰动下的相应值。图 2 为动态压力和联合动

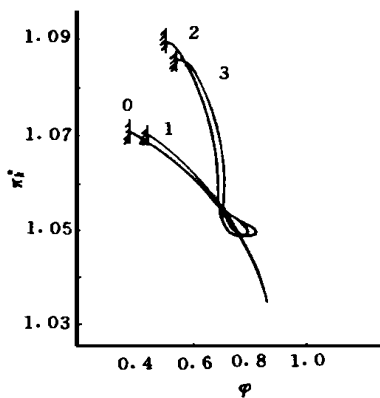
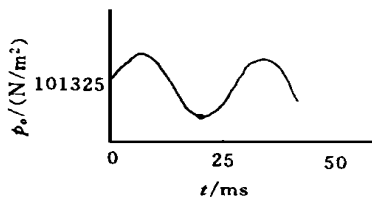
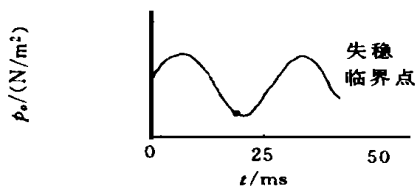


图 1 不同扰动下压缩系统动态特性与实验特性的比较



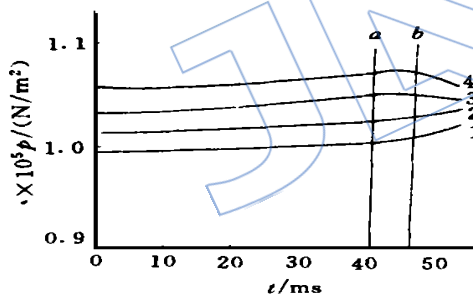
(a) 动态压力扰动下



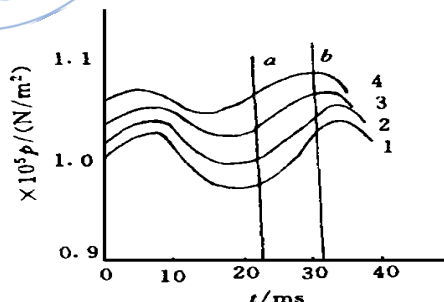
(b) 动态压力—温度联合扰动下

图 2 压缩系统失稳时进口总压脉动的临界点

态扰动下, 压缩系统失稳时其进口总压扰动的临界点。这两种动态扰动下, 进口总压脉动的临界点位置完全相同, 即是当进口总压接近于最小值且总压变化接近于最大值时, 压缩系统出现失稳, 这与文献 [4] 的结果吻合较好。图 3 (a)、(b) 分别为为动态压力、动态温度扰动下压缩系统各级进、出口静压的时间历程。联合动态扰动下的静压时间历程与动态压力扰动下的静压时间历程基本相同。图中的曲线 1、2、3 和 4 分别表示第 1 级进口、第 2 级进口、第 3 级进口和第 3 级出口。



(a) 动态压力扰动下



(b) 动态温度扰动下

图 3 压缩系统各级进出口静压的时间历程

表 2 为 3 种动态扰动下压缩系统失稳前、失稳时各级进、出口静压的时间变化比率 dp/dt 。由该表可以看出, 失稳时的 dp/dt 为正值且明显高于失稳前的 dp/dt 值; 失稳前, 压缩系统各个级出口的 dp/dt 大于其进口的 dp/dt , 而失稳时, 压缩系统各个级出口的 dp/dt 反而明显低于其进口的 dp/dt 。失稳前, 2、3 两种动态扰动下, 压缩系统第 1 级进口的 dp/dt 为负值, 这表明, 在压缩系统进口, 静压随时间减小。基于以上结果和文献 [3] 给出的失稳判别准则, 本文发展了一种新的失稳识别准则, 其数值预测方法为: 首先计算压缩系统各个级进、出口静压的时间变化率 dp/dt 并检查相应的正、负号。一旦识别出各个级进、出口 dp/dt 为正值时, 再进一步计算压缩系统各个级进、出口 dp/dt 的比值, 并比较大小。当某一级进、出口 dp/dt 的比值超

表 2 喘前、喘时压缩系数各级进、出口的 dp/dt ($N/m^2 \cdot s$)

扰动类型	喘 前				喘 时			
	第 1 级进	第 2 级进	第 3 级进	第 3 级出	第 1 级进	第 2 级进	第 3 级进	第 3 级出
动态压力	- 155000	102500	315000	462500	1055000	1050000	1025000	950000
动态温度	222500	262500	310000	355000	2017500	1602500	1147500	365000
动态压力—温度组合	- 92500	150000	332500	462500	1182500	1197500	1147500	1055000

出 1 且为最大时, 该级便是本文新准则预估出的压缩系统失稳首发级。图 3 中的位置 a 便是基于本文新准则预估的失稳时间及相应的失稳首发级。图中的位置 b 是基于文献 [3] 的失稳判别准则预估的失稳时间及失稳首发级。文献 [3] 给出的失稳判别准则: 当压缩系统某一级进口的 dp/dt 为正值, 而其出口的 dp/dt 为负值时, 该级为失稳首发级。比较图 3 (a)、(b) 的位置 a 和 b 可见, 本文新准则预估的失稳时间明显提前且失稳首发级的预估也得到相应的改进。

4 结 论

(1) 所发展动态畸变下压缩系统稳定性判别的统一准则及其相应的数值预测方法, 具有明显的优越性。(2) 压缩系统对进口动态压力、动态压力—温度联合扰动的动态响应基本相同; 压缩系统失稳时, 其进口总压脉动的临界点位置完全相同。(3) 单独动态温度扰动下, 压缩系统失稳所需时间最长, 其动态响应也明显不同于其它两种动态扰动下的动态响应。

参 考 文 献

1 Day I J. Active Suppression of Rotating Stall and Surge in Axial Compressors. ASME Paper 91- GT- 87, 1991

2 Harris L P. Compressor Modeling and Active Control of Stall/ Surge. American Control Conference Proceedings, 1991, 13: 2392- 2397

3 Gorrelt S E, et al. Application of a Dynamic Compression System Model to a Low Aspect Ratio Fan: Casing Treatment and Distortion. AIAA Paper 93- 1871, 1993

4 Davis M W. Parametric Investigation into the Combined Effects of Pressure and Temperature Distortion on Compression System Stability. AIAA Paper 91- 1895, 1991

5 Davis M W. A Post- Stall Compression System Modeling Technique. AEDC- TR- 86- 34, 1986

6 朱家骥. 计算流体力学. 北京: 科学出版社, 1986

7 Greitzer E M. Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors- Part II: Experimental Results and Comparison with Theory. ASME J. of Eng. for Power, 1976, 98 (2): 199- 217

(责任编辑 魏星禄)