

动态压力畸变下压缩系统稳定性分析*

吴 虎 廉小纯 陈辅群

(西北工业大学航空动力与热力工程系, 西安, 710072)

摘 要: 基于逐级压缩系统模型, 发展了一种动态压力畸变下压缩系统失稳识别的数值预测方法。应用方法对一多级轴流压缩系统进行了数值分析。给出了动态压力脉动频率与压缩系统失稳首发级及不稳定发生时间之间的定量关联关系。

主题词: 轴流式压缩机, 进气道畸变, 动态响应, 数值分析, 气动稳定性

分类号: V235.113

PREDICTION FOR AERODYNAMIC STABILITY IN MULTISTAGE AXIAL COMPRESSION SYSTEMS WITH INLET DYNAMIC PRESSURE DISTORTION

Wu Hu Lian Xiaochun Chen Fuqun

(Dept. of Aeroengine, Northwestern Polytechnical Univ., Xi'an, 710072)

Abstract: A stage-by-stage compression system model for predicting aerodynamic stability in multistage axial compressors with inlet dynamic pressure distortion is given in this paper. Based on dynamic static pressure variations, a method of recognition of predicting aerodynamic stability is developed. Numerical results of a three-stage experimental axial compressor are given by using this method. The critical positions of inlet total pressure fluctuations are determined. The quantitative relationships between inlet total pressure fluctuations and the surge time are obtained. The initial stage in which the flow in-stabilities first occurring is indicated.

Subject terms: Axial flow compressor, Inlet distortion, Dynamic response, Numerical analysis, Aerodynamic stability

符 号 表

A ——横截面积	p_0 ——总压
a ——音速	t ——时间
C_x ——轴向速度	T ——静温
C_p ——定压比热	T_0 ——总温
C_v ——定容比热	k ——比热比
E ——内能	$\dot{k}$ —— dk/da
F ——叶片力	W_s ——轴功
h —— dh/da	x ——轴向坐标

* 本文1995年6月2日收到, 本课题为航空科学基金资助项目

$\dot{m}$ ——质量流量 ρ ——密度 p ——静压

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机结合来提高发动机性能,扩大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]。其中,在发动机及压缩系统动态响应及稳定性研究方面,动态压缩系统模型(dynamic compression system model)得到了迅速发展^[3~5]。文献[1]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,迅速而准确地确定压缩系统可能失稳的首发级是关键。本文采用了动态压缩系统模型,对动态畸变下轴流压缩系统的气动稳定性进行了详细的数值分析,发展了相应条件下压缩系统失稳识别的数值预测方法。

2 模型方程及其计算方法

采用文献[3]的逐级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,模型方程为:

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

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}(x)}{\partial x} + \frac{\partial(pA)}{\partial x} = F + p \frac{\partial A}{\partial x} \quad (2)$$

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

式中 $H = \dot{m}C_p T_0$, $E = \rho(e + C_x^2/2)$, $C_p = C_p(T)$, $C_v = C_v(T)$ 。叶片力 F 及轴功的数值预测模型见文献[5]。

对于以上模型方程组,可根据文献[6]得出的一套特征线差分方法来求解。经详细推导得到该方程组相应的特征方程和相容性方程为:

$$\begin{cases} dx/dt = C_x & (4a) \end{cases}$$

$$\begin{cases} dx/dt = C_x + a & (5a) \end{cases}$$

$$\begin{cases} dx/dt = C_x - a & (6a) \end{cases}$$

$$\begin{cases} hda - \frac{a^2}{pk} dp = (I_3 - I_2 C_x) dt & (4b) \end{cases}$$

$$\begin{cases} dC_x + \frac{a}{pk} dp = \left\{ -I_1 + \frac{I_2}{a} [(1-k)C_x + a] + I_3 \frac{k-1}{a} \right\} dt & (5b) \end{cases}$$

$$\begin{cases} -dC_x + \frac{a}{pk} dp = \left\{ -I_1 + \frac{I_2}{a} [(1-k)C_x - a] + I_3 \frac{k-1}{a} \right\} dt & (6b) \end{cases}$$

式中 $I_1 = \frac{aC_x}{A} \frac{dA}{dx}$, $I_2 = \frac{a^2 F}{kpA}$, $I_3 = \frac{a^2 W_s}{kpA}$ 。可用改进的欧拉预估-校正法求解。

由特征线理论可知, 对于亚音速进口流, 仅有方程 (6a), (6b) 可用, 故必须给定两个进口边界条件。为分析进口动态压力畸变对压缩系统的影响, 给定的进口边界条件为:

$$p_0(t) = 101325 + DPT * 101325 \sin(\omega t) \quad (\omega = 2\pi f)$$

$$T_0(t) = 288.13 = \text{const}$$

对于亚音速出口流, 有方程 (4a), (4b) 和 (5a), (5b) 两组方程可用。另一流动参数的确定方法参见文献 [5]。

3 算例及其结果分析

分析了文献 [7] 中实验压气机在动态压力畸变下的动态响应及气动稳定性, 结果如图 1~3 和表 1、2 所示。

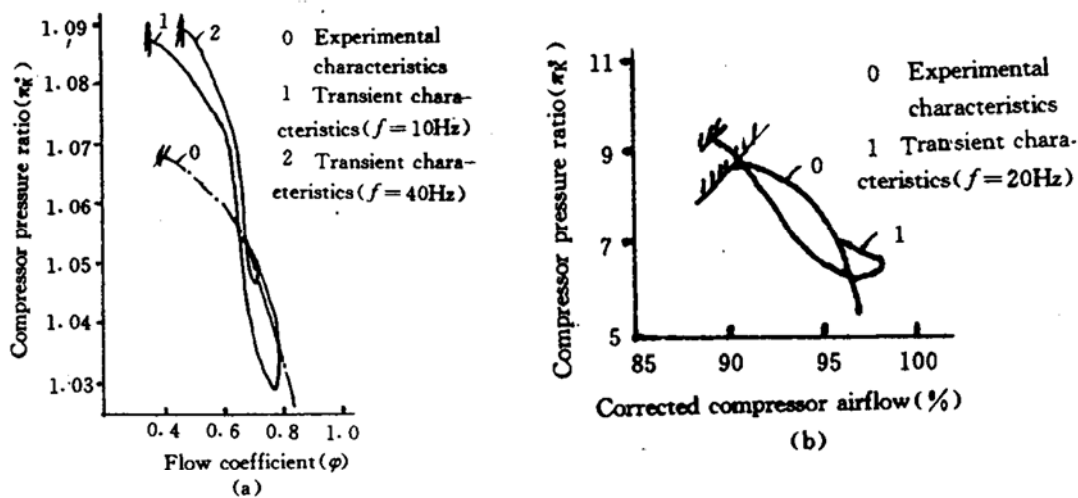


Fig. 1 Compressor transient and experimental steady-state characteristics

(a) results in this paper

(b) results given in ref. [4]

Table 1 Distribution of stalling stage at time of compressor surge

Oscillating f/Hz	20	30	40	60
Stalling stage	Stage 1	Stage 2	Stage 3	Stage 3

Table 2 Variation of time-dependent static pressure (Pa/s)

f/Hz	Before surge				At surge			
	Inlet of stage 1	Inlet of stage 2	Inlet of stage 3	Outlet of stage 3	Inlet of stage 1	Outlet of stage 2	Inlet of stage 3	Outlet of stage 3
20	23750	68250	104500	134750	112750	94500	78500	64750
30	-65500	70000	183000	268750	255250	235000	212000	190500
40	-147500	-93000	-22250	68750	860250	799500	702500	570500
60	-1815250	-1632500	-1260250	-715500	1612500	1668750	1572250	1327250

图 1 为 $f=10\text{ Hz}$, $f=40\text{ Hz}$ 两种扰动频率下轴流压缩系统的动态特性; 图 1 (b) 为文献 [4] 给出 10 级高压压气机在 $f=20\text{ Hz}$ 扰动频率下的结果。图 2 为计算的各种不同扰动频率下压缩系统的失稳时间分布。对比图 1 (a) 与 (b) 可以看出, 计算结果与文献 [4] 的结果定性一致。由图 1、2 可见, 在动态压力扰动下, 压缩系统动态特性与其稳态的实验特性明显不同。由于压气机叶型对动态扰动的滞后响应, 动态扰动下, 压缩系统动态失稳点压比较稳态失稳点高; 失稳点的流量系数减小; 随着扰动频率的增加, 动态失稳提前, 且动态失稳点的流量系数增加, 但失稳点的压比变化较小且仍高于稳态失稳点压比。

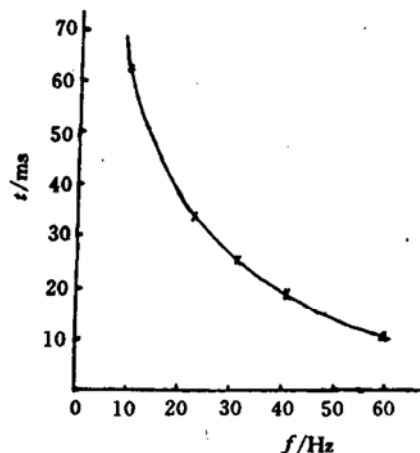


Fig. 2 Time to surge at different frequency

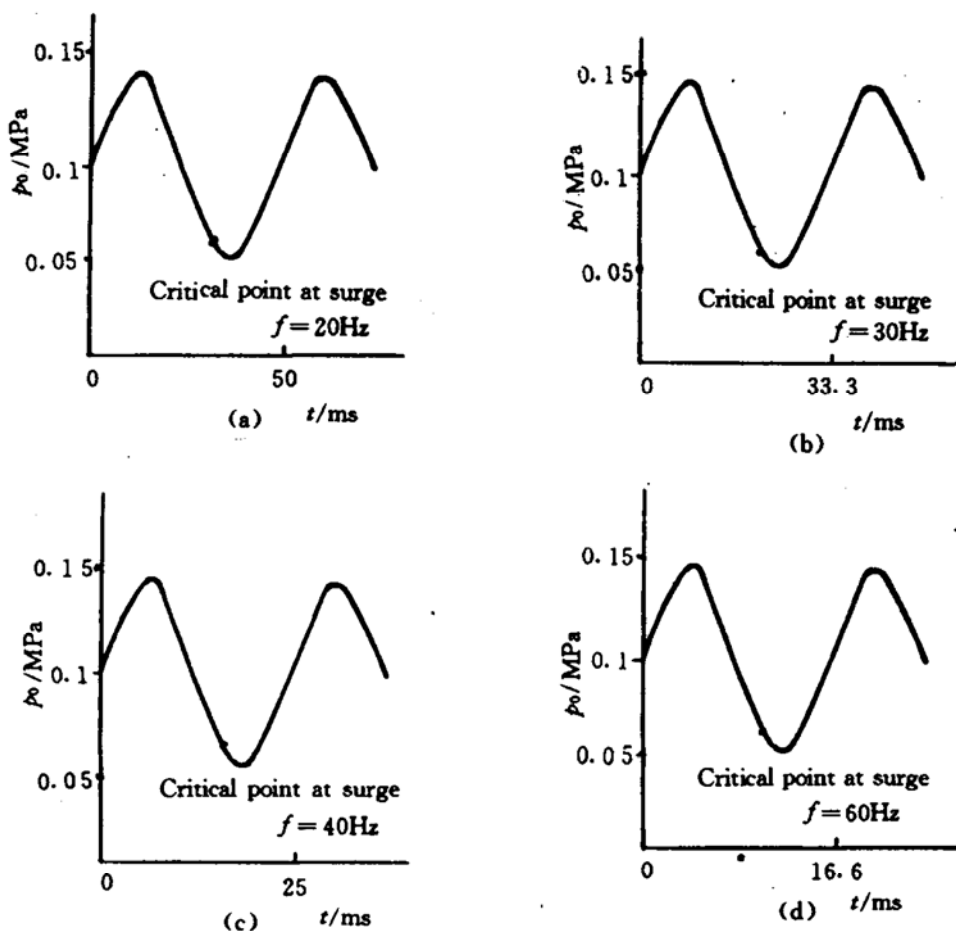


Fig. 3 Fluctuating critical position of inlet pressure at different frequency

图 3 (a) ~ (d) 为四种不同扰动频率下, 压缩系统失稳时的进口总压扰动临界点分布。由图可见, 虽然随着扰动频率增加, 压缩系统失稳提前, 但其进口总压扰动的临界点的位置基本相同, 即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。这一结果与文献 [4] 给出的结果吻合较好。表 1 给出了 4 个不同扰动频率下失稳的首发级。可见随着扰动频率的增加, 失稳的首发级后移。这是因为随着扰动频率增加, 压缩系统的前面级可能充当了低通滤波器的角色, 因而失稳可能减小。这一结果也与文献 [4] 结合吻合较好。

表 2 为不同扰动频率下压缩系统失稳前及失稳时压缩系统各个级进、出口静压的时间变化率。由表 1 可见, 压缩系统失稳前, 各个级出口静压的时间变化率明显高于其进口静压的时间变化率; 而一旦失稳时, 各个级出口静压的时间变化率明显低于其进口静压的时间变化率。基于文献 [3] 的失稳判定准则, 本文发展的失稳识别的数值预测方法为: 首先判定各个级进、出口静压时间变化率正、负号, 一旦识别出静压的时间变化率为正时, 再进一步检查进、出口静压时间变化率的比值, 当某一级进、出口静压的时间变化率超过 1 且为最大时, 该级便是数值预测出的失稳首发级。表 1 的结果便是基于上述方法, 从表 2 的数据中识别出来的。

4 结 论

用本文发展的动态压力畸变下压缩系统稳定性判定的数值预测方法计算, 动态压力畸变下, 压缩系统的动态特性与稳态特性明显不同; 随着扰动频率增加, 压缩系统失稳提前且失稳首发级后移; 压缩系统失稳时, 进口总压扰动的临界点位置基本不变。

参 考 文 献

- 1 Day J I. Active suppression of rotating stall and surge in axial compressors. ASME 91-GT-87, 1991
- 2 Harris L P. Compressor modelling and active control of stall/surge. American control conference proceedings, 1991, 3: 2392~2397
- 3 Gorrell S E, et al. Application of a dynamic compression system model to a low aspect ratio fan: Casing treatment and distortion. AIAA 93-1871
- 4 Davis M W Jr. Parametric investigation into the combined effects of pressure and temperature distortion on compression system stability. AIAA 91-1895
- 5 Davis M W. A post-stall compression system modeling. AEDC-TR-86-34, 1987
- 6 朱家鲲. 计算流体力学. 北京: 科学出版社, 1985
- 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, 98(2): 199~217