

压气机的第三特性

邬扬杰 (哈尔滨船舶锅炉涡轮机研究所无锡分部)

〔摘要〕 本文介绍了压气机试验中发现的第三特性,并试用以谐振器理论中非线性效应分析为依据所得出的判别准则B来解释在什么情况下会出现第三特性,以及提出避免出现第三特性所采用的方法。

关键词 轴流式压气机 特性

1 前言

一台流量 $G = 58.5 \text{ kg/s}$,压比 $\pi_k = 3.32$,滞止等熵效率 $\eta = 0.867$,转速 $n = 8120 \text{ r/min}$ 的6级轴流压气机在试验台架上作首次机械调试时,发现从低转速开始一直运行平稳,振动值无任何异常。一直升速到换算设计转速时,发现压气机壁面温度异常升高。全部试验过程未出现“喘振”现象,相比之下噪音略大一些。为了查找原因再次作了试验,情况仍如上次一样。两次共计近两小时,说明这不是偶然的现象。分解压气机后,发现叶片呈均匀黄色,估计叶片已经在 $300\text{--}400^\circ\text{C}$ 的环境中工作过。

产生这种情况曾经考虑是由于压气机后容器中气流的稳定倒流引起的。因为倒流时的一个特征就是压气机进口处的温度可以达到较高的数值^[1]。这和上述情况有点类似,但是这个现象被稳态的测试结果否定了。测试的结果指出压气机还是有正向的流量,不存在负的流量或在正负值之间进行波动,只不过小一点罢了。最后考虑可能是原有的进排气系统阻力对该压气机显得大了。为了验证这个假设是否正确,在原排气系统上(原

排气管道的直径系 $\phi 600$)并联了一个装有 $\phi 500$ 电动闸阀的旁通管路(见图1)。结果排除了机匣温度异常升高的故障。这表明压气机沿着管道阻力特性升速时,可以在“喘振”边界的左侧工作,当然这种运行是不正常的。现在的问题是探讨为什么压气机会在“喘振”边界的左侧工作。

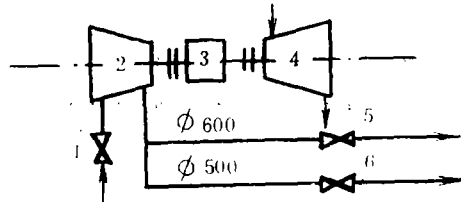


图1 压气机试验台进排气系统示意图

1. 节流阀 2. 压气机 3. 平衡器 4. 透平
5. 调节阀 6. 旁通阀

2 压气机的多重特性

文献[2]指出,全台压气机的试验表明,在中间转速范围内采用不同的试验程序,有可能对同一转速得出两条不同的性能曲线,即高值特性曲线和低值特性曲线。这种现象和图2上级特性中失速解脱时的滞后效应有联系。这在试验一台十二级压气机时就得到了证明^[3]。从图3上可以看到,在85%设计

收稿日期:1990-10-30

本文联系人 邬扬杰 男 58 无锡 214151

转速时有两条明显不同的特性线。人们称这些特性为双值特性。

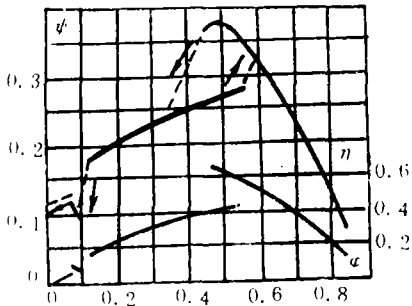


图2 反应度 $\rho = 1.0$ 的级特性

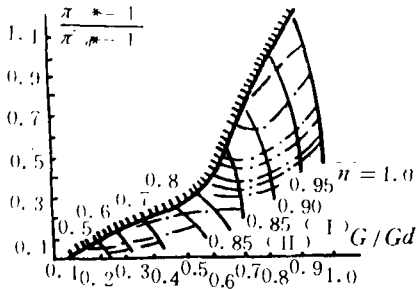


图3 12级压气机在85%转速下的双值特性

但是上述的现象不能用低值特性来解释。因为压气机在低值特性下工作时壁面温度没有异常升高的现象。

现在需要进一步对压气机喘振进行研究。压气机喘振是一个十分复杂的物理现象，它是压气机和管网系统一起工作时产生的整个系统的非稳定工况。喘振的产生首先是由于变工况时压气机叶栅中气动参数与几何参数不协调形成旋转失速所造成的，但并不是旋转失速都会导致喘振的发生。所以喘振现象的形成包括两方面的因素：从内部来说它取决于轴流压气机在一定条件下出现强烈的突变失速；从外部条件来说又与管网的容量及特性线有关。这说明尽管压气机中存在着强烈的旋转失速，但是只要管网容量及特性线不满足发生喘振的条件，仍然不会发生喘振现象。这样在轴流式压气机中可以看到喘振和旋转失速两种气体的不稳定现象。

为了预测在什么情况下将会发生哪一种稳定的气动现象，采用了文献[4]中提出的一个比较简单又满意的判别准则来解释在试验中所发生的现象。它是以谐振器理论中的非线性效应分析为依据所得到的判别准则，是一个无因次参数 B

$$B = \frac{u}{2\omega L_c} = \frac{u}{a} \left[\frac{V_p}{A_c L_c} \right]^{\frac{1}{2}}$$

式中 u ——压气机叶栅平均半径处的圆周速度。

ω —— $\omega \sqrt{\frac{A_c}{A_p L_c}}$ 相当于海耳姆霍兹型

振荡器频率。

A_c ——压气机通流部分环形截面面积。

L_c ——压气机及其后环形截面管道长度。

V_p ——管网储气器容积。

a ——音速。

对于一个给定的压气机系统有一个临界 B 值，如超过它就发生大振幅振荡，即喘振，小于它这种不稳定流动会向旋转失速的新工作点过渡，流量及压升则明显下降。亦是说贮气室容积很小或容积较大而转速较低，即参数 B 较小的系统中能看到纯粹的失速现象。为了明确由纯粹失速向喘振转变时 B 值的变化界限，曾用四个贮气室容积在不同转速下进行试验，以寻找每一容极下发生喘振的最低换算转速。试验发现，发生失速和喘振之间的转速界限是相对较窄的，只差 100 r/min 左右（小于5%的换算转速）。另外贮气室容积尺寸对低压比的压缩系统有明显的影响，对高压比高转速的压气机贮气室容积的变化是不重要的。

试验证明，对不同的压气机 B 值的临界值是不一样的。现在还找不出用计算的方法来预示某一个压气机系统确切的临界值，因此不可能在设计中预见将会产生失速还是喘振。但从 B 这个式子中已经可以看出 V_p 的改变可以改变不稳定状态的性质，这就解决

了前面所提到的那台压气机当改变了管网储气室的容积后会从失速现象变成大幅度振荡的原因。至于压气机壁面温度异常升高，是由于除参数 B 以外压缩系统的动态不稳定特性还受系统稳态运行点变化的影响。在通常的系统中稳态运行点是由排气管中节流阀的开度来确定的。

图4系一个三级压气机的试验结果，在 B 值较大的情况，从图上可以看出初始工况运行点是 a ，当节流阀关小时压气机的流量减少到一定程度，系统会呈现不稳定状态。在阀的开度相当于 b 点时，系统就会有环形截面平均气流和贮气室内压力的大幅度喘振振荡。在振荡的周期中，压气机通道内在流量变化的时候会有间断性的失速。若阀的开度再缓慢地关小到 c 点时，这振荡会变得越来有规则，其频率和幅值的变化很慢。这点的振荡从定性上来讲和 b 点的振荡是一样的。然而进一步再关小阀门到 d 点会导致振荡性质的明显改变，即其振幅和频率有明显的增加。

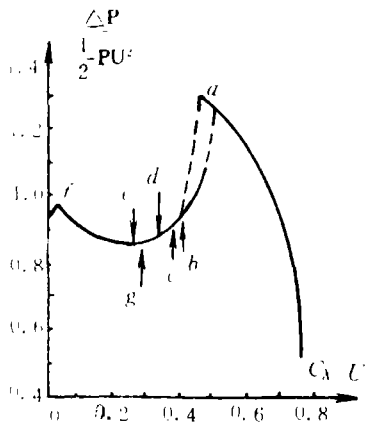


图4 运行点在压气机特性线上的位置在 B 值远远小于临界值的情况，若节流阀从运行点 a 开始关小到 c_x/u 达到0.2以前，系统可能不呈现喘振而呈现旋转失速。然而当阀门继续关小到 f 点将会发生一种特别的现象。它不同于一般的喘振，在振荡周期中有相当大的区段是处在负流量状态下运行

的，并不存在非失速的运行区段，其振荡过程见图5。

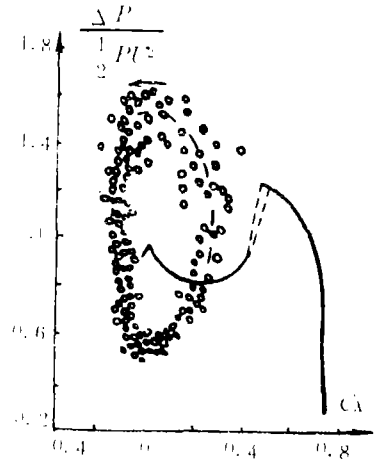


图5 节流阀关闭时的振荡回路 $B=0.75$

可以看出，一旦在压气机及其后的容积和管网特性形成深度失速的条件下工作时，压气机的总特性有可能如图6所表示的那样，存在着第三特性（见文献6）。当压气机工作于第三特性时，虽然没有剧烈的喘振声响及振动，但由于存在着极端深化了的旋转失速，使流量和压比迅速下降，效率可低到（20~30）%，压力发生脉动，出口温度随时间上升而不能维持稳定。这种运行工况是十分危险的。

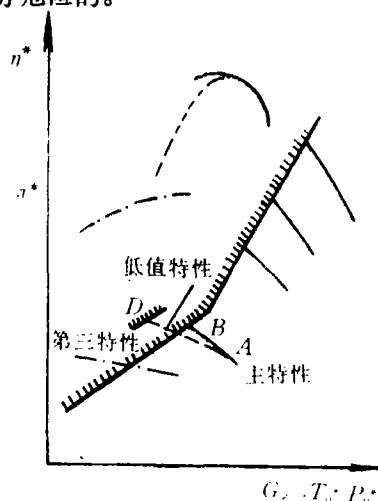


图6 压气机的低值特性及第三特性曲线

由于出现了负流量,根据文献[1]不可避免地要使压气机的进口温度异常升高。前述的压气机设计点的出口总温为 168.78 °C。压气机总共6级,每级平均温升为 23.63 °C。而逆流时的级温升,以第六级为例,是设计值的3.3倍,即温升为 78 °C。这样在压气机进口处的温度约为664 °C,压气机进口处的叶片反复地经受着大气温度和 664 °C 高温气体的冲刷,这就回答了前面提到的叶片呈均匀黄色的原故。

3 结 论

1. 压气机后的容积影响系数 B 的数值,而这个数值只能判断压气机系统产生旋转失速还是喘振,而具体的运行工作点还是需要由系统中阀门的位置来决定。

2. 各种压气机管网系统 B 的临界值到底是多少目前还没有充分的资料与数据来准确地确定,有待进一步探讨。

3. 对一具体压气机管网系统而言,一旦发生深度旋转失速的现象,可以采用改变压气机后管网的容积和特性线的办法避免压气机在振荡的状态下工作。

参 考 文 献

- 1 郭扬杰. 轴流式压气机“逆流”的气动力学机理探讨. 热能动力工程, 1988 (4)
- 2 奥布雷·斯通. 级特性与级配合对轴流式压气机性能的影响. 压气机译文集[1], 中国船舶工业总公司第703研究所, 1965.10
- 3 шерстюк. Осевые компрессоры. Госэнергиздат, 1955
- 4 Chang C L, Kuo C H, Sha S L. Comprehensive analysis of an axial compressor test with adjustable guide vanes. ASME 82-GT-74
- 5 Greitzer E M. Surge and rotating stall in axial flow compressors part I, I. ASME (A), 1976:190~217
- 6 李根深等. 船用燃气轮机轴流式叶轮机械气动热力学(下). 国防工业出版社, 1985. 7

(孙显辉 编辑)

The Third Characteristic of Compressors

Wu Yangjie

(Harbin Marine Boiler & Turbine Research Institute)

Abstract

This paper describes the third characteristic discovered during compressor tests. The discrimination criterium B obtained on the basis of non-linear effects analysis of resonator theory has been used to explain under what conditions this characteristic will emerge with a method being proposed to eliminate the said characteristic.

Key words: axial-flow compressor, characteristic