

轴流式压气机“逆流”的气动力学机理探讨

邬扬杰

(哈尔滨船舶锅炉涡轮机研究所)

[提要] 本文叙述了“逆流”的概念。对轴流压气机逆流工况下通流部分内部的气体动力学机理作了初步的探讨,并试图解释在“逆流”时造成压气机严重破坏的原因。

主题词 轴流式压气机 气动力学

前 言

轴流式压气机在管网中工作时,偶然的情况下会进入极其危险的运行状态——“逆流”状态。所谓逆流状态,是指轴流压气机转子在设计方向旋转时,气体在出口管网压力作用下由压气机出口逆设计方向稳定地流向入口的工作状态。处于逆流工况下的轴流压气机不存在喘振时通常所具有的气流脉动、噪音和机器振动的现象。这时机器有明显温度上升,但能象正常工况下那样“平稳”地运行。危险的是轴流压气机在高速下“平稳”的逆流工作正孕育着刹那间机器彻底破坏的危险。

BBC和Sulzer公司的研究结果认为,轴流压气机除了有稳定工作的等速 $P-Q$ 特性曲线“a”和在A点会产生不稳定的喘振外(如图1所示),还会存在等速下反向流动的稳定特性曲线“c”。逆流时的“B”点,压气机的流量约为“A”点的10%。在这些逆流状态,压气机的负荷实际不变而几乎完全耗散为热量。空气温升约为正常运行时温升的十倍。即温度升至1000K以上,并可能引起叶片的熔化。该公司还认为,在“C”点零流量的稳定运行状态也十分危险,同样会引起机器过热而损坏。

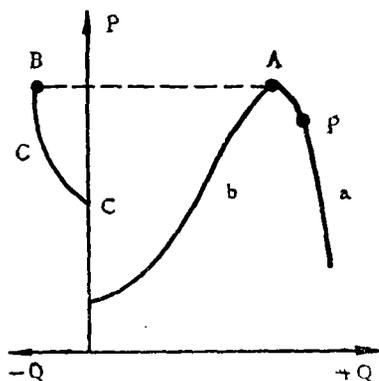


图1 压气机特性线

对于这种运行状态为什么会造成如此大的破坏性,能不能用气动力学基本原理来加以解释,文献

※ 本文收到日期:1987年7月30日

[1]就这个问题作了许多有益的工作。本文想根据这些线索再进行一些探讨。

简化的逆流气动模式

对图 1 中 “B” 点逆向流动工况作如下简化：

1. “B” 点工况的重量流量是等速线 a 上的设计工况 “P” 点重量流量的十分之一。

2. 静叶的绝对出口角（即正向流的绝对进气角）和动叶的相对出气角（正向流相对进气角）仍保持正向流的设计值。即 $\alpha'_1 = \alpha_2$ ； $\beta'_2 = \beta_1$ 。

3. 压气机的耗功不变。

4. 逆流时压气机进出口处的压力保持相等。这是由于逆流是在较短的时间内发生的。而图 1 是压力—流量间的关系图。图上 “B” 点的压力应代表逆流时的出口压力。而进口压力应是正流时的出口压力，这个数值取设计工况 “P” 点的压力来代表，这样两者可近似认为相等。

现以 “580” 轴流压气机为例。该机是采用母型级法设计的。在图 2 中给出了原始基元级（平均半径）的速度三角形 (a)，及简化条件下末级（第九级）平均半径基元级逆流下的速度三角形 (b)、和相应动叶栅和静叶栅的展开示意图 (c)

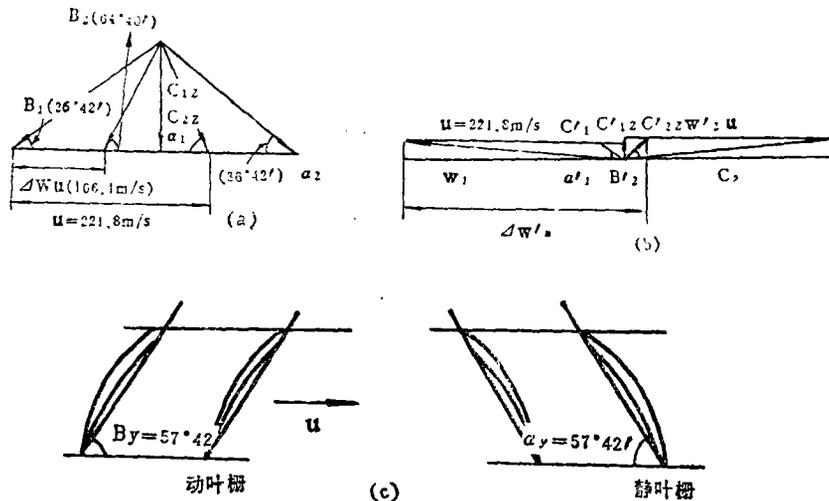


图 2 “580” 压气机基元级设计工况和逆流工况速度图对比

从图 2(b)中可以看出， $w'_1 > w'_2$ 、 $C'_1 > C_1$ 。这两条特征指出此时的叶栅仍然是扩压性质的，似乎不应把它当作收敛叶栅来看待。因为，假若把它作为收敛叶栅来看待，那么伴随而来的是在压气机中压力应该由后向前逐渐降低。在出口处（即正流时的进口），压力达到和大气压相当或稍高一些。若这点成立的话，在逆流时的出口处温度急剧上升，压气机的耗功不变等就不易解释清楚。特别是图 1 更无法解释。众所周知，这种有因次的图是针对一定的进口参数来绘制的。对于进口条件不同情况下的数值，必须

进行换算才能绘制在一张图上。因此,只有逆流时进出口处的压力接近一致,才能解释“B”点处的压力值。至于它是怎样能够达到这种流动状态的,是否可以图3的T-S图中得到解释。

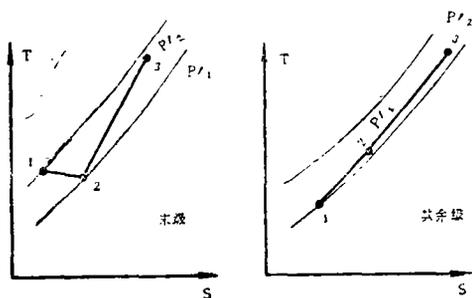


图3 T-S图

气体在静叶栅中流动有两种情况:第一种情况是指末级而言,在末级动叶后有导叶和校直叶,就是说正流气流的绝对出口方向为轴向。当气流逆流时,在这种导叶叶栅中应是膨胀型的,在图3上表示为1-2过程。第二种情况是指其余各级而言。当气流逆流时,气体在静叶栅中虽在极大的正功角下工作,但是气流仍是扩压的。在图3上表示为1-2'过程。然后在动叶中再由P'进行压缩到P'',即图3上的2-3或2'-3'。气体就由末级流向第一级,最终气体的压力虽然变化不大,但温度却增加甚多。这些升温是由所消耗的功来达到的。由于流动的效率甚低,故在逆流时压气机出口温度可以达到很高的数值。下面用具体的数字来加以说明。

根据假定1 $Q_B = \frac{1}{10} Q_P$

按连续方程,逆流时动叶进口处的轴向速度为 $C_{1z}' = \frac{Q_B}{F_{1z}' \gamma_1}$ 而顺流时动叶出口处的

轴向速度为 $C_{2z} = \frac{Q_P}{F_{2z} \gamma_2}$ 。因 $F_{1z}' = F_{2z}$, 所以

$$C_{1z}' = \frac{1}{10} \frac{\gamma_2}{\gamma_1'} C_{2z}$$

为了简化起见,此处只做粗略的估算,故,假定上述第一种情况时 $P_1' \approx P_2$ 、 $T_1' \approx$

T_2 。则 $\gamma_1' \approx \gamma_2$, $C_{1z}' \approx \frac{1}{10} C_{2z}$ 。

查顺流时原设计 $C_{2z} = 130$ 米/秒,即 $C_{1z}' \approx 13$ 米/秒。

当逆流时末级动叶前后的连续方程为

$$C_{1z}' F_2' \gamma_1 = C_{2z}' F_1' \gamma_2'$$

若令 $P_2' \approx P_1'$ 、 $F_{1z}' \approx F_{2z}'$ 就可得出

$$C_{2z}' = \frac{T_1' + \Delta T}{T_1'} C_{1z}'$$

由逆流的速度三角形(图2)可清楚地看出,尽管逆流时的轴向速度很小,但却形成了很大的叶片进口速度 W_1' 和 C_2' 。更重要的是气流的切向分速度变化量 ΔW_t 远远超过设计值,从而将级的能量头大为提高。

从图2中求得级的能量头为

$$H = \frac{1}{g} u \Delta W u' = \frac{1}{g} u \left(u + \frac{C_{1z'}}{\operatorname{tg} \alpha_1'} + \frac{C_{2z'}}{\operatorname{tg} \beta_2'} \right)$$

根据假定 2 $\alpha_1' = \alpha_2$ 、 $\beta_2' = \beta_1$ ，上式可写成

$$H = \frac{1}{g} u \left(u + \frac{C_{1z'}}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{C_{2z'}}{\operatorname{tg} \beta_1} \right) \quad (2)$$

因 $H = C_p \Delta T$

$$\text{故 } C_p \Delta T = \frac{1}{427} \frac{1}{g} u \left(u + \frac{C_{1z'}}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{C_{2z'}}{\operatorname{tg} \beta_1} \right) \quad (2')$$

联立 (1)、(2') 就可求出 $C_{2z'}$ 及 ΔT 。即

$$C_{2z'} = \frac{1 + \frac{u}{427gC_pT_1'} \left(u + \frac{C_{1z'}}{\operatorname{tg} \alpha_2} \right)}{\left(\frac{1}{C_{1z'}} - \frac{u}{427C_pT_1'} \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_1} \right)} \quad (3)$$

$$\Delta T = \frac{u}{C_p g 427} \left(u + \frac{C_{1z'}}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{C_{2z'}}{\operatorname{tg} \beta_1} \right) \quad (4)$$

从顺流时气动设计中查出 $u = 221.8$ 米/秒， $\alpha_2 = \beta_1 = 36^\circ 42'$ ， $T_1 = 273 + 232 = 505$ K。代入式 (3)、(4) 得出

$$C_{2z'} 14.46 \text{ 米/秒； } \Delta T = 57.1 \text{ K}$$

对于其余级亦可得出类似的结果。

按照上述的假设可以逐级地进行计算，最终得出逆流时压气机出口的气流参数。从这个粗略的估算中可以看出：

1. 逆流时级温升要较正流时高。以末级为例，正流时为 21.4K，而逆流时为 57.1K。

2. 对这个例子来说，因压气机系按母型级来进行设计的，由式 (3)、(4) 可知，逆流时级温升逐级增加。若每级的平均温升按 60K 计算，一台九级的压气机总温升可达 540K，而压气机出口处（即顺流时压气机的进口处）的温度可达 $540\text{K} + 232\text{K} = 772\text{K}$ 之巨。

3. 文献[1]中称，在损坏机器的叶片表面上发现有较高温度（~1000K）的痕迹。对于这一点是否应考虑有两种可能性。一是由于叶片受热膨胀后和静子摩擦产生高温，另一种则是逆流气体加热所致。至于那一种是主要的，有待进一步探讨。

可能的逆向流动模式

上述“逆流”简化模式中，曾假定动、静叶栅具有“理想”的导流能力。遗憾的是没

有这方面有说服力的资料加以证实。根据一般的理论,在气流迎面冲击叶片内弧面(图4)时,必然引起气体在背弧上的严重脱流。可以想象,叶道内大部分区域(特别是叶背附近)被大团的涡流区所占据,只有靠近叶片内弧表面很狭窄的通流区允许流过少量的逆向流量。叶片功基本上消耗在涡流区粘性气体高速旋流的内摩擦上。这种摩擦使气体温度剧烈上升。

这里有两个问题需要讨论:

1. 在上一节的计算中曾经假定在叶栅中的流动是扩压型的。从图4上分析,流动应是先扩压然后再带有收缩型的。若从进出口这两个截面的情况来看,流动还是压缩过程。但是在子午面形状上似乎和常规不同。对于这一点是否可以这样来解释。由于气体温度的增加比压力的增加来得多,结果是比容增大。因此还是能够满足流量连续的要求。

2. 逆流时压气机能够“平稳”地工作这一点说明,每一级中叶片沿径向有部分叶栅还是能够工作的。前面的分析都是基于速度沿径均匀分布为前提,而实际上气流沿径的速度分布是不均匀的。这也许是压气机能够“平稳”工作的理由之一。



图4 逆流时设想的叶道内流动模式

结 束 语

到目前为止还没有见到有关逆流的详细测量数据。因此这些探讨只是根据有限的结果加以推论,很可能有谬误之处。去重现这种事故显然是不可能的,只能有待于今后对

某些假设进一步进行研究,使对这个现象能有更清晰的认识。

参 考 文 献

- [1] 王清福 “轴流式压气机的逆流及其事故”《汽轮机》上海汽轮机厂 81.2.

An Exploratory Study on the Aerodynamics Mechanism of “Counterflow” in an Axial—Flow Compressor

Wu Yangjie

(Harbin Marine Boiler and Turbine Research Institute)

Abstract

This paper gives an explanation of the “counterflow” concept. Aerodynamics mechanism inside the flow path of an axial—flow compressor working under counterflow conditions is investigated, and a tentative reason has been given with regard to serious damage of the compressor when operating under “counterflow” conditions.

Key Words: Axial—flow compressor aerodynamics