

轴流式压气机进口导叶滞后角的计算

邬扬杰 (哈尔滨船舶锅炉涡轮机研究所)

〔摘要〕 根据一系列平面叶栅风洞试验的结果,确定了轴流式压气机中可转导叶和可变尾缘导叶的气动特性,从而总结出它们的滞后角按卡特公式计算时适用的范围和必须进行的修正。

关键词 轴流式压气机 空气动力学

一、前言

进口导叶是某些轴流式压气机通流部分中的一个组成部分。在设计时通常采用从平面叶栅试验中获得的试验结果。在进口导叶的设计中一个很重要的内容是确定叶栅的滞后角。滞后角的确定是否准确不仅关系到其本身,更重要的是还对下一级甚至整个压气机的特性带来影响,因此有必要对它的准确计算给以一定的重视。

综合已有的轴流式压气机进口导叶可以认为有如下三种结构型式: 1. 固定式的,即在各种工况变动时进口导叶的几何位置固定不变。2. 可转进口导叶,为了满足某种需要,例如燃气轮机的启动性能、高炉鼓风机中流量的变化等等,压气机的进口导叶设计成是可以转动的。3. 可变尾缘进口导叶,它不同于可转进口导叶是固定的,而后一段或两段做成可以转动的。这样既保证叶片的进口攻角总是处在比较有利的范围内,而气流的出口角却能按照人们的要求在比较大的范围内变化,同时整个流道内截面的变化又是比较均匀光滑的。这对改善叶栅中气体的流动无疑是有利的。

对于第一种结构型式的进口导叶,在文献〔1〕中已经推荐了一些可以采用的公式和

曲线。利用这些公式和曲线可以得到比较精确的滞后角计算值,故此处不再赘述。

对于第二和第三种结构型式,利用简洁的计算公式来确定它们的滞后角尚少介绍。下面将针对这两方面的问题予以叙述。所采用的试验叶栅参数如下: 原始叶型为 A_4O ,中弧线为抛物线,叶型转折角 $\theta = 23.33^\circ$,进口几何角 $\beta_{1B} = 88^\circ$,出口几何角 $\beta_{2B} = 68.2.67^\circ$,安装角 $\gamma = 78^\circ$,设计攻角 $i = -2^\circ$,相对厚度 $\overline{C} = 10\%$,试验叶栅见图1。试验设备和有关的结果见文献〔2〕

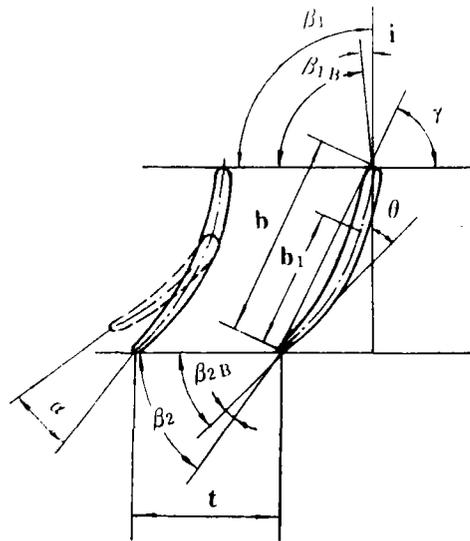


图1 可变尾缘叶栅的几何参数

二、可转进口导叶滞后角的确定

为了使压气机的性能适应给定的要求,进口导叶的转动方向可以是使流道截面加大,亦可以是使它减少。对于前者是较少使用的,并且对于扩散型流道,下面所推荐的一些计算方法将是不适用的。

可转进口导叶和一般进口导叶在这点上是一致的,即气流来流的方向在工况变动时几乎是不变的。这样可转进口导叶叶栅进口的攻角值随着转角值的增加而加大,因此必须考虑攻角和安装角改变后滞后角的变化。

1. 攻角和安装角对滞后角的影响

卡特推荐的滞后角计算公式:

$$\delta = m\theta(t/b)^{0.965} [3]$$

在这个公式中的 m 值和安装角 γ 有关。但同时指出这个公式应该对应于额定攻角的条件之下。因此不能简单地按转动后的安装角值查找 m 值,并用来计算滞后角,否则将会造成很大的误差。

图2是可转进口导叶旋转后滞后角和转角之间的关系曲线。

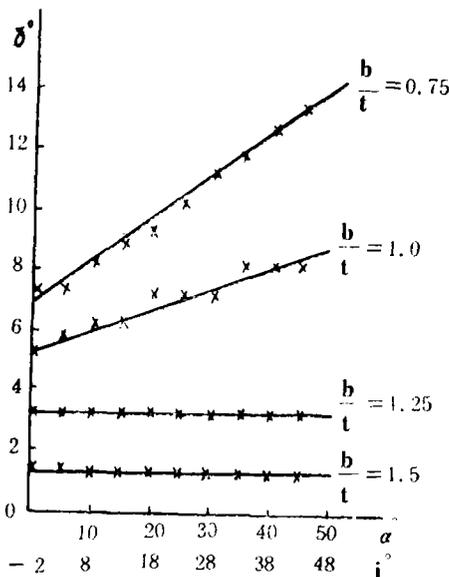


图 2

这个变化关系包含着攻角和安装角两个因素的影响。为了探讨各自的影响,曾经进行了改变来流方向而其他叶栅参数不变的试验。攻角的变化范围在 $-16^\circ \sim +12^\circ$ 之间,滞后角的变化如图3所示。

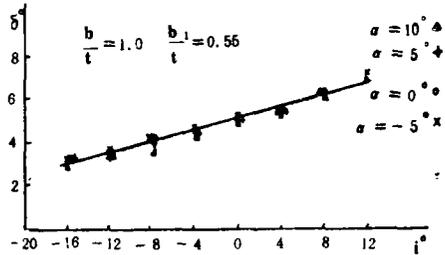


图 3 滞后角和攻角之间的关系

从图3尾缘转角 $\alpha = 0$ 的变化规律中可以看出,此时滞后角随攻角的变化和图2上的数值在同样攻角范围内是一致的。这说明安装角的变化在一定范围内对滞后角是没有影响的。至于再大范围内变化会得出什么结论尚有待进一步做工作。在 b/t 比较小时叶栅的滞后角对攻角的变化比较敏感。这可能和叶型表面附面层的流态有关。在 $b/t = 1.25 \sim 1.5$ 时,滞后角 δ 几乎不受攻角的影响,这给压气机级变工况计算带来了莫大的方便。

2. 气流转折角 $\Delta\beta$ 和滞后角 δ 的关系式

气流转折角 $\Delta\beta$ 随气流出口角 β_2 的变化关系见图4。这个图说明所有的试验点都是合理的。因为 $\Delta\beta = \beta_1 - \beta_2$, 气流进口角 β_1 是一个定值等于 90° , 故 $\Delta\beta$ 和 β_2 之间必然是一个直线关系。同时表示出对于可转进口导叶来说,叶栅的稠度对气流转折角并不起影响,这就给稠度的选择提供了很大的余地。如此在设计可转进口导叶及计算转动进口导叶后各气动角度时只要确定出滞后角即可。

按卡特公式计算出来的滞后角和试验结果的比较表示在图5上。计算和试验都是按进口导叶未经旋转时的几何参数进行的。从这张图上可以得出,在 $b/t = 1.25$ 附近试验值和计算值很好地重合。

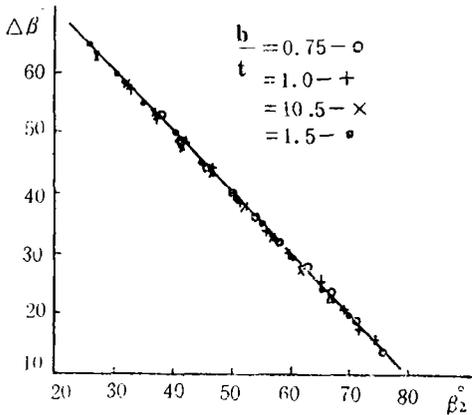


图 4 气流转折角和气流出口角的关系

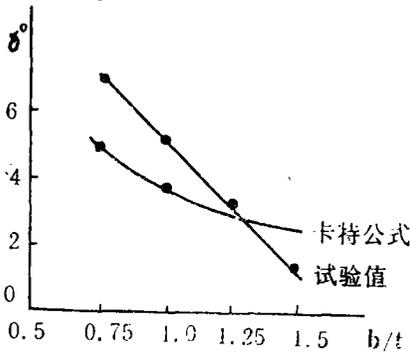


图 5 计算值和试验值的比较

至于在有攻角的情况下滞后角的计算，为了方便起见可以把图2上的曲线整理成下式

$$\delta = \delta_{\alpha=0} + \frac{d\delta}{di}(i - i_0) \quad (1)$$

式中的 $\delta_{\alpha=0}$ 系导叶未旋转时按卡特公式计算出的滞后期， $d\delta/di$ 值见图6。鉴于这条

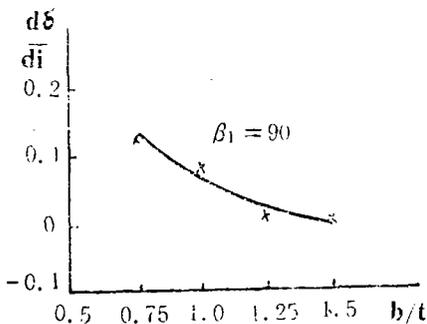


图 6 滞后期随攻角的变化率

曲线是针对一组叶栅总结出来的，对于其他叶栅是否适用尚有待考验。

三、可变尾缘进口导叶

可变尾缘试验叶栅的后缘旋转角可调范围为 $\alpha = -5 \sim 45^\circ$ 。可变尾缘的相对弦长 $b_1/b = 0.55, 0.6, 0.65, 0.7$ 和 0.75 。

叶栅试验的结果整理成气流转折角随气流出口角的变化关系，见图7。

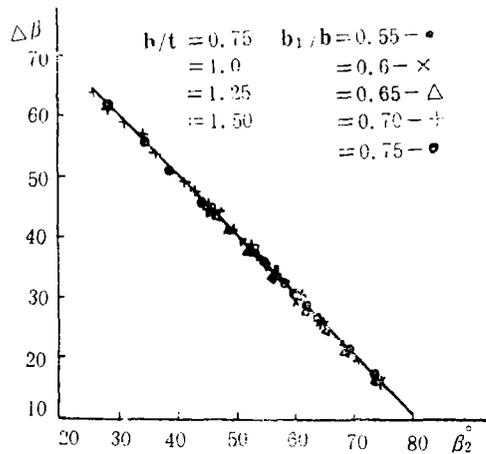


图 7 气流转折角和气流出口角的关系

在图7上同样得出不同稠度 b/t 和相对弦长 b_1/b 时 $\Delta\beta$ 和 β_2 呈线性关系，这给设计工作带来了极大的方便。如此设计可变尾缘的进口导叶关键的问题仍是滞后期确定。根据试验结果可以作出在不同的 b/t 和 b_1/b 时滞后期和尾缘转折角的关系曲线，见图8。

从图8上可以看出，可变尾缘的转角值小的时候，按卡特公式计算出的数值和试验值还是比较接近的。但是尾缘转角比较大时，二者的差值就比较大了。按照定义在用卡特公式计算滞后期时并没有对叶型转折角有什么限制。所以会引起这么大的偏差，曾经考虑到是否尾缘旋转时叶型的弦长不仅受转角 α 的影响同时亦受 b_1/b 的影响所致。以一个直叶栅为例，若原始位置时 $b/t = 1.0$ ， $b_1/b = 0.55$ ，当转角 $\alpha = 45^\circ$ ， b/t 变成 0.9248 。但是即便是在整理试验结果时把

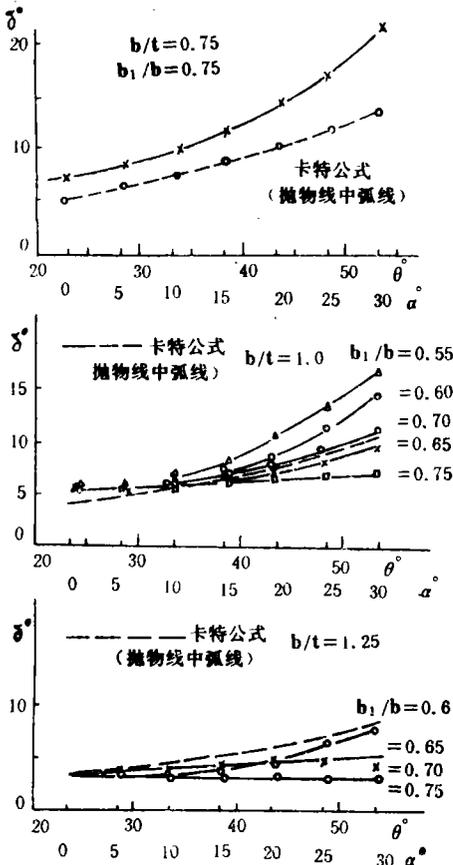


图8 滞后角和尾缘转折角的关系

这个因素考虑进去，计算值和试验值的差值对有些叶型参数来说仍然足够大。过去亦曾经有些作者把试验结果和按卡特公式计算的结果进行过比较，但都是部份的。例如文献[4]选用了稠度 $b/t=1.07\sim 1.08$ 、 $b_1/b=0.7$ 的试验结果和按卡特公式计算的数值进行了比较。从图形上看计算值和试验值很好地吻合，实际上有两点值得考虑。

1. 文献[4]中的叶栅在尾缘旋转前中弧线是直线，尾缘旋转后是一条折线。但按卡特公式计算时却称使用了圆弧中弧线的 m 值，并以此做为比较的基准。实际上据推算卡特公式中的 m 值是以 0.25 代入，并且不随安装角而变化。无疑实际的叶栅和使用的数据是完全不吻合的。

2. 文献[4]中把尾缘旋转角作为叶型的安装角，这和卡特公式中选用 m 值时需采

用的按定义的安装角是不一致的。

由此可见这样的比较是不太严格的。这就说明使用卡特公式来计算滞后角要注意范围。从图8上可以看到 $b/t=1.0$ 、 $b_1/b=0.7$ ； $b/t=1.25$ 、 $b_1/b=0.6$ 的试验结果和按卡特公式计算出来的数值是极其接近的。

对于可变尾缘的进口导叶亦曾对不同进口攻角时滞后角的变化进行过试验（见图3）。当 $b/t=1$ ， $\alpha=-5^\circ, 0^\circ, +5^\circ, +10^\circ$ ，攻角 $i=-16^\circ\sim +12^\circ$ 范围内变化时，得到的结果是很有趣的，四组数据都落在一条线上。当然这组数据对于可变尾缘的进口导叶来说并没有什么太大的意义，因为这种导叶的来流方向是不变的，没有必要考虑攻角变化的影响。

有关马赫数、雷诺数、叶型及叶型厚度的影响在文献[1]、[2]中都已论述，此处不再重复。

四、结论

1. 固定式的进口导叶采用文献[1]中推荐的公式可以得到比较精确的滞后角计算值。

2. 可转进口导叶在设计状态下的滞后角可按卡特公式进行计算，并在 $b/t=1.25$ 附近计算值和试验值很好地重合。在选择稠度 b/t 时对气动角度的影响不象压气机叶栅那样严格，以致可以较自由地在一定范围内选择。攻角改变后滞后角的变化可以利用修正系数来计算。

3. 可变尾缘进口导叶和可转进口导叶相似，可以较自由地在一定范围内选择稠度。尽管按卡特公式计算出来的滞后角和试验结果对于部份叶栅来说极其接近，但还是有部份叶栅的试验值与计算值存在着较大的偏差。对于这一现象尚需进行工作。

4. 本文所做的分析与结论还需进一步工作，充实试验资料，证实其通用性。

参 考 文 献

- [1] 郭扬杰·轴流式压气机中进口导叶滞后角的计算。舰船透平锅炉, 1978.(3)
- [2] Liu Zhan min. An experimental study of cascade with a variable trailing edge. Proceedings 18th international congress on comb-

ustion engines. 5-8 June 1989 Tianjin China Gas Turbines

- [3] 秦鹏译. 轴流式压气机气动设计, 国防工业出版社, 1975
- [4] 奥凯希 T H. 轴流式压气机可变尾缘襟翼式进气导向叶片在环形叶栅中的实验性能。国外舰船技术—透平锅炉, 1984.(1)

The Calculation of Inlet Guide Vane Deviation Angle for an Axial Compressor

Wu Yangjie

(Harbin Marine Boiler & Turbine Research Institute)

Abstract

On the basis of a series of plane cascade wind tunnel test results the aerodynamic characteristics of adjustable guide vanes and variable trailing edge guide vanes in an axial compressor have been determined. As a result, one can decide on the applicable range of their deviation angles (when calculated as per Carter's formula) and the essential correction which may be required.

Key Words: axial compressor, aerodynamics

新 产 品、新 技 术 信 息

№ R 89-11 ST-11 电弧刨割条 在电弧高温下能产生喷射气流, 按规定的操作法能吹去熔化金属。该产品具有刨割钢、生铁、不锈钢、硬质合金和铜合金等多种金属, 还具有对金属穿孔的功能。在使用时不需要专门设备, 只需普通手弧焊机(直流或交流)就能清除缺陷, 操作简便, 节省电能, 不含有毒气体, 是一种补充碳弧气刨不足的新材料。ST-11 电弧刨割条在1988年通过部级鉴定, 产品性能已达到国外先进国家同类产品的水平。

ST-11 电弧刨割条主要适用于焊工自检返修, 短浅缺陷的清除和焊缝反面清根等方面, 现已应用于化工、船舶、机械、电力、建筑安装等行业。

№ R 89-10 JS-2 型累积计时器 于1989年4月10日安装调试出首台样机。4月22日在重庆召开的中船总公司机动工作会议上作了现场表演, 得到各界一致赞扬。会上, 重庆五州电冰箱厂等单位要求小批量生产, 相继多家厂纷纷订货, JS-2 型累积计时器采用CMOS 集成电路, 电子、电磁六位数字显示。显示直观、性能稳定, 抗干扰能力强、工作可靠, 使用寿命长、体积小(外形尺寸: 70×47×106mm)可直接安装在设备配电板上, 具有在失电时能保留原有计时的特点, 是同类产品的佼佼者, 可用来确定设备大修周期、设备保养周期, 考核设备使用寿命、劳动生产率、检测电力发配系统的用电情况及实验过程累积计时等。服务方式、技术转让、产品销售。 (如需以上技术和产品请与编辑部联系)