

叶轮机机械弯扭叶片的研究现状及发展趋势

王仲奇, 郑 严

(哈尔滨工业大学, 哈尔滨 150001)

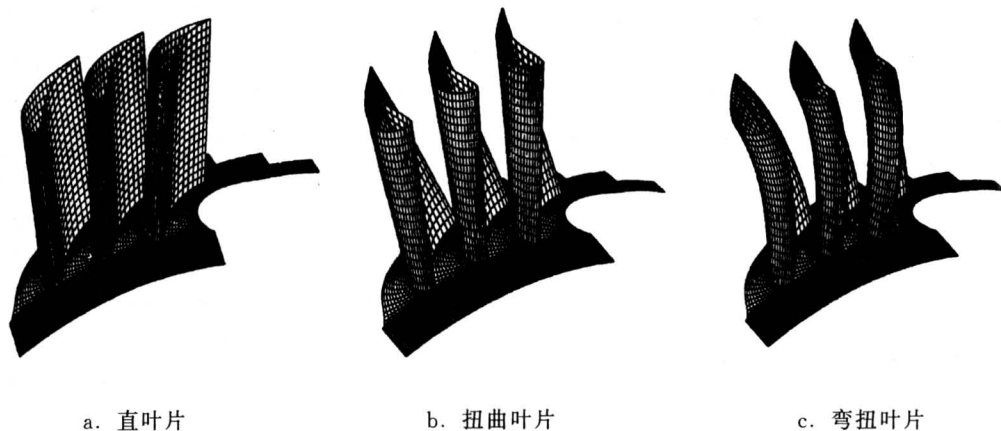
[摘要] 弯扭叶片在20世纪90年代已在英、美等发达国家较普遍地得到应用,在我国也成功地应用于蒸汽轮机,在航空发动机涡轮中的应用也有了良好的开端。文章就叶片弯曲降低能量损失的机理以及静态和动态实验对采用弯曲叶片的效果做了综合评述,对压气机采用弯曲叶片的科研进展,以及遇到的难点也作了概要的介绍。根据我们的设计经验,在文章的最后总结了弯曲叶片级设计时应遵循的几条原则。

[关键词] 弯扭叶片;二次流;叶栅气动力学

1 叶轮机叶片发展的三个阶段

在叶轮机内进行能量转换的基本元件是叶片。从叶轮机诞生到现在,叶片的发展经历了三个阶段。在20世纪40年代以前,叶片都是做成直的(图1a)。40年代以后出现了扭曲叶片(图1b)及相应的扭曲叶片理论和设计方法,从此叶轮机械的效率和单台功率都有了大幅度的提高。汽轮机单台功率可达百万kW,燃气轮机的功率也达10万kW。与此同时,低压级叶片的高度也相应地增大。

20世纪60年代初,俄罗斯的费里鲍夫与本文作者共同提出了一种新型叶片的成型方法——叶片的弯扭联合气动成型^[1]。叶片沿周向弯曲,实质上是给叶轮机气动设计者增加了一个新的设计自由度——叶片沿高度、沿周向变角度弯曲(图1c)。它与原来的设计自由度——沿叶高变角度扭曲合理匹配,使流场进一步优化。70年代以后,经过各国科学家和工程技术人员的共同努力,弯扭叶片已成功地应用于汽轮机、燃气轮机和航空发动机上。



a. 直叶片

b. 扭曲叶片

c. 弯扭叶片

图1 叶片的结构形式

Fig. 1 Blade configuration

[收稿日期] 2000-04-27; **修回日期** 2000-05-15

[基金项目] 国家自然科学基金资助项目(59636180), 国家973项目(G1999022307), 博士点基金

[作者简介] 王仲奇(1932-), 男, 河北唐县人, 中国工程院院士, 哈尔滨工业大学教授, 博士生导师

目前世界上几乎所有主要的汽轮机和航空发动机生产厂家,如GE、WH、ABB、GEC ALSTHOM、三菱、日立、Simens、RR、PW以及我国的哈尔滨汽轮机厂、东方汽轮机厂,上海汽轮机厂和北京重型电机厂等,都已成功地将弯扭叶片应用于实际机组中,并已投入运行,产生了重大的经济效益。正如刘仪等所说:“以全三维弯扭叶片为代表的新一代汽轮机已成为当代汽轮机行业的制高点技术”^[2]。

2 弯扭叶片降低能量损失的机理

2.1 叶片与气流作用力的分析

对于常规的直叶片或常规的扭曲叶片,叶片与气流作用力的径向分力 F_r 趋于零(见方程(1))。它对流场内的气动参数分布影响很小,一般情况下可以略去不计。采用倾斜叶片或弯曲叶片的目的,主要是利用这个径向分力来控制流场内的静压力分布,以便优化流型,降低能量损失。因此,这个径向分力 F_r 的数量级应当与流体微团的离心惯性力同属一个数量级。

由径向平衡方程

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{v_u^2}{r} + \frac{\omega_m^2}{r_m} \cos \sigma - \frac{d\omega_m^2}{dm} \frac{\sin \sigma}{2} + F_r \quad (1)$$

(式中 $F_r = -\frac{n_r}{n_u r \rho} \frac{\partial p}{\partial \theta}$)

可知,在叶栅流道内外,压力沿径向的变化由该方程右端的4项决定。第1项为回转面内的流体微团旋转时产生的离心惯性力,它对径向压力梯度的贡献总是正的;第2项为子午面内的流体微团做曲线运动时所产生的离心惯性力在径向的分量,当流型为凹形时该项为负值,因而它使静压沿径向减小;第3项代表流面上的微团沿流面运动时,在子午方向上产生的加速度惯性力在径向的分量,该力与加速度的方向相反;第4项代表叶片对气流作用力在径向的分力,它对径向压力梯度的影响可能是正,也可能是负。当叶片正倾斜时(叶片压力面与内端壁面的夹角为锐角)(图2a),压力沿周向的偏导数为负值,而流面单位法向量的径向分量也为负值。这样方程(1)右端第4项对正倾斜叶片而言,是使压力梯度沿叶高减小,即与等号右端第1项的作用相反。当这一项对径向压力梯度的影响超过等号右端前三项时,可能得到负的径向压力梯度。图3

表示三种叶栅静压沿叶高的分布^[3,4]。对于常规叶片(径向叶片),由于叶片对气流的作用力在径向的分力,即方程(1)右端第4项,非常之小,故可以略去不计。此时影响径向压力梯度的主要是回转面内的离心惯性力项,所以获得了正的压力梯度沿叶高的分布。当叶片正倾斜时,如上所述,如果方程(1)右端第4项的作用超过其余3项,则可获得负的径向压力梯度。对于弯曲叶片,其下半部相当于叶片正倾斜,它使径向压力梯度减小,如果根部倾角足够大,可以获得负的径向压力梯度沿叶高的分布。而弯曲叶片的上半部,相对于根部而言相当于叶片负倾斜,它有利于径向压力梯度的增加,因此获得了如图3所示的所谓C型压力分布。图中*i*代表测量平面的序号。

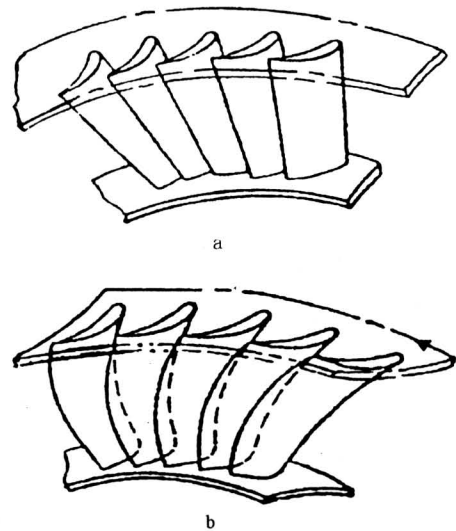


图2 正倾斜和弯曲叶片

Fig.2 Positive leaned and bowed blades

2.2 边界层径向迁移原理

决定叶片吸力面和压力面上的径向二次流的是这些表面上的静压分布。如上所述,在常规叶栅中,由于沿叶高存在较大的正压力梯度,所以沿叶片吸力面从顶部至根部做径向运动的边界层将在由吸力面和下端壁构成的角区内与在下壁面上做横向运动的边界层相遇(图4),使这个角区域内的边界层增厚和堆积。这些低能量流体在根部区域内沿吸力面运动并经过从喉部至出口边一段扩压段时,可能分离,因而使根部区内靠近吸力面的能量损失迅速增加。至于在叶片压力面上从上向下做径向运动的边界层,是不会在由压力面与下壁面构成的角

隅里堆积的。它可以在横向压力梯度作用下继续从压力面侧沿下壁面运动到吸力面侧，加厚在吸力面与下端壁形成的角区内的边界层。

要想消除沿吸力面和压力面做径向运动的边界层的径向运动，就得改变常规叶片吸力面和压力面的正压力梯度。采用正倾斜叶片（图 2a），固然可以获得负的径向压力梯度（图 3），在它的作用下

不再发生从上而下的沿吸力面和压力面的边界层径向串流，因而使叶栅根部的能量损失下降，但却可能发生自下向顶部的边界层运动，使叶栅顶部的能量损失增加，其结果是叶栅总的能量损失并未下降，有时正倾斜叶片栅中的能量损失还可能大于常规叶片栅中的能量损失（图 5）^[4,5]。

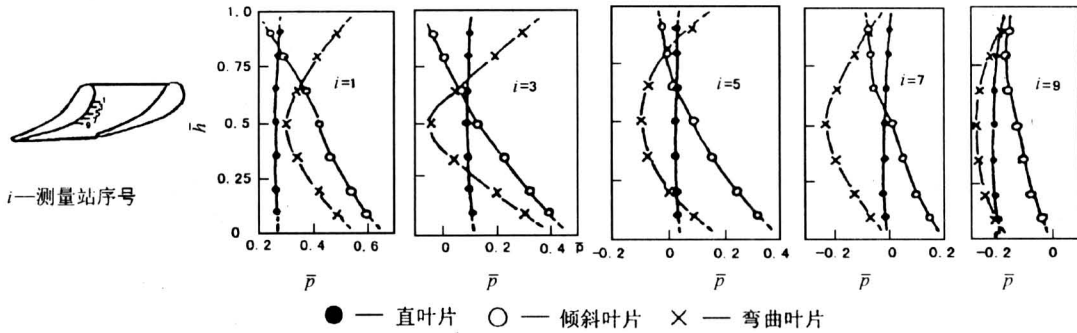


图 3 静压 \bar{p} 沿叶高 \bar{h} 的分布

Fig.3 Distribution of static pressure along the blade height

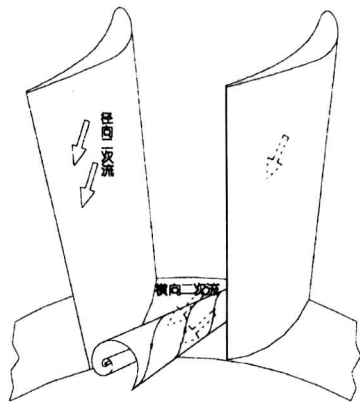


图 4 径向与横向二次流

Fig.4 Radial and cross secondary flows

采用弯曲叶片栅，即叶片的压力面与上下壁面组成的夹角均为锐角时，可以获得吸力面和压力面上的沿叶高的压力呈 C 型分布（图 3）^[3]。在它的作用下，两端边界层被吸到中部并被主流带走，因而两端部区内的能量损失下降（图 5）^[3,4]。由于两端部区域内的低能量流体被吸入中部，虽说被主流带走，但总要消耗一部分主流的能量，因而叶栅中部某个区段能量损失有所增加。但在一般情况下，中部区的能量损失增加得并不显著，因而叶栅中的

总能量损失是减少的。

2.3 叶片弯曲对横向二次流的影响

采用弯曲叶片对压力面和吸力面之间的压差也有显著的影响。图 6 表示在环形叶栅中，常规叶片和弯曲叶片吸力面和压力面上的压力分布^[4]。图中 a、b、c 分别表示在叶栅根部、中部和顶部的实测结果。在两端，弯曲叶片压力面与吸力面间的压

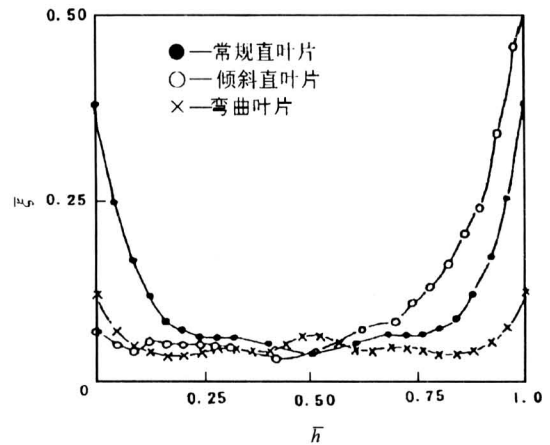
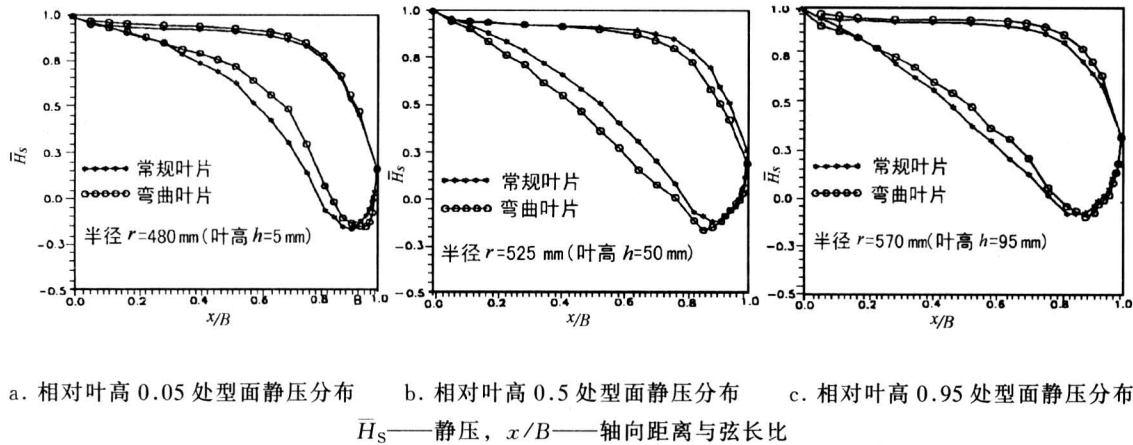


图 5 涡轮静叶栅内能量损失 $\bar{\xi}$ 沿叶高 \bar{h} 分布

Fig.5 Distribution of energy loss along blade height in turbine stator

差明显小于常规叶栅中的。这表明在两端壁面上的横向二次流减弱，相应的二次流损失下降。图 7 表示一个展弦比为 0.26，径高比为 30 的涡轮喷管叶栅实验结果^[6]。此图表明，在这样短的叶栅内，径向压力梯度变化不明显，此时组成总损失的已主要不是径向二次流损失，而是两端二次流损失。由于弯叶片栅内两端横向压差减小，因而两端二次流损失下降。在叶栅中部，弯曲叶片与常规叶片比

较，这个压差增加了，也就是说弯曲叶片栅中部的做功量增加。这就意味着级负荷增加。因此，弯曲叶片栅端部和中部的这两种压差变化都是有利的。所以，采用弯曲叶片不仅抑制了径向二次流，减弱了横向二次流，从而使叶栅的总损失下降，而且加大了叶栅中部的作功能力。霍默扎茨^[7]、维阿隆格^[8]、原田正胜^[9]等也得到了类似的实验结果。



a. 相对叶高 0.05 处型面静压分布 b. 相对叶高 0.5 处型面静压分布 c. 相对叶高 0.95 处型面静压分布
 \bar{H}_s ——静压, x/B ——轴向距离与弦长比

图 6 沿叶型表面的压力分布

Fig.6 Distribution of static pressure on blade surface

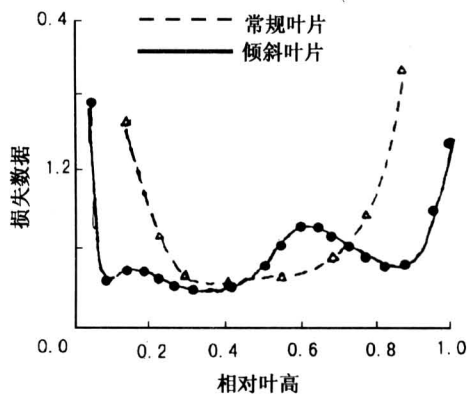


图 7 损失沿叶高的分布

Fig.7 Distribution of energy loss along blade height

3 叶片弯曲对级气动特性的影响

3.1 引言

涡轮导向叶片的弯曲不仅可以大幅度降低叶栅中的能量损失，而且能够改善其下游动叶片中的三维流场，改善级的总性能。弯曲导向叶片的吹风试验只能部分地显示其有利的影响，无法提供它对下

游流场以及整个级的气动性能改进的信息。因此，只有进行弯曲叶片级的性能实验才能充分显示它在改善级性能方面的作用。由此可见，级的性能实验在弯曲叶片的研究和发展过程中是非常必要的。

3.2 弯曲叶片对级效率的影响

级试验的主要目的之一是获取级效率与速比（转速）的关系。为了提高发动机的推力和降低油耗，我们曾对一台小型涡喷发动机做了改型。原型涡轮是按自由涡设计方法设计的，它的效率较低。改型的方案是将涡轮导向叶片利用弯扭两个设计自由度进行了重新设计，其它部件保持不变。改型前、后的涡轮导向器如图 8 所示。试验是在小型涡喷发动机上进行的。由于改型后的涡轮导向叶片的内、外径保持不变，因此，当原型导向叶片卸去后，改型后的导向器就可以很容易地装入发动机中。试验中测量了压气机进口空气流量、压气机的压比、燃油耗量、发动机转速、涡轮出口燃气温度和发动机推力。采用热力分析方法，在涡轮和压气机压力平衡、转速平衡以及流量和能量守恒的基础上，求出弯扭叶片级和原级涡轮在不同转速下的级效率。改型后的涡轮效率改变以后，发动机的工作

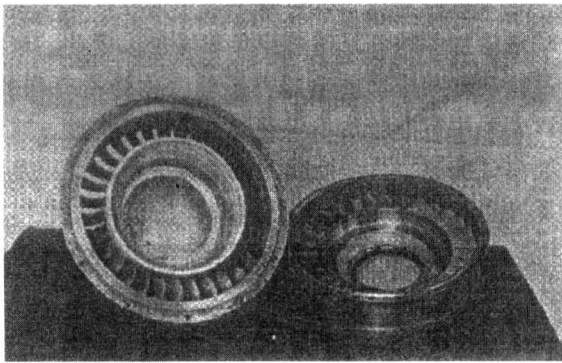


图 8 改型前 (右)、改型后 (左) 涡轮导向器的形状

Fig.8 Stators in a small turbine before and after retrofit

点要发生移动。为了便于同原型发动机的性能进行比较, 通过调整尾喷管的面积, 使改型后的发动机工作点与原型发动机在最大转速工况下保持相同。

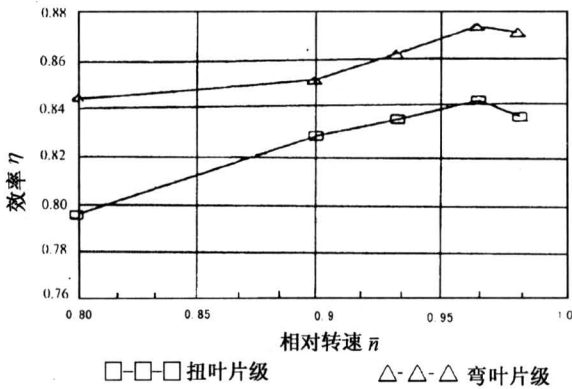


图 9 弯曲叶片级与转速的关系

Fig.9 Overall efficiency characteristic of stage with bowed blade

试验结果表明 (图 9), 在各个转速工况下, 弯曲叶片级效率均比原型涡轮级有所提高。在所测转速变化范围内, 涡轮效率提高 3%~4%, 发动机推力提高 3.5% 左右。由于在改型中仅用弯扭叶片 (叶片反扭) 代替了原型导向器中的单纯的扭叶片 (等环量扭曲规律), 所以, 这个效率和推力的提高值可以认为仅仅是由于采用了弯扭叶片而带来的收益。

类似的动态试验结果在川岸等人的文章中也作过介绍^[10]。川岸实验方案包括三个实验级: 原型直叶片级 (NL), 直线倾斜叶片级 (SL) 和弯曲

叶片级 (CL)。实测的涡轮级效率与速比的关系曲线如图 10 所示。图中的纵坐标为效率的相对值, 即实际效率与原型级最大效率的比值。横坐标的速比为圆周速度 u 与理想热降对应的速度 c_a 之比值。

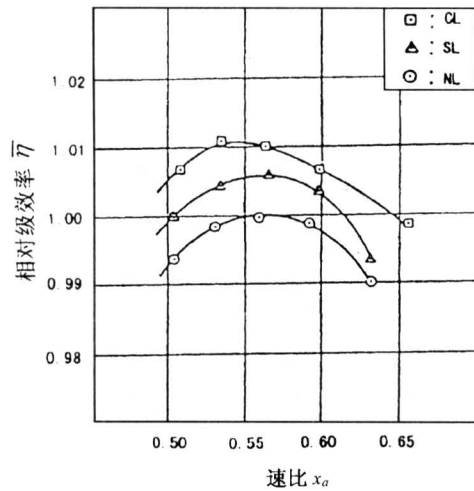


图 10 效率与速比的关系

Fig.10 Comparison of relative stage efficiency

从实验结果可以看出, 采用弯曲叶片的方案 (CL) 可以获得较大的级性能改善, 相对级效率可以提高 1%。直线倾斜方案 (SL) 与原方案比较, 其效率仍可提高 0.5%, 但风洞吹风试验结果表明 (图 11), 直线倾斜叶片栅的压力损失要比原型静叶片稍微大些。这表明, 采用直线倾斜静叶片虽然没有降低叶片本身的能量损失, 但却改变了级的其它参数, 例如提高了级的根部级动度, 从而有利于级效率的提高。

3.3 叶片弯曲对级反动度沿径向分布的影响

如前所述, 叶片的倾斜和弯曲不仅可以控制径向压力梯度的大小及其变化规律, 而且能够改变级的反动度沿叶片高度的分布, 使根部的反动度提高, 顶部的反动度降低。图 12 是在 GEC 公司可变密度试验设备上对 914 mm 末级叶片的模型级所做试验的结果^[11]。该末级叶片的工作条件极为恶劣。它的容积流量大, 负荷高, 动、静叶片之间的静压沿径向变化剧烈, 根部过低的静压导致了负反动度的出现, 使动叶流道内根部附近的流动产生分离和阻塞 (图 13), 因而气动性能迅速下降。试验结果表明原型级根部反动度达 -20% 左右 (图 12)。为了提高根部反动度, 采用了叶片向周向正倾斜和沿径向扭曲的联合气动成型, 重新设计了导向叶片。

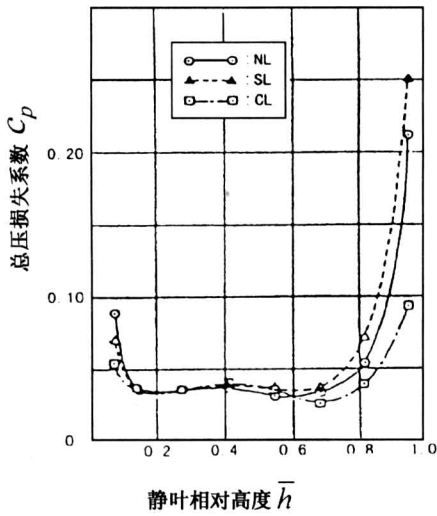


图 11 压力损失系数沿叶高的分布
Fig.11 Circumferentially averaged total pressure loss distribution at nozzle outlet

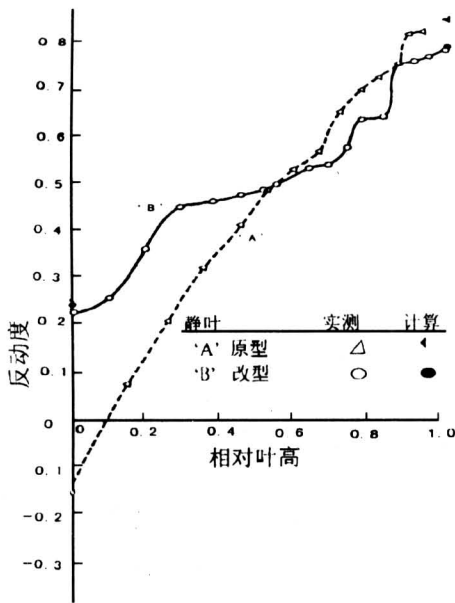


图 12 反动度沿叶高分布
Fig.12 Reaction distribution along blade height

试验结果表明，根部反动度提高到了 30%。显然，这将显著地改善动叶流道内根部区域的流动状况。与此同时，叶片顶部的反动度下降了 15% 以上。这有助于减小顶部的漏气损失。该实验证明，采用倾斜叶片或弯曲叶片不仅可以控制叶片流道内的静压沿叶高的分布，从而有利于减少端部损失，而且

可以提高级的根部反动度和降低顶部反动度，有利于改善级特性。

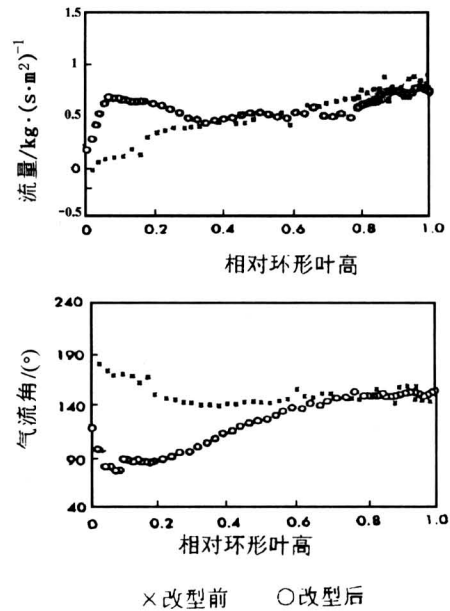


图 13 500 MW 末级改型前后的通流特性
Fig.13 Through-flow property of last stage in 500 MW unit before and after retrofit

3.4 叶片弯曲对级通流特性的影响

级的通流特性在很大程度上依赖于级的反动度沿径向的分布。因此，弯扭叶片级在使级的反动度沿径向均化的同时，在一般情况下必然导致级的通流特性的改善。在大型蒸汽轮机中，通过低压缸末级的蒸汽容积流量很大，因此要求末级叶片很长，径高比很小。级的根部常出现负反动度，使动叶流道根部附近的流动为扩压流动，且极易发生严重分离和阻塞，使级的气动性能变坏。图 13 是 GEC ALSTHOM - 500 MW 大型蒸汽轮机低压末级采用倾斜和扭曲导向叶片之后的级出口参数实测结果。从图中可以明显地看出，改型后的单位质量流量在根部区域增加了，改型级的出口气流角也从原级的 190° 降至 90° 左右，接近最佳出口流动条件。这表明，采用倾斜叶片后，级的根部分离减弱甚至消失了。根部反动度的提高，也使动叶流道内的流动状况得到了改善。

3.5 叶片弯曲控制分离流动的能力

图 14 表示改型前、后的流线形状和分布^[11]。它们是根据低压缸改型前、后用探针实测数据在子午面上绘制出来的。通过二者的比较可以看出，改

型后级的流场结构得到明显的改善。在原型低压缸中，第 5 级和第 6 级动叶片的根部流道以及隔板的顶部流道存在着比较严重的分离流动。当采用倾斜导向叶片代替原来的常规静叶片之后，流线的走向

明显地贴近上下两个端壁。这表明在级的根部区域得到很好的气流充填，流动分离特别有效地得到了控制。

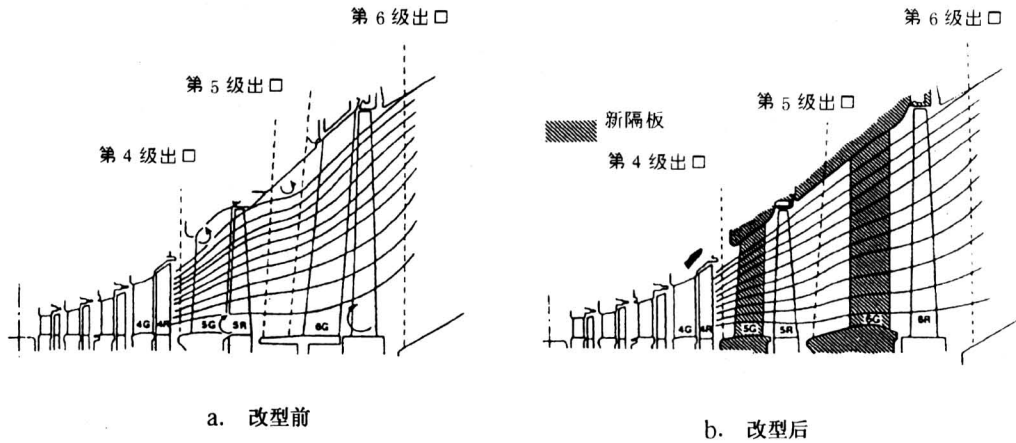


图 14 改型前后的流线分布

Fig. 14 Comparison of streamline distribution before and after retrofit

4 弯扭叶片在压气机中的应用

弯扭叶片在涡轮中的应用已日臻完善，并且在实际发动机中的应用产生了显著的经济效益。然而弯扭叶片在压气机中的应用还需要经过一段深入的研究，这是因为：压气机中的流动是扩压流动，气流容易分离，弯扭叶片栅的回转面、侧型面和子午面内的形状及其匹配状况，弯曲叶片的根部和顶部弯曲角及其变化规律，叶片的弯向（正弯还是反弯）等都影响着（决定着）扩压叶栅的流场结构。这不仅与流场中的能量损失有关，而且影响喘振裕度的大小，因此，扩压叶栅采用弯曲叶片，不仅要把降低能量损失作为考核指标，而且要把提高压气机喘振裕度，起码不降低喘振裕度作为先决条件。可见，压气机采用弯曲叶片比涡轮采用弯曲叶片有较大的难度。可喜的是压气机采用弯曲叶片已有了良好的开端。图 15 表示一台静叶均采用弯曲叶片的三级压气机动态试验结果。在 100 % 速度下，工作线上的绝热效率提高了 1 %。从工作线至失速点的效率和压升均有提高，通流能力也增加了 0.85%^[12]。根据文献 [12] 作者的分析，三级压气机效率的提高是由于静叶片弯曲后，其总损失从工作线至失速点下降了 36 % 至 28 %，而总损失的

降低则是由于消除了根部和顶部区靠近吸力面处的角区分离的结果。

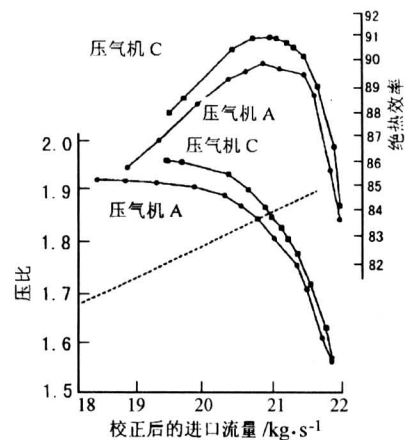


图 15 压气机实验特性

Fig. 15 Performance of compressor, having bowed stators in all three stator rows

遗憾的是，这台三级压气机采用弯曲叶片后，其喘振裕度下降了 3 %。文献 [12] 认为，由于改型中动叶未改变，静叶的几何出口角也没有变化，静叶仅按原叶型沿一条曲线积迭而成，因而静、动叶间不匹配，使冲角过大，弯曲静叶的下游流场

(动叶进口流场)变坏,从而导致压气机喘振裕度降低。因此,设计时需要特别重视静、动叶间的匹配。文献[13]的计算结果表明,由于静、动叶匹配得当,一台11级的压气机由于采用弯曲叶片可使效率提高2%,而压气机喘振裕度并未降低。

文献[14]对静叶采用弯曲叶片的压气机中等亚声速级进行了试验。该文作者试验了6种方案,其中除原型级外,还试验了一种正弯静叶片级和一种反弯静叶片级(叶片压力面与上、下壁面组成钝角)。试验结果表明,静叶正弯曲使级效率提高了1.0%~1.5%(在优化工况范围内)(图16),而静叶反弯级效率提高了2.0%~3.0%。此时,用旋转失速表示的级稳定工作边界位置没有变化。这个试验结果表明,对压气机采用正弯曲叶片还是采用反弯曲叶片更有利,尚需进行深入的探讨,以便搞清在扩压叶片栅中叶片弯量与弯向对流场结构的影响。

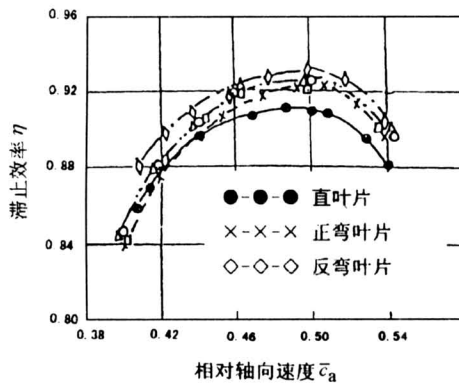


图16 效率与速比的关系

Fig.16 Stage efficiency versus air flow coefficient at different blade bowing variation

5 结论

1) 搞清弯曲叶片流场中的涡系结构 涡轮叶栅中采用弯曲叶片降低能量损失的机理有待进一步深入研究,尤其需要深入流场细微结构,对各种集中涡系(马蹄涡、通道涡、壁角涡、壁面涡等)的生成、发展及其相互干扰进行实验研究和数值模拟,以揭示叶片弯曲对这些涡系结构的影响,进一步从流动力学的角度搞清叶片弯曲降低损失的机理。

2) 弯曲叶片级的设计原则 弯曲叶片已成功地应用于汽轮机和航空发动机的涡轮中。但不是叶

片一“弯”就能奏效的。弯曲叶片级和级组的设计还需要遵循一定的设计原则才能达到提高效率的目的。这些原则概括起来是:

- 在静叶片流道内建立C型压力分布规律;
- 反动度沿叶高均匀分布;
- 提高根部反动度,降低顶部反动度;
- 动、静叶要匹配良好,沿叶片高度冲角值要控制在合理的范围内,不能过大;
- 级,尤其是级组动叶出口气流要均匀排出。

3) 弯曲叶片在扩压叶栅中的应用刚刚开始 在扩压流动中采用弯曲叶片的研究工作,虽然有了良好的开端,但离工程实际应用还有一段距离。这是因为扩压流动与降压流动比较难于控制,在扩压叶栅中采用弯曲叶片不仅要降低能量损失,而且要保证压气机喘振裕度有所提高,起码不降低。因此,弯曲叶片应用于压气机还有较长的一段路要走。

参考文献

- [1] Filippov G A, Wang Zhongqi. The calculation of axial symmetric flow in a turbine stage with small ratio of diameter to blade length [J]. Journal of Moscow Power Institute, 1963, (47): 63~78
- [2] 刘仪, 陈铁, 刘斌, 等. 级环境下叶片弯曲气动特性理论的研究探讨 [J]. 汽轮机技术, 1997, 39 (4): 244~250
- [3] Wang Z, Lai S, Shu W. Aerodynamic calculation of turbine stator cascades with curvilinear leaned blades and some experimental results [A]. Symposium Papers, 5th ISABE [C]. 1981. 30-1~30-9
- [4] Wang Zhongqi, Han Wanjin, Xu Wenyan, et al. The blade curving effects in a turbine stator cascades with low aspect ratio [J]. Chinese Journal of Engineering Thermophysics, 1990, 11 (3): 255~262, or AD-A261 063 FASTC-ID (RS) T-0312-92, 21 January 1993
- [5] Wang Zhongqi, Han Wanjin, Xu Wenyan. The effect of blade curving on flow characteristics in rectangular turbine stator cascades with different incidences [A]. ASME Paper [C]. 91-GT-60
- [6] 蒋洪德, 陆永良, 等. 亚音速复合倾斜透平静叶栅的理论及实验研究 [J]. 航空动力学报, 1993, 8 (1): 41~44
- [7] Hourmouziadis J. Hübner N. 3-D design turbine airfoils [A]. ASME Paper [C]. 85-GT-188
- [8] Vialonga J, Petot B, Chiappa T. Assessment of a 3-

- D euler code for subsonic turbine vane flows and study of the non radial blade stacking [A]. ASME Paper [C]. 92 - GT - 63
- [9] Masakatsu H, Eiichiro W, Hikaru T. Recent technology on steam turbine performance improvement [R]. PWR - Vol.13, Design, Repair and Refurbishment of Steam Turbines ASME 1991
- [10] Kawagishi H, Kawasaki S. The effect of nozzle on turbine efficiency [R]. PWR - Vol.13, Design, Repair, and Refurbishment of Steam Turbines ASME 1991
- [11] Hesketh J A, Tritthart H, Aubry P. Modernization of steam turbines for improved performance [R]. Symposium on Steam Turbine and Generators. 1994
- [12] Weingold H D, Neubert R J, Beblke R F, et al. Bowed stators: an example of CFD applied to improve multistage compressor efficiency [J]. ASME Journal of Turbomachinery. 1997, 119 (4): 161~168
- [13] Lejambre C R, Zacharias R M, Biederman A J, et al. Development and application of a multistage Navier - Stokes flow solver: Part II - Application to a high-pressure compressor design [J], ASME Journal of Turbomachinery, 1998, 120 (4): 215~223
- [14] Bogold A B, Kimasov Y L, Mitrokhin V T, et al. Direct and inverted calculation of 2D axisymmetric and 3D flow in axial compressor blade rows [A]. Recent Advances in Compressor and Turbine Aerothermodynamics Conference Papers [C]. 24 - 25 Nov. 1992, France

Research Status and Development of the Bowed-Twisted Blade for Turbomachines

Wang Zhongqi, Zheng Yan

(Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

[Abstract] The bowed-twisted blades have been widely used in the developed countries in the 1990s, such as the USA and UK. In China, this new type blades are also successfully applied to the steam turbines, and the application of these blades to gas turbines of air-engines has had a good beginning. The effectiveness of applying the bowed-twisted blades to turbines demonstrated by the tunnel and static experiments is discussed, and the mechanism of reducing the radial- and cross- secondary flow losses by using the bowed-twisted blades is analyzed in this paper. The advances in research on compressor bowed blades and key problems in this research are considered shortly. Based on design experiences, several principles for designing stages with bowed-twisted blades are summarized in the end of this paper.

[Key words] bowed-twisted blade; secondary flow; cascade aerodynamics

(Cont. from p.35)

[Abstract] This paper briefly reviews the electronic grade polysilicon production capacity and market demand in the world as well as in China, It is estimated that in the year of 2000 and 2010 the polysilicon demand in China will be 736 t/a and 1 304 t/a, respectively.

In the recent years, the gross polysilicon production in China is only 80 t/a, so the construction of an electronic grade polysilicon plant in China with a 1 000 t/a production capacity should be reasonable. However, referring the newest statistical data since 1997, the world polysilicon production capacity has being exceeded the market demand and the trend will continue in the near future. In order to occupy the domestic polysilicon market the future polysilicon plant will face challenge. The quality of the product and the manufacturing cost are the most important criteria to be considered. Ensuring the polysilicon product purity, the manufacturing cost should be near 20 dollars per kilogram for competition in domestic market.

[Key words] polycrystalline silicon; semiconductor; production