

小轴向间隙下直、弯静叶 Clocking 效应的实验研究

陆华伟¹, 郭 爽², 陈 浮², 王仲奇²

(1. 大连海事大学轮机学院, 辽宁 大连 116026; 2 哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘 要: 实验研究了采用直、弯静叶的某低速重复级压气机的 Clocking 效应在小轴向间隙下的变化情况, 探讨了 Clocking 效应在小轴向间隙下影响压气机内部流动状况的机理。结果表明, 当动、静叶间轴向间隙减小到原型间隙的 67% 时, 压气机整体效率较原型有所提高, 且采用正弯静叶时压气机效率提高的幅度要大于采用直静叶时。综合不同叶型和 Clocking 效应带来的效率收益, 在设计工况下最多提高 1.8%~1.9%, 最大流量工况下则可达到 2.8%。设计工况下最高效率点发生在一级静叶尾迹与二级静叶尾迹相重合时, 最低效率率则对应于一级静叶尾迹位于二级静叶流道中央时。

关 键 词: 轴向间隙; Clocking 效应; 正弯静叶

中图分类号: TK474.8 文献标识码: A

引 言

当压气机级数增加时, 尾迹传输积累效应使得尾迹与尾迹、尾迹与叶片间的作用变得十分复杂。众多研究表明^[1~3], 同名叶栅相对周向位置变化能够改变上游叶列尾迹和不稳定压力场对下游叶栅内部流动的影响, 使整个机组效能发生变化(即 Clocking 效应), 从而影响到压气机整体的效率。He 和 Chen 利用尾迹/前缘干扰理论发现亚音速条件下最低效率对应时均上游叶列尾迹通过下游叶列流道中央, 最高效率则对应上游叶列尾迹撞击到下游叶列前缘^[3]; Dorney 提出最高效率点对应着上游叶列尾迹环绕下游同名叶列前缘并迁移到吸力面侧的情况^[4]; Cizmas 则认为最高效率点应该在略向吸力面迁移的前提下发生^[5]; Burlet 研究表明上游叶列尾迹被输运到下游同名叶列压力面附近时效率达到最高^[6~7], 被输运到下游同名叶列吸力面附近时效率最低。以上研究中对效率峰值位置的描述差异较大, 文献[4]指出可能是因为叶型几何参数的不同引起的, 这需要对更多的 Clocking 位置进行实验才能解释清楚。

多级压气机中后几级总损失的 50% 源自端壁附面层, 尤其是静叶端部角区流动分离带来的损失^[8]。弯曲叶片可以有效减小端壁的损失、改善端壁的流动, Weingold 的实验研究表明^[9], 静叶弯曲在端壁区产生的径向气动分力可显著减弱角区分离及其径向扩散; Sasaki 和 Breugelmans 在研究中提出弯曲叶片能明显降低三维分离的范围并使流道中的流动重新分配^[10]。因此, 如何在采用弯叶片的压气机中, 利用静叶 Clocking 效应控制叶列间非定常干扰效应来提高压气机气动性能, 已成为该领域的新课题。

实验研究了采用直、弯静叶的某低速重复级压气机气动性能在小轴向间隙下随 Clocking 效应的变化情况, 用气动探针对一个周向周期内 36 个静叶相对位置(每隔 0.5° 设置一个测量站)的压气机时均总性能进行了测量, 研究重点在于确定小轴向间隙下不同工况时压气机效率及压比变化与静叶 Clocking 位置的对应关系, 探讨 Clocking 效应在小轴向间隙下影响压气机内部流动状况的机理。

1 实验装置与数据处理方法

1.1 实验装置

实验是在哈尔滨工业大学低速重复级压气机实验台上进行的, 如图 1 所示, 设计转速为 3 000 r/min, 内、外环半径分别为 200 和 300 mm, 动、静叶展弦比分别为 1.25、1.27, 动叶中径处几何进、出气角分别为 36.41°、40.98°, 静叶中径处几何角为 61.79°、81.36°, 动、静叶栅叶片数均为 20。入口参数测试采用 2 支 4 孔动压探针测量, 布置在一级动叶前 2 倍弦长 ($Z/B=2$, B 为中径处静叶轴向弦长) 位置。在第一、二级静叶下游距尾缘 0.32B 处测量各级出口气动参数分布, 二级静叶下游 $Z/B=3.5$ 处沿周向设置 4 孔径向动压

收稿日期: 2008-06-16; 修订日期: 2008-08-22

基金项目: 国家自然科学基金重点基金资助项目(50236020); 国家自然科学基金资助项目(50646021)

作者简介: 陆华伟(1980-)男, 江苏宜兴人, 大连海事大学讲师, 博士

探针测量出口总性能变化情况。

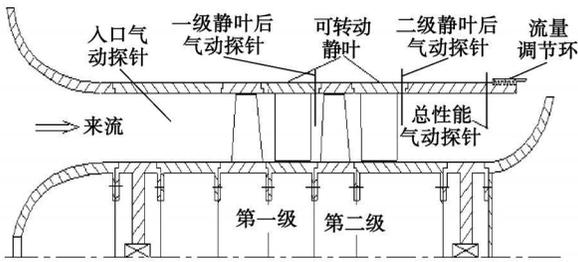


图 1 低速重复级压气机实验台

1.2 实验方案与测量方法

压气机动叶沿径向在重心处积叠，直叶栅在尾缘处积叠。非对称正弯曲静叶的积叠线如图 2 所示，顶、根部弯曲角 Λ_{BT} 、 Λ_{BH} 分别为 18° 和 24° ，上、下弯高 L_{BT} 、 L_{BH} 均为 10% 叶高。图 3 为中径处叶片型线及不同动、静叶间轴向间隙和静叶 Clocking 的位置定义，其中两个不同的轴向间隙分别为原型轴向间隙 (100% Axial gap) 和改型轴向间隙 (将动、静叶间的轴向间隙减小为原型的 67%)； $\Phi=0/18$ 表示两列静叶周向位置相同， $\Phi=18/18$ 则表示两列静叶周向相对移动一个周期后的对应位置，箭头方向定义为相对角度增加的方向。

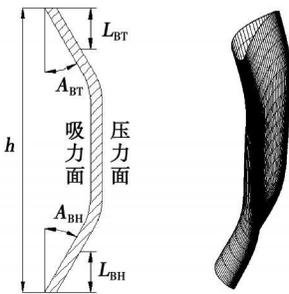


图 2 正弯静叶积叠线

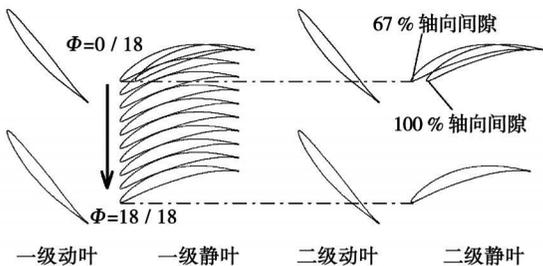


图 3 动、静叶轴向间隙及 Clocking 位置定义

在距二级静叶出口 $Z/B=3.5$ 轴向弦长处排列了 3 支 4 孔径向动压探针，布置在一个流道对称中

央用来测量压气机总性能，探针相互间夹角为 6° ，与两侧静叶尾迹夹角为 3° ，探针 3 个总压孔在径向成等环面分布，静压孔位于中间总压孔的侧面，其分布位置如图 4 所示。图 5 为静叶流道出口处的截面气动参数测点分布图。本实验采用五孔探针测量了不同轴向间隙下设计工况点处具有代表性的 4 个截面 (最高效率、最低效率及两个过渡效率角度) 及设计工况最高效率相对角度下最大流量工况和近端工况的两个截面。其轴向位置位于二级静叶后 0.32 轴向弦长处 ($Z/B=0.32$)。截面测量在周向布置 39 点，测量范围接近 1.5 个流道 (26°)，在尾迹区 6° 范围内进行加密 (间隔 0.5°)，主流区间隔 1° ；径向布 30 点，可测量 $1.5\% \sim 98.5\%$ 叶高范围，并在上、下端壁附近进行加密。整个截面测量可以清晰地捕捉到二级静叶尾迹和一级静叶尾迹在二级静叶流道内的干涉情况。

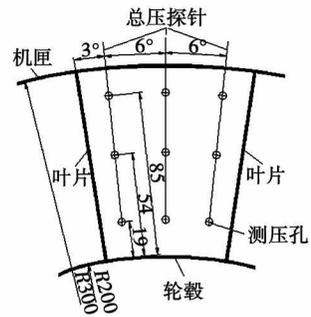


图 4 总性能测量探针位置

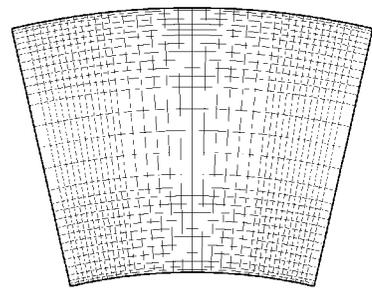


图 5 截面测点分布

1.3 实验数据处理定义

实验所用参数定义为：

流量系数：

$$C_m = C_{z_in} / U_{tip} \tag{1}$$

总压比：

$$\pi = P_{out}^* / P_{in}^* \tag{2}$$

效率：

$$\eta = H_s / N \tag{3}$$

$$H_s = G \times \frac{k}{k-1} \times R \times T_1^* \times (\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1) \quad (4)$$

$$N = \frac{2\pi}{60} \times M \times n \quad (5)$$

总压升系数:

$$C_p = \frac{P_{out}^* - P_{in}^*}{\frac{1}{2} \times \rho_{in} \times U_{tip}^2} \quad (6)$$

密流系数:

$$C_v = \frac{P_{out} \times C_{z_in}}{\rho_{in} \times U_{tip}} \quad (7)$$

式中: C_{z_in} —入口轴向速度; U_{tip} —叶尖切向速度; P_{out}^* 、 P_{in}^* —压气机出、入口总压; H_s —滞止等熵压缩功; N —输入轴功; G —质量流量; T_1^* —入口总温; M —输入扭矩; n —物理转速; ρ_{in} 、 ρ_{out} —入口、出口密度; C_{z_out} —出口处轴向速度。

2 Clocking 效应对总性能的影响

图 6 为采用直、弯静叶的压气机在小轴向间隙下、不同静叶相对角度时的特性线。图中“BOW”和“STR”分别表示弯叶片和直叶片, 100% 为原型轴向间隙方案, 67% 为改型轴向间隙方案。图中 (a) 和 (b) 为效率特性曲线, 选取了 4 个具有代表性的静叶相对角度, 分别为设计工况下最高效率点、最低效率点以及两者之间的两个过渡效率点的相对角度, 选取的依据参考图 8 (a)。在图中可以看到, Clocking 效应对压气机性能产生了较明显的影响, 根据曲线

簇的形状, 在小流量工况下, 曲线基本重合, 表明 Clocking 效应在小流量工况下对压气机效率影响很小, 随着流量的增大, 曲线簇逐渐散开, 且趋势愈加明显, 即 Clocking 效应对压气机效率的影响随流量的增大而加强。另外, 从曲线簇发散幅度上也可以发现 Clocking 效应对采用直静叶的压气机性能较采用正弯静叶时更为敏感。图 6 (c) 和 (d) 为压比特性曲线, 可以发现压比线在整个流量范围内几乎都重合在一起, 因此认为 Clocking 效应对压比基本没有影响。

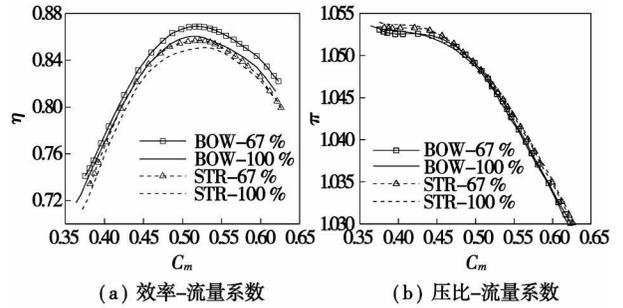


图 7 不同叶型、不同轴向间隙下压气机性能比较

图 7 为在原型和改型轴向间隙下, 采用直、弯静叶的压气机性能对比。每一个实验方案下的特性线均是 4 个具有代表性角度 (如图 6 中的 4 个角度) 特性曲线的平均值, 可以认为此 4 个角度特性线的平均值代表了该轴向间隙下的压气机总体性能 (基本扣除了 Clocking 效应的影响)。图 7 (a) 为效率特性曲线, 与原型相比, 改型后压气机效率都有所提高, 且采用正弯静片时更为明显, 效率上升的幅度要大于采用直静叶时。对于采用正弯静叶的压气机, 减小轴向间隙后, 效率提高的幅度随着流量的增大而提高, 由近端工况处 0.5% ~ 0.6% 的增幅提高至设计工况处的 0.8% ~ 0.9%, 继而提高到最大流量工况处的 1.1% ~ 1.2%; 而直叶栅的变化规律则不尽相同, 最大流量工况下效率线发生重合, 基本上没有效率提高, 在设计工况附近, 效率提升达到最大幅度的 0.6% ~ 0.7%, 在近端工况处则变为 0.5% ~ 0.6%。另外还可以发现, 减小轴向间隙后, 压气机的近端流量增大, 即喘振裕度有所降低。分析认为, 当动、静叶间的轴向间隙减小时, 动叶尾迹对静叶流道内的非定常干扰增强, 加剧了静叶流道内流场的不稳定性, 从而导致了喘振的提前到来, 致使压气机喘振裕度下降。从总体来说, 采用正弯静叶后, 在相同轴向间隙下效率都要高于采用直静叶的压气机, 且在改型条件下时, 效率的差值还要略大于原型。

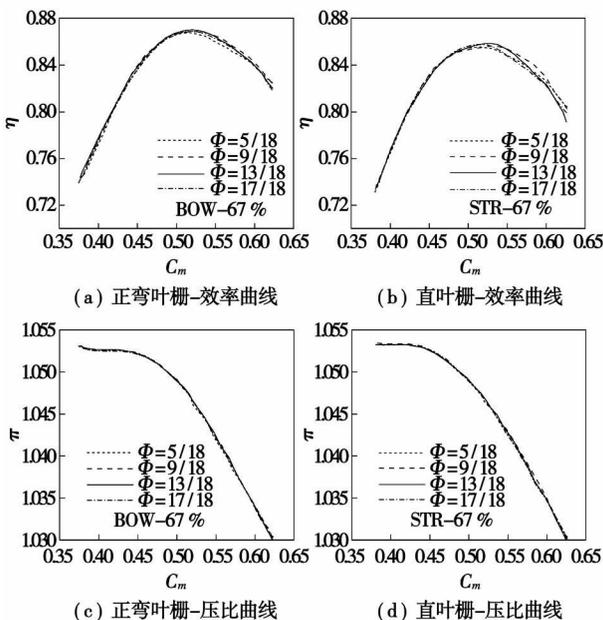


图 6 静叶间不同相对角度下压气机特性线

而相对于直静叶,采用正弯静叶后,压气机的喘振裕度也有一定的提高,这与叶片正弯对流道内的端壁附面层和二次流的控制作用有关。图 7(b)为压比特性曲线,采用直静叶使得压气机压比要略大于采用正弯静叶时,但考虑到输入扭矩之间的差异(参看表 1,直叶栅较正弯叶栅在近端、设计及最大流量工况分别高出 3.9%、3.0%和 5.1%),因此采用正弯静叶压气机的效率要高于采用直静叶时。

表 1 压气机不同工况下的输入扭矩 (N·m)

静叶形式	近端工况	设计工况	最大流量工况
正弯静叶	116	118.5	98
直静叶	120.5	122	103

图 8 为采用直、弯静叶的压气机在小轴向间隙下设计工况和最大流量工况时 Clocking 效应对整体效率变化曲线。考虑到在近端工况时效率几乎没有变化,所以在该工况下没有进行实验测量。从图 8(a)设计工况中可以看出,采用正弯静叶后,压气机效率较采用直静叶平均提高约 1.3%~1.4%,而直、弯静叶各自的 Clocking 效应导致的效率变化大约在 0.4%~0.5%之间,综合考虑不同叶型及 Clocking 效应带来的效率提高,最高可达 1.8%~1.9%,最少提高 0.9%左右。在图 8(b)的最大流量工况下,可以发现 Clocking 效应带来的效率变化幅度大大提高,采用正弯静叶的压气机效率变化在 0.8%~0.9%之间,而采用直静叶的时候,变化值更是达到了 1.1%~1.2%。这说明, Clocking 效应对效率的影响随流量的增加而逐渐增强,对直叶栅效率的影响大于对正弯叶栅的效率影响。类似于设计工况下的分析,在最大流量工况下,不同叶型和 Clocking 效应的综合作用下,效率最多提高 2.8%,最少提高 0.9%。

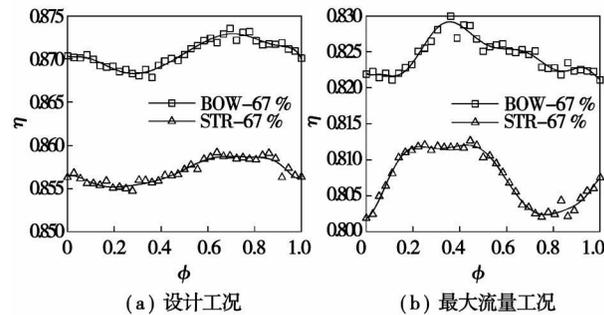


图 8 不同流量下压气机效率 Clocking 效应

3 出口截面流场分布

3.1 设计工况下的流场特性

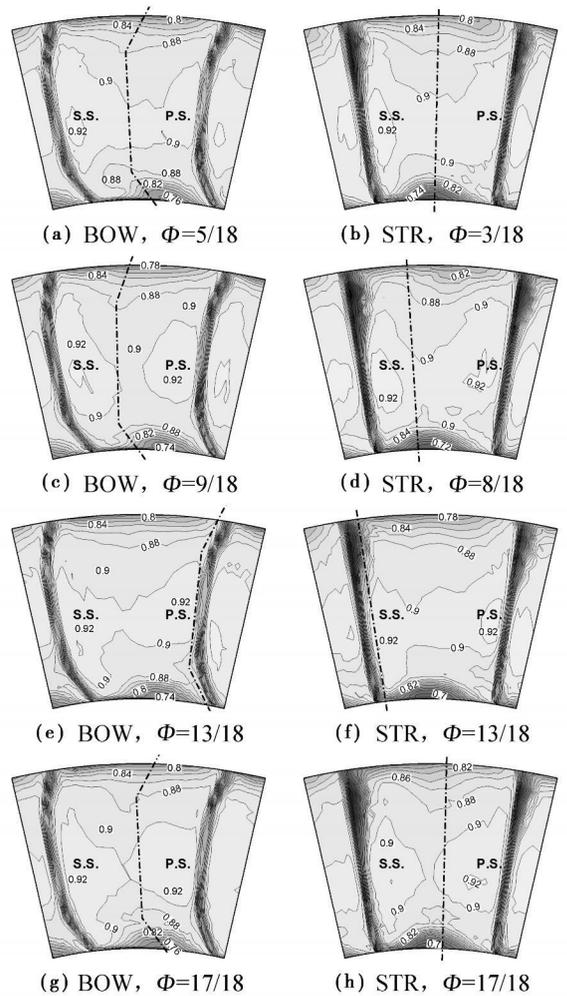


图 9 不同相对角度下二级静叶出口总压升系数

图 9 为小轴向间隙下采用直、弯静叶的压气机在设计工况时二级静叶出口横截面的总压升系数等值线分布图。从图中可以看出,随着静叶 Clocking 位置的变化,流道中央区域总压升系数出现较为明显的变化,存在着一个额外的高损失区域(图中以点划线表示),这表明上游叶列低能尾迹在该区域与本列静叶流道中的流体掺混,导致总压升系数下降和损失加大(本文中统一将该高损失区称之为一级静叶尾迹区)。对于弯曲叶片,当 $\Phi = 5/18$ 时,一级静叶尾迹明显出现在二级静叶流道的中央位置,尤其在上、下端壁处最为显著;当 Clocking 角度增加至 $\Phi = 9/18$ 时,尾迹区逐渐向吸力面侧迁移一定位置,此时流道中部的高损失区略有增大,但与此同时根部的一个高损失区基本消失,压气机总体效率略有提高;当 $\Phi = 13/18$ 时,一级静叶的尾迹区已经迁移至与二级静叶尾迹相重合的位置,且略偏向于压力面侧,流道根部的高损失区没有出现,顶部的流动状

况也有所改善, 同时中部流场则较 $\Phi=9/18$ 时明显好转, 在这个 Clocking 角度下, 压气机达到最高效率状态; 当相对角度增加到 $\Phi=17/18$ 时, 尾迹区再次向吸力面侧移过一定位置, 上下端壁高损失区再次出现, 流道中部的流动也开始恶化, 压气机效率开始下降。

对于直叶片, 一级静叶尾迹迁移的规律与弯叶片基本一致, 最高效率状态时一级静叶尾迹同样与二级静叶尾迹重合, 但略偏向于吸力面侧, 这可能是在选择最高效率角度时偏差而导致的, 从图 8(a) 中可以看出, 直叶片在最高效率附近的曲线走势比较平缓, 从 $\Phi=12/18$ 至 $\Phi=15/18$ 的范围内基本都保持了一个相近效率, 选择 $\Phi=13/18$ 时尾迹略偏向于吸力面侧, 按照静叶间相对角度与尾迹迁移位置的关系, 可以预见在 $\Phi=15/18$ 时尾迹应该迁移至压力面侧, 这说明在小轴向间隙下直叶片一级静叶尾迹在二级静叶尾迹区附近较大范围内都能保持在最高效率。

对比直、弯静叶的总压升系数分布, 采用正弯静叶的压气机出口流道中, 上、下端壁附近高损失区的影响区域和幅度要弱于采用直静叶时, 主流区总压升系数略低于直叶栅。此外, 正弯静叶在叶顶位置的二级静叶尾迹宽度较直静叶明显减小, 体现了正弯静叶具有将低能流体由端部向中部疏运的特点, 但是由于低能流体在中径附近的积聚, 导致了中径处的损失有所增加。另外, 在流道底部位置存在的一个附面层高损失区, 弯叶栅中该高损失区接近压力面附近, 而直叶栅中则更偏向于吸力面侧, 这是由于正弯静叶在根部的几何弯曲方向与轮毂转动带来的气流周向速度方向相同, 导致了静叶根部气流泄漏增强, 使得这个高损失区向压力面侧靠拢, 结合正弯静叶对端壁角区低能流体的径向迁移作用, 在一定程度上减小了根部损失。根据对已有实验结果的分析, 在正弯静叶流道中, 以损失输运为标志的径向串流, 加上弯曲尾迹所带来的掺混面积增大, 都使得弯叶栅尾迹具有更强的耗散特性, 因此上游叶列尾迹对下游流场的影响强度将显著减弱, Clocking 效应也相应被削弱。

图 10 为流道横截面流场节距平均参数沿叶高分布的曲线, 考虑到 Clocking 效应的存在, 选取了采用直、弯静叶时最高效率相对角度下的出口截面流场进行处理比较(均为 $\Phi=13/18$)。从总压升系数的分布(图 10(a))可以看出, 正弯静叶在两侧端壁要高于直静叶, 在流道中部则低于后者, 这与正弯静

叶对低能流体的径向迁移作用相符合。从图 10(b)也可以发现, 弯叶栅上下端壁处的流通能力要优于直叶栅, 且顶部尤为明显, 中下部叶高位置则略次于直叶栅, 同样能得出与图 10(a)相同的结论。

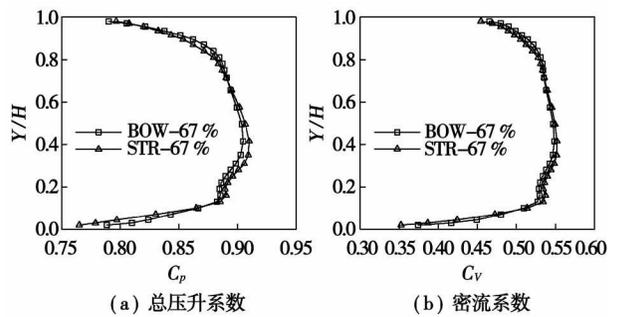


图 10 出口截面节距平均参数沿叶高分布曲线

3.2 非设计工况下的流场性能

图 11 为采用直、弯静叶的压气机静叶相对角度 $\Phi=13/18$ 时在最大流量工况和近端工况下, 二级静叶出口横截面总压升系数等值线分布图。在最大流量工况下, 正弯静叶的流场分布情况与直静叶类似, 但在主流区的总压升系数要小于后者; 在近端工况下, 对比吸力面侧的分离区, 正弯静叶的分离区面积要明显小于直叶栅, 尤其在顶部位置, 其宽度仅为直叶栅的 $1/2 \sim 1/3$, 这表明在近端工况下, 叶片弯曲导致低能流体的径向迁移作用减轻了叶片端部角区的分离状况(尤其是顶部), 延缓了分离导致的流道内气流堵塞, 最终提高了压气机的喘振裕度。

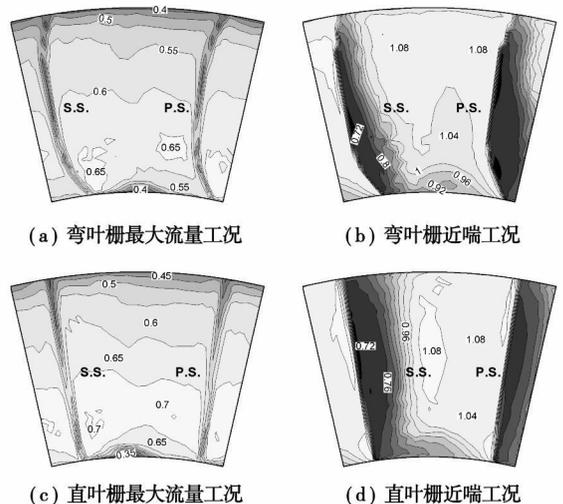


图 11 不同流量工况下二级静叶出口总压升系数

对比最大流量工况和近端工况的界面参数节距平均沿叶高分布, 图 12(a)和(b)中可以看出, 最大

流量工况下,弯叶栅的扩压能力明显小于直叶栅,但其通流能力要强于直叶栅,仅在 10%~30%叶高区域内由于叶根间隙内的泄漏增强而小于直叶栅,其它区域则明显高于直叶栅或与之持平;在近端工况下(如图 12(c)和(d)所示),参数分布有些类似于设计工况,弯叶栅总压升系数在叶根至 20%叶高及 70%至叶顶范围内高于直叶栅,其它区域低于直叶栅,而密流分布则显示出仅在叶根至 20%及 90%至叶顶区域内大于直叶栅,其它区域明显小于后者。

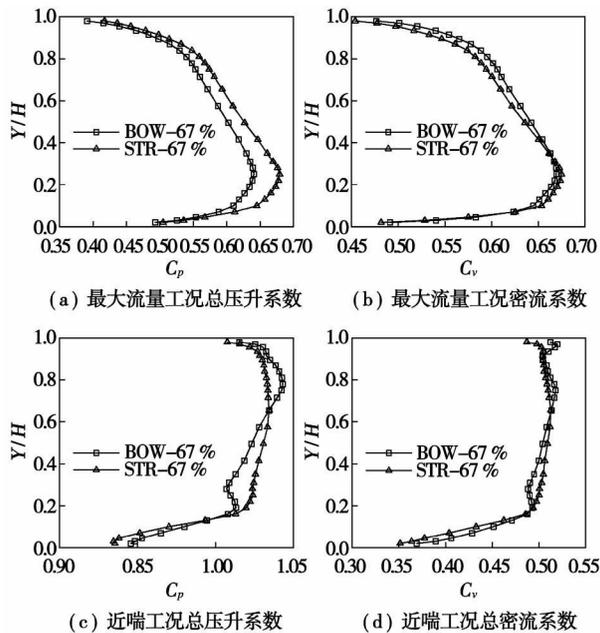


图 12 出口截面节距平均参数沿叶高分布曲线

4 结 论

(1) 减小动、静叶间轴向间隙至 67%原型轴向弦长后,压气机整体效率有所提高,且采用正弯静叶时压气机效率提高的幅度要大于采用直静叶时;

(2) Clocking 效应对压气机性能的影响主要体现在总效率的变化上,而对压比的影响较小;效率变化幅度在采用直静叶的压气机中要高于采用正弯静叶的压气机,大流量工况下要强于小流量工况;采用正弯静叶的压气机时时序效应较弱的原因在于正弯

静叶流道中较强的径向串流和较大的尾迹掺混面积,加强了正弯静叶尾迹的耗散性,导致上游叶列尾迹对下游流场的影响强度显著减弱, Clocking 效应也相应被削弱;

(3) 在相同轴向间隙下,采用正弯叶片的压气机效率较采用直叶片时有所提高,综合考虑不同叶型及 Clocking 效应对效率的影响,设计工况下提高达 1.8%~1.9%,最大流量工况下最多提高 2.8%左右;

(4) 设计工况下最高效率点发生在一级静叶尾迹与二级静叶尾迹相重合时,而最低效率则发生在一级静叶尾迹通过二级静叶流道中央时。

参 考 文 献:

- [1] YANG HAITAO, HUANG HONGYAN, FENG GUOTAI, et al Numerical simulation of rotor clocking effect in a low-speed compressor [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2003 16(3): 129-137
- [2] BARANKIEWICA W S, HATHAWAY M D. Effects of stator indexing on performance in a low speed multistage axial compressor[R]. ASME Paper 97-GT-496, 1997.
- [3] HE L I, CHEN T. Analysis of rotor-rotor and stator-stator interferences in multi-stage turbomachines[R]. ASME Paper 2002-GT-30355, 2002.
- [4] DORNEY D J, SHARMA O P. A study of turbine performance increases through airfoil clocking[R]. AIAA Paper 96-2816, 1996
- [5] CIZMAS P G, DORNEY D J. Parallel computation of turbine blade clocking[R]. AIAA Paper 98-3598, 1998
- [6] GUNDY BURLET K L, DORNEY D J. Investigation of airfoil clocking and inter-blade row gaps in axial compressors[R]. AIAA Paper 97-3008, 1998
- [7] GUNDY BURLET K L, DORNEY D J. Physics of airfoil clocking in axial compressors[R]. ASNE Paper 97-GT-44, 1997.
- [8] 魏兵海, 吴克启. 高性能弯掠叶片及其对内流影响的研究概况 [J]. 流体机械, 2001, 29(1): 31-34
- [9] WEINGOLD H D, NEUBERT R J, BEHLKE R F, et al Bowed stator: an example of CFD applied to improve multistage compressor efficiency [J]. Journal of Turbomachinery, 1997, 119: 161-168.
- [10] SASAKI T, BREUGELMANS F. Comparison of sweep and dihedral effects on compressor cascade performance[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120: 454-463.

(编辑 伟)

Thermal Energy & Power. - 2009,24(1). - 31 ~ 36

From the standpoint of coupling of non-steady flow with elastic blade vibration, studied was the forced response of blades, which is of major significance for the high-cycle fatigue of blades. By using commercial programs CFX and ANSYS, a fluid-solid coupling calculation was performed of the last stage of a steam turbine at its design status with a passage-inside flow chart and blade vibration stress at a given damping level being obtained. A contrast analysis of the flow field unsteady calculation results with those under uncoupled conditions was conducted. It has been found that the coupled vibration and deformation exercise a relatively small influence on the time-averaged load of blades, but there exists a remarkable influence on the unsteady mutual reaction between the stator and rotor. **Key words:** fluid-solid coupling, steam turbine, forced response, non-steady flow

整机环境下的风扇/增压级叶片气动优化 = **Aerodynamic Optimization of a Fan/Booster Stage Blade in an Overall Engine Environment**[刊,汉]/ CHEN Zhi-peng, YUAN Xin (Education Ministry Key Laboratory on Thermal Sciences and Power Engineering, Thermal Energy Engineering Department, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084)// Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2009,24(1). - 37 ~ 40

A dual ducted-fan/booster stage was aerodynamically designed and optimized by adopting a self-developed three-dimensional viscous aerodynamic-optimized design platform. Each row of blades in the fan/booster stage underwent a parameterized modeling by employing NURBS technology, including a parameterized expression of two-dimensional blade profiles and a skew-and-twist combined modeling of base superimposition lines. Commercial software NUMECA was used to perform a three-dimensional calculation of both inner and outer ducts of the fan/booster stage, the calculation results of which serve as an index for evaluating the aerodynamic performance. Based on the three-dimensional calculation of both inner and outer ducts of the fan/booster stage, optimization software iSight was adopted to perform an aerodynamic design optimization of each row of blades in the fan/booster stage. Under the condition that the whole engine flow rate has decreased by 0.3428%, inner-duct booster stage efficiency went up by 1.43%. With fan optimization and under the condition of the flow rate of the machine being kept basically unchanged, the overall efficiency has increased by 1.566% and the stable operation scope of the booster stage, expanded. **Key words:** fan/booster stage, NURBS (Non-Uniform Rational B Spline), parameterized modeling, multi-stage calculation, optimized design

小轴向间隙下直、弯静叶 Clocking 效应的实验研究 = **Experimental Study of the Clocking Effect of Straight and Bowed Stationary Blades at a Small Axial Clearance**[刊,汉]/ LU Hua-wei (College of Marine Engineering, Dalian Maritime University, Dalian, China, Post Code: 116026), GUO Shuang, CHEN Fu, WANG Zhong-qi (College of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001)// Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2009,24(1). - 41 ~ 46

Experimentally studied was the clocking effect of a low-speed compressor compound stage adopting both straight and bowed stationary blades at a small axial clearance and investigated was the mechanism influencing the flow status inside the compressor under such a clearance. It has been found that when the axial clearance between the rotating and stationary blades decreases to 67% of the prototype clearance, the overall compressor efficiency will somehow increase compared with that of the prototype. Moreover, the growth margin of the compressor efficiency by using directly-bowed stationary blades exceeds that in the case of using straight ones. The efficiency increase brought about both by using various blade profiles and from the clocking effect can maximally reach 1.8% to 1.9% at the design operating condition while it can be as high as 2.8% at the maximal flow rate. The maximal efficiency point at the design operating condition occurs when the wake of the first-stage stationary blades coincides with that of the second-stage ones. The lowest efficiency point corre-

sponds with the case when the wake of the first-stage stationary blades is located in the middle of the second-stage stationary blade passage. **Key words:** axial clearance, clocking effect, directly-bowed stationary blade

对一种具有余热回收系统的 LNG 联合循环电站分析 = **An Analysis of LNG (Liquefied Natural Gas)-fired Combined Cycle Power Plants with a Waste Heat Recovery System** [刊, 汉] / SHI Xiao-jun, CHE De-fu, WANG Huan (National Key Laboratory on Multi-phase Flows in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2009, 24(1). - 47 ~ 52

Presented was a waste heat recovery system, which fully recovers two kinds of low-temperature waste heat in a LNG (Liquefied Natural Gas)-fired combined cycle power plant, i. e. the latent heat of the exhaust steam from a steam turbine and the vapor latent heat of flue gases from a waste heat recovery boiler. A thermodynamic analysis shows that relative to a 240 MW conventional combined cycle power plant, the net electric efficiency and exergy one of the system in question can increase by 1.6% and 2.84% respectively. The fuel utilization rate can hit 62.88%. This means that a heat quantity of 86.27 kJ/s can be recovered from each kilogram of the flue gases. Hot water at a mass flow rate of about 46.1 kg/s, with a temperature of 167.45 °C and a pressure of 0.84 MPa, can be extracted from the outlet of a low-pressure economizer, which can be fed into a waste heat utilization sub-system. A cost-effectiveness analysis indicates that the payback period of the investment for the heat recovery system is 0.117 years. All these features attest to an extremely strong attractiveness inherent to newly-built LNG-fired combined cycle power plants and the retrofitting of the existing ones. **Key words:** combined cycle, waste heat recovery, LNG (Liquefied Natural Gas), thermodynamic analysis, cost-effectiveness analysis

冷热电三联供燃气机热泵系统的焓损功率分析 = **An Analysis of Exergy Loss Power for a Cooling-heating-power Cogeneration System** [刊, 汉] / FANG Zheng, YANG Zhao, CHEN Yi-guang (Thermal Energy Research Institute, Tianjin University, Tianjin, China, Post Code: 300072) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2009, 24(1). - 53 ~ 59

From the viewpoint of energy grade stepped utilization, a gas-turbine-driven heat pump system based on a cooling-heating-power cogeneration was analyzed, and a definition of systematic exergy loss power, proposed. In addition, the exergy loss power of the system in question at various condensation temperatures, evaporation temperatures and compressor rotating speeds was also analyzed. Herefrom, the authors have come to the following conclusion, which can provide definite guidance for the design of the system mentioned earlier: from the perspective of energy grade, an engine with a relatively high thermal efficiency should be chosen as far as possible to reduce the power generation capacity of the generator, and an operating mode to directly drive the water pump by an engine can be considered. Depending on the location of the south or north regions, the influence of condensation and evaporation temperatures on the system should be comprehensively taken into account. A heat exchanger with a relatively good heat exchange effectiveness should be selected to minimize the exergy loss power of the heat exchanger which produces and utilizes cooling and heating exergy. The rotating speed of the engine should not be set at an excessively high value. It is better to select an engine with an economic rotating speed. A gas-turbine-driven heat pump with a high rotating speed is not cost-effective. **Key words:** cooling-heating-power cogeneration, gas-turbine driven heat pump, exergy loss power

IC 循环船用燃气轮机的可行性研究 = **Feasibility Study of an IC (Intercooled Cycle) Marine Gas Turbine** [刊, 汉] / WEN Xue-you, XIAO Dong-ming (CSIC Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2009, 24(1). - 60 ~ 64

The performance made available by the adoption of an intercooled cycle at different typical gas turbine cycle parameters