

两套后部加载叶栅的对比实验研究

岳国强¹, 李殿玺², 韩万金¹, 芦文才¹

(1. 哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001;

2. 哈尔滨·第七 三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150036)

摘 要: 为了研究叶片前缘直径和叶片载荷分布对后部加载叶栅气动性能的影响, 对两套具有不同前缘直径和载荷分布的后部加载叶栅进行了对比吹风试验。详细测量了在 0° 、 10° 、 20° 、 -20° 冲角下的流场参数和表面静压。实验结果表明, 通过选择适当的前后缘直径及合理匹配出口逆压段长度与逆压梯度值, 可以有效地减少叶栅的二次流损失, 提高叶栅的变冲角适应性, 使出口流场气动参数沿叶高的分布更加均匀化。

关 键 词: 冲角; 叶栅; 后部加载; 实验研究

中图分类号: TK474. 8 文献标识码: A

1 引 言

在静叶栅流动中, 损失一般由叶型损失和端部损失两部分组成, 二者在很大程度上受叶栅中的三维压力场影响。后部加载叶栅(和前加载或均匀加载叶栅相比)的最大气动负荷位置明显地向下游移动, 可以有效降低二次流损失。文献[1]中均匀加载叶栅 T104 的二次流损失比后部加载叶栅 T106 高 25%。文献[2]运用三维 *N-S* 程序对后部加载叶栅和传统 HQ 叶栅在两种不同工况下进行分析, 结果表明, 栅后 0.2 轴向弦长处的总损失前者比后者低 $20\% \sim 30\%$ 。文献[3]在对国产老机组改造中使用后部加载叶型, 实验表明后部加载叶型能够有效地控制叶栅内的二次流动, 使端壁损失明显降低。

文献[3]中还给出了 ABB 提供的某后部加载叶型的冲角特性, 说明后部加载叶型有良好的冲角特性。后部加载叶型对冲角的变化不敏感主要是由载荷分布决定的, 由于是后部加载, 其冲角变化引起的前缘分离区, 无法像前加载叶型一样沿流向有大的发展, 前缘分离区就无法向下游发展, 通过对具有不同前缘形状的两套实验叶栅的实验, Whitehouse 研

究了湍流度、冲角和前缘形状对叶栅中径处的损失影响^[4], 认为叶栅中径处损失对前缘形状的变化反映并不敏感, 但其未对叶栅的两端部进行研究。目前在如何能更好地提高后部加载叶型性能方面的研究较少。本文通过对具有后部加载叶型, 但前缘形状和载荷分布不同的两套叶栅进行了详细的实验测量, 研究前缘形状和载荷分布对透平叶栅在不同冲角下的损失特性和通流特性的影响。

2 实验模型

实验是在哈尔滨工业大学环形叶栅低速风洞上进行的。实验模型为两套后部加载叶栅 A 与 B(见图 1)。两套叶栅具有相同的子午流道: 出气边内、中、外径分别为 2182.25 mm 、 2390.5 mm 、 2598.75 mm ; 出气边高度 208.25 mm ; 径高比 11.5 ; 轮毂收敛角 7.5° ; 机匣扩张角 6.0° 。两套叶栅其它不同的主要几何参数如下, A: 叶根、叶中、叶顶的叶弦分别为 81.58 mm 、 98.78 mm 、 121.45 mm ; 叶根、叶中、叶顶节距 68.56 mm 、 75.10 mm 、 81.64 mm ; 叶根、叶中、叶顶节弦比 0.84 、 0.76 、 0.67 ; 叶根、叶中、叶顶轴向弦长 63.75 mm 、 64.28 mm 、 64.70 mm ; 叶根安装角 40.36° ; 叶片数 100 。B: 叶根、叶中、叶顶的叶弦分别为 75.58 mm 、 83.15 mm 、 90.35 mm ; 叶根、叶中、叶顶节距 61.21 mm 、 67.05 mm 、 72.89 mm ; 叶根、叶中、叶顶节弦比 0.81 、 0.81 、 0.81 ; 叶根、叶中、叶顶轴向弦长 62.5 mm 、 62.5 mm 、 62.5 mm ; 叶根安装角 35.55° ; 叶片数 112 。两套叶栅具有几乎相同的气动参数: 栅前总压 3391 Pa (表压), 叶栅中径出口马赫数 $M=0.2$, 雷诺数 3.16×10^6 (特征尺寸为叶弦)。使用了五孔球头测针测量由栅前至栅后 7 个横截面气动参数沿叶高

收稿日期: 2004-06-17; 修订日期: 2004-11-19

作者简介: 岳国强(1974-), 河南武陟人, 哈尔滨工业大学博士研究生。

和节距的分布。两套叶栅的测量站设置相同, 栅前栅后各 1 站, 栅内 5 站。测量站的轴向位置分别为 $X/B = -0.27, 0.01, 0.23, 0.45, 0.69, 0.93$ 和 1.21。在每一测量站沿节距方向每隔 0.5° 布置 1 个测点, 沿叶高布置 37 个测点。本实验详细测量了叶片表面静压场, 在叶片表面上由 0.1~0.9 相对叶高每隔 0.1 相对叶高布置一排沿流向的静压测孔, 共布置了 9 排。每排 39 孔, 其中吸力面 22 孔, 压力面 17 孔。此外, 还采用墨迹显示技术, 对内外端壁与叶片表面流动进行了流动显示。

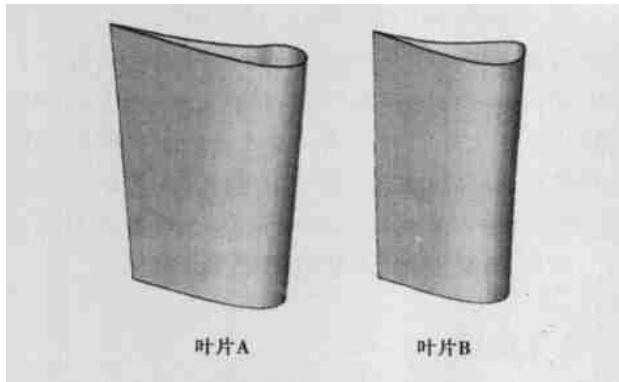


图 1 实验叶栅

3 气动参数测量结果及讨论

3.1 栅前流动

图 2 表示测得的实验叶栅前来流对实验叶栅的冲角沿叶高的分布。由图可见, 除了在叶根和叶顶局部区域有较大的误差外, 导向叶栅基本保证 A 与 B 两套实验叶栅有大致相同的进口流场条件。

3.2 表面静压

图 3 给出了 0° 冲角下 50% 叶高处的沿叶型静压系数分布。由图可以看到, 在 0° 冲角下压力侧边界层由前驻点的零速度, 一直在顺压梯度的作用下, 加速膨胀到叶型尾缘的出口速度。在加速流动中边界层发展得很慢, 仅有的边界层内摩擦损失很小。大多数叶型损失产生在叶型吸力侧, 在该侧由前驻点至尾缘边界层内流动状态的变化比较复杂。由前驻点至 60% 轴向弦长左右, 流动是在较大顺压梯度作用下加速, 边界层保持较薄的层流状态, 叶型损失增长的也很缓慢。然而, 在 60% 轴向弦长之后, 边界层流动进入逆压梯度段, 边界层发生转捩并分离, 流动进入湍流区, 边界层的湍流耗散将引起叶型损失急剧增加。

叶栅 A 和叶栅 B 均为后部加载叶型, 但这两个方案在 60% 轴向弦长前后载荷的分配比例明显不同, B 在 60% 轴向弦长后的载荷比例比 A 高得多, 在 20° 和 -20° 冲角下也是如此。如果说叶栅 A 的载荷分配是“前轻后重”, 那么叶栅 B 的载荷分配就是“前更轻后更重”。这导致叶栅 B 在 60% 轴向弦长前的流道内上下端壁的横向二次流很弱, 40% 轴向弦长后横向二次流有所加强, 但在这里流动已接近出口。

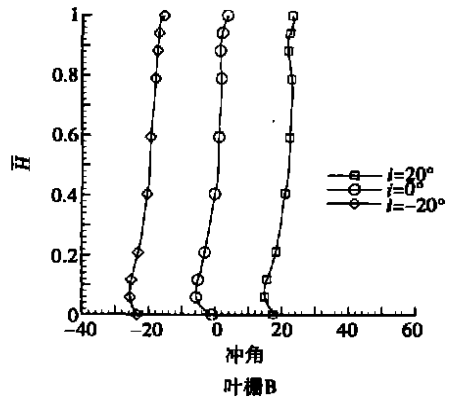
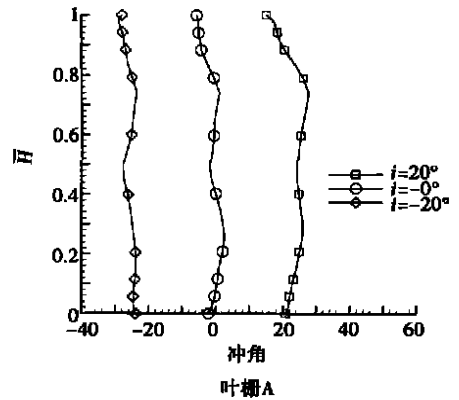


图 2 实验叶栅进口冲角沿叶高的分布

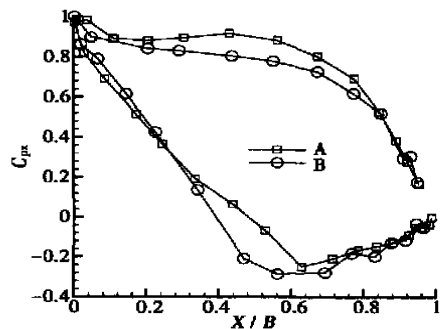


图 3 0° 冲角下沿叶型静压系数分布 ($H=0.5$)

对于叶型吸力面尾缘逆压梯度段对叶型气动性能的影响, 目前国内外同行有两种不同看法, 一种认为扩压是影响叶型损失的主要因素^[5]。根据这一提法, 均匀加载叶型要比后部加载叶型产生的叶型损失小。另一种看法认为叶型和二次流损失均取决于叶型边界层流动区中湍流段的长短^[6]。持该观点的同行用实验证明了在设计工况下, 由于均匀加载叶型湍流区比后部加载叶型长, 后者比前者的叶型损失低 18%, 二次流损失低 13%。本实验中叶栅 B 和叶栅 A 的最低压力点位置基本相同, 但叶栅 B 的载荷重心更加靠后, 其总损失也相对小很多。上述讨论表明, 扩压段的长度与逆压梯度合理地匹配, 将湍流区压缩至最短, 才能获得对应流动损失最小的后部加载叶型。叶栅 B 较好地匹配了吸力侧尾缘逆压梯度段的长度与逆压梯度值, 因此叶型损失较小, 大约在 0.025 左右。

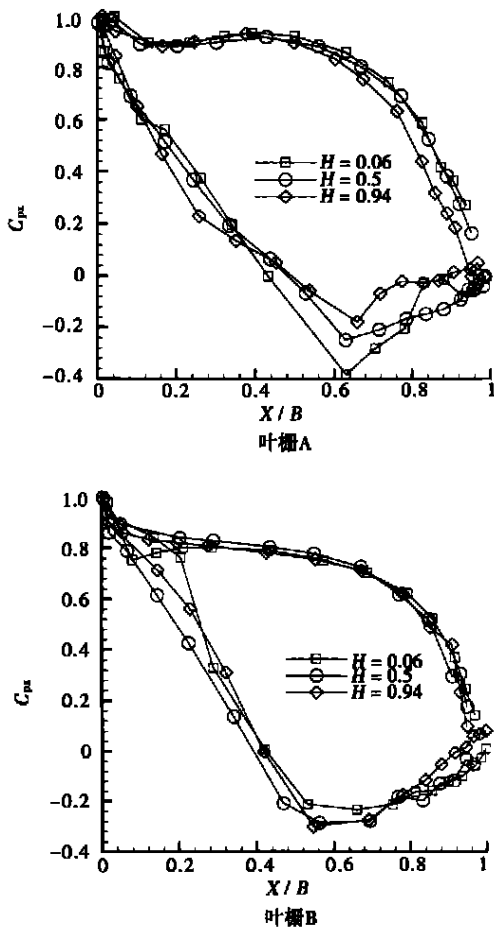


图 4 0°冲角下叶根、中径、叶顶静压系数沿叶型的分布

图 4 的测量结果表明, 叶栅 A 在叶片吸力面上的径向压力梯度是正值, 即叶根静压低, 叶顶静压高, 在吸力面上形成从叶顶流向叶根的径向二次流, 引起叶片表面边界层内低能气体在吸力面尾缘轮毂角隅内的集聚与分离。在叶栅 B 的吸力面上, 形成两端高、中间低的“C”型静压分布, 这种静压分布能够运输叶片尾缘叶顶与轮毂角隅内低能气体向叶展中部扩散, 并被主流带走, 降低了叶栅两端部的损失, 中部损失稍有增加, 并有利于叶栅出口气流参数沿径向的均匀化。由图 5 (图中横坐标为出气角, 纵坐标为相对叶高, 虚线表示几何出气角) 可以看出, 叶栅 B 出口流场的气流角分布要比叶栅 A 均匀; 通过图 6 和图 7 的对比, 叶栅 B 出口流场在损失分布上也更为均匀。

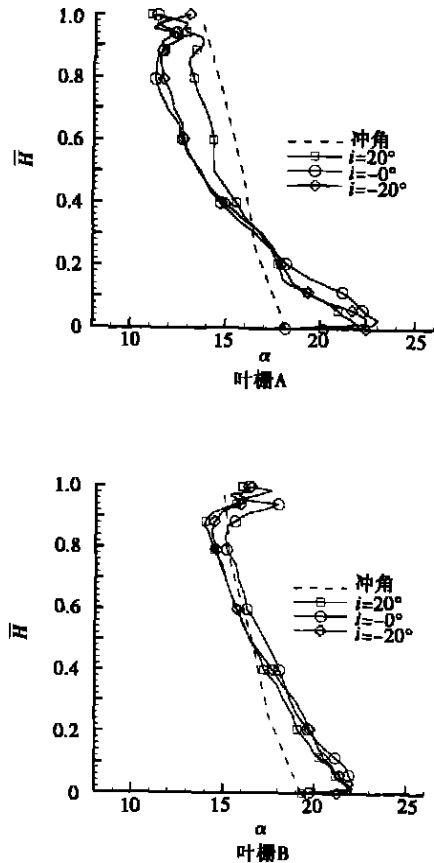


图 5 栅后节距平均气流角沿叶高的分布

3.3 栅后流动

气流离开叶栅, 一进入下游流场, 就在叶栅出口截面的横向与径向压力梯度的作用下, 形成竖条状高损失区。从图 6 可以看出叶栅 A 与叶栅 B 的下游流场具有下述特点: (1) 由于出口边选择了对应允

许强度的最小尾缘圆直径,尾流区比较狭小,尾流区与势流区的面积比大约为 1/3 ~ 1/2; (2)在尾流区中的靠近两端部的高损失区为上下通道涡与壁角涡相互干扰区,它们不是由尾流引起的,而是流道内端壁边界层在横向与流向逆压梯度作用下二次流动的结果。两套叶栅在 3 个进口冲角下在尾流区中高损失区沿叶高的影响深度在叶顶为 17% ~ 18% 相对叶高,在叶根为 14% ~ 18% 相对叶高,在同类涡轮静叶栅中,影响深度是较小的。(3)下游流动始终在正径向压力梯度的作用下。气流离开叶栅,叶片力即为零,气流仍具有较大的周向速度,在势流区离心惯性力与正径向压力梯度相平衡。在尾流区,气流周向速度较小,离心惯性力小于正径向压力梯度,产生由机匣指向轮毂的径向二次流动。径向压力梯度既是三维流动的结果,又是三维流动产生的原因。正是由于径向正压力梯度的作用,上通道涡离开外壳,沿尾流向轮毂移动,而下通道涡被压缩贴近轮毂。这也说明径向压力梯度是端壁边界层低能量气体径向位移的推动力。(4)气体绕流叶栅形成的所有集中涡系,包括通道涡、壁角涡和出口边脱涡都被压缩在尾流区内,这些涡系之间强烈地相互作用,使得尾流区内的流动中全是湍流,内部摩擦相当大(远远大于层流内的摩擦),产生很高的当地能量损失。

气流绕流叶栅,总流动损失的 1/3 发生在下游流。下游流动损失由 3 部分组成:一是内外端壁边界层中的摩擦损失。由于上下端壁剪应力的作用,端壁边界层的厚度继续增加,除了消耗部分主流的动能外,并成为径向二次流与周向消散的物质源。

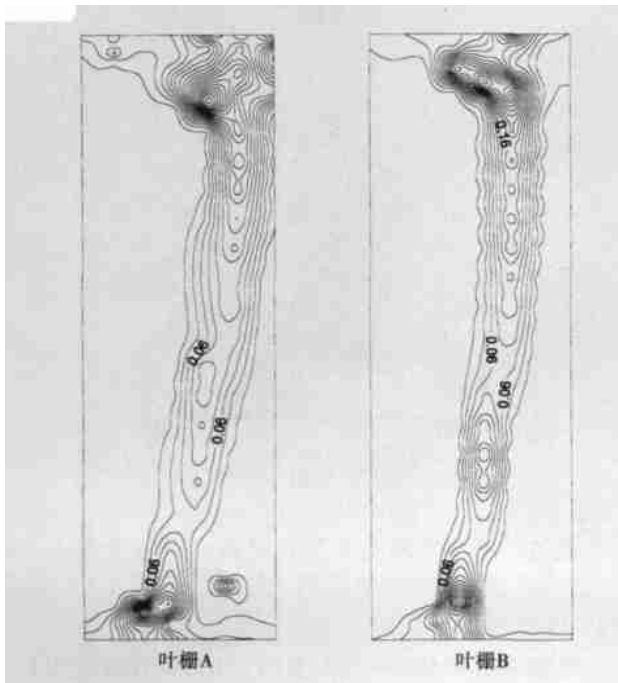


图 6 0°冲角下的总压损失系数等值线分布

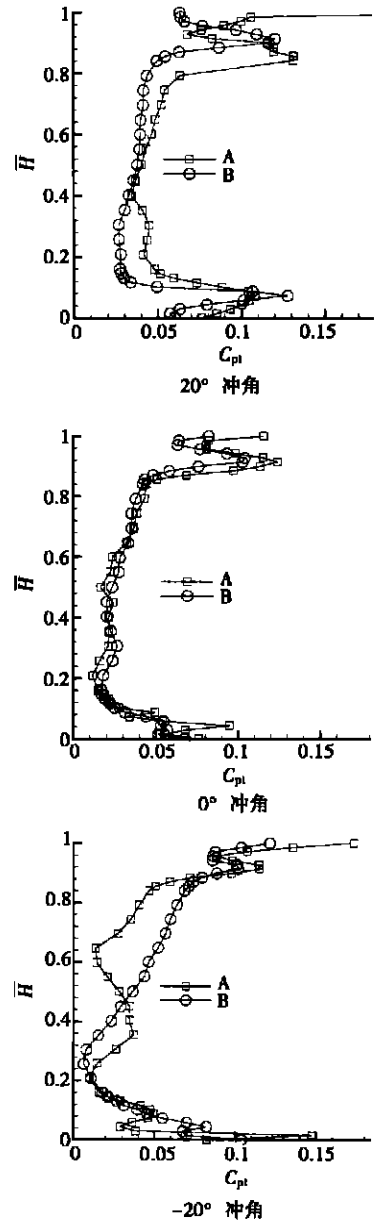


图 7 不同冲角下的节距平均总压系数沿叶高的分布

二是尾流区中通道涡、壁角涡与出口边脱涡的涡能耗散与径向二次流。三是出口流场参数不均匀引起的径向与周向掺混。由节距平均总压损失系数沿叶高的分布可见(图 7),三项产生损失的根源对总流动损失的贡献不同。上下端壁边界层中的剪

应力作用产生端壁上的损失峰值, 上通道涡产生的损失大于下通道涡。出口边脱落涡能耗散, 径向二次流及流场参数不均匀引起的掺混损失遍布 0.1~0.85 相对叶高, 没有明显的峰值, 但这部分损失在总损失中占较大的比例。对比叶栅 A 与叶栅 B 的下游流场, 可以清楚地看到, 在 3 个冲角下, 叶栅 B 比叶栅 A 的流动损失都要小, 而且叶栅 B 得到改善的是上半叶展的流动。叶栅 A 和叶栅 B 下游流动的几何条件是相同的, 在下游流动中始终起作用的正径向压力梯度也几乎相等, 显而易见造成两套叶栅下游流场差别的主要原因是两套叶栅的出口流场, 亦即下游流动的进口流场不同。叶栅 B 在叶栅 A 的基础上, 进一步优化选择了前缘圆直径, 叶片负荷在流道前后的分配以及叶片的径向积迭方法, 改善了叶栅 A 损失较大的上半叶展的流动性能, 使进入下游流上半叶展的端壁边界层与尾流中低能量气体的数量显著少于叶栅 A, 下游流的流动损失明显降低。

4 流动总损失随冲角的变化

图 8 给出了流动总损失随冲角的变化, 由图可见, 在 -20° 、 0° 、 $+20^\circ$ 冲角下, 叶栅 B 总流动损失增长的速率都明显低于叶栅 A。叶栅 B 与叶栅 A 相比, 流动总损失分别降低了 12.8%、21.8% 和 26.8%。从该图还可以看到, 叶栅 B 流动总损失随冲角的变化曲线比叶栅 A 平坦, 说明了叶栅 B 比叶栅 A 有较宽的冲角适应性。在实际透平机械中, 叶栅 B 将具有较好的变工况特性。

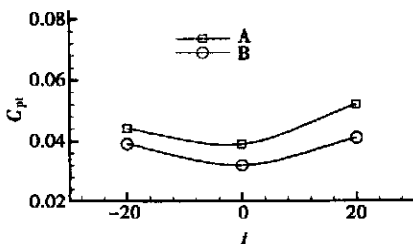


图 8 流动总损失随冲角的变化

5 结 论

(1) 叶栅 B 选择了小于进口端壁边界层厚度的前缘圆直径, 在叶栅前缘形成了多涡结构的进口边涡系。一方面降低了叶栅进口流动损失, 另一方面削弱了马蹄涡压力侧分支的强度, 由于该分支是通道涡核心的组成部分, 因此部分地降低了通道涡的强度。

(2) 叶栅 B 进一步优化了叶片负荷在流道前后的分配比例, 采用了“前更轻后更重”的分配比例, 进而降低了流道前部和中部的横向压力梯度, 从而推迟了通道涡的形成。

(3) 进一步优化了叶片吸力面后部边界层不得不“爬上山”部分的逆压段长度与逆压梯度值的匹配。试验结果证明, 逆压梯度段过长或过短对降低流动损失都是不利的, 存在一个对应最小流动损失的最佳匹配值。

(4) 进一步优化了叶片吸力面后部对应逆压梯度段静压沿叶高的分布, 使静压分布曲线成“C 型”, 有利于两端壁边界层向主流扩散。

参考文献:

- [1] WEISS P, FOTTNER L. The influence of load distribution on secondary flow in straight turbine cascades [J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1995, 117: 348-355.
- [2] 徐星仲, 朱 斌, 蒋洪德, 等. 一种“后部加载”型透平静叶的设计 [J]. *工程热物理学报*, 1997, 18(1): 48-52.
- [3] 宋彦萍, 芦文才, 王仲奇, 等. 新型的汽轮机后部加载叶型的研究 [J]. *哈尔滨工业大学学报*, 1999, 31: 55-57.
- [4] WHITEHOUSE D R, MOUSTAPHA S H, SJOLANDER S A. The effect of axial velocity ratio, turbulence intensity, incidence and leading edge geometry on the midspan performance of a turbine cascade [J]. *Canadian Aeronautics and Space Journal*, 1993, 39(3): 150-156.
- [5] STEWART W L, WHITNEY W J, WONG R Y. A study of boundary layer characteristics of turbomachine blade rows and their relation to overall blade loss [J]. *Trans ASME Journal of Basic Engineering*, 1960, 588-592.
- [6] 周 逊, 韩万金, 吕志强. 后部加载叶型弯叶片损失增长特性的实验研究 [J]. *航空动力学报*, 2004, 19(1): 118-125.

(渠 源 编辑)

nozzle with fine adaptability to incidence and a good transonic performance represents a key technology of variable-geometry power turbine design for a naval gas turbine. In view of this, on the basis of the numerical calculation results, the authors' analysis has been focused on the aerodynamic performance and the flow field structure of the variable-area nozzle stage. **Key words:** naval gas turbine, variable area nozzle, variable-geometry power turbine, three-dimensional viscous flow field, numerical investigation

两套后部加载叶栅的对比实验研究 = **Contrast Experimental Study of Two Kinds of Rear-loaded Cascades** [刊, 汉] / YUE Guo-qiang, HAN Wan-jin, LU Wen-cai (College of Energy Science & Engineering under the Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001), LI Dian-xi (Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(2). — 125 ~ 129

To investigate the impact of blade front-edge diameter and load distribution on the aerodynamic performance of rear-loaded cascades, a contrast blow-down test was conducted of two sets of rear-loaded cascades with different front-edge diameters and load distribution. Detailed measurements were taken of the flow field parameters and surface static pressure at the following incidences: 0° , $+20^\circ$, -20° . The results of the investigation indicate that through a proper selection of the front and rear edge diameter and a rational matching of outlet inverse-pressure stage length and inverse pressure gradient magnitudes it is possible to effectively reduce the secondary flow losses of the cascades and enhance the adaptability of cascades to incidence variation, thus resulting in a more uniform distribution of outlet flow-field aerodynamic parameters along the blade height. **Key words:** rear loading, experimental investigation, incidence, cascade

平板滞止区内饱和液体喷流沸腾的临界热流密度 = **Critical Heat flux Density of the Jet Flow Boiling of a Saturated Liquid in a Flat-plate Stagnation Zone** [刊, 汉] / QIU Yu-hao, LIU Zhen-hua (College of Mechanical & Power Engineering under the Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China. Post Code: 200030) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(2). — 130 ~ 133

A systematic steady-state experimental study was conducted with respect to the critical heat-flux density of a round jet-flow impingement boiling of a saturated liquid in a high-temperature flat-plate stagnation zone. Investigated was the influence of the various system conditions, such as different liquids, flow velocities and jet flow diameter, etc. on the critical heat-flux density of the jet-flow boiling. A semi-theoretical and semi-empiric equation was established for forecasting the critical heat-flux density. The basic form of the equation was obtained by adopting available former research results. The coefficients of the equation were derived by a fitting of the experimental data of the present study. The study results indicate that the critical flow-flux density of the saturated fluid jet-flow impingement boiling depends on the physical properties of the liquid, stagnation impingement speed and jet flow diameter. By using the semi-theoretical and semi-empirical formula obtained as a result of the present study it is possible in a extensive range of tests accurately predict the critical heat-flux density of the jet-flow boiling. **Key words:** jet flow, boiling, critical heat-flux density

制冷剂 R-134a 在螺旋环形通道内凝结换热的实验研究 = **Experimental Investigation of the Condensation Heat Exchange of Refrigerant R-134a in a Spiral Ring-shaped Channel** [刊, 汉] / HAN Ji-tian, SU Guo-ping (College of Energy & Power Engineering under the Shandong University, Jinan, China, Post Code: 250061) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(2). — 134 ~ 137, 141

The role played by refrigerant R-134a in the condensation heat exchange in spiral tubes and its pressure-drop characteris-