

采用弯叶片控制高负荷涡轮 叶栅内附面层迁移的机理分析

谭春青¹, 张华良¹, 韩万金², 王仲奇²

(1. 中国科学院工程热物理研究所, 北京 100190; 2. 哈尔滨工业大学能源与动力工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘 要: 对具有 128.5° 折转角的高负荷平面涡轮叶栅的内部流场进行了数值模拟。结合前期的实验结果, 并利用拓扑学理论, 详细分析了弯叶片对叶栅内附面层发展及旋涡运动的影响。结果表明, 以通道涡为主的集中涡系在高负荷涡轮叶栅中部强烈掺混, 使得中部的能量损失系数(0.56)明显高于端部(0.07), 这是反弯叶片能改善此类叶栅整体气动性能的原因。对附面层迁移理论作了进一步讨论后指出, 在高负荷涡轮叶栅内采用弯叶片减少二次流损失时应重点考察自由涡层的迁移。

关键词: 弯叶片; 高负荷; 流动分离; 附面层迁移; 二次流; 拓扑理论

中图分类号: TK474; O242 文献标识码: A

引 言

目前, 叶片弯曲作为控制叶栅内二次流动损失的一种有效手段, 得到了广泛应用^[1~3]。1981 年王仲奇教授提出了著名的附面层迁移理论, 指出叶片正弯可以在吸力面形成指向叶片中部的顺压力梯度(即沿叶高的“C”型压力分布), 将叶栅两端附面层低能流体吸入主流, 从而使得叶栅内的附面层重新分布, 起到了控制端壁二次流, 降低叶栅流动损失的作用^[1], 正是利用这一理论在低负荷涡轮静叶栅中采用正弯叶片取得了普遍而良好的效果。但需要特别指出的是, 早期的弯叶片是为了控制端壁流动而提出的, 并在一定程度上恶化了叶片中部的气动性能, 其应用对象都是具有较小折转角的透平静叶栅, 这种叶栅的流动分离不大, 低能流体在端壁角区堆积使得叶栅端部损失明显高于叶型损失^[1~2]。但是, 在高负荷涡轮叶栅中, 如高压比燃气透平叶栅、蒸汽涡轮调节级转向叶栅以及小反动度级的动叶栅, 叶片的转折角都很大。大量的研究表明, 在这类叶栅中不仅端部损失严重, 而且随着叶片表面的附面层增厚甚至分离, 叶型损失明显增加; 更重要的

是, 叶栅内流动分离严重, 涡系结构复杂, 它们对流动损失和叶栅性能都具有重要影响^[4~5]。特别是高强度的通道涡向叶片中部发展, 将大量高损失流体卷吸到流场中部使得叶片中部的二次流很强, 这与早期弯叶片的应用环境有较大区别。因此有必要进一步探讨弯叶片影响高负荷涡轮叶栅气动性能的机理。同时, 如何进一步理解在复杂的大分离流场中的附面层迁移理论也具有重要理论意义和实用价值。

拓扑分析是流场定性分析的重要手段^[6], 但利用拓扑理论进行流动分析时一般需要一定的流动细节, 比如表面和横截面流谱。在叶轮机械内, 由于流动复杂, 通常的实验手段很难得到清晰的流谱和流场内部的流动细节; 而在数值模拟方面, 过去受湍流模型和计算所能承受的网格数目的制约, 同样对流动细节的捕捉能力难以满足拓扑分析的要求。如今, 随着计算机技术以及湍流模型的发展, 数值模拟已经具有相当高的精度, 如果能将数值模拟和实验结果相结合, 利用拓扑理论的固有规律, 合理推断某些流动细节, 继而进行流场的定性分析是可行和必要的。

在本研究中, 选择某典型高负荷涡轮的平面叶栅, 其叶型折转角为 128.5° 。在实验测量的基础上, 通过先进的 CFD 软件分别对原型和正/反弯叶栅的内部流场进行了数值模拟, 获得了叶栅端壁和叶片表面的极限流线谱和静压分布。在分析叶片弯曲的作用机理的基础上, 对高负荷涡轮中附面层的迁移规律进行了讨论。

1 实验与数值方法

实验是在哈尔滨工业大学的吹气式低速叶栅风

收稿日期: 2008-12-18; 修订日期: 2009-02-23

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(10577019)

作者简介: 谭春青(1963-)男, 黑龙江通河人, 中国科学院工程热物理研究所研究员。

洞中进行, 叶栅的原始叶型和弯叶片的积叠线如图 1 和图 2 所示, 实验装置与实验过程参考文献[7]。在已有实验结果的基础上, 利用商业软件 NUMECA 对流场进行数值模拟。叶栅的几何和气动参数如表 1 所示。由 AutoGrid 模块生成 H-O-H 型结构化网格, 网格总数超过 90 万, 为了更好地模拟附面层的发展, 在靠近壁面处对网格进行了局部加密, 保证第一层网格 y^+ 小于 3。计算采用 Fine/Turbo 模块, 进出口边界条件为实验测量值, 湍流模型为低雷诺数的 SST 模型, 同时采用局部时间推进和多重网格法加速收敛。

表 1 叶栅几何和气动参数

	数值
叶片数 M	6
弦长 C/mm	120.0
周向弦长 Cax/mm	105.0
展弦比 H/C	0.91
节弦比 t/C	0.67
叶型折转角 $\alpha/^\circ$	128.5
几何进气角 $\alpha_1/^\circ$	64.0
几何出气角 $\alpha_2/^\circ$	-64.5
进口雷诺数 Re	6.4×10^5
进口湍流度 $T_u/\%$	0.5

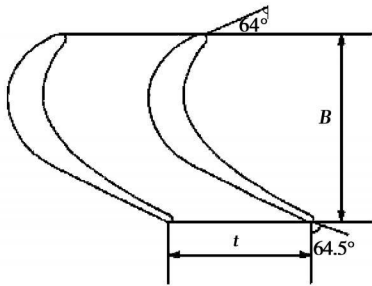


图 1 叶片截面形状

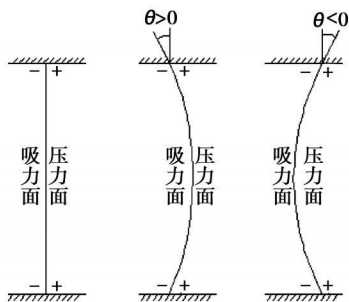


图 2 弯叶片积叠线

2 结果分析

大转角高负荷涡轮的一个重要特点是在流道内存在复杂的流动分离和涡系结构, 它们的产生、发展及特征决定了叶栅流动特性和叶栅损失大小, 因此, 探索弯叶片对流场中分离结构的影响是认识高负荷涡轮弯叶片作用机理的基础。通常情况下, 壁面流谱可以很好地反映流动分离的发生过程。而对流谱进行拓扑分析是定性地认识流场结构的重要手段: 壁面流谱的拓扑结构越复杂, 分离线和奇点越多, 则流动越复杂, 流动损失也大。然而, 单纯的表面流谱不能提供流场的完整解释, 研究叶栅三维分离的发生发展过程一般还需要考察压力场、速度场和损失场等流场参数。

图 3 和图 4 分别给出了原型叶片和正/反弯叶片端壁和吸力面极限流线的计算结果。在 3 种情况下, 压力面流谱的拓扑结构变化不大, 整个压力面的分离较弱, 对叶栅损失影响也不大, 因此本研究没有给出其流谱。由图可知, 与低负荷涡轮叶栅流谱相比, 高负荷涡轮叶栅的流谱更复杂, 分离线和奇点数目更多。对于直叶栅 (STR), 在端壁上, 叶片前缘有一个明显的鞍点, 由此向叶片压力面和吸力面分别引出一条分离线, 此为前缘马蹄涡的分离线; 同时靠近吸力面有一条分离线, 结合吸力面流谱对应的附着线 $L3$ 和 $L4$ 可知其为壁角涡的分离线。吸力面流谱更加复杂, 可以看到 2 条附着线和 4 条分离线, 分别对应上下壁角涡的附着线 $L3$ 和 $L4$, 上下通道涡分离线 $L1$ 和 $L2$ 以及通道涡与吸力面附面层相互作用而形成的附面层尾缘分离线 $L5$ 和 $L6$ 。当叶片正弯 (DHP) 时, 端壁和吸力面的流谱都更加复杂: 在端壁上, 鞍点附近出现了一个新的鞍结点, 最终可能发展为双鞍点和一个结点的拓扑结构, 同时壁角涡的分离线有不断向叶片下游和流道中部发展的趋势, 说明壁角涡的强度和范围都增强了, 这些都会造成端壁附近的流动掺混; 对于吸力面, 在主分离区前的流谱明显向叶片中部收敛, 表明附面层向叶片中部迁移的趋势增强; 壁角涡的附着线 $L3$ 和 $L4$ 在尾缘附近也向叶片中部发展, 说明壁角涡的影响范围有所扩大; 同时, 上下通道涡的分离线在叶片中部汇合, 使得吸力面分离范围明显增加。因此在叶片出口处存在通道涡、壁角涡和尾缘涡的相互掺混, 这与文献[7]中的涡量分析一致。当叶片反弯 (DHN) 时, 端壁流谱的拓扑结构基本不变, 只是壁角涡分离线

的范围稍有增加,说明由于通道涡被进一步限制在角区,与壁角涡的作用更强,使得壁角涡范围略有增加,这将在一定程度上增加角区的掺混损失;同时,吸力面流谱的拓扑结构明显简化:吸力面大部分范围内保持附着流形态,分离区明显减小,附面层存在向叶片两端迁移的趋势;最显著的流谱结构是两条

通道涡的分离线 $L1$ 和 $L2$ 更加靠近端壁,表明受叶片反弯影响,通道涡向角区发展;同时壁角涡的再附线 $L3$ 和 $L4$ 进一步收缩,对流场影响很小。因此反弯叶栅出口处涡系结构更加简单,各涡在尺度和强度上减弱,这也与文献[7]中实验测量的涡量分布一致。

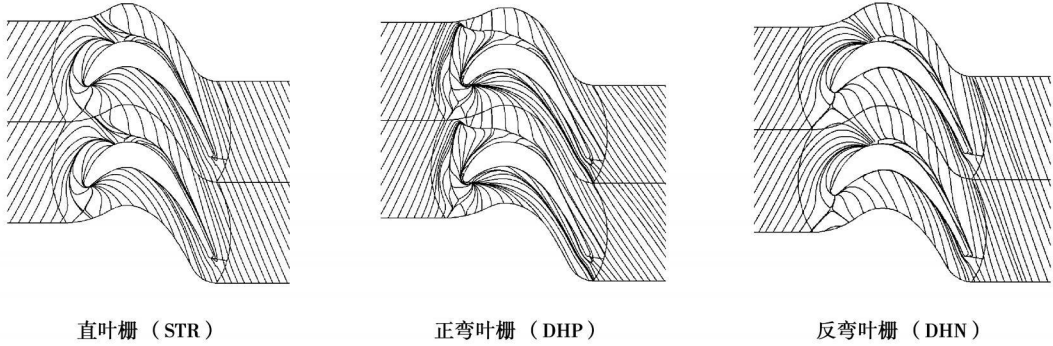


图 3 流道端壁极限流线谱

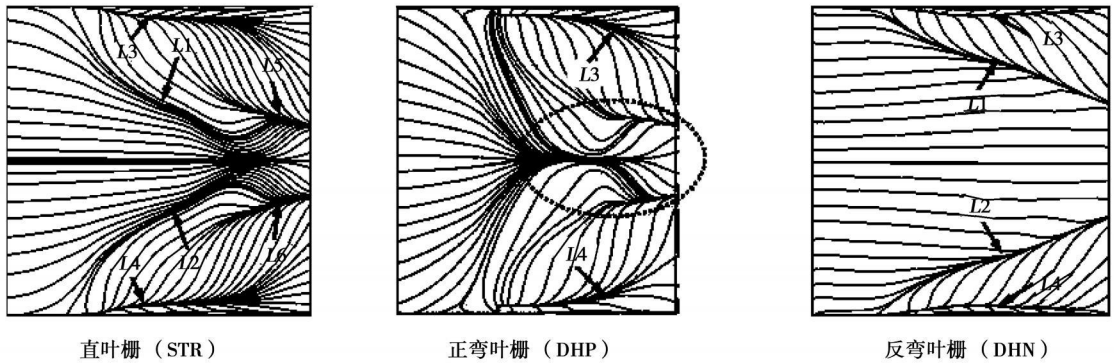


图 4 叶片吸力面极限流线谱

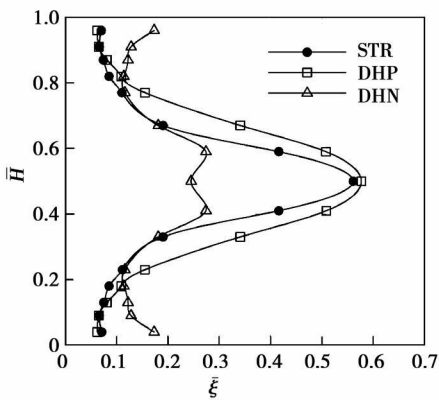


图 5 节距平均能量损失系数的展向分布^[7]

节距平均的能量损失展向分布可以在一定程度上反映附面层厚度和流动分离的情况。图 5 显示了

叶片弯曲对叶栅出口的能量损失展向分布的影响^[7]。可以看到,对于直叶栅(STR),叶片中部的能量损失系数明显高于端区,中部最大能量损失系数达到 0.56,而端部损失系数只有 0.07 左右,这是与低负荷涡轮的损失分布的最大不同,说明对于此类大转角高负荷涡轮,叶片中部的二次流掺混最严重,损失也最大。当叶片正弯(DHP)时,角区附面层向叶片中部迁移,同时通道涡进一步增强并在叶片中部汇合,而在大部分叶高范围内存在 3 种分离的相互掺混,使得大部分叶高范围内损失都明显增加。当叶片反弯(DHN)时,流场内分离范围明显减小,涡系结构也更加简单,使得流动大大改善,因此损失明显降低。文献[7]的实验结果表明,对于折转角为 128.5° 的高负荷叶栅,通道涡对流动的组织起主导作用,叶片正弯增加了通道涡的强度与尺度,并使其

在叶片中部强烈掺混, 增强了叶栅的二次流, 质量平均的能量损失增加了 15.6%。叶片反弯减小了通道涡的强度和尺度, 削弱了叶栅的二次流, 总能量损失降低了 19.3%。

以上分析表明, 大转角高负荷叶栅具有与低负荷涡轮叶栅不同的流动分离结构是造成弯叶片作用效果不同的根本原因。对于气流折转角不大的低负荷涡轮, 流动分离较弱, 角区低能流体的堆积和角涡分离是叶栅二次流损失的主要来源。此流动特点导致叶片端部损失明显高于中部, 因此适当的叶片正弯可以推动角区低能流体向叶片中部迁移, 从而获得叶栅性能的提高。对于大转角高负荷涡轮, 流动分离很强, 通道涡在流场中居于支配地位, 对损失影响最大, 壁角涡和尾缘涡很弱。此流动特点导致叶片中部损失明显高于端部, 因此降低叶栅损失的途径是通过控制通道涡来降低叶栅中部的高损失。此时适当的叶片反弯可以削弱通道涡强度, 并阻止上下通道涡在叶片中部汇合, 从而减少了叶片中部的流动掺混, 获得叶栅气动性能的提高。

一般认为, 决定叶栅内二次流大小的因素主要有两种: 一是壁面粘性效应; 二是壁面压力梯度的大小和方向^[4]。在正常的叶片通道中, 其宏观流动形态由理想流动所控制, 即压力分布起控制流动的作用。基于此认识, 王仲奇教授通过考察叶片表面的静压分布与二次流损失的关系, 提出了附面层迁移理论。最初, 人们是基于欧拉方程来理解弯叶片对流动的控制作用, 在利用附面层迁移理论解释弯叶片的作用机理时也只着眼于固壁表面的附面层重新分布。这在小转角的低负荷涡轮叶栅中是可行的,

因为这类叶栅的流动分离较弱, 流场中粘性影响也不大, 附面层的迁移主要发生在壁面, 二次流损失的主要来源是受壁面静压驱动的低能附面层。而在高负荷涡轮叶栅中, 由于气流折转角很大, 流动分离严重, 流场变得非常复杂, 一方面, 压力分布影响着附面层分离; 另一方面, 分离又引起压力场的变化。此时流场中粘性作用增强, 二次流损失不仅来自壁面附面层, 还来自于主流区的粘性掺混。图 6 为直叶栅和正/反弯叶栅吸力面静压分布的数值模拟结果。由图可知, 在吸力面前半段, 基于静压分布的附面层迁移理论仍然合理, 结合流谱图也可以发现: 正弯增强了指向叶片中部的顺压力梯度, 因此壁面流谱呈收敛型, 即附面层进一步向叶片中部迁移; 反弯形成了指向叶片端壁的顺压力梯度, 因此壁面流谱呈扩张型, 即附面层向端壁迁移。但在叶片后半段, 随着分离流的不断增强, 已经无法根据压力分布来判断附面层的发展趋势。

众所周知, 对于均匀来流, 损失源于固体壁面的存在, 即一切损失的最终来源是附面层。在流动发展过程中, 附面层一部分以附着涡层的形式继续在固体表面发展, 即重新分布, 另一部分则以自由涡层的形式进入主流区, 此即流动分离。而流动分离是涡动力学的重要内容, 这样就把附面层迁移理论与涡动力学分析方法有机结合起来。事实上, 有许多学者在讨论弯叶片的作用机理时, 已经开始从涡动力学的角度来分析。王松涛曾对弯叶片影响通道涡发展的涡动力学原理作了比较全面的分析, 其工作正是对附面层迁移理论的进一步阐述^[8]。

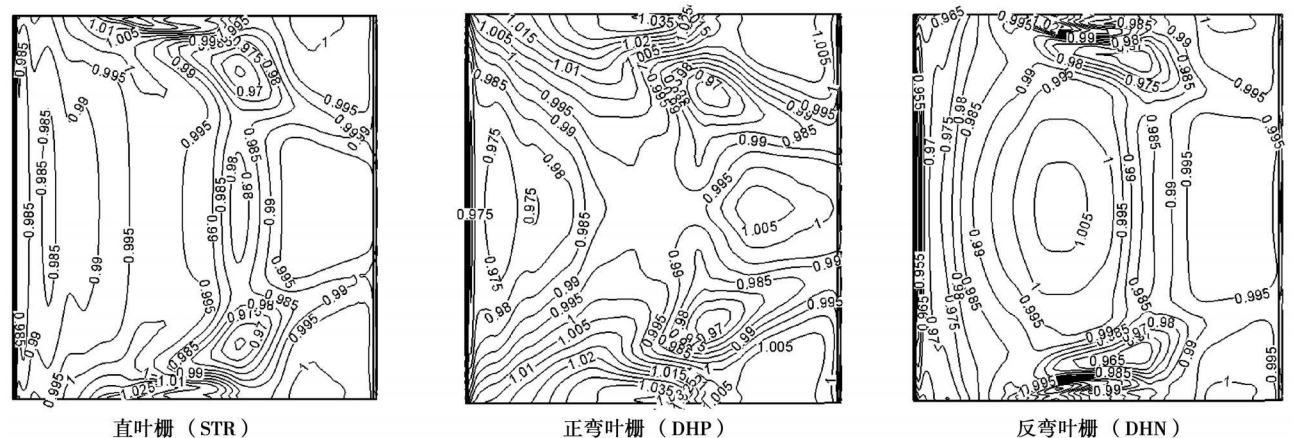


图 6 叶片吸力面静压分布

基于以上分析可知, 附面层可分成附着涡层和自由涡层, “附面层”迁移不仅包括附着涡层的迁移

(即壁面附面层的重新分布),还包括自由涡层的迁移(即旋涡运动的发展)。而自由涡层的迁移对损失的影响则决定于自由涡层离开壁面的形式和它与主流的掺混形式,即分离形态。因此,全面理解弯叶片的作用机理要从两方面来理解,一是附着涡层的迁移,一是自由涡层的分离。尤其是在大转角的高负荷涡轮叶栅中,不仅流动分离范围大,而且分离形态也异常复杂,此时更应该着重考察流场中各涡系结构的变化即自由涡层迁移的影响。

3 结 论

(1) 在高负荷涡轮叶栅中,壁面流谱的拓扑结构非常复杂,强大的通道涡在叶片中部汇合,使得叶栅中部的能量损失系数达到 0.56,大大高于端部的 0.07。叶片反弯可以削弱通道涡的影响,阻止低能流体在叶片中部的堆积,从而极大地改善了叶栅中部的流动,使得壁面流谱的拓扑结构更加简单,叶栅整体的气动性能得到提高。

(2) 弯叶片的附面层迁移理论既包括附着涡层的迁移即壁面附面层的重新分布,还包括自由涡层的迁移即旋涡运动的发展。在高负荷涡轮叶栅中,涡系结构复杂,自由涡层的迁移占据主导地位,采用

弯叶片控制叶栅损失时应着重考察自由涡层迁移的影响。

参考文献:

- [1] WANG ZHONGQI, LAI SHENGKAI, XU WENYUAN. Aerodynamic calculation of turbine stator cascades with curvilinear leaned blades and some experimental results[R]. India: Symposium Paper of 5th IS-ABE, 1981.
- [2] 叶大均, 王仲奇. 叶轮机械真实流动损失机理及控制方法的研究[R]. 国家自然科学基金会重大项目“工程热物理中关键性问题的研究”第一部分: 学术研究总结, 1992
- [3] 王仲奇, 韩万金, 徐文远, 等. 在低展弦比透平静叶栅中叶片的弯曲作用[J]. 工程热物理学报, 1990, 11(3): 255—262.
- [4] MOUSTAPHA S H, PARON G J, WADE J H T. Secondary flow in cascades of highly loaded turbine blades[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 1985, 105(10): 1031—1038.
- [5] YAMAMOTO A, USUI H, Tan C, et al. Research on ultra-highly loaded turbine[R]. Tokyo: Ind Japan ESPR Meeting, 2004.
- [6] 张涵信, 邓小刚. 三维定常分离流和涡运动的定性分析研究[J]. 空气动力学报, 1992, 10(1): 8—20.
- [7] HAN W, WANG Z, TAN C, et al. Effects of leaning and curving of blades with high turning angles on the aerodynamic characteristics of turbine rectangular cascades[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1994, 116(3): 417—424.
- [8] 王松涛. 叶轮机械三维粘性流场数值模拟方法与弯叶栅内涡系结构的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 1999.

(编辑 孙显辉)

新技术、新产品

在役液化天然气运输船达到 300 艘

据《Diesel & Gas Turbine World Wide》2009 年 1~2 月号报道,最近服役的舱容 155 000 m³ 薄膜型液化天然气船 Tangguh Jaya 成为目前正在各大洋航行的液化天然气船的第三百艘运输船。

该船是由韩国三星重工交付给 K Line 和 PT Meratus Line 航运公司的。

LNG(液化天然气)运输船的第二百艘运输船—舱容 145 000 m³ 的 Maersk Qatar 也是由三星重工建造的。

LNG 运输船从建造到发展,通过 34 年的历程,液化天然气舰达到 100 艘,以后用了 8 年使 LNG 船达到 200 艘的规模。目前达到 300 艘,这标志了仅用 2.5 年时间就使 LNG 运输船船队增加了 100 艘。

在 LNG 运输船迅速扩容的同时, LNG 船的舱容也在不断加大,新一代 Qmax 级 LNG 运输船的舱容达到 265 000 m³。

(吉桂明 摘译)

the cold and hot fluid as well as solid walls. Studied was the response time of PSR during the period of the fluid flow rate undergoing a step change. Under the condition that the inlet parameters and heat quantity exchanged between the cold and hot air are identical and the flow rates at the cold and hot side have increased to three times of the original ones respectively, the response time of the PSR is only 1/8 of a shell-and-tube heat exchanger and 1/3 of a plate-fin type one. The numerical analytic results fully correspond to the test ones. As the time constant of the solid walls in the PSR is far less than that in a plate-fin type or a shell-and-tube recuperator, the response characteristics of the advanced recuperator with such a light weight structure are conspicuously superior to those of a conventional recuperator. **Key words:** gas turbine, primary surface recuperator, dynamic characteristics, numerical simulation

采用弯叶片控制高负荷涡轮叶栅内附面层迁移的机理分析 = **Analysis of the Mechanism Governing the Migration of Boundary Layers in a Highly-loaded Turbine Cascade Controlled By Using Bowed Blades** [刊, 汉] / TAN Chun-qing, ZHANG Hua-liang (Engineering Thermophysics Research Institute, Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100190), HAN Wan-jin, WANG Zhong-qi (College of Energy Science and Power Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(6). — 700 ~ 704

Numerically simulated was the inner flow field in a highly-loaded plane turbine cascade with a turning angle of 128.5 degrees. In combination with the previous test results and by utilizing topological theory, the influence of bowed blades on the evolution of boundary layers and movement of vortices in the above-mentioned cascade was analyzed in detail. It has been found that the concentrated vortex system predominated by the passage vortices was drastically mixed and diluted in the middle portion of the highly-loaded turbine cascade and its energy loss coefficient (0.56) is conspicuously higher than that at both ends (0.07). This constitutes the underlying cause that negatively-bowed blades can improve the overall aerodynamic performance of a cascade. After a further discussion of boundary layer migration theory, it is noted that when the bowed blades are used in highly-loaded turbine cascades to reduce the secondary flow losses, the migration of free vortex layers should be investigated with focused attention. **Key words:** bowed blade, high load, flow separation, boundary layer migration, secondary flow, topology

单缸低参数汽轮机末级排汽湿度的热力分析 = **Thermodynamic Analysis of the Last-stage Exhaust Steam Wetness of a Single-cylinder Low-parameter Steam Turbine** [刊, 汉] / TIAN Rui-feng (College of Nuclear Science and Technology, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(6). — 705 ~ 709

By adopting VB language and using a dynamic-link data base, designed was a thermodynamic calculation program for low-parameter single-cylinder steam turbines. By employing this program, the change of the last-stage wetness of the turbine unit for the following three versions of wetness removal was studied at various design parameters; namely, (1) without any steam extraction, (2) by extracting steam between stages and (3) by adopting a wetness removal stage. It has been found that the inlet steam pressure and temperature as well as the exhaust steam pressure can affect the last-stage wetness in different ways, and the inlet steam temperature exercises a maximal influence on the last-stage outlet wetness with consecutively less influence being exerted by the inlet steam pressure and the exhaust steam pressure. Under the given parameter condition of the present study, it is difficult for a full-load operation to meet the requirement for the last-stage outlet wetness, making it necessary to take effective inner wetness removal measures. The research results also indicate that the wetness removal by extracting steam at different locations, and by using a wetness removal stage exercises a relatively big influence over the last-stage wetness of the unit. At the same design parameters, the wetness removal by extracting steam after the fourth stage of the unit can maximally affect the last-stage wetness of the unit. At an identical wetness removal efficiency, when the location of the wetness removal stage shifts one stage backwards each time, it will lower the last-stage wetness by about 1%. With the location of the wetness removal stage moving backward, the influence of the wetness removal efficiency on the last-stage wetness will increase. **Key words:** single-cylinder steam turbine, thermodynamic design,