

1 200 mm 末级超长叶片全三维工程设计的数值研究

杨其国, 韩万金

(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: 采用汽轮机全三维粘性流场计算程序, 通过优化匹配静、动叶和合理选择流道内的各项气动参数, 成功地完成了全速机组超长 1 200 mm 末级叶片的工程设计。对设计结果的数值验证表明, 后加载的弯扭静叶片使得流道内的流动均匀加速, 从而减小叶型与二次流损失, 并为动叶提供优化设计方案。在动叶下半部分采用后部加载叶型, 在上半部分采用专门设计的超音速叶型, 可降低激波及激波与边界层相互作用损失。

关 键 词: 汽轮机; 全转速; 超长叶片; 全三维数值模拟; 设计研究

中图分类号: TK262 文献标识码: A

1 引 言

随着国内电力市场对高效、节能发电设备的需求, 新型、高性能电站汽轮机在国内将日益推广。大功率、高性能机组(例如: 1 000 MW 级超超临界机组)必将在电网中起主导作用。为了确保机组的安全可靠性和经济性, 国内外各大汽轮机生产厂商都对冷端优化特别是低压缸末级长叶片的开发给予了更多的关注。

对于现代大功率汽轮机末级超长叶片, 由于其工作环境的特殊性, 解决优化设计中的经济性问题始终是困难的。低压末级设计难点主要有: (1) 大体积流量导致小径高比, 使叶根至叶顶的气动参数与叶型都发生极大变化; (2) 蒸汽状态进入了汽液两相, 在继续膨胀的流动中析出水滴并释放汽化潜热; (3) 流动为超、跨声速, 激波与边界层以及水滴相互作用, 流动易分离; (4) 机组在调峰或启停机等变工况运行时, 末级叶片在安全性和经济性差的条件下工作; (5) 汽流绕流具有大扩张角的子午外壁面发生粘性与惯性分离, 形成大尺度强旋不稳定集中涡系,

损失剧增; (6) 级出口为排汽缸, 流动效率受排汽缸流动损失的严重影响。由上述六个因素的影响可见, 蒸汽在低压末级中的流动是三维、非正常、有粘、汽液双相、有传热的超、跨声速复杂流动。到目前为止, 国内外同行尚未找到能经过实验考核的低压末级的优化设计方法, 采用的仅是数值计算、实验与经验相结合的方法。

2 1 200 mm 超长叶片基本气动参数设计

本文研究 1 000 MW 超超临界机组低压末级钢制超长叶片, 该叶片的工作转速为 3 000 r/min, 工作高度为 1 200 mm, 根部直径 1 800 mm, 径高比 $D_{pt}/L_d = 2.5$, 排汽面积 11.3 m², 机组运行的额定背压为 4.9 kPa。

由于生产厂对长叶片的气动效率都提出了很多限制条件, 这些条件往往是半经验的, 通常由强度、振动、结构和材料等影响因素相互协调而产生。一般遵循的限制条件主要有: 为得到合理的气动效率, 顶部叶型相对节距不大于 1.0, 几何进汽角控制在 160°~165°; 根部叶型相对节距不小于 0.25。为避免流动分离, 静叶顶部扩张角不大于 40°, 尽可能控制在不大于 35°。对于经常变工况运行的机组, 末级叶片根部反动度通常要大于 25%。为降低尾迹损失, 在强度允许的情况下, 尽可能减小出汽边厚度和楔角。

对末级叶片的安全性要求极为严格, 这迫使设计者采用尽可能小的平均直径, 降低离心惯性力, 使叶片和轮缘各作用面的应力小于材料的许用应力。但经济性对平均直径的要求则相反。因为平均直径降低, 径高比减小, 导致径向二次流增加, 叶片的气动效率明显下降。因此径高比尽可能控制在不小于

收稿日期: 2006-02-23

作者简介: 杨其国(1962-), 男, 湖南衡阳人, 哈尔滨工业大学博士研究生。

2.5. 该机组受叶片材料强度限制, 叶片长度 1 200 mm 已接近安全极限。

在满足上述限制条件下, 采用二维分析(S_1)软件和准三维分析(S_2)软件完成了 1 200 mm 超长叶片气动基本型线的设计。静叶片采用新设计的高马赫数后加载叶型。这种叶型的特点是: 型线背弧在喉部以后的曲率随着出口马赫数增加逐渐减小, 在出口马赫数大于 0.8 后成为直线, 超音速后会逐渐内凹。当出口马赫数大于 1.2 后, 采用出汽边斜切等方式形成缩放流道。静叶片根部出口马赫数

1.4, 采用超音速叶型, 顶部出口马赫数 0.8, 采用跨音速叶型。同时采用合理的周向“J”型弯曲, 使级间参数分布趋于均匀。

根据马赫数、进汽角和出汽角等参数沿叶高的分布, 动叶采用超音速叶型, 沿叶高等强度扭曲成型。设计时采用多方案比较, 先后设计了四套叶型。根据二维分析(S_1)软件的数值模拟结果给出的末级动叶根部叶型表面压力分布可见(见图 1), 方案二、四的压力分布类似于先进的后部加载叶型, 气动性能有可能较为优良。

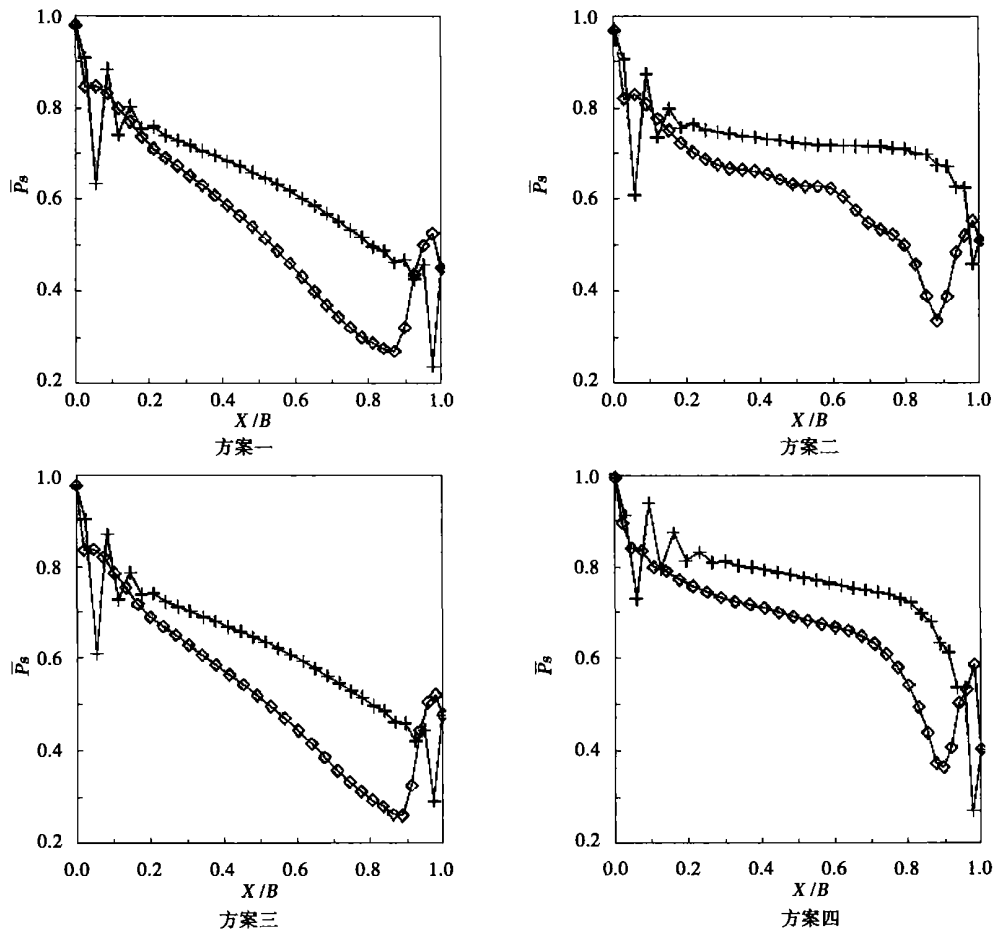


图 1 动叶片根部表面压力分布

3 1 200 mm 超长叶片全三维工程设计和数值模拟分析

在完成 1 200 mm 超长叶片气动基本型线的设计后, 本文应用计算流体力学软件 CFX-TASCflow 对 1 200 mm 末级叶片进行了全三维优化设计, 对应 4

个基本叶型的设计结果如图 2 所示。

3.1 计算方法

为了从 4 个全三维设计结果中选择出气动性能最为优良的设计方案, 应用 CFX-TASCflow 对 1 200 mm 末级叶片流场进行全三维粘性分析。初步计算网格数静叶 17.3 万, 动叶 18.6 万。详细计算网格数静叶 27.6 万, 动叶 72.7 万。计算中采用的差分

格式为优化型线性分布的斜上游差分格式 (Modified Linear Profile Skew Discretization) 加物理对流校正 (Physical Advection Correction), 采用的离散方法为有限体积法。对于工作在跨音速区的低压末级叶片, 计算采用的湍流模型为 $k-\omega$ 模型, 同时采用了更

适用于跨音速可压流动的 Favre-Averaged 求解 Navier-Stokes 方程。通过采用真实气体状态方程计算跨音速流动来研究激波结构、激波边界层互相干扰与边界层分离等流动问题。

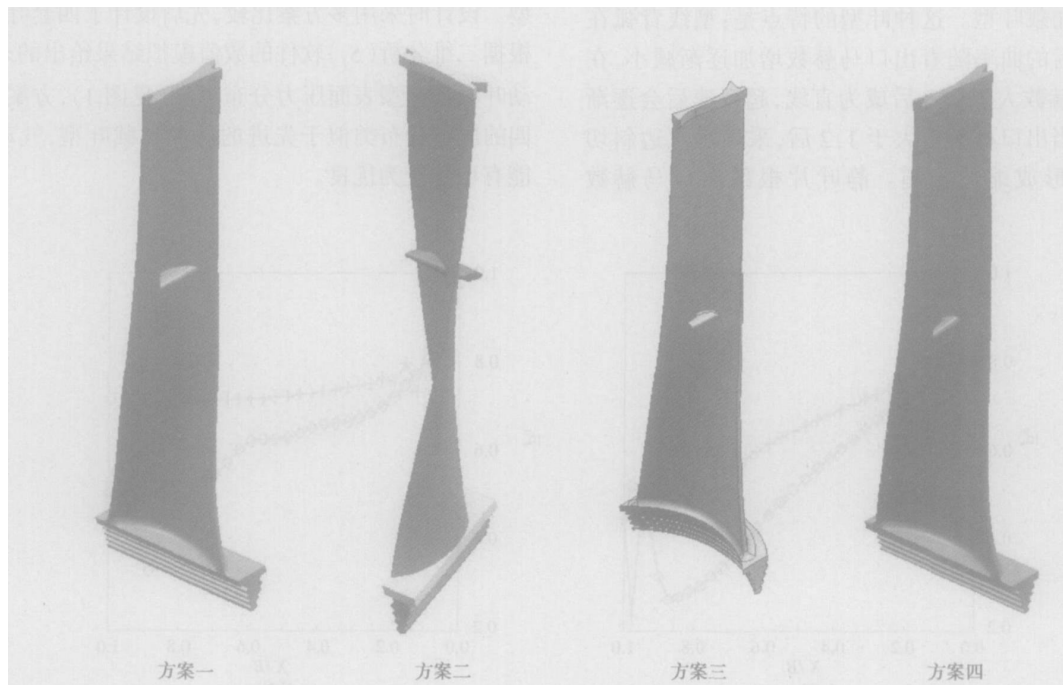


图 2 1 200 mm 超长动叶片 全三维设计结果

3.2 全三维粘性流场计算结果分析

蒸汽流过低压末级的等熵效率无疑是反映 4 个工程设计方案经济性的关键指标, 首先是以该指标作为主要依据来判断 4 个设计方案气动性能的优劣。本文采用 CFX-TASCflow 三维粘性数值模拟软件对 4 个设计方案等熵效率的计算结果见表 1。由表 1 的数据可以看到, 在 4 个设计方案中以方案二的等熵效率为最高。最终选择方案二作为 1 200 mm 超长低压末级叶片的最终设计方案。

表 1 4 个工程设计方案的等熵效率

	方案一	方案二	方案三	方案四
等熵效率(包含余速)/%	88.33	90.16	89.04	89.74

为了进一步验证方案二具有优良的气动性能, 分析了流道内气动参数沿 S_1 和 S_2 流面的分布。

低压末级流动总损失由叶型损失、二次流损失 (包括端壁横向二次流与径向二次流损失)、激波及激波与边界层相互作用损失、间隙泄漏损失和湿汽损失组成。由于篇幅所限, 仅讨论方案二流道中的

流动参数分布对前 3 项损失的影响。

图 3 和图 4 分别表示静压系数沿静、动叶根部、中部与顶部叶型的分布。由图可见, 静叶 3 个位置叶型的吸力侧最低压力点都位于 90% 轴向弦长之后, 说明静叶沿全叶高达到了采用先进的后部加载叶型效果。动叶根部与中部叶型吸力侧最低压力点在 80% 轴向弦长左右, 顶部截面叶型吸力侧最低压力点虽在 45% 轴向弦长附近发生, 但最大气动负荷也偏于分布在流道的后部, 也可以认为动叶大部分叶高也达到了采用后部加载叶型效果。由图还可以看到, 沿静叶根部和中部叶型的压力侧, 边界层先是在沿流向的等压力梯度下流动, 然后在 70% 轴向弦长之后在大顺压梯度下流出静叶栅。动叶根部叶型的压力侧边界层一直在顺压梯度作用下流动, 中部叶型压力面边界层的流动状态与静叶中部叶型大致相同。在顶部叶型的压力侧, 静叶由前缘至 40% 轴向弦长、动叶由前缘至 75% 轴向弦长内, 边界层在逆压梯度下流动, 但在此后至尾缘的流动是在较大顺压梯度的作用下加速。由此不难看到, 静、动叶压

力面上边界层主要是在顺压梯度的作用下加速流动, 流动状态基本是层流。静叶吸力面根部、中部和顶部叶型, 在超过 90% 轴向弦长的漫长距离内, 边界层都是在较大顺压梯度的作用下加速流动, 边界层厚度必然增长缓慢。动叶根部和中部叶型吸力侧边界层在前 80% 左右弦长内在顺压梯度作用下加速流动, 在尾缘 20% 轴向弦长才遇较小的逆压梯度。动叶顶部叶型吸力侧边界层在前缘至 40% 轴

向弦长在大顺压梯度的作用下加速流动, 此后几乎在等压梯度下流动到尾缘。由此看来在产生叶型损失绝大部分的静、动叶叶型的吸力侧, 边界层加速流动要占主要部分, 直至叶片尾缘附近, 边界层才遇较大逆压梯度开始增厚、转捩, 等到边界层转变成湍流时已从尾缘流入下游。显然, 沿叶型, 特别是沿吸力侧型面具有良好的静压系数分布, 是确保叶型损失小的关键。

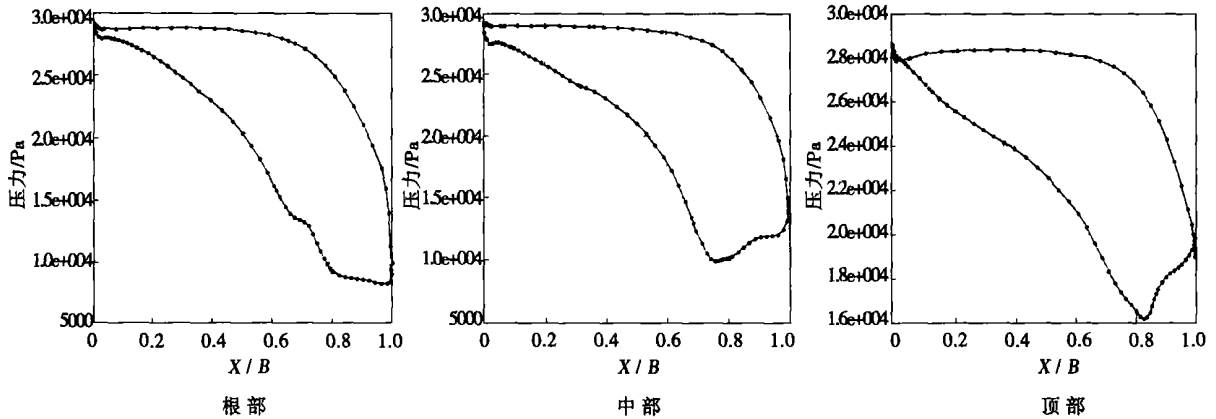


图 3 沿静叶根部、中部与顶部叶型的静压系数分布

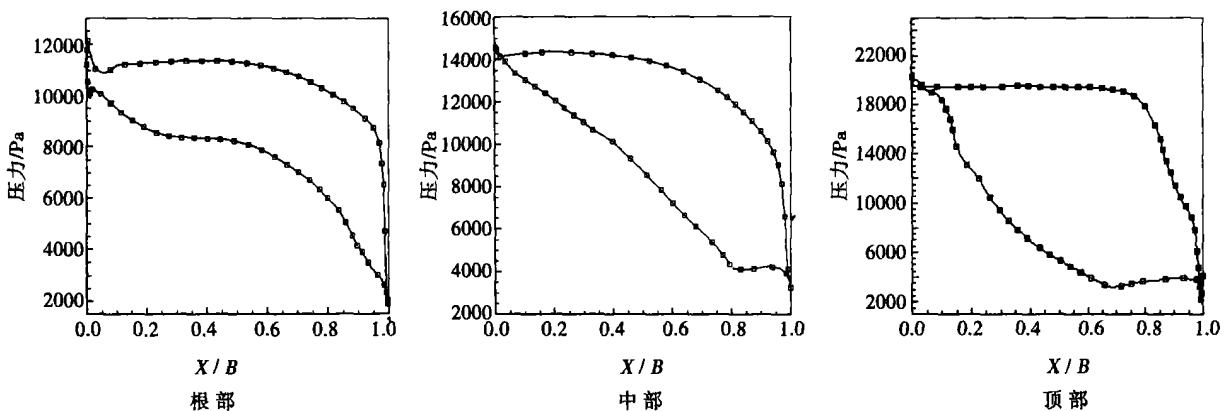


图 4 沿动叶根部、中部与顶部叶型的静压系数分布

由沿静叶根部与顶部叶型的静压系数分布观察叶栅上、下端壁横向压力梯度可以发现, 由于采用了后部加载叶型, 减小了流道前部与中部的横向压力梯度, 削弱了端壁横向二次流。此外, 静叶采用了弯扭气动成型, 沿叶高形成了“C”形静压分布, 降低了径向二次流损失, 同时使级反动度沿叶高均匀化, 为动叶提供了良好的进口流场。

图 5 和图 6 分别表示方案二低压末级根部、中

部和顶部流道与子午面马赫数等值线。低压末级 3 个截面中的叶型可分为 3 类: (1) 反动式叶型, 静叶与动叶中部叶型属此类; (2) 冲动式叶型, 动叶根部叶型为冲动式; (3) 直板式叶型, 该类叶型组成缩放流道。根据气动力学基本理论^[5], 超跨音速气流绕流不同类型叶型组成的平面叶栅, 在流道内形成不同的波系结构。绕流反动式平面叶栅, 在其斜切部分形成原生膨胀波与反射膨胀波以及原生斜激波与

反射斜激波的复杂波系。绕流冲动式平面叶栅,除在斜切部分形成上述复杂波系外,在叶栅前缘还有头冲波形成。对于直板式叶型构成的平面叶栅因流

道是缩放型的,在流道的渐放部分则形成范围较大的膨胀波系与斜激波。

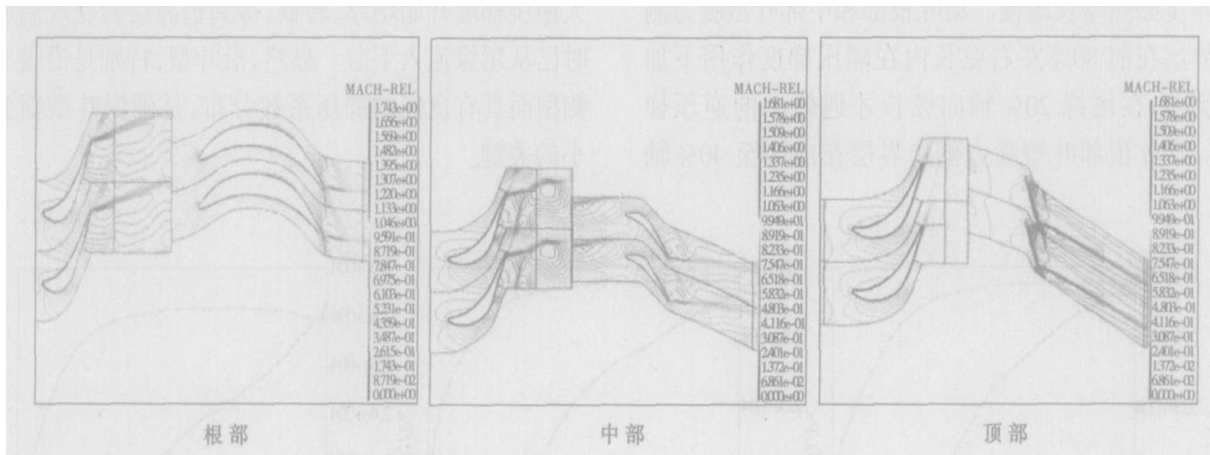


图 5 方案二根部、中部与顶部马赫数等值线分布

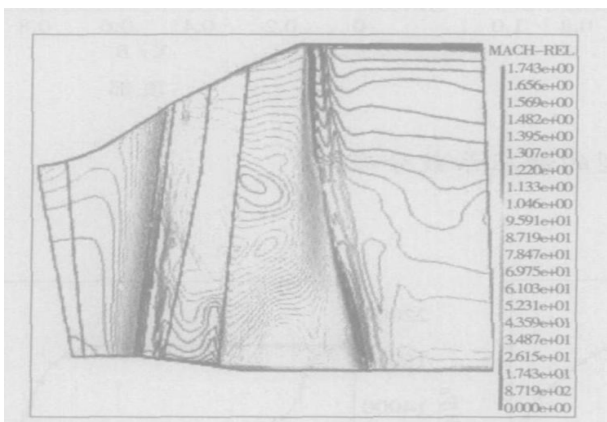


图 6 方案二子午面马赫数等值线分布

仔细观察图 5 和图 6 可以看到,在相同轴向截面位置气流基本是均匀加速的,仅在静叶根部与动叶顶部的高速区发生速度的间断,亦即激波。但是,跨过激波速度的变化不大,说明激波为强度较弱的斜激波,而且波系结构简单,影响面积较小。由两图还可以看到,内外端壁与叶片表面上的边界层很薄,不存在因遇逆压梯度以及与激波相互作用边界层突然增厚并分离的区域。众所周知,在透平级的超跨音速绕流中,激波以及激波与边界层相互作用损失在总流动损失中占相当大的比例。图 5 和图 6 展示的流谱表明,以方案二作为 1 200 mm 低压末级超长叶片最终设计方案具有较小激波以及激波与边界层相互作用损失。

4 结 论

通过合理选择流道内各项气动参数与优化匹配静、动叶, TASCflow 商用软件可以成功地应用于大功率透平级末级 1 200 mm 超长叶片的工程设计。设计结果表明:

(1) 静叶采用具有后部加载的弯扭叶片,在流道内可以获得均匀加速流动,最大限度地减小叶型损失与二次流损失,并为动叶提供气动性能优良的进口流场。

(2) 在动叶根部与中部截面采用后部加载叶型,在上半部分采用专门设计的超音速叶型,构成缩放流道,可削弱激波强度,简化波系结构,从而降低激波及激波与边界层相互作用损失。

参考文献:

- [1] MOORE J H. High-power-density steam turbine design evolution[R] . GE Power Systems, GER3804.
- [2] 戚 军. GE/东芝公司最近开发钢制的末级长叶片[J] . 汽轮机信息, 2003(3): 13- 17.
- [3] 朱宝田. GEC AISTHOM 汽轮机末级长叶片系列的开发[J] . 热力发电, 1996(2): 43- 48.
- [4] GOFER J I, REINKER J K, SUMNER W J. Advances in steam path technology[R] . GER- 3713E.
- [5] 杰依奇 M E. 工程气体动力学(下册)[M] . 徐华航, 译. 北京: 电力工业出版社, 1956.

(何静芳 编辑)

大型汽轮机汽流激振研究现状及展望= **The Status Quo and Prospect Concerning a Study on Steam Flow Excitations in Large-sized Steam Turbines**[刊, 汉] / LUO Ming-wen, DING Xue-jun, YANG Yan-lei (College of Energy Source and Power Engineering under the Central China University of Science and Technology, Wuhan, China, Post Code: 430074), QI Xiao-bo (Electromechanical Engineering Department, Huanggang Polytechnic College, Huanggang, China, Post Code: 438002) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(6). — 551 ~ 555

The generation mechanism and characteristics of steam flow excitations in large-sized steam turbines are analyzed and summarized along with an overview of the general situation of the research on steam flow excitations both at home and abroad. Special emphasis is laid on an analysis concerning the selection of efficiency coefficient β . It is believed that the efficiency coefficient β depends on such factors as eccentricity, blade tip clearance, blade spacing, blade inlet and outlet relative steam-flow angle and lift force factor etc. and can take a wide range of values for selection. Measures taken for preventing and eliminating steam flow excitations in steam turbines are summed up from the perspective of increasing rotor rigidity, increasing system damping and decreasing steam flow excitation force etc. Finally, the problems existing in the study of steam flow excitations in large-sized steam turbines are discussed and a forecast of the future research trend is given from the standpoint of selecting the efficiency coefficient β , types of packing rings, solving non-linear dynamics problems, optimizing blade excitation forces and ensuring the stability of the shaft system etc. altogether five aspects.

Key words: steam flow excitation, clearance excitation, self-excited vibration, steam turbine

1 200 mm 末级超长叶片全三维工程设计的数值研究= **Numerical Study of a Full Three-dimensional Engineering Design of 1200 mm Super-long Last Stage Blades**[刊, 汉] / YANG Qi-guo (Harbin Steam Turbine Works Co. Ltd. Harbin, China, Post Code: 150046), HAN Wan-jin (College of Energy Science and Engineering under the Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(6). — 556 ~ 560

With the adoption of a calculation program for a full three-dimensional viscous flow field and through an optimized matching of rotating and stationary blades as well as a rational selection of various aerodynamic parameters in flow passages, an engineering design of 1200 mm super-long last stage blades for a full-speed steam turbine unit has been successfully completed. The numerical verification of test results shows that the rear-loaded twisted and bent stator blades enable the steam flow in the passage to be accelerated uniformly, thus reducing the profile and secondary flow losses and providing rotor blades with optimized design schemes. The use of rear-loaded blade profiles at their lower half part of rotor blades and the use of specially designed supersonic blade profiles at their upper half part can reduce the losses caused by mutual reaction between shock waves and that between shock waves and boundary layers. **Key words:** full speed, super-long blade, full three-dimensional numerical simulation, design and study

基于 PLC 实现的火电厂小汽机保护控制系统= **PLC (Programmable Logic Controllers)-based Protection and Control System for Small-sized Steam Turbines at a Thermal Power Plant**[刊, 汉] / LI Da-zhong, NI Wei-qiang (Automation Department, North China Electric Power University, Baoding, China, Post Code: 071003), LI Jin-xian, GUO Zhao-wei (Datang Xuchang Longgang Power Generation Co. Ltd., Yuzhou, China, Post Code: 461690) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(6). — 561 ~ 564, 581

A new control system has been designed when instead of the original relay control logic a PLC (programmable logic controller) is adopted for the protection system of a small-sized steam turbine destined for the feedwater pump of a 300 MW unit. The system employed a double redundant CPU (Central Processing Unit) hot standby and double power supply design. As the hardware structure is simple and the control logic is realized by a trapezoid graphic software instead of the original relay control logic, the safety and reliability of the system has been greatly enhanced. In the meantime a small turbine emergency-trip first-out memory function is additionally designed in the control logic software, thereby providing a basis for fault analysis of the system. The on-site operation shows that the system can operate steadily and comply with relevant design requirements. **Key words:** thermal power plant, protection of small-sized steam turbines, PLC control