

超超临界汽轮机中压转子冷却效果分析

吕智强¹, 周 逊², 刘顺隆¹

(1. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 哈尔滨 150001; 2. 哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 哈尔滨 150001, zhouxun@hit.edu.cn)

摘 要: 为了评价超超临界汽轮机中压转子的冷却效果及其对主蒸汽流动性能的影响, 以 600 MW 超超临界汽轮机中压缸为计算模型, 采用气热偶合数值模拟方法对中压转子的蒸汽冷却进行了研究. 计算结果表明, 在所研究的冷却结构与冷却蒸汽初参数下, 叶根最高与最低温度分别下降 19 K 与 95 K, 中压转子得到了充分冷却. 冷却蒸汽增大了动叶温度分布的不均匀性, 导致热应力上升. 因此有冷却的动叶热应力校核应该是一个重点考虑的问题.

关键词: 中压转子; 蒸汽冷却; 数值模拟

中图分类号: TK261

文献标志码: A

文章编号: 0367-6234(2010)07-1168-04

Analysis of the cooling efficiency of medium pressure rotor in ultra-supercritical turbine

LU Zhi-qiang¹, ZHOU Xun², LIU Shun-long¹

(1. College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China;

2. School of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001 China, zhouxun@hit.edu.cn)

Abstract: For estimating the effect of the medium pressure rotor cooling system in ultra-supercritical turbine on the main steam flow and cooling efficiency, the steam-thermo coupled numerical simulation method was used to study the medium pressure rotor steam cooling system, with the 600 MW ultra-supercritical turbine medium pressure casing as the computational model. The computational results show that the maximum and minimum temperatures of the blade root are decreased by 19 K and 95 K respectively, and the medium pressure rotor is cooled at the present cooling structure and initial parameters of the cool steam. The nonuniformity of temperature distribution of the rotation blade is increased by the cool steam, so the thermal stress is enhanced. Thus the important problem for the rotation blade to be cooled is the thermal stress verification.

Key words: medium pressure rotor; steam cooling; numerical simulation

对于超超临界汽轮机, 必须采用不同于亚临界机组的设计手段以满足其设计需要^[1]. 蒸汽参数的提高要求设计者要综合考虑经济、性能及加工性能, 选择耐高温能力、抗氧化性能更好的材料^[2]. 与亚临界机组相比, 在超超临界机组上, 高温叶片由 NiCrMoWV 锻钢改进为优质 12% Cr 锻钢, 材料的高温性能及抗氧化性有了较大幅度的提高, 且在 566 °C 设计参数下高度可靠^[3-4]. 大功

率蒸汽轮机转子热应力场研究表明, 在起动、抛荷与工况变动时, 中压第一级动叶根部应力集中处的热应力最高, 是威胁汽轮机安全运行的危险部位, 因此冷却蒸汽对动叶叶根的冷却效果如何至关重要. 有时再热蒸汽的温度高于新蒸汽, 中压转子与再热蒸汽接触, 尤其需要冷却. 冷却蒸汽来自调节级后高、中压进汽平衡环的漏汽, 通过纵树型叶根槽底部, 利用反动式汽轮机所具有的动叶前后压差, 产生流动, 覆盖在叶根表面, 使叶根与高温蒸汽隔离, 冷却中压前两级^[5-6].

超超临界汽轮机不同的部件采用不同方案的

收稿日期: 2008-11-13.

作者简介: 吕智强(1973—), 男, 博士后, 高级工程师;

刘顺隆(1939—), 男, 教授, 博士生导师.

冷却结构设计^[7]. 典型的中压转子冷却结构基本分为三类^[8-9]. 为了不重新设计中压第一级叶片, 本文采用文献[8]所用的三菱超超临界汽轮机中压转子蒸汽冷却方式, 对国产 600 MW 超超临界汽轮机中压转子实施冷却. 为了评价这种冷却方法的冷却效果及其对主蒸汽流动性能的影响, 应用 ANSYS CFX10.0, 对中压第一级进行了气热耦合数值模拟.

1 几何模型及网格划分

图1给出了计算模型的几何结构简图, 为了对比, 同时计算了无冷却通道的相同级. 动叶流道网格数约为 28 万, 静叶流道网格数约为 24.5 万, 冷却通道网格数约为 11.7 万, 动叶叶根网格数约为 38 万, 整个几何体网格单元总数约为 102.3 万. 动静叶流道的网格生成工作由 TurboGrid 10.0 完成.

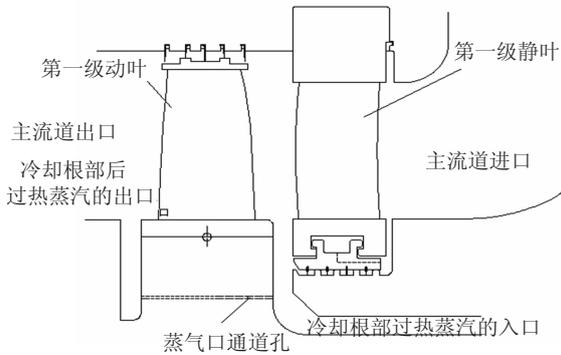


图1 超超临界汽轮机中压级几何结构图

图2给出了中压级边界条件结构简图. 静叶流道进口(Inlet1)和冷却通道进口(Inlet2)边界条件给定进口总压和总温; 动叶流道出口(Outlet)边界条件给定出口静压. 为了对比, 同时计算了无冷却通道的相同级.

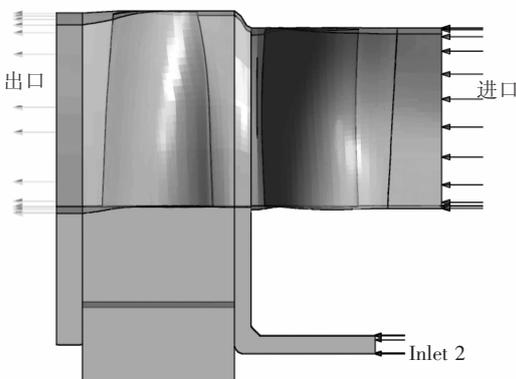


图2 中压级有冷却边界条件结构简图

表1给出了进出口边界条件的各参数值, 全部数据均由一维流动计算结果提供, 计算模型按照 1:1 比例生成进行数值模拟. 模拟软件为 ANSYS CFX 10.0 版本, 在并行机上进行三维气热耦合计算, 数值模拟采用由 ANSYS CFX 10.0 提供

的 Redich Kwong Dry Steam(干蒸汽)介质进行计算, 叶根固体区域采用 Steel(钢)介质进行计算.

表1 中压级进出口边界条件

边界位置	进口总压 /MPa	进口 总温/K	进口湍 流度/%	出口静压 /MPa
Inlet1	3.69098	837	5	3.068 2
Inlet 2	3.30705	723	5	

2 结果及讨论

2.1 冷却蒸汽对动叶表面温度的影响

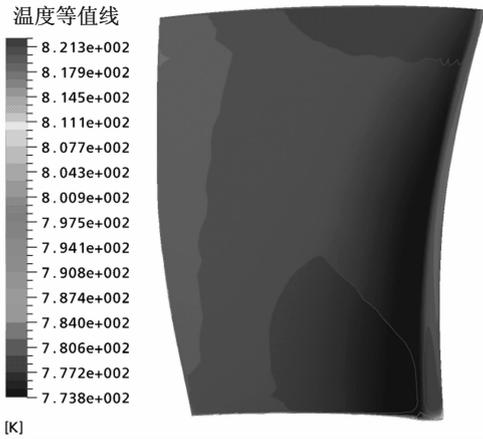
图3为中压第一级有无冷却动叶表面温度分布云图. 首先可以看到, 在无冷却的情况下, 动叶压力面的平均温度高于吸力面. 在绝对或相对坐标系下, 主蒸汽绕流静、动叶栅, 在相同轴向位置的吸力侧附近膨胀加速大于压力侧附近, 压力面附近主汽流的温度就必然高于吸力面附近主汽流的温度, 显然, 静、动叶与主蒸汽换热结果是压力面温度高于吸力面.

与无冷却动叶表面温度场对比, 蒸气冷却改变了动叶表面温度场. 如图3(a)和(c)所示, 无论有无冷却, 压力面上半叶展的温度分布差别不大, 在下半叶展前半弦长靠近轮毂的区域, 有冷却的温度反而大于无冷却. 这是由于冷却蒸汽从隔板与轮毂间隙出口喷入主流, 对主流的局部阻滞引起主流局部减速温度升高, 并冲击加热压力面的该区域. 对于有冷却的情况, 压力面上最高温度为 822.4 K, 最低温度为 818 K, 温差仅为 4.4 K. 由此可见, 蒸汽冷却几乎不影响压力面温度分布的均匀性.

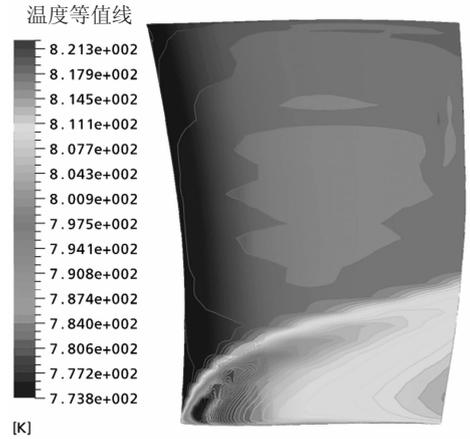
蒸气冷却对吸力面温度场影响比较大, 除了位于叶展中部的低温区面积有所缩小外, 在吸力面和轮毂面的交界线, 起始于吸力面叶根前缘终止于 30% 叶展的近抛物线形曲线以及吸力面出口边围成的类似直角三角形的区域内, 形成了低温区. 少部分冷却蒸汽从隔板与轮毂间隙出口喷入主流, 因其压力低于主流, 在主流的压制与带动下, 发生 90° 转弯并附着在轮毂表面. 由于冷却蒸汽几乎是在垂直于主流的方向上进入主流道的, 在主蒸汽的带动下发生流动, 增大了动叶进口混合汽流负冲角, 冷汽冲击吸力面叶根进口, 强制冷却该处叶片表面, 使这里的温度最低, 为 773.8 K. 此后, 冷汽在向下游流动的过程中, 与主流不断掺混, 混汽温度逐渐升高, 但始终低于主流. 混汽与吸力面表面对流换热, 有两个因素强化了它们之间的热交换: 一是流道内指向吸力面的横向压力梯度, 使混汽向吸力面集聚; 二是动叶高速旋转产生的离心力强化了对吸力面壁角区流动的扰动.

这两个因素都加强了冷却蒸汽与吸力面的对流传热,同时削弱了冷却蒸汽与压力面的换热. 因此,形成了图 3(b) 所示的吸力面上与轮毂面相邻角区的低温区. 吸力面上的最高温度为 822.4 K,最大温度差 48.6 K,该数值明显大于无冷却情况下

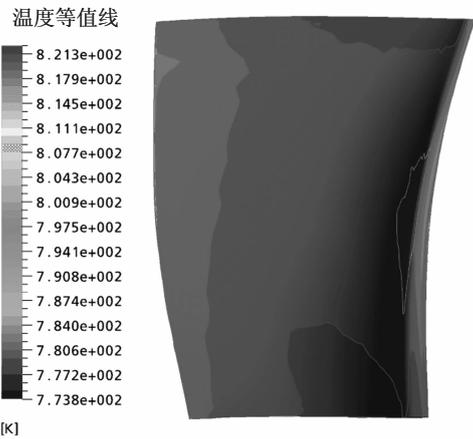
动叶吸力面的温度差,这说明蒸汽冷却增大了动叶温度分布的不均匀性,导致热应力上升. 因此有冷却的动叶热应力校核应该是一个重点考虑的问题.



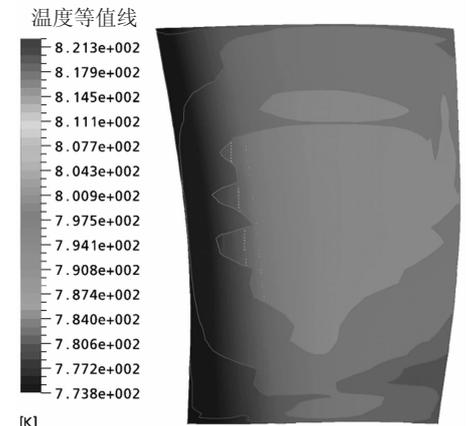
(a) 有冷却的动叶压力面温度分布



(b) 有冷却的动叶吸力面温度分布



(c) 无冷却的动叶压力面温度分布



(d) 无冷却的动叶吸力面温度分布

图 3 中压第一级动叶表面温度分布云图

2.2 冷却蒸汽对动叶叶根表面温度的影响

图 4 表示有无蒸汽冷却动叶叶根表面温度分布云图. 如图所示,无冷却时,叶根的上表面,即轮毂面有主蒸汽流通过. 此外,主蒸汽流还通过动叶叶轮与本级静叶隔板及下级静叶隔板之间的轴封进入间隙. 显然叶根三面被热蒸汽包围,由于主蒸汽通过轴封被节流,根据节流的焦耳-汤姆逊效应,过热蒸汽节流温度下降,而且对于动叶轮后间隙,主蒸汽还经过在动叶流道内的膨胀做功降温,因此,两个间隙,尤其是叶轮后间隙内蒸汽的温度都明显低于主蒸汽流. 对叶根实施加热的主要是流过动叶流道的主蒸汽.

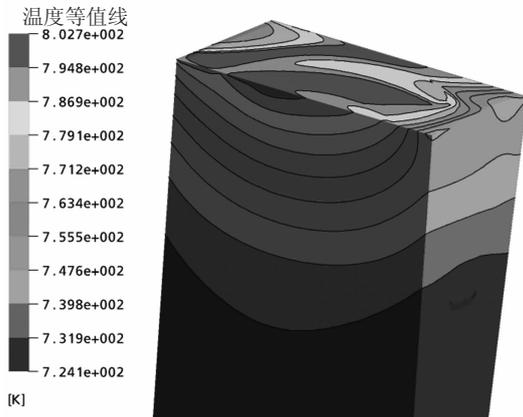
主蒸汽与叶根通过复杂的对流换热、辐射换热以及热传导达到热平衡,在叶根形成了稳定的温度场. 如图 4(b) 所示,在对应动叶前缘的叶根表面,形成温度为 821.6 K 的局部最高温度区. 在

对应动叶尾缘的叶根表面出现局部低温区,最小温度值为 819.5 K. 由此可见,无冷却叶根温度较高,温度变化较小.

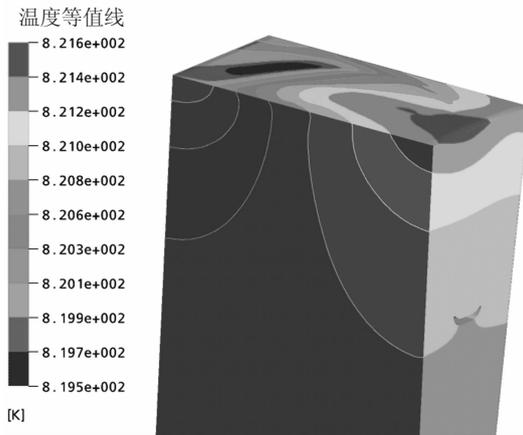
对于有冷却的中压第一级,冷却蒸汽首先进入动叶叶轮与静叶隔板之间的间隙,然后分成两股:一股进入位于叶根下方的冷却蒸汽通道孔,并由此进入动叶叶轮与下级静叶隔板之间的间隙;另一股通过静、动叶轴封进入流道,在主蒸汽流的作用下覆盖于轮毂表面(即叶根表面),在绕流叶根流道的过程中,部分冷却蒸汽通过动叶纵树形叶根底部间隙,最后流入级后. 这样,叶根四面(轮毂表面、叶根下方冷却通道孔表面和叶轮前后侧面)被冷却蒸汽包围,特别是由于叶根的加热热源是主蒸汽,覆盖在轮毂表面的冷却蒸汽将其与叶根隔开,叶根会得到充分冷却.

进入主流道的冷却蒸汽在主蒸汽的带动下,

转弯流向叶根前缘,并对那里的叶根表面进行冲击冷却.由于汽流直接冲击被冷却表面,流程短且被冲击表面上的速度边界层薄,从而提高了被冲击表面的散热系数,产生良好的冷却效果.此后,在主蒸汽的压制之下,冷却蒸汽附于轮毂表面,形成冷却薄膜.冷气薄膜起两个作用:一是由于冷却薄膜,降低了主蒸汽与叶根表面之间对流换热的驱动温差.二是冷却蒸汽的引入增加了对主蒸汽流的扰动,换热系数随冷却蒸汽密流的增大而增加,这种影响愈靠近冷却蒸汽进口愈显著.



(a) 有冷却的叶根温度分布云图



(b) 无冷却的叶根温度分布云图

图4 有无冷却动叶叶根表面温度云图

综上所述,冷却蒸汽几乎从四面包围叶根,阻断了与加热热源既主蒸汽的直接接触,主蒸汽只能通过叶片向叶根输入热流,但通过纵树形叶根间隙和叶根下方冷却蒸汽通道孔的冷却蒸汽,将大部分热流带走,结果蒸汽冷却使叶根温度场相对无冷却发生了显著变化.如图4(a)所示,叶根表面温度最高值为802.7 K,最小值为724.1 K,而且由蒸汽冷却通道孔到轴心为温度不变的低温区.与无冷却对比,最高温度值下降近19 K,最低温度值下降95 K.显然,通过蒸汽冷却不仅降低了中压转子安装纵树形叶根部位的温度,而且大

幅度降低了中压转子冷却蒸汽通道孔下方部位的温度,达到了冷却中压转子的目的.

3 结论

1) 在本文采用的冷却结构与冷却蒸汽初参数下,冷汽从轮毂、冷却蒸汽通道孔及叶轮前后侧面包围叶根,而且沿这些表面的流动或为涡流或为湍流,提高了冷汽与这些壁面的换热系数,叶根最高与最低温度分别下降19 K与95 K,中压转子得到充分冷却.

2) 蒸汽冷却对动叶表面流动的影响沿叶高逐渐减弱,在30%以上叶高该影响已不存在.

3) 蒸汽冷却增大了动叶温度分布的不均匀性,导致热应力上升.因此有冷却的动叶热应力校核应该是一个重点考虑的问题.

参考文献:

- [1] LU J L, WAKAHARA T, REED D A. A non linear numerical model of the tuned liquid damper [J]. Earthquake Engineering and Structural Dynamics, 1999, 28 (6): 671 - 686.
- [2] ABE M, FUJINO Y. Dynamic characterization of multiple tuned mass dampers and some design formulas [J]. Earthquake Engineering and Structural Dynamics, 1994, 23(8): 813 - 835.
- [3] MWM W W, SCHREURS P J, VELDPAAUS F E. Application of computed phase transform action power to control shape memory alloy actuators [J]. Smart Materials and Structures, 1997, 32(3): 190 - 198.
- [4] STRAUB F K. Feasibility study of using smart materials for rotor control [J]. Smart Materials and Structures, 1996, 51(3): 1 - 10.
- [5] SUN Jing, ZHU Zhiwen. Study on the stability of rotor vibration controlled with SMA [J]. Journal of Mechanical Strength, 2000, 22(4): 296.
- [6] 刘凯. 超临界汽轮机机组的发展及关键技术(三)[J]. 江苏电机工程, 2005, 24(3): 18 - 22.
- [7] 刘凯. 超临界汽轮机机组的发展及关键技术(四)[J]. 江苏电机工程, 2005, 24(4): 20 - 24.
- [8] TANAKA Y, TARUTANI Y. Feature and operating experience of 1000 MW class steam turbine with highest efficiency in the world [J]. Mitsubishi juko giho, 2002, 39(3): 132 - 135.
- [9] ENGELKE VON W. Herstellerspezifische Konstruktionsmerkmale [J]. VGB Kraftwerkstechnik, 1994 (4): 338 - 460.

(编辑 杨波)