文章编号:1001-2060(2015)03-0387-07

汽轮机排汽通道内湿蒸汽流动的数值研究

曹丽华1,张浩龙1,林文斌2,刘 佳3

(1.东北电力大学能源与动力工程学院,吉林吉林132012;2.福建中试所电力调整试验有限 责任公司,福建福州350007;3.山东电力工程咨询院有限公司,山东济南250013)

摘 要: 为分析湿蒸汽在汽轮机排汽通道内的流动状况,利 用 FLUENT 软件,结合相变模型和湿蒸汽流动方程,对不同 来流条件下排汽通道内的流动进行了数值模拟。结果表明: 进汽湿度、旋流强度和进汽角的变化使通道涡的组成、位置 及强度发生变化;随着进汽湿度的增加,排汽通道出口流场 的均匀性有一定的提高;随着进汽湿度、旋流强度、进汽角度 的增加,排汽通道内流动的能量损失系数降低。

关键 词:汽轮机;排汽通道;湿蒸汽;数值分析

中图分类号: TK261 文献标识码: A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.03.020

引 言

排汽通道是连接汽轮机末级与凝汽器之间的通 道,主要由排汽缸与凝汽器喉部组成。从结构上讲, 它是一个复杂的蒸汽通道,其内蒸汽的流动为湿蒸 汽流动。排汽通道内蒸汽流动的阻力直接影响汽轮 机的效率^[1],而蒸汽流动的稳定性和分布的均匀 性,不仅影响凝汽器的真空,还会影响凝汽器内冷却 管束的安全性^[2]。

文献[3]研究了排汽缸入口条件对缸内汽流分 布的影响,但都没有考虑湿蒸汽的影响。文献[4] 应用直接模拟蒙特卡罗方法对汽轮机凝汽器喉部内 蒸汽的热力行为进行了模拟计算,指出考虑湿蒸汽 行为可以降低蒸汽的流动阻力,同时对流场分布的 均匀性有一定的改善,但是没有考虑喉部入口排汽 缸对流动的影响。文献[5]进行了直接空冷排汽管 道内湿蒸汽两相流动的二维数值模拟。文献[6]对 排汽缸和末两级耦合进行数值分析,计算结果比假 设进汽角和旋流条件的计算结果更准确,但由于没 有考虑实际工质湿蒸汽的影响,因此无法全面的反 映流场的复杂性和真实的流动情况。文献[7-8] 对排汽缸和喉部进行了不考虑湿蒸汽影响的耦合模 拟和单独对排汽缸进行了湿蒸汽流动的数值分析。 文献[9]研究了汽轮机级内的湿蒸汽流动现象。

本研究利用 FLUENT 软件,结合相变模型和湿 蒸汽流动方程,考虑湿蒸汽自发凝结过程的影响,采 用不同的进汽条件对汽轮机排汽通道内的流动进行 三维数值模拟,旨在了解湿蒸汽在汽轮机排汽通道 内的真实流动情况,并分析进汽湿度、进汽角度及旋 流强度大小对排汽通道性能的影响。

1 物理模型和数值方法

1.1 物理模型

以某 300 MW 汽轮机的排汽通道为研究对象, 考虑汽动给水泵小汽轮机排汽的影响。为了简化, 计算区域中主要考虑排汽缸的内导流环、外导流环 和盖板、喉部的小汽轮机排汽和内置低压加热器,忽 略排汽缸内的筋板和支撑管结构以及喉部内其它设 备和支撑管的影响。考虑到结构的对称性,取其一 半进行计算,物理模型如图 1 所示。

在 GAMBIT 中建立物理模型时,入口面在 XZ 平面上,其中心点定义为坐标系的原点,排汽沿 Y 轴正向流入排汽缸,沿轴向 - 径向扩压管进行 90° 翻转后,沿 Z 轴正方向流出排汽缸,进入凝汽器喉 部。由于排汽缸几何形状不很规则,为了保证网格 质量,将计算域分成了多个区。整个计算域网格划 分使用的是结构化网格。应用排汽通道的静压恢复 系数来验证网格数目对结果的影响^[8],如图2 所示, 最后计算采用 200 万网格。

收稿日期:2014-05-27; 修订日期:2014-08-05

基金项目: 吉林省科技发展计划资助项目(20140204040SF)

作者简介:曹丽华(1973-),女,黑龙江齐齐哈尔人,东北电力大学教授,博士.



图 1 排汽通道的物理模型(1/2) Fig. 1 Physical model for steam exhaust flow passages(1/2)



图 2 网格无关性验证

Fig. 2 Verifician of the independence of the grid

1.2 数学模型

1.2.1 湿蒸汽流动方程

忽略液滴和汽相之间的速度滑移、液滴之间的 相互作用和液滴的体积,假设液滴的质量分数 β 比 较小($\beta < 0.2$)。

根据上述的假设,湿蒸汽密度可表示为:

$$\rho = \frac{\rho_{\rm v}}{(1-\beta)} \tag{1}$$

式中: ρ 一湿蒸汽密度,kg/m³; ρ_v 一汽相密度,kg/m³; β 一液相质量分数。

湿蒸汽的流动方程由可压缩的 *N* – *S* 矢量方程 控制:

$$\frac{\partial W}{\partial Q} \frac{\partial}{\partial t} \int_{V} Q \,\mathrm{d}V + \oint \left[F - G \right] \cdot \,\mathrm{d}A = \int_{V} H \,\mathrm{d}V \qquad (2)$$

式中: Q = (P, u, v, w, T) 一湿蒸汽的质量流量, kg/ s; P —蒸汽压力, Pa; u, v, w - t 时刻流体在点 (x, y, z) 处的速度分量; T —湿蒸汽温度, K; V —控 制体; W —求解变量; F —无粘通量; G —粘性通 量; H —源项。流动方程采用 density – based 算法 进行求解。

求解湿蒸汽模型需要的两个额外输运方程。 液相的质量分数:

$$\frac{\partial \rho \beta}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{\rho v \beta}) = \Gamma$$
(3)

式中: Γ 一由于冷凝和蒸发引起的质量生长率,kg/

 $(m^3 \cdot s); \vec{v}$ 一液滴流动的速度矢量,m/s。

单位体积内液滴密度的演化数量:

$$\frac{\partial \rho \eta}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{\rho v \eta}) = \rho I \tag{4}$$

式中: I 一成核率, $(m^3 \cdot s)^{-1}$; η 一单位体积内的液 滴数。

1.2.2 相变模型

假设凝结是均匀的(没有杂质出现形成凝结 核);液滴的生长建立在平均半径的基础上、是球形 的且被无限的蒸汽环境包围着;与凝结过程中释放 的潜热相比小液滴的热容量被忽略不计。

根据经典成核理论,在非平衡态凝结过程中大 规模的质量增加导致成核现象,也导致液滴的生长 和消亡,质量生长率 Γ 可表示为:

$$\Gamma = \frac{4}{3}\pi\rho_1 I r_*^3 + 4\pi\rho_1 \eta \bar{r}^2 \frac{\partial \bar{r}}{\partial t}$$
(5)

式中: r_{*} 一开尔文 - 赫姆霍兹临界液滴半径,大于临界半径液滴将生长,反之液滴则会蒸发,m。

r* 的表达式为:

$$r_* = \frac{2\sigma}{\rho_l R T \ln S} \tag{6}$$

式中: σ —蒸汽温度 *T* 时液体的表面张力, N/m; *R* —气体常数, N·m/(kg·K); *S* —过饱和率, 其 表达式为:

$$S = \frac{P}{P_{\text{sat}}(T)} \tag{7}$$

式中: $P_{sat}(T)$ 一平衡饱和压力, Pa。

凝结过程中能量的转移关系可表达为[10-11]:

$$\frac{\partial r}{\partial t} = \frac{P}{h_{\rm b}\rho_{\rm l}} \frac{\gamma + 1}{\sqrt{2\pi RT}} \frac{\gamma + 1}{2\gamma} C_p (T_0 - T) \tag{8}$$

式中: h_{1v} 一压力 P 下的蒸发比焓, J/kg; T_0 一液滴的温度, K; γ 一比热比。

成核率根据稳态经典均匀成核理论描述加上非 等温修正可表达为^[12]:

$$I = \frac{q_{\rm c}}{(1+\theta)} \left(\frac{\rho_{\rm v}^2}{\rho_{\rm l}}\right) \sqrt{\frac{2\sigma}{M_{\rm m}^3 \pi}} e^{-\left(\frac{4\pi r^2 \cdot \sigma}{3K_{\rm b}T}\right)} \tag{9}$$

式中: q_e 一蒸发系数; K_b 一波尔兹曼常数; M_m 一分 子质量分数; θ 一非等温修正系数,表达式为:

$$\theta = \frac{2(\gamma - 1)}{(\gamma + 1)} \left(\frac{h_{\rm lv}}{RT}\right) \left(\frac{h_{\rm lv}}{RT} - 0.5\right)$$
(10)

2 计算结果及分析

2.1 边界条件

将排汽在汽轮机排汽通道中流动过程视为绝热 过程。采用质量流量入口(mass - flow - inlet)条件 和压力出口(pressure - outlet)条件。根据 300 MW 机组额定工况数据,入口主汽流沿着 Y 轴正方向, 质量流量为92.5 kg/s,加热器视为绝热壁面,壁面 处无滑移。小汽轮机排汽的流动方向为 X 轴正方 向,质量流量是5.02 kg/s,压力为7.3 kPa。流动方 程与湿蒸汽项使用二阶精度格式,进行湿蒸汽自发 凝结过程的非稳态计算,通过监视出口流量随时间 的变化情况来判断计算是否收敛。一般认为当流量 基本不随时间变化时计算收敛,监视情况如图 3 所示。

图 3 质量流量随时间变化的监视曲线 Fig. 3 Monitoring curve of the changes that mass flux varies with time

2.2 排汽通道内流场的数值分析

由于受汽轮机末级出流的影响,排汽通道进口汽 流的角度会发生变化,因此,采用不同的进汽条件对 排汽通道进行三维数值研究,定义直流工况为轴向进 汽,进汽角度为0°。旋流强度的定义参考文献[8]。 2.2.1 直流工况

图4是直流工况下、进汽湿度不同时小汽轮机 排汽通道模型出口流场的速度分布图。由图可以看 出,在不考虑进汽湿度的情况下,低速区主要集中在 中间位置处,而小汽轮机排汽侧形成的低速区范围 很小。这是由于不考虑湿度的情况下,通道内汽流 的速度较高,而小汽轮机进汽速度较低,对通道内汽 流的干扰较小,所以出口位置小汽轮机排汽侧低速 区范围很小。

而在考虑进汽湿度的情况下,排汽通道出口流 场低速区主要由3部分组成且较为明显。一是排汽 缸上部蜗壳通道内形成通道涡,在扩压管下面的蜗 壳形成一对涡,并一直延伸至排汽通道出口处;二是 由于汽流翻转变向在排汽通道靠近壁面处形成高速 区并延伸至出口,在出口外侧两个角处形成高速区; 三是由于受到小汽轮机排汽横向冲撞排汽通道汽流 作用,使其流动方向发生偏移,速度降低,在下方形 成低速区。

通过对比还可以看出,随着湿度的增大,整个排 汽通道流动速度分布基本一致,但是速度大小逐渐 降低,说明由于湿度的存在,排汽通道内流动的强度 降低,出口流场均匀性逐步提高。

图 5 为直流工况下模型内部不同截面处的湿度 图。通道涡内蒸汽湿度较低,而在通道涡外面及导 流环下方汽流分离处湿度较高。这是由于通道涡内 压力较低,且速度较低,而离心力的作用使液滴集中 分布在排汽通道接近壁面位置处。在靠近小汽轮机 排汽侧,湿度主要受小汽轮机排汽湿度影响,排汽湿 度、分布范围与小汽轮机汽流一致。由于排汽通道 下部是一个渐扩的容器,所以起到扩容作用,压力降 低,湿度有所下降。

Fig. 5 Distribution gragh of wetness in the centering plane of the model in axial flow condition at the wetness of 0.06

2.2.2 不同进汽角度及旋流强度

由图 6(a) 、图 6(b) 、图 6(c) 中可以看出,与直 流工况的不同。由于进汽角度及旋流的影响,在排 汽通道出口主要形成一个大的低速区,其余两个低 速区范围很小。这主要是由于排汽通道进汽汽流有 一定的角度和旋转,使汽流主要向一个通道方向发 生偏转,大部分汽流从此通道经过,另一个通道汽流 量较少,所以造成此通道流动强度较大,使另一通道 及小汽轮机排汽对流场的影响减小。同样随着湿度 的增大,出口流场速度强度降低、分布均匀性增加。

Fig. 6 Distribution gragh of the gas velocity in the outlet of the model under different steam conditions (m/s)

对比图 6(c) 和图 6(d) 可以发现,进汽角度大时,出口流场主要有一个低速区,其它两个低速区范 围很小,中间两个通道涡低速区有合并的趋势。而 进汽角度小时,出口上部低速区和小汽轮机进汽口 下方的低速区范围较 15°进汽角时增大。由此看 出,进汽角度大小影响出口流场分布,随着进汽角度 的增大,低速区分布位置较为集中。

对比图 6(d) 和图 6(e) 可以看出,强旋流时主 要有两个低速区,这主要是由于旋流增强,更多的汽 流从偏转方向的通道流过,致使该通道汽流较大,通 道涡强度较强,另一通道涡强度较弱。由于离心力 的作用,涡的位置向中心位置靠拢,对小汽轮机排汽 影响较小,在其进汽口下方形成的低速区较弱旋流 时大。

对比图 6(a) 和图 6(f) 可以看出,由于旋流强度 进一步增强,整个低速区的范围变得更大,高速区速 度值增大。因为旋转离心力更大,汽流通道涡强度 更强,范围更大,向中心偏转更大甚至转到另一侧, 所以对小汽轮机进汽流影响减弱,小汽轮机进汽流 方向改变需要的距离更长,下方产生的低速区范围 更大。

图7是进汽湿度为0.06、进汽角5°、强旋流条件下排汽通道模型内部流场的分布情况。由图可以看出,湿度的分布规律基本和直流时一致,只是由于旋流的作用,汽流向一侧偏离较大,而使小汽轮机排汽口下方及通道涡另一出口位置出现回流,湿度较低。

图 7 进汽角 5°、湿度 0.06 和强旋流时 模型内部流场分布 Fig. 7 Distribution of flow field of the model at the wetness of 0.06, with angle 5° in strong swirl flow condition 图 8 是进汽湿度为 0.06 时,不同进汽角及不同 旋流强度下的涡系结构图。从图中可以看出,不同 进汽条件下排汽通道内部蒸汽流的运动情况。

由 8(a) 可以看出,进入通道上部的汽流经过翻转后向下流动,而进入下部的汽流遇到壁面后向下流动,到达小汽轮机侧时受小汽轮机排汽的影响,速度发生偏移。由图 8(b)、图 8(c)、图 8(d) 可以看出,由于受到进汽角度及旋流的影响,通道内蒸汽流动的状态发生改变,向一侧偏移较为明显,且受小汽轮机排汽的影响程度不同。

图 9 是进汽湿度为 0.06、直流工况、进汽角度 分别为 5°、15°,强、弱旋流情况下在出口截面上定 义的 5 条直线的速度分布曲线,这 5 条直线分别对 应的是出口截面上 y = -1 000、-500、0、1 000 和 1 500 mm。从图中明显可以看出,不同进汽条件 下,排汽通道出口流场速度分布差异很大。图 9 (b)、图 9(c)比较可以明显看出,强旋流时小汽轮 机排汽处低速区范围较大,而弱旋流时小汽轮机排 汽下方及两个通道涡出口位置处的低速区较为明 显,图 9(d)进汽角为 15°弱旋流时基本只有一个较 大的低速区。而在靠近喉部斜壁的出口处速度偏

高,这是由于部分流体的惯性力作用,高速流体冲刷

壳体没有来得及转向导致的结果。

section of outlet of model with different inlet angle and swirl intensity

2.2.3 能量损失系数分析

为了分析方便,引入能量损失系数 ξ 和静压恢 复系数 η_{ex} 来表示湿度和进汽条件对流动性能的影响。根据能量方程,可推导出:

$$\xi = 1 - 2(p_2 - p_1) / \rho_1 c_1^2$$
(11)

式中: $p_1 \ p_2$ 一排汽通道进、出口处的蒸汽静压, Pa; ρ_1 一排汽通道进口处的蒸汽密度, kg/m³; c_1 一 排汽通道进口处的汽流速度, m/s。

Tab. T Energy loss coefficient in unierent infer conditions		
	来流情况	能量损失系数
	直流工况,进汽湿度0.02	1.247
	直流工况,进汽湿度0.04	1.229
	直流工况,进汽湿度0.06	1.228
	进汽角5°,湿度0.06,弱旋流	1.226
	进汽角5°,湿度0.06,强旋流	1.01
	进汽角15°,湿度0.06,弱旋流	0.991

表1 不同进汽条件下能量损失系数

Tab. 1 Energy loss coefficient in different inlet conditions

由表1和图10可以看出,随着进汽湿度的增加,排汽通道内流动的能量损失系数逐渐降低,静压恢复系数逐渐增大;随着旋流强度增加,排汽通道内

流动的能量损失系数降低,静压恢复系数逐渐增大; 随着进汽角的增大,排汽通道能量损失系数也下降, 静压恢复系数也逐渐增大。能量损失系数大于1, 意味着汽流通过排汽通道时将部分余速动能转化的 压力能不能补偿压力的损失,因此需要消耗一部分 的静压来克服阻力。而能量损失系数小于1,排汽 阻力损失小,说明其排汽的静压回收效果相对较好, 可使排汽压力低于排汽通道进口压力。

图 10 静压恢复系数特性曲线 Fig. 10 Characteristic curve of static pressure recovery coefficient

造成以上现象的主要原因:在进汽口的质量平 均总压和静压基本不变的的情况下,当进汽湿度增 大时,蒸汽速度降低,出口质量平均总压和静压增 大,从而使能量损失系数降低而静压恢复系数增大。 同样,进汽角增大和旋流强度增加都会导致蒸汽在 排汽缸内的速度降低,部分动能转化为压力能,使出 口的质量平均总压和静压增大,出现能量损失系数 降低而静压恢复系数增大的结果。

3 结 论

(1)直流工况时,由于受排汽缸通道涡及喉部 小汽轮机横向排汽冲撞的影响,排汽通道出口流场 主要由3个位于低压加热器下部比较明显的低速区 和两个角位置处的高速区组成。随着进汽湿度的增加,排汽通道出口流场的均匀性有一定的提高。

(2)进汽角度和旋流强度对排汽通道内流场的 分布情况影响较大。进汽角度增大,出口流场中部 出现较明显的低速区。而进汽旋流强度较大时,排 汽通道沿旋流方向一侧的通道涡强度较大,小汽轮 机排汽入口侧下方低速区的范围增加,而另一侧通 道涡下方的低速区几乎消失。

(3)随进汽湿度增加、旋流强度增加和进汽角 度增大,排汽通道内流动的能量损失系数都逐渐降低。由此可见,改善进汽条件可以降低排汽通道流动的能量损失,优化排汽通道的性能。

参考文献:

[1] 张卓澄,大型电站凝汽器[M].北京:机械工业出版社,1993;2-5.

ZHANG Zhuo-cheng. Large-sized power plant condensers [M]. Beijin: Machine Press, 1993.

- [2] 崔国民,蔡祖恢,李美玲. 凝汽器冷却管克服汽流冲击振动的研究[J].中国电机工程学报,2001,21(5):74-78.
 CUI Guo-min, CAI Zu-hui, LI Mei-ling. Study on overcoming vibration of cooling pipe from shock of steamy flow in condenser [J].
 Proceedings of the CSEE,2001,21(5):74-78.
- [3] Jing-Lun FU and Jian-Jun LIU. Influences of Inflow Condition on Non-Axisymmetric Flows in Turbine Exhaust Hoods [J]. Journal of Thermal Science, 2008,17(4): 305 - 313.
- [4] 张磊磊,崔国民,关 欣,等.考虑蒸汽热力行为的凝汽器喉部流动模拟[J].热能动力工程,2008.23(6):572-576.
 ZHANG Lei-lei, CUI Guo-min, GUAN Xin, et al. Simulation of wet flow in condenser throat [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and power,2008,23(6):572-576.
- [5] 石 磊,张东黎,陈俊丽,等. 600 MW 机组排汽管道内湿蒸汽的数值模拟[J].动力工程,2008,28(2):172-175. SHI Lei,ZHANG Dong-li,CHEN Jun-li, et al. Numerical simulation of wet steam in exhaust pipe of a 600MW power unit [J]. Journal of Power Engineering,2008,28(2):172-175.
- [6] 史立群,杨建道,杨 锐,等.耦合末级叶片的汽轮机排汽缸气

动数值模拟[J].动力工程学报,2011,31(9):655-658.

SHI Li-qun, YANG Jian-dao, YANG Rui, et al. Numerical simulation on aerodynamic performance of steam turbine exhaust hood coupling last stage blade [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2011, 31(9):655-658.

- [7] 曹丽华,刘 佳,陈 洋,等. 汽轮机凝汽器喉部与排汽缸耦合 流动的数值模拟[J]. 汽轮机技术,2011,53(2):92-94.
 CAO Li-hua, LIU Jia, CHEN Yang, et al. Numerical simulation of condenser throat coupling with the exhaust Hood in steam turbine [J]. Turbine Technolgy. 2011,53(2):92-94.
- [8] 曹丽华,刘 佳,李 勇,等.考虑湿蒸汽行为的汽轮机排汽缸 内流动的三维数值研究[J].中国电机工程学报,2012,32 (29):79-86.

CAO Li-hua, LIU Jia LI Yong, et al. 3D numerical analysis of wet steam flow in exhaust hoods of steam turbines [J]. Proceedings of the CSEE, 2012, 32(29): 79 – 86.

- [9] K. Ishazaki, T. Ikohagi, H. Daiguji. A High-Resolution numerical method for transonic non-equilibrium condensation flows through a steam turbine cascade [J]. In Proceedings of the 6th International Symposium on Computational Fluid Dynamics, 1995, 1:479-484.
- [10] White A J. A comparison of modelling methods for polydispersed wet-steam flow [J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 2003,57(6):819-834.
- [11] Yang Y, Shen S Q. Numerical simulation on non-equilibrium spontaneous condensation in supersonic steam flow [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer , 2009, 36 (9):902-907.
- [12] 郭烈锦.两相与多相流动力学[M].西安:西安交通大学出版 社,2002:484-490.

GUO Lie-Jin. Two multi-phase fluid dynamics [M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2002; 484 - 490.

(丛 敏 编辑)

基于数学模拟的热电厂工况优化

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.03.021

据 «Электрические станции» 2013 年 12 月刊报道,火电厂工作指标的自动化计算和分析被定为实现它 们动力保护策略的最重要方向之列。

利用热电厂数学模型,允许进行外部空气温度和工作设备的组成部分对电站指标影响的详细分析。

计算表明,在热电厂按照热线图工作时具有这些样一些工况;在这些工况下,通过减压冷却装置拨出部 分热量比接入补充的汽轮机更有利。

利用热电厂的数学模型,可以针对外部空气的每个温度确定表征有最少燃料消耗量的工作设备的最佳的组成并形成电站最佳工况的数据库。

(吉桂明 摘译)

uniformity of the radial temperature distribution at the outlet to get worsened, and to raise the inlet temperature can remarkably enhance the combustion efficiency, improve the uniformity of the radial temperature distribution at the outlet and raise the overall temperature. In addition, to increase the swirling number will make both combustion efficiency and overall temperature increase and the uniformity of the radial temperature distribution at the outlet become better accordingly. **Key Words**: swirling burner, turbulent flow combustion, number of steps, axial speed ratio, inlet temperature, swirling number

汽轮机排汽通道内湿蒸汽流动的数值研究 = Numerical Study of the Wet Steam Flow in the Steam Exhaust Passage of a Steam Turbine [刊,汉]CAO Li-hua,ZHANG Hao-long (College of Energy Source and Power Engineering, Northeast University of Electric Power, Jilin, China, Post Code: 132012), LIN Wen-bin (Electric Power Adjustment Experiment Limited Liability Co., Fujian Pilot-scale Test Research Institute, Fuzhou, China, Post Code: 350007), LIU Jia (Shandong Electric Power Engineering Consultancy Research Institute Co. Ltd., Jinan, China, Post Code: 250013) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2015, 30(3). - 386 - 392

To analyze the flow conditions of the wet steam in the steam exhaust passage of a steam turbine, the software Fluent was used to conduct a numerical simulation of the flow inside the exhaust passage under various incoming flow conditions in combination with a phase-change model and a wet steam flow equation. It has been found that changes in the inlet steam wetness, swirling intensity and steam inlet angle will force the composition, location and intensity of the vortexes in the passage to produce changes. With an increase of the inlet steam wetness, the uniformity of the flow field at the outlet of the exhaust steam passage will enhance to a certain extent. With an increase of the inlet steam wetness, swirling flow intensity and steam inlet angle, the energy loss coefficient of the flow inside the exhaust steam passage will decline. **Key Words**: steam turbine, steam exhaust passage, wet steam, numerical analysis

直接空冷机组真空系统夏季喷淋性能研究 = Study of the Summer Sprinkling Performance of a Vacuum System for Direct-air-cooled Units[刊,汉]ZHAO Hong-bin, XIE Pan, WU Hai-xia (College of Mechanical, Storage and Transportation Engineering, China University of Petroleum, Beijing, China, Post Code: 102249) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2015, 30(3). - 393 - 399

In recent years, the air-cooling technology for power plants has gained a rapid development, especially, the directair-cooling technology for power plants. The latter has become an important development tendency in the northwest