热力及综合能源系统

文章编号:1001-2060(2025)03-0091-09

# 660 MW 超超临界机组直接空冷凝汽器的 动态建模与仿真

刘湘璐,康英伟,于会群,杨 平

(上海电力大学自动化工程学院,上海200090)

摘 要:以某660 MW 超超临界机组的双 A 型直接空冷凝汽器为研究对象,在充分了解其工艺流程和结构特点的 基础上,通过机理分析和合理简化,采用集总参数模块化建模方法,建立其动态数学模型,结合现场数据验证了模 型在压力模拟方面的准确性,并在汽轮机最大连续出力(Turbine Maximum Continuous Rating,TMCR)工况下对凝汽 器动态特性进行仿真。仿真结果表明:在凝冷器入口蒸汽压力、真空泵压力、环境温度和风机转速扰动下直接空冷 凝汽器换热单元总压和管束外空气出口温度的变化趋势均能通过机理分析给予合理解释;在扰动下,换热单元换 热管束内总压与其换热管束外空气出口温度之间呈正相关关系;在同一扰动输入下,各换热单元换热管束内总压 和换热管束外空气出口温度变化趋势相同,但在增减幅度上存在差异。

关 键 词:660 MW 超超临界机组;直接空冷凝汽器;数学模型;动态特性;仿真

中图分类号:TM621 文献标识码:A DOI:10.16146/j. cnki. rndlgc. 2025.03.011

[引用本文格式]刘湘璐,康英伟,于会群,等.660 MW 超超临界机组直接空冷凝汽器的动态建模与仿真[J]. 热能动力工程,2025, 40(3):91-99. LIU Xianglu, KANG Yingwei, YU Huiqun, et al. Dynamic modeling and simulation of direct air-cooling condenser for a 660 MW ultra-supercritical unit[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2025,40(3):91-99.

# Dynamic Modeling and Simulation of Direct Air-cooling Condenser for a 660 MW Ultra-supercritical Unit

LIU Xianglu, KANG Yingwei, YU Huiqun, YANG Ping

(College of Automation Engineering, Shanghai University of Electric Power, Shanghai, China, Post Code: 200090)

Abstract: Taking the double A-type direct air-cooling condenser of a 660 MW ultra-supercritical unit as the research object, on the basis of fully understanding its technological process and structural features, its dynamic mathematical model was built using a lumped parameter modular modeling approach through mechanism analysis and reasonable simplifications, and the accuracy of pressure simulation for the model was verified with field data. Furthermore, the condenser's dynamic characteristics were simulated under the turbine maximum continuous rating (TMCR) operating conditions. Simulation results demonstrate that all the variation trends of total pressure of heat exchange unit and air outlet temperature outside the tube bundle for the direct air-cooling condenser under various disturbances such as condenser inlet steam pressure, vacuum pump pressure, ambient temperature and fan speed, can be reasonably explained

收稿日期:2024-08-30; 修订日期:2024-11-14

基金项目:国家自然科学基金项目(61573239);上海发电过程智能管控工程技术研究中心项目(14DZ2251100)

Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China (61573239); Engineering Research Center of Shanghai Science and Technology Commission Program (14DZ2251100)

作者简介:刘湘璐(1998 - ),女,上海电力大学硕士研究生.

通信作者:康英伟(1980-),男,上海电力大学副教授.

through mechanistic analysis; the total pressure inside the heat exchange tube bundles positively correlates with the air outlet temperature outside the heat exchange tube bundles of heat exchange unit under the disturbances; under the same disturbance input, the variation trends of the total pressure inside the heat exchange tube bundles and the air outlet temperature outside the heat exchange tube bundles of each heat exchange unit are identical, however, the increase or decrease amplitudes are different.

Key words: 660 MW ultra-supercritical unit, direct air-cooling condenser, mathematical model, dynamic characteristics, simulation

## 引 言

传统的燃煤发电机组以水为冷却介质冷却汽轮 机排汽,虽然冷却效果好,但水资源消耗量巨大。而 直接空冷机组直接使用空气冷却汽轮机排汽,与同 容量湿冷机组相比,可节水 65% 左右。因此,直接 空冷技术在我国北方水资源匮乏地区获得广泛认 可,并展现出广阔的应用前景。

直接空冷凝汽器是直接空冷系统的核心设备。 直接空冷凝汽器机理建模基于质量守恒、能量守恒 等物理规律对换热过程进行分析,并通过理论推导 得到设备各变量之间的定量关系。机理模型可以用 于优化直接空冷系统的设计,直接空冷系统的动态 特性仿真,控制方案的设计和优化,还可以用于电站 仿真机,以训练和提高电厂操作员的运行技能。因 此,开展直接空冷凝汽器的建模与仿真研究,具有重 要的理论意义和实际价值。

在直接空冷凝汽器建模与仿真方面,现有研究 取得一定的进展。阎秦等人<sup>[1]</sup>、董彩霞<sup>[2]</sup>和张竞 飞<sup>[3]</sup>建立了凝汽器系统的整体仿真模型,验证了模 型在不同负荷下的静态精度以及在各种扰动下的动 态特性。张悦等人<sup>[4]</sup>和郑芹<sup>[5]</sup>研究了空冷风机作 用下空气压力和流量的变化,给出了空冷风机的机 理模型。李秀琴等人<sup>[6]</sup>考虑了空冷单元间换热特 性的差异,建立了空冷岛的分布式模型。朱明露<sup>[7]</sup> 不仅建立了直接空冷系统的动态数学模型,而且对 系统运行中存在的问题进行了分析,总结了若干优 化控制方案。Zhu 等人<sup>[8-9]</sup>建立了直接空冷凝汽器 与燃煤电厂相结合的动态模型,研究整个机组在不 同负荷和环境条件下的热、电相互作用,其中直接空 冷凝汽器采用一维多段方式建模,使其能够反映侧 风和环境温度扰动的影响。李健<sup>[10]</sup>从温度场和流 速场出发,建立了直接空冷机组的数学模型,并提出

了空冷凝汽器轴流风机群的分区调节策略。Zhang 等人<sup>[11-12]</sup>建立了直接空冷机组冷端系统,包括汽轮 机低压缸、直接空冷凝汽器和轴流风机群的动态机 理模型,采用改进的移动边界法模拟蒸汽冷凝的动 态过程,引入时变平均空隙率提高模型的精度和鲁 棒性,并采用带有前馈补偿的模型预测控制策略实 现机组背压的有效控制。严俊杰等人<sup>[13]</sup>和周兰欣 等人<sup>[14]</sup>采用传热单元数法,建立了直接空冷机组冷 端系统的变工况计算模型,分析了迎面风速、环境温 度、排汽热负荷、受热面污垢等因素对冷端系统变工 况特性的影响。

本文以某660 MW 超超临界机组的双 A 型直接 空冷凝汽器为研究对象,首先应用质量守恒、能量守 恒等物理规律,建立其动态数学模型;然后,在 MATLAB/Simulink<sup>®</sup>仿真环境中,编写直接空冷凝 汽器各部件(顺流单元、逆流单元、凝结水管道、轴 流风机等)的算法模块,并连接得到直接空冷凝汽 器的整体仿真模型;最后,结合现场数据对模型进 行了验证,并在汽轮机最大连续出力(Turbine Maximum Continuous Rating,TMCR)工况下,仿真各 顺流单元、逆流单元的压力和空气温度随时间的变 化趋势。

## 1 建模对象

本文的建模对象为山西某电厂 660 MW 超超临 界机组的直接空冷凝汽器。该空冷凝汽器共设置 56 个空冷单元,分 8 列布置,每列设置 7 个空冷单 元,主要由蒸汽分配管、单排翅片管管束、凝结水管 道、轴流风机等组成。汽轮机排汽通过蒸汽分配管, 进入各空冷单元的翅片管管束中;在轴流风机的驱 动下,外部的空气由空冷单元下方进入,自下而上流 经翅片管管束的外表面,与管内蒸汽发生热交换,将 蒸汽冷凝成水;凝结水经翅片管管束下方的凝结水 管道收集后,汇入凝结水箱,并通过凝结水泵返回汽 轮机的回热系统。图 1 为该直接空冷凝汽器的实 景图。



图 1 直接空冷凝汽器实景图 Fig. 1 Actual view of direct air-cooling condenser

图 2 为直接空冷单元结构。本文直接空冷凝汽 器采用长度缩短的单排翅片管,并将常规 A 型冷却 三角分为 2 组小 A 型冷却三角。常规冷却三角采 用 10 m 长管束,如图 2(a)所示,而双 A 型冷却三角 则采用约 5 m 长的管束,如图 2(b)所示。相比常规 A 型空冷凝汽器,双 A 型空冷凝汽器的换热管束长 度缩短,管束内压降减小,可降低机组煤耗,且在冬 季具有更好的防冻性能<sup>[15]</sup>。



Fig. 2 Structures of direct air-cooling unit

## 2 直接空冷凝汽器动态建模

## 2.1 建模方法

模块化建模是一种将系统分解为不同模块,然 后对每个模块分别进行建模的方法。模块化建模 中,每个模块相互独立且可单独进行编码和调试,并 能执行特定功能。

本文对直接空冷凝汽器的模块划分如图 3 所示。直接空冷凝汽器的每一列有 7 个空冷单元,其 中第 2,6 单元为逆流单元,其它 5 个单元为顺流单 元。每个空冷单元对应一组双 A 型冷却三角和一 台轴流风机。各个模块的模型均系采用集总参数建 模方法,通过应用质量守恒、能量守恒等物理规 律<sup>[16]</sup>得到。



## Fig. 3 Schematic diagram of direct air-cooling condenser module division

在 MATLAB/Simulink<sup>®</sup>仿真环境中,先编写好 各个算法模块,然后将各个模块按图 4 所示关系 连接起来,即可得到整个直接空冷凝汽器的仿真 模型。





#### 2.2 换热管束建模

文献[4]对直接空冷凝汽器的换热管束做以下 简化假设:管内蒸汽和空气等不凝结气体均为理想 气体;管内蒸汽处于饱和状态;通过换热管束的冷却 风量分布均匀且温度变化相同。换热管束建模示意 图如图 5 所示。



图 5 换热管束建模示意图 Fig. 5 Schematic diagram of heat exchange

#### tube bundle modeling

## (1) 换热管束内蒸汽分压的动态方程

对换热管束内的蒸汽用进出凝汽器的蒸汽量差 值的微分来表示其动态变化率,应用质量守恒定律 可得:

$$\frac{\mathrm{d}M_{\mathrm{s,het}}}{\mathrm{d}t} = F_{\mathrm{s,in,het}} - F_{\mathrm{c,het}} - F_{\mathrm{s,out,het}}$$
(1)

式中:*M*—质量, kg; F—质量流量, kg/s; 下标 s—蒸 汽; 下标 het—换热管束; 下标 in—入口; 下标 out— 出口; 下标 c—凝结。

对换热管束内的蒸汽假设蒸汽符合理想气体, 忽略分子间作用和分子体积的影响,应用理想气体 状态方程<sup>[5]</sup>可得:

$$p_{s,het}V_{het} = M_{s,het}R_sT_{s,het}$$
 (2)  
式中: $p$ —压力,Pa;V—容积,m<sup>3</sup>;R—平均气体常数,  
J/(kg·K);T—温度,K<sub>0</sub>

对式(2)求导后可得:

$$\frac{\mathrm{d}p_{\mathrm{s,het}}}{\mathrm{d}t}V_{\mathrm{het}} + \frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{het}}}{\mathrm{d}t}p_{\mathrm{s,het}} = \frac{\mathrm{d}M_{\mathrm{s,het}}}{\mathrm{d}t}R_{\mathrm{s}}T_{\mathrm{s,het}} + M_{\mathrm{s,het}}\frac{\mathrm{d}T_{\mathrm{s,het}}}{\mathrm{d}t}R_{\mathrm{s}}$$
(3)

凝汽器运行过程中,蒸汽的平均温度和凝汽器 内汽 – 气空间的变化很小,可近似认为  $dT_{s,het}/dt \approx$ 0,以及  $dV_{het}/dt \approx$ 0,式(3)可以简化为<sup>[17]</sup>:

$$\frac{\mathrm{d}p_{s,\mathrm{het}}}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}M_{s,\mathrm{het}}}{\mathrm{d}t} \cdot \frac{R_s T_{s,\mathrm{het}}}{V_{\mathrm{het}}} \tag{4}$$

将式(1)代入式(4),可得换热管束内蒸汽压力的动态方程:

$$\frac{\mathrm{d}p_{s,\mathrm{het}}}{\mathrm{d}t} = (F_{\mathrm{s,in,het}} - F_{\mathrm{c,het}} - F_{\mathrm{s,out,het}}) \frac{R_{\mathrm{s}}T_{\mathrm{s,het}}}{V_{\mathrm{het}}} (5)$$

(2) 换热管束内空气分压的动态方程

对换热管束内的空气等不凝气体,假设不凝气体在换热过程中不发生相变,且与蒸汽间的质量交换可忽略计。应用质量守恒定律可得:

$$\frac{\mathrm{d}M_{\mathrm{a,het}}}{\mathrm{d}t} = F_{\mathrm{a,in,het}} + F_{\mathrm{a,leak,het}} - F_{\mathrm{a,out,het}} \tag{6}$$

式中:下标 a—空气;下标 leak—漏入。

仿效对换热管束内蒸汽分压动态方程的推导, 可以得到空气分压的动态方程:

$$\frac{\mathrm{d}p_{\mathrm{a,het}}}{\mathrm{d}t} = (F_{\mathrm{a,in,het}} + F_{\mathrm{a,leak,het}} - F_{\mathrm{a,out,het}})\frac{R_{\mathrm{a}}T_{\mathrm{a,het}}}{V_{\mathrm{het}}}$$
(7)

凝汽器换热管束内空气所占的质量分数定义为:

$$\frac{M_{\rm a,het}}{M_{\rm s,het} + M_{\rm a,het}} \tag{8}$$

式中:r一质量分数。

由于将换热管束内的空气、蒸汽都视为理想气体,则根据理想气体状态方程有:

$$M_{\rm a,het} = \frac{p_{\rm a,het} V_{\rm het}}{R_{\rm a} T_{\rm a,het}}$$
(9)

$$M_{\rm s,het} = \frac{p_{\rm s,het} V_{\rm het}}{R_{\rm s} T_{\rm s,het}}$$
(10)

将式(9)、(10)代入式(8),由于管束内蒸汽温 度与空气温度相等;即 $T_{a,het} = T_{s,het}$ ,得到用压力表 示换热管束内空气质量分数的表达式为:

$$r_{\rm het} = \frac{p_{\rm a,het} R_{\rm s}}{p_{\rm a,het} R_{\rm s} + p_{\rm s,het} R_{\rm a}}$$
(11)

(4) 换热管束内总压

Dalton 分压定律指出,在一定温度和体积条件下,容器内的气体混合物中各组分产生的压力和其单独存于容器时产生的压力相等,混合气体的总压等于各组分压力之和。因此,凝汽器换热管束内的总压等于管束内空气和蒸汽分压之和:

 $p_{\text{tot,het}} = p_{\text{s,het}} + p_{\text{a,het}}$ (12) 式中:下标 tot—总量。

(5) 换热管束内蒸汽的凝结量

对换热管束内的气体,应用能量守恒定律并适 当简化,可以得到换热管束内蒸汽凝结量和蒸汽散 热量的计算公式:

$$\begin{cases} F_{c,het} = \frac{\Phi_{c,het}}{h_{s,in} - h_{cw}} \\ \Phi_{c,het} = K_0 \Delta T A_{het} \end{cases}$$
(13)

式中:h—焓值,kJ/kg; $\Phi$ —散热量,kJ/s;下标 cw—凝结水; $K_0$ —换热管束综合换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$ ; A—换热面积, $m^2$ ; $\Delta T$ —换热管束平均温差( $\Delta T$  =  $T_{\rm s,het} - (T_{\rm a,in,het} + T_{\rm a,out,het})/2)$  , K<sub>o</sub>

(6) 换热管束外空气出口温度的动态方程

换热管束内蒸汽凝结的放热量被换热管束外的 空气所吸收。对换热管束外的空气应用能量守恒定 律可得:

$$\frac{\mathrm{d}(M_{\mathrm{a,het}}c_{p,\mathrm{a}}T_{\mathrm{a,out,het}})}{\mathrm{d}t} = \Phi_{\mathrm{c,het}} - F_{\mathrm{a,in,het}}c_{p,\mathrm{a}}(T_{\mathrm{a,out,het}} - T_{\mathrm{a,in,het}})$$
(14)

式中: $c_{p,a}$ 一空气比定压热容, $kJ/(kg\cdot K)$ 。

(7) 气体质量流量的计算

气体质量流量与气体压力差的平方根成正比。 以顺流单元换热管束内出口气体质量流量计算为 例,该气体质量流量计算式为:

$$F_{out,het} = K_{out,ds} \sqrt{p_{tot,het} - p_{tot,cwp}}$$
 (15)  
式中: K—流量系数,顺流单元流量系数取值为  
 $K_{out,ds} = 0.0472; 下标 ds—顺流单元; 下标 cwp—凝结水管道。其它气体质量流量按相同方式计算。$ 

## 2.3 凝结水管道建模

在直接空冷凝汽器中,每个空冷单元的换热管 束均与底部的凝结水管道相连。顺流单元中未凝结 的蒸汽和空气等不凝气体通过凝结水管道进入逆流 单元,蒸汽在逆流单元中进一步得到凝结。少量未 凝结蒸汽和空气等不凝气体被真空泵抽出。

凝结水管道与顺流单元之间、逆流单元与凝结 水管道之间的压力差决定了相应的气体流量。凝结 水管道模块的建模示意图如图6所示。



#### 图 6 凝结水管道建模示意图

#### Fig. 6 Schematic diagram of condensate pipe modeling

对凝结水管道内的蒸汽,应用质量守恒定律可得:

$$\frac{\mathrm{d}M_{\rm s,cwp}}{\mathrm{d}t} = \sum_{i=1,3,4,5,7} F_{\rm s,in,cwp,i} - \sum_{j=2,6} F_{\rm s,out,cwp,j} \ (16)$$

仿效对换热管束内蒸汽分压动态方程的推导, 可得到凝结水管道内蒸汽分压的动态方程:

$$\frac{\mathrm{d}p_{\rm s,cwp}}{\mathrm{d}t} = \left(\sum_{i=1,3,4,5,7} F_{\rm s,in,cwp,i} - \sum_{j=2,6} F_{\rm s,out,cwp,j}\right) \frac{R_{\rm s} T_{\rm s,cwp}}{V_{\rm cwp}}$$
(17)

类似地,对凝结水管道内的空气等不凝气体进 行推导可以得到:

$$\frac{dM_{a,cwp}}{dt} = \sum_{i=1,3,4,5,7} F_{a,in,cwp,i} - \sum_{j=2,6} F_{a,out,cwp,j} (18)$$
$$\frac{dp_{a,cwp}}{dt} = \left(\sum_{i=1,3,4,5,7} F_{a,in,cwp,i} - \sum_{j=2,6} F_{a,out,cwp,j}\right) \frac{R_a T_{a,cwp}}{V_{cwp}}$$
(19)

凝结水管道内的气体总压为:

$$p_{\rm tot, cwp} = p_{\rm s, cwp} + p_{\rm a, cwp} \tag{20}$$

## 2.4 轴流风机建模

根据风机比例定律,不同工况下的风机流量之 比等于风机转速之比,即:

$$\frac{Q_1}{Q_0} = \frac{n_1}{n_0}$$
(21)

式中:Q—风机体积流量,m<sup>3</sup>/s;n—风机转速,r/s;下标1和0—实际工况和额定工况。

每台轴流风机为对应的换热单元提供冷却空 气,则换热单元的空气进气量为:

$$F_{a,in} = \rho_a Q_1 \tag{22}$$

风机的全压为动压和静压之和,即:

$$p_{\rm f,q} = p_{\rm f,j} + p_{\rm f,d}$$
(23)

式中:下标 f—风机; $p_q$ 、 $p_j$ 、 $p_d$ 分别—全压、静压和动 压。动压  $p_{fd}$ 根据下式计算:

$$\begin{cases} p_{\rm f,d} = \frac{\rho_{\rm a} v_{\rm f}^2}{2} \\ v_{\rm f} = \frac{4Q_1}{\pi D^2} \end{cases}$$
(24)

式中: v<sub>f</sub>—风机出口风速, m/s; D—风机叶轮直径, m。

风机轴功率的计算式为:

$$P_{\rm f} = \zeta \left( \frac{T_{\rm a,in,het}}{273} \right) \frac{p_{\rm f,q} Q_1}{1\ 000\ \eta_1 \eta_2} \tag{25}$$

式中:P—功率,kW; $\zeta$ —相应海拔高度的修正系数;  $\eta_1$ 、 $\eta_2$ —风机效率和传动效率。

## 3 模型验证

结合山西某电厂2024年某日的实际运行数据, 验证该直接空冷凝汽器仿真数学模型的准确性。图 7为排汽压力扰动下,换热单元2总压的仿真值与 实际值对比。采集数据的180 s内,由于负荷变化, 汽轮机排汽压力也发生变化。在第50s时,排汽压 力由 23 489 Pa 变化为 23 305.9 Pa; 第 133 s 时, 变 化为23312.7 Pa,如图7(a)所示。图7(b)为该时 段换热单元2内总压变化的实际值和仿真值。由 于排汽压力变化,各换热单元的总压也随之改变。 由图7(b)可看出,换热单元2内总压的仿真值与 实际值变化趋势一致,且数值十分接近。但仿真模 型对换热单元2内总压响应所存在的迟延特性的 描述存在一定不足,且仿真出的总压变化幅度略小 于实际变化幅度。这可能是由于仿真模型所采用 的简化假设及仿真的边界条件与实际工况存在的 差异所致。但总体来看,该模型能够反映直接空冷 凝汽器运行状态的变化趋势,仿真结果具有一定的 参考价值。



## 4 仿真结果与分析

该直接空冷凝汽器在 TMCR 工况下的主要规 格参数如表1 所示。在该工况下,分别施加凝汽器 人口蒸汽压力、真空泵压力、换热管束外空气入口温 度和风机转速的阶跃扰动,开展仿真实验,分析直接 空冷凝汽器主要参数的动态响应特性。

## 表 1 双 A 型直接空冷凝汽器在 TMCR 工况 主要规格参数

Tab. 1 Main specification parameters of double A-type direct air-cooling condensers under TMCR operating conditions

参数	顺流单元	逆流单元
翅片管换热面积/m <sup>2</sup>	40 392	16 158.5
传热系数/W・(m <sup>2</sup> ・K)	29.2	29.2
翅片管束尺寸/m	5×2.5	5×2.5
翅片管束数量/个	48	20
空冷凝汽器容积/m <sup>3</sup>	228.984	95.41
轴流风机直径/m	10.363	10.363
轴流风机转速/r·s <sup>−1</sup>	1.228 3	1.228 3
轴流风机流量/m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup>	551	551
风机工作静压/Pa	100	100
排汽压力/Pa	10 500	10 500
环境温度/K	287.65	287.65
真空泵压力/Pa	5 000	5 000
大气压力/Pa	90 000	90 000

## 4.1 凝汽器入口蒸汽压力阶跃减少10%

图 8 为凝汽器入口蒸汽压力阶跃减少 10% 时, 直接空冷凝汽器部分主要参数的动态响应曲线。 由图 8 可知,当入口蒸汽压力减少时,凝汽器入口 与内部之间的压力差减小,进入凝汽器的蒸汽量减 少,所以凝汽器内部的总压降低。随着凝汽器内部 的总压降低,蒸汽温度下降,蒸汽与换热管束外空 气之间的换热温差减小,导致凝汽器换热效率下 降,换热管束外空气吸收的热量减少,空气出口温 度降低。由于更直接受到凝汽器入口蒸汽压力减 少的影响,相比逆流单元,顺流单元总压和温度的 下降幅度较大。



图 8 凝汽器入口蒸汽压力阶跃下降扰动下的动态响应 Fig. 8 Dynamic responses under step decrease disturbance of condenser inlet steam pressure

## 4.2 真空泵压力阶跃增加10%

图 9 为真空泵压力阶跃增加 10% 时,直接空冷 凝汽器部分主要参数的动态响应曲线。





真空泵压力增加,导致凝汽器各换热单元内部 总压升高。随着总压升高,蒸汽温度升高,蒸汽与换 热管束外空气之间的换热温差增大,空气吸热量增 加,空气出口温度升高。由于更直接受到真空泵压 力增加的影响,相比顺流单元,逆流单元总压和温度 的上升幅度相对较大。

#### 4.3 环境空气温度阶跃增加5K

图 10 为环境空气温度阶跃增加 5 K 时,直接空 冷凝汽器部分主要参数的动态响应曲线。当环境空 气温度升高时,凝汽器换热管束外的空气入口温度 随之升高,降低了各换热单元的换热温差,导致蒸汽 冷凝速度减慢,凝汽器内部蒸汽堆积,各换热单元内 部的总压上升。而由于换热管束外空气入口温度增 加,自然也会导致空气出口温度增加。





## 4.4 换热单元1风机转速阶跃减少10%

图 11 为换热单元 1 风机转速阶跃减少 10% 时,直接空冷凝汽器部分主要参数的动态响应曲线。 当换热单元 1 风机转速下降时,通过换热单元 1 换 热管束外的空气流量减少,对换热单元 1 换热管束 的冷却效果减弱,换热单元 1 内部的总压升高。此 外,可以发现,换热单元 1 风机转速下降对换热单元 1 内的总压影响较为显著,而对其他换热单元内的 总压影响则较小。 此外,由于通过换热单元1换热管束外的空气 流量减小,单位空气量的吸热量增加,换热单元1换 热管束外空气出口温度明显升高。而其他换热单元 换热管束外空气出口温度明显升高。而其他换热单元





通过仿真实验发现,风机转速直接影响换热管 束外的空气流量,进而影响换热管束的换热效果和 换热管束内的总压。表2给出了某工况下各换热单 元的风机转速和换热管束内的总压,分析表2中的 数据可得,风机转速大的换热单元,有更多空气流经 换热管束外表面,热量更有效地被蒸汽带走,随着换 热量增加,蒸汽冷凝速率加快,更多蒸汽相变为凝结 水,蒸汽质量的减少导致蒸汽压力下降;同时蒸汽分 压的降低直接导致凝汽器换热管束内的总压下降。

表 2 某工况下各换热单元的风机转速和总压 Tab.2 Fan speed and total pressure of each heat exchange unit under a certain operating condition

换热单元	风机转速/%	总压/Pa
1	100	8 888.30
2	100	5 400.63
3	95	8 931.20
4	90	8 972.93
5	80	9 064.83
6	90	5 417.42
7	75	9 115.43

## 5 结 论

本文以某电厂660 MW 超超临界机组的双 A 型 直接空冷凝汽器为对象,采用模块化建模方法,建立 了该直接空冷凝汽器的动态仿真模型,结合实际运 行数据验证了模型的准确性,并在 TMCR 工况下开 展了动态仿真实验。可以得到以下结论:

(1)通过与实际运行数据的对比,模型仿真结果的变化趋势与实际变化趋势较为一致,该模型的 仿真结果具有一定的参考价值。

(2)在凝汽器入口蒸汽压力阶跃扰动、真空泵 压力阶跃扰动、环境空气温度阶跃扰动和换热单元 1的风机转速阶跃扰动下,换热单元换热管束内总 压和管束外空气出口温度之间变化均呈正相关 关系。

(3)在同一扰动输入下,各换热单元换热管束 内总压和换热管束外空气出口温度变化趋势相同, 但在变化幅度上存在差异。

(4)在凝汽器入口蒸汽压力扰动下,顺流单 元换热管束内总压和换热管束外空气出口温度的变 化远较逆流单元对应参数的变化显著;而在真空 泵压力扰动下,逆流单元的变化则较顺流单元的变 化显著;在风机转速扰动下,对该风机对应单元的参 数影响较为显著,而对其他单元参数的影响则不 显著。

本文的工作有助于加深对直接空冷凝汽器动态 特性的认识,并为优化直接空冷系统的设计、控制及 运行打下理论基础。

#### 参考文献:

- [1] 阎 秦,徐二树,杨勇平,等. 直接空冷凝汽器仿真模型的研究
  [J]. 动力工程,2008,28(3):381-385,458.
  YAN Qin,XU Ershu,YANG Yongping, et al. Research on simulation model of direct air-cooled condenser[J]. Journal of Power Engineering,2008,28(3):381-385,458.
- [2] 董彩霞.火力发电厂直接空冷模型仿真的研究[D].太原:山西大学,2011.

DONG Caixia. Thermal power plant simulation of direct air-cooling models[D]. Taiyuan: Shanxi University, 2011.

[3] 张宽飞. 准能矸电 330 MW 直接空冷机组动态特性仿真研究[D]. 保定:华北电力大学,2013.

ZHANG Jingfei. Dynamic simulation of 330 MW direct air cooling

units of Zhungeer energy[D]. Baoding: North China Electric Power University, 2013.

- [4] 张 悦,郑 芹,石 硕. 直接空冷系统机理建模研究[J]. 计算机仿真,2013,30(10):167-170,179.
  ZHANG Yue, ZHENG Qin, SHI Shuo. Research on mechanism modeling of direct air-cooled system [J]. Computer Simulation, 2013,30(10):167-170,179.
- [5] 郑 芹.发电厂600 MW 机组直接空冷系统建模与仿真[D]. 保定:华北电力大学,2015.

ZHENG Qin. Power plant 600 MW unit of direct air cooling system modeling and simulation [D]. Baoding: North China Electric Power University, 2015.

[6] 李秀琴,卢福平.直接空冷机组冷端系统分布式建模方法[J].
 节能技术,2021,39(2):178-184.

LI Xiuqin, LU Fuping. Distributed modeling method for cold end system of direct air cooling unit[J]. Energy Conservation Technology,2021,39(2):178-184.

[7] 朱明露. 超临界机组空冷系统建模与运行优化研究[D]. 保 定:华北电力大学,2013.

ZHU Minglu. Modeling and operation optimization research on the air-cooling system for supercritical unit[D]. Baoding: North China Electric Power University, 2013.

- [8] ZHU Mingjuan, WU Xiao, SHEN Jiong, et al. Dynamic modeling, validation and analysis of direct air-cooling condenser with integration to the coal-fired power plant for flexible operation[J]. Energy Conversion and Management, 2021, 245:114601.
- [9] ZHU Mingjuan, LIU Yudong, WU Xiao, et al. Dynamic modeling and comprehensive analysis of direct air-cooling coal-fired power plant integrated with carbon capture for reliable, economic and flexible operation[J]. Energy, 2022, 263:125490.
- [10] 李 健. 直接空冷机组建模与优化控制研究[D]. 北京:华北 电力大学,2019.

LI Jian. Research on modeling and optimal control of direct air cooling unit [ D ]. Beijing: North China Electric Power University, 2019.

[11] ZHANG Yi, ZHANG Fan, SHEN Jiong. On the dynamic modeling and control of the cold-end system in a direct air-cooling generating unit [ J ]. Applied Thermal Engineering, 2019, 151: 373-384.

- [12] ZHANG Yi, LIU Jinfeng, YANG Tingting, et al. Dynamic modeling and control of direct air-cooling condenser pressure considering couplings with adjacent systems [J]. Energy, 2021, 236:121487.
- [13] 严俊杰,张春雨,李秀云.直接空冷系统变工况特性的理论研究[J].热能动力工程,2000,15(6):601-603,617.
  YAN Junjie,ZHANG Chunyu,LI Xiuyun. Theoretical research on the off-design performance of a direct air-cooled system[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2000,15(6): 601-603,617.
- [14] 周兰欣,杨 靖,杨祥良.300 MW 直接空冷机组变工况特性
  [J].中国电机工程学报,2007,27(17):78-82.
  ZHOU Lanxin, YANG Jing, YANG Xiangliang. Study on variable condition features for 300 MW direct air-cooling unit[J]. Proceedings of the CSEE,2007,27(17):78-82.
- [15] 石 磊,余 喆,薛海君,等.不同单元型式的直接空冷岛数 值试验对比研究[J]. 汽轮机技术,2023,65(4):271 -274,282.

SHI Lei, YU Zhe, XUE Haijun, et al. Comparison research on direct air-cooled island with different air-cooled unit forms through numerical experiments [J]. Turbine Technology, 2023, 65 (4): 271 – 274, 282.

[16] 杨松花. 基于 MATLAB 的单/多压凝汽器建模与研究[D]. 武 汉:华中科技大学,2012.

> YANG Songhua. Single/multi-pressure condenser model developing and investigation basing on MATLAB language[D]. Wuhan; Huazhong University of Science and Technology,2012.

[17] 崔 凝,王兵树,马士英,等. 电站凝汽器动态数学模型的研究与应用[J].系统仿真学报,2002,14(2):156-159.
CUI Ning, WANG Bingshu, MA Shiying, et al. Research and application on dynamic mathematics model of power station condenser [J]. Journal of System Simulation, 2002, 14 (2): 156-159.

(姜雪梅 编辑)