基于熵理论的火力发电节能优化研究

卫慧敏, 杨立军, 杨勇平, 杜小泽*

华北电力大学电站能量传递转化与系统教育部重点实验室, 北京 102206

* E-mail: duxz@ncepu.edu.cn

收稿日期: 2021-03-31; 接受日期: 2021-06-15; 网络版发表日期: 2021-08-30

国家自然科学基金(批准号: 51821004)资助项目

摘要 提高能源利用效能, 是控制化石能源总量, 进而实现2030年碳达峰、2060年碳中和目标的必要途径。接近我国总装机容量50%的火力发电机组全工况节能降耗在用能能效提升中具有关键作用。新物理量“熵”的引入贯通了系统能效与关键设备内部各物理量场、传热传质表面结构参数、运行方式之间的关联, 为火力发电系统的全工况节能降耗提供了新视角。本文梳理了熵耗散分析方法在火力发电热力系统节能中的应用成果, 重点阐述了基于热量熵耗散、动量熵耗散以及质量熵耗散的锅炉尾部烟道及火电机组冷端换热网络的优化方法; 并对有待深入解决的问题和未来的研究方向进行展望, 分析各关键子系统的节能潜力和优化目标, 以期为进一步提升能源转型时期火电机组的节能运行水平提供参考。

关键词 熵耗散, 多场协同, 火力发电, 能效提升, 灵活调峰

1 引言

2030年实现碳达峰、2060年力争实现碳中和的目标, 对能源行业的清洁低碳转型提出了巨大挑战^[1]。由于我国特有的能源资源禀赋, 火力发电在电力系统中占据主导地位。截至目前, 火力发电占发电总装机比例仍接近50%。新能源电力系统的发展和可再生能源的高比例渗透, 要求火力发电机组具备更为灵活的变负荷调峰能力, 机组优化运行要求进一步提高; 同时, 对火电机组的全工况节能降耗需求也日益突出^[2]。提高能源利用效能, 是控制化石能源总量, 进而实现双碳目标的必要途径。

火力发电热力系统主要包括汽轮机-发电机构成

的热功转换系统和锅炉-冷端构成的传热系统, 如图1所示。

发生在锅炉尾部烟道、冷端内的热质输运过程包括了毫米数量级的翅片结构、数十米长度的换热设备以及数千米的环境气象等多空间尺度, 当前对火力发电系统的建模分析方法主要采用基于能量平衡和热量平衡的集总参数法, 结合热力学第一/二定律分析其在热功转换过程中的节能潜力^[3,4]。以热力学第一定律为基础的热量法和以热力学第二定律为基础的熵方法的分析结果表明, 电站热损失主要存在于冷端系统, 做功能力损失集中于锅炉系统, 如表1和图2所示。

两种方法分别从能量转换的结果和做功能力损失的本质丰富了电站系统分析的方法。基于上述分析方

引用格式: 卫慧敏, 杨立军, 杨勇平, 等. 基于熵理论的火力发电节能优化研究. 中国科学: 技术科学, 2021, 51: 1178–1196

Wei H M, Yang L J, Yang Y P, et al. Entropy-based optimization on the energy-saving potentials of thermal power generation (in Chinese). Sci Sin Tech, 2021, 51: 1178–1196, doi: 10.1360/SST-2021-0134

图 1 (网络版彩图)火力发电系统图

Figure 1 (Color online) Schematic diagram of a supercritical thermal power generating unit.

表 1 火力发电站各项损失占全部损失的比例^[5]

Table 1 Thermal loss ratios of each subsystem of a typical coal-fired power plant [5]

不同系统热损失	中参数电站	高参数电站	超高参数电站	超临界参数电站
锅炉	11	10	9	8
管道	1	1	0.5	0.5
冷端	61.5	57.5	52.5	50.5
汽轮机	1	0.5	0.5	0.5
发电机	1	0.5	0.5	0.5

图 2 (网络版彩图)火力发电站焓流程图^[6]

Figure 2 (Color online) Sankey diagrams of a coal-fired power plant [6].

法, 可采用集总参数的分析方法通过换热系统入口质调节(运行温度、压力等参数)和量调节优化固定燃料消耗下的最大发电功率, 或定发电功率时的最小燃料

输入。然而, 其结果无法建立换热系统内部各物理量场、传热传质表面结构参数、运行方式以及系统热力学性能间的关联。

2 焓理论与场协同

1998年, 过增元等人^[7]在对二维平板层流边界层问题的研究基础上, 采用流场和温度梯度场协同的视角提出了传热优化的场协同理论: 对流传热的强度不仅与流体速度、流体与壁面的温差相关, 还受到速度场与温度梯度场的协同特性影响. 对流传热的场协同数定义如下:

$$Fc_h = \int_{\Omega} \bar{U} \cdot \nabla \bar{T} d\bar{V} = \int_{\Omega} \bar{U} \left\| \nabla \bar{T} \right\| \cos\beta d\bar{V}. \quad (1)$$

在协同程度最高时, 场协同数等于1, 此即为对流传热强度的上限. 通过比较不同结构换热设备的协同程度以指导换热设备的优化设计.

进一步地, 陈群^[8]基于对热量、动量和质量传递扩散物理现象的类比, 得到了对流传递过程优化的统一分析方法:

$$Fc_m = \int_{\Omega} \bar{U} \cdot \nabla \bar{Y} d\bar{V}, \quad (2)$$

$$Fc_{\text{mom}} = \int_{\Omega} \bar{U} \cdot \nabla \bar{u}_i d\bar{V} \\ = \int_{\Omega} \left| \bar{U} \right| \left| \nabla \bar{u}_i \right| \cos\beta_{\text{mom}} d\bar{V}. \quad (3)$$

式(2)和(3)分别为传质和流动过程的场协同数.

在工程实际中, 流动与传热问题互相耦合, 场协同理论虽然可用来分析实例的协同程度, 但无法揭示对流传热问题的不可逆性. 2006年, 过增元等人^[9]从热电比拟的角度进一步提出了一种描述定容条件下物体传热能力的物理量——焓, 其数学表述为物体所存储的热量(内能)与温度的乘积的一半:

$$G = \frac{1}{2}QT = \frac{1}{2}Mc_v T^2, \quad (4)$$

式中, Q 为物体的内能, T 为温度, M 为物体的质量, c_v 为定容比热容.

在没有热功转换的传热这一不可逆物理过程中, 焓耗散度量了其中的不可逆性. 采用焓分析的视角, 过增元等人^[10]进一步建立了焓耗散极值原理: 在给定的约束条件下, 当焓耗散取极值时, 换热过程的换热能力将达到最优. 其具体内涵可表述为: (1) 在定热流边界时, 焓耗散最小时温差最小; (2) 在定温差边界时, 焓耗散最大时热流最大.

以对流传热问题为例, 式(1)可表述为

$$Fc_h = \frac{q_s}{\rho c_p U \nabla T}. \quad (5)$$

可以看到, 在定热流边界条件时, 温差最小对应于场协同数最大, 换热性能最优, 定温差边界可得到类似等效表述. 焓耗散分析方法揭示了场协同的物理机制, 基于焓耗散极值原理的优化方法与系统焓耗散平衡分析方法解决了换热单元与换热网络耦合时过多变量所引起的求解问题, 为换热网络的设计运行优化提供了新的思路. 这类优化思路的主要求解步骤如下:

- (1) 推导系统焓耗散平衡方程作为能量方程约束;
- (2) 基于换热网络具体结构构建其流动、结构等约束条件;
- (3) 针对具体优化目标得到相应的数学模型;
- (4) 借助拉格朗日方法或遗传等智能算法求解数学模型.

基于上述优点, 焓耗散分析方法被广泛应用到换热网络的性能优化中, 总体上可将其分为两类: 固定热负荷需求的换热网络设计优化问题和针对换热子网络边界条件不平衡的运行优化问题. Xu和Chen^[11]建立了航天换热器网络的对流、辐射焓平衡约束, 通过求解相关的拉格朗日函数, 得到了满足换热量负荷需求下换热器质量最小时对应的设计参数. Chen和Xu^[12]针对中央空调冷冻水系统中终端用户不同的用冷量需求, 采用焓耗散分析方法构建了该并联系统的整体约束, 分别以总功耗最小和总成本最小为优化目标, 得到了各终端相应的运行设计策略. 进一步地, 该系统优化方法被成功地应用在集中供热系统中不同热用户供暖需求的支路水流量分配策略^[13]、蒸发冷却系统最优设计流量^[14]、蒸汽压缩制冷^[15]以及气体压缩制冷循环换热面布置优化^[16-18]等系统的设计及运行优化过程中.

本文梳理了焓理论在火力发电系统的应用, 分析电站传热系统的节能潜力和优化目标, 以期为进一步提升能源转型时期火电机组的节能运行水平提供参考.

3 焓理论在锅炉系统的应用分析

锅炉中进行的能量转换过程主要是燃料燃烧释放的化学能向做功工质热能的转变, 对锅炉燃烧系统的优化应从热力学第二定律的角度降低燃烧过程以及不同品位能量输运过程的焓损失^[19]. 锅炉热损失主要由

排烟热损失引起. 对于锅炉尾部烟道而言, 其设计排烟温度一般为 $120\sim 130^{\circ}\text{C}$, 对于循环流化床锅炉, 其排烟温度可达 150°C 以上. 其余热资源可达0.7亿吨左右标煤, 蕴藏着丰富的余热资源^[20]. 另一方面, 锅炉烟道系统管道结构复杂, 拐角较多, 引起的气固分离及二次回流现象带来了较大的总压损失和能量损失^[21]. 通常, 锅炉排烟的余热利用对于热力循环的背压影响很小^[22,23], 为基于焓耗散极值原理的优化方法提供了空间.

锅炉尾部烟道结构如图3所示. 主要优化思路是通过尾部烟道余热回收和污染物脱除的流动传递过程进行优化, 以降低锅炉热损失并提升污染物脱除效率.

3.1 余热回收的流动传递过程优化

对尾部烟道余热回收的优化主要包括余热回收过程的传热强化和烟气沿途流动的减阻优化.

空气预热器(air heater)和低温省煤器技术(low pressure economizer)是现阶段回收排烟余热的主要技术手段. 根据烟气余热温度区间, 优化空气预热器效率并合理布置低温省煤器位置可回收锅炉排烟热损失并减少燃料高品位蒸汽用量, 提高电站热效率和做功循环效率.

多级相变式旋转空气预热器有望通过蓄热材料的熔点梯级布置合理安排 NH_4HSO_4 与烟气的凝结, 从而进一步提升烟气余热回收利用效率^[25], 其结构如图4所示.

在满足换热量的前提下, 尽可能维持空气预热器的传热能力至关重要. Wang和Zhu^[26]建立了多级相变材料熔点的焓耗散优化模型, 对比单级相变式旋转空气预热器发现, 优化结果尽可能保留了相变的传热能力以预热空气, 随着级数的增加, 标准化焓耗散显著降低, 在5级相变式旋转空气预热器优化工况组达到

图 3 (网络版彩图)低温省煤器系统示意图^[24]

Figure 3 (Color online) Schematic diagram of the low pressure economizer [24].

图 4 (网络版彩图)多级相变式旋转空气预热器^[26]

Figure 4 (Color online) Sketch of the rotary air pre-heater (with LHS unit) [26].

 图 5 (网络版彩图)不同节距结构下场协同数^[27]

 Figure 5 (Color online) Relationships between Re and F_c with different pitches ^[27].

无限多级数的96%。该分析模型可为相变材料选型提供指导。

对低温省煤器的优化是一个典型的换热器优化问题,即通过分析鳍片管尺寸结构降低换热器流动阻力和换热阻力。卢权^[27]通过分析图5所示不同节距结构下场协同数,拟合得到空气横向冲刷变节距的叉排鳍

片管束换热准则关联式。

Jin等人^[28]进一步研究了管排数、翅片厚度、翅片宽度、翅片高度、翅片间距、横纵向节距等7个结构参数及运行参数雷诺数对换热器的协同数的影响,并获得了 Nu 和 Eu 与相关参数的关联式,为省煤器的选型提供了依据。

$$Nu = 1.66Re^{0.585} \left(\frac{F_p}{D} \right)^{0.389} \left(\frac{F_t}{D} \right)^{0.165} \left(\frac{S_1}{D} \right)^{-1.108} \left(\frac{S_2}{D} \right)^{0.293} \left(\frac{H}{D} \right)^{-0.624} \left(\frac{W}{D} \right)^{0.029}, \quad (6)$$

$$Eu = 11.63Re^{-0.157} \left(\frac{F_p}{D} \right)^{-0.693} \left(\frac{F_t}{D} \right)^{0.375} \left(\frac{S_1}{D} \right)^{-3.026} \left(\frac{S_2}{D} \right)^{-0.388} \left(\frac{H}{D} \right)^{1.835} \left(\frac{W}{D} \right)^{-0.002}. \quad (7)$$

现有对流道阻力的分析主要是打破涡量的经验性诱导。通过对电站一次风管道的三维仿真分析发现,流线分流与交汇处产生了大量涡流,速度剧烈分层,这是产生流动阻力的主要原因^[29]。

吴施熠徽^[30]基于机械能耗散总量最小为优化目标附加体积力获得了理想流线图,通过设计流场诱导结构指导管道设计方案。经过优化后,一次风管道压差下降了7%左右,如图6所示。

3.2 污染物脱除控制

在锅炉尾部烟道中,在对烟气余热进行充分利用后,需采用相应烟气脱硫技术(FGD)进行污染物处理。湿法烟气脱硫技术(WFGD)是当前应用最广的脱硫方法,采用石灰石-石膏作为脱硫剂向下喷淋,烟气自下而上与脱硫剂接触,并在脱硫塔出口加装除雾器防止换热器腐蚀和堵塞^[31],如图7所示。

烟气的流场分布对脱硫及除雾效率至关重要:

- (1) 喷淋层下部烟气入口烟气均匀性应达到85%以上,保证烟气与脱硫剂有充分接触时间^[32];
- (2) 在烟气与脱硫剂接触区域,应维持烟气与脱硫剂充分接触,保证较高脱硫效率^[33,34];
- (3) 脱硫塔出口处布置除雾器脱除烟气携带液滴与浆液,以避免下游设备腐蚀,应充分保证烟气出口流速均匀性,维持较高除雾效率^[35]。

3.2.1 入口均匀性

贺志超^[36]通过分析未加装导流构件和加装多导流构件入口烟道内部流场,发现未加装导流构件的烟道烟气多聚集在顶部,并在底部形成回流;多导流构件流场均匀性虽有提升,但在导流构件之间形成了低速流区域,两侧均匀性恶化。通过流动场协同动量源项,得到了“完全场协同流场”,据此设计新型导流构件,结果表

图 6 (网络版彩图)一次风管道流速及协同角度分布^[30]. (a) 流速; (b) 协同角度

Figure 6 (Color online) Velocity and synergy angle distribution in primary air duct ^[30]. (a) Velocity; (b) synergy angle.

图 7 (网络版彩图)脱硫系统结构示意图^[31]

Figure 7 (Color online) Schematic diagram of WFGD ^[31].

明烟气入口均匀性提升约8%. 对比结果见图8.

3.2.2 脱硫区域热质输运强化

针对烟气与脱硫剂接触区域, 可通过文丘里棒层强化脱硫效果, 烟气通过棒层时流速增加, 并在出口形成尾涡. Wang和Dai^[37]基于质量输运的场协同效应分析了文丘里棒层的强化效应, 发现棒层构件主要作用是在局部同时形成了高持液量和高尾涡涡量区域,

形成更好的协同场, 如图9所示.

在此基础上, Wang和Dai^[34]进一步优化了棒层间距和液滴喷淋直径, 指出上升-下落模式的出现最有利于传质强化.

3.2.3 出口均匀性

在脱硫塔出口, 为达到一定的除雾效果, 除雾器入口烟气流速必须控制在合适范围, 即最高流速不能过

图 8 (网络版彩图)入口速度均匀性对比。(a) 未加装导流构件; (b) 原始装导流构件; (c) 新设计导流构件^[36]

Figure 8 (Color online) Comparison of the uniformity of inlet velocity of WFGD. (a) Without deflectors; (b) with original deflectors; (c) with proposed deflectors^[36].

图 9 (网络版彩图)持液量和尾涡涡量分布^[37]

Figure 9 (Color online) Distributions of vorticity and liquid hold-up^[37].

多超出临界烟气流速, 最低速度要确保能达到所要求的最低除雾效率。理想情况下的烟气流场分布应该为: 进入除雾器的烟气流速较为均匀地分布在临界流速附近, 此时除雾器能够获得较高的除雾效率。在实际运行过程中, 由于烟道拐角结构, 与进口烟道类似, 出现剧烈速度分层现象。

贺志超^[36]基于流动场协同附加源项方式获得完全协同场, 并设计相应诱导结构, 优化后流动均匀性提高 12%, 流动阻力下降 120 Pa, 优化前后对比结果见图 10。

4 冷端热力系统

凝汽器-冷却塔构成的冷端释热系统将做功工质从锅炉吸收热量的 50% 排放至环境中, 其运行性能已成为制约热力循环效率提升的关键因素。冷端释热系统与发电系统在凝汽器中形成动态平衡: 经过做功后

的蒸汽在凝汽器中凝结并释放大量热量, 从而维持热力循环的持续运行。蒸汽在凝汽器中凝结温度越低, 背压越低, 热力循环侧效率越高。

受凝汽器流动换热效率及不利环境因素影响, 目前大多数冷端实际运行背压比设计值高 1~3 kPa, 而冷端背压每下降 1 kPa, 机组煤耗可下降 3 g/(kW h), 有着巨大的节能效益^[38]。

4.1 凝汽器管束优化布置

凝汽器典型设计结构如图 11 所示^[39], 低压缸及小汽机排汽自上而下进入凝汽器管束区与管内循环冷却水换热, 凝结后送入锅炉给水系统。对于现役 600 MW 主力机组而言, 其主凝汽器区管束数量超过 30000 个, 密集复杂的管束布置使得蒸汽的流动换热过程呈现剧烈不均匀分布现象。另一方面, 由于凝汽器内部维持负压状态, 空气等不凝结气体的渗入和聚集进一步增加

图 10 (网络版彩图)出口优化前后速度均匀性对比. (a) 未加装导流构件; (b) 新设计导流构件^[36]

Figure 10 (Color online) Comparison of the uniformity of outlet velocity of WFGD. (a) Without deflectors; (b) with proposed deflectors [36].

图 11 (网络版彩图)凝汽器蒸汽流动区域与冷却管束结构示意图^[39]

Figure 11 (Color online) Configuration of the industrial condenser [39].

了对其性能分析及调控的难度。

孟继安等人^[40]基于动量输运和质量输运的焓耗散分析方法, 揭示了凝汽器蒸汽流动阻力、抽气量与流动换热的内在联系, 为凝汽器的管束布置提供了理论依据。

通过对凝汽器壳侧连续方程、动量方程以及空气组分扩散方程的变形整理, 分别得到了动量焓耗散平衡方程及空气质量焓耗散平衡方程^[41,42]:

$$G_{\text{mon},U} + G_{\text{mon},p} = \Phi_F + \Phi_P + \Phi_U + \Phi_\mu + \Phi_{m\beta}, \quad (8)$$

$$G_{m,a} = \dot{G}_{m,a} - \Phi_{G,m} + \dot{G}_{m,a}, \quad (9)$$

式中, 等式右侧分别为蒸汽动量焓变化(分别由管束阻力、蒸汽凝结、黏性耗散以及自由流动区与冷却管束交界处多孔度变化引起)和空气质量焓变化(包括蒸汽凝结引起的空气焓增、空气组分扩散引起的耗散和多孔度引起的耗散)。

对将军帽型、双峰型、菱形、卵型等四种不同管束布置形式的分析计算表明, 前四排管束的动量焓损

失占全部管束动量焓损失的61.8%~83.7%; 随着抽气量的减少, 蒸汽凝结产生的空气质量焓增加高于空气扩散产生的质量焓耗散。动量输运和质量输运的焓耗散分析给出了凝汽器内部管束的布置原则:

- (1) 增大前排管束的迎流面积, 以减少动量焓损失;
- (2) 避免内部涡流产生并在空冷区实现蒸汽的深度凝结, 以增大空气质量焓增并减少抽气量。

基于以上指导原则, 孟继安和曾辉提出了仿生双连树构型管束布置方式^[43], 结构如图12所示, 实际工程应用表明, 凝汽器背压下降1.5 kPa, 节能效果显著。

4.2 冷却塔优化设计及优化运行

综合考虑运行成本与环境效益, 一般通过自然通风式冷却系统将凝汽器冷却循环水携带的热量排入环境中^[44]。自然通风冷却方式由换热设备前后密度差驱动空气流动, 换热网络庞大, 性能易受环境因素影响, 给现有三维数值模拟计算带来不确定性。基于焓耗散分析的视角所构建的自然通风冷却系统换热网络焓耗

图 12 (网络版彩图)双连树仿生树型布管凝汽器^[41]
Figure 12 (Color online) Bionic double-tree-shaped tube bundle [41].

散平衡方程, 为冷却系统的设计和运行提供了有效的优化方法。

4.2.1 优化设计

冷却塔塔体构型为典型双曲线, 其结构变量包括 0 m 高度直径, 进风口高度及对应的直径, 喉部高度及对应的直径, 塔高及塔出口直径等 7 个参数。

Wei 等人^[45]结合其流动控制方程和结构约束, 以

$$P_{a1} \left(1 - 0.00975 \frac{h_4}{2T_{a1}} \right)^{3.5} \times \left[\left(\frac{1 - 0.00975x}{\frac{h_5 - h_4/2}{T_{a3}}} \right)^{3.5} - \left(1 - 0.00975 \frac{h_5}{T_{a1}} \right)^{3.5} \right] \\ = (k_{ille} + k_{he} + k_{cthe} + k_{the}) \frac{\rho_{a2}}{2} v_f^2 + k_{tohe} \frac{\rho_{a5}}{2} v_5^2. \quad (10)$$

冷端系统存在的焓耗散存在于凝汽器内冷却循环水与蒸汽、冷却塔换热器内外冷却循环水与空气的换

年均摊费用最小为优化目标, 采用拉格朗日乘子法, 基于焓分析的视角提出了对应自然通风干式冷却系统的设计优化数学模型。

换热管束竖直环绕的间接通风干式冷却系统空气流动阻力由百叶窗阻力(k_{il})、散热器管束阻力(k_{he})、空气在进风口转向引起的进口阻力损失(k_{ct})、空气流经空冷塔本体引起的黏性阻力损失(k_t), 以及出口阻力损失(k_{to})等 5 项阻力构成。其动力平衡可表达为^[46]

热过程, 如图 13 所示。

焓耗散平衡方程可表示为

$$\begin{cases} \frac{1}{2} m_w c_{pw} (T_{w,in}^2 - T_{w,out}^2) + \frac{1}{2} m_a c_{pa} (T_{a,in}^2 - T_{a,out}^2) = Q^2 \frac{\left(\frac{T_{w,in} + T_{w,out}}{2} - \frac{T_{a,in} + T_{a,out}}{2} \right)}{(hA)_{he} (T_r - T_{a,out})}, \\ \phi_{c,2} = Q \left(T_s - \frac{T_{w,in} + T_{w,out}}{2} \right) = Q^2 \left(\frac{1}{2} \frac{1}{m_w c_{pw}} \frac{e^{\frac{(hA)_c}{m_w c_{pw}} + 1}}{e^{\frac{(hA)_c}{m_w c_{pw}} - 1}} \right). \end{cases} \quad (11)$$

基于以上约束和设计约束, 以冷端系统年均摊运行费用最小为优化目标, 采用拉格朗日乘子法将不等

式约束转化为非条件极值问题, 建立自然通风干式冷却系统的优化设计数学模型:

图 13 空气-水和水-蒸汽 T - Q 图^[47]

Figure 13 T - Q diagram for heat transfer in the heat exchanger and condenser of turbine^[47].

$$\begin{aligned} & \min C_{\text{annual}} \\ & \left\{ \begin{array}{l} \Delta p = \sum k_i \frac{\rho v^2}{2}, \\ \phi_{c,1} = \phi_{h,1}, \\ \phi_{c,2} = \phi_{h,2}, \\ h_t \geq 0.7h_s, \\ d_t \leq d_s, \\ d_4 \leq d_0, \\ h_5 \leq 1.35d_0, \\ h_4 \geq \frac{1}{5.8}h_s, \\ v_w \geq 3. \end{array} \right. \quad (12) \end{aligned}$$

计算结果表明, 年均摊运行费用大幅度下降, 其优化选型结果主要是减小了冷却塔的尺寸, 增加换热器管束的换热面积.

4.2.2 优化运行

自然通风干式冷却系统的运行调节主要目的是适应不同气象条件的影响, 包括环境风和环境温度.

(1) 适应环境风的循环水流量分配优化

在环境风的作用下, 沿迎风侧换热器流入冷却塔内部的空气流量增加; 与此同时, 在侧风区域的换热器入口形成了低压区域, 换热器内侧形成漩涡^[48]. 冷却塔性能由于空气侧流场的不均匀分布受到抑制. 另一方面, 环境风向变化较为剧烈, 挡风板可以提高特定环境风向下的冷却性能, 但会随着环境风的不稳定

性(风速、风向的频繁变化)失效, 甚至会出现性能下降^[46].

由于塔外空气热惯性及流动惯性较小, 换热器内流动方向固定, Sun等人^[49]以数值模拟获得的塔外空气侧三维流场和温度场分布作为边界条件, 基于NTU构建了面向循环水不同扇区的焓耗散平衡数学描述.

焓耗散平衡方程可表示为

$$G_h = G(m_{wi}c_{p,wi}, k_f A_i) = G(T_{in}, t_{in,i}, Q_i). \quad (13)$$

以相同进口水温和循环水流量下换热量最大为优化目标, 提出的循环水分扇区运行调节策略结果表明, 该调节方法可灵活适应不同环境风速, 平均换热量提升约7%^[50].

Wang等人^[51]进一步对比分析了相同风向和风速下导流板与循环水流量分配的提升对比效果, 发现循环水流量分配的方式在低风速下更有优势.

由于自然通风干式冷却系统作为燃煤电站的典型冷端释热系统并不孤立存在, 通过优化调节虽然可以提升其在特定边界条件下的性能, 但其性能的最优并不一定对应整个电站系统的性能最优. 通过循环水再分配等运行优化调节, 冷端释热量增加的同时, 伴随着流动阻力的增加(循环水泵的功耗). 根据蒸汽性质和凝汽器传热特点可以发现, 固定负荷下电站煤耗、背压与低压缸排汽在凝汽器中的凝结温度一一对应. Wei等人^[52]以热力循环运行参数中与冷端释热直接关联的参数——低压缸排汽在凝汽器中的凝结温度为自变量, 得到相应拟合关系:

$$\begin{cases} Q = f(T_s), \\ P_k = g(T_s), \\ B_{std} = l(T_s). \end{cases} \quad (14)$$

通过将冷端与热力系统进行耦合计算, 可以把传热强化引起的热负荷浮动转化为固定发电负荷下煤耗的变化, 进而基于煤耗、功耗的折算得到系统的供电煤耗作为优化指标, 结合基于焓平衡方程、额定发电负荷和固定循环水总量等约束条件, 完善了评估指标.

$$\begin{cases} C_{op} = \frac{B_{std} \times N_g + B_{std} \times \sum P_{p,i}}{N_g}, \\ P_{p,i} = \pi \left(\frac{d_i}{2} \right)^2 \frac{\Delta p_{w,i} G_{w,i} L_i n_{ib} n_b}{\rho_{w,i}}. \end{cases} \quad (15)$$

对比不同环境温度和环境风速优化结果发现, 虽然环境温度的上升会显著降低自然通风干式冷却系统的性能, 但循环水侧优化分配所提升的性能几乎没有变化; 随着环境风速的增加, 空气侧流量分布更加不均匀, 优化结果出现显著变化. 在环境风速达到12 m/s时, 优化分配方案可节约运行煤耗0.74 g/kW h.

(2) 适应环境风和极端低温的安全运行优化

根据自然通风冷却系统流动特点可以发现, 在空气具备较高冷却能力的冬季, 自然通风干式冷却系统本应具备更高的换热效率; 然而在低温和环境风的双重作用下, 换热管束——尤其是处于迎风扇区的换热管束发生冻结, 降低了自然通风干式冷却系统的可利用换热面积, 系统的换热量减少, 进而降低了热力循环侧效率, 严重时可引发停机, 威胁电站的安全经济运行. 运行人员通过提高凝汽器的真空度以增加进塔循环水的温度, 牺牲经济性以维持安全性, 所提升煤

耗可达8 g/(kW h). 寻找临界冻结的安全运行方式有着巨大的节能潜力^[53-55].

以环境风速12 m/s、环境温度-5℃的工况为例, 各冷却柱进风流量和出口水温对应关系如图14所示. 从图中可以看出, 在环境风的作用下, 空冷散热器迎风扇区即第一扇区获得更多空气流量, 使得第一扇区的出口水温在所有边界下均处于最低, 从而更易出现冻结. 针对该特点, 受循环水分配优化方式启发, Wei等人分别从空气侧^[56]和循环水侧^[57]提出了两种运行优化措施.

不同于自然通风干式冷却系统的设计优化, 自然通风干式冷却系统冬季运行优化旨在保证电站的安全运行, 即确保每个冷却柱的出口水温大于0℃. 而实际工程调节以扇区为单位进行集中控制, 因此在构建换热约束时应当以冷却柱为基本分析单元. 其通用冷却系统控制方程为:

$$\frac{1}{l_j m_i} \left[\frac{1}{1 - e^{\frac{G_j}{s_j^2} \left(\frac{KA}{l_j m_i} \right)^{0.22} \left(e^{-\frac{G_j}{l_j m_i} \left(\frac{KA}{l_j m_i} \right)^{0.78} - 1} \right)}} - \frac{1}{2} \left(\frac{l_j m_i}{G_j} + 1 \right) \right] Q_i^2 = Q_i \left[T_{in} - \frac{Q_i}{2 \frac{G_j}{s_j^2}} - T_{a1,i} - \frac{Q_i}{2 l_j m_i} \right], \quad (16)$$

式中, i 为冷却柱编号($i=1, 2, 3 \dots 176$); j 为扇区编号($j=1, 2, 3 \dots 5$); l 为百叶窗开度; s 为 j 扇区中包含的冷却柱数量.

$$\text{Cooling system} \begin{cases} Q_{w,i} = \frac{G_j}{s_j^2} (T_{in} - T_{out,i}), \\ Q_{a,i} = l_j m_i (T_{aout,i} - T_{a1,i}), \\ Q_{h,i} = \left(\frac{G_j}{s_j^2} \left(\frac{KA}{l_j m_i} \right)^{0.22} \left(e^{-\frac{G_j}{l_j m_i} \left(\frac{KA}{l_j m_i} \right)^{0.78} - 1} \right) \right) l_j m_i (T_{in} - T_{a1,i}), \\ Q_{w,i} = Q_{a,i} = Q_{h,i}, \\ \sum_{i=1}^{176} Q_{w,i} = \sum_{i=1}^{176} Q_{a,i} = \sum_{i=1}^{176} Q_{h,i} = Q_{tot}. \end{cases} \quad (17)$$

对比式(16)和(17)可以发现, 中间变量和约束条件显著减少.

在循环水分布已知时, 通过三维数值模拟获得空气流量分布情况, 求解式(15)以及防冻约束对相关运行参数的偏导为0的方程组, 即可得到最小安全运行煤耗

对应的循环水/空气侧优化调节策略. 由于百叶窗调节会影响自然通风干式冷却系统的空气流场分布, 需要对优化后的换热网络进行再次建模计算, 获得新的空气流场分布情况; 通过不断迭代耦合, 获得最终结果.

图15为空气侧优化前后不同冷却柱的循环水出口

图 14 (网络版彩图)环境风速12 m/s、环境温度 -5°C 下不同换热柱运行参数. (a) 空气流线图; (b) 不同冷却柱迎面空气流量与出口水温对比图^[56]

Figure 14 (Color online) Detailed operation parameters of NDDCs at the ambient natural wind speed of 12 m/s, -5°C . (a) Airside streamlines colored by velocity; (b) airside mass flow rate and outlet temperature of each column ^[56].

水温及迎面空气流量对比结果图. 灰色和白色柱状图分别为优化前后流经每个冷却柱的空气流量, 经过优化后, 迎风扇区空气流量显著下降以降低其换热量, 而背风侧扇区由于流场重构, 空气流量略有提升; 红色散点和蓝色散点分别对应于优化前后每个冷却柱的出口水温, 对于冻结发生的迎风扇区, 所有冷却柱出口水温均大于 0°C , 满足防冻目标, 而背风侧扇区出口水温略有下降以提升换热性能.

冷却塔温度场及流线分布如图16所示, 可以看到塔内漩涡明显减小, 压力分布更加均匀, 实现了更为高效的释热. 根据Rosaguti等人^[58]所提出的标准化螺

旋度——以衡量漩涡大小, 如式(18)所示.

$$\overline{H_V} = \frac{1}{V} \int |H_n| dV = \frac{1}{V} \int \frac{|\mathbf{v} \cdot \boldsymbol{\omega}|}{|\mathbf{v}| |\boldsymbol{\omega}|} dV, \quad (18)$$

式中, $\mathbf{v}$, $\boldsymbol{\omega}$ 和 V 分别为速度、涡通量和体积.

通过对塔体内部进行平均计算, 环境风速12 m/s、环境温度 -5°C 的工况优化前后的标准化螺旋度分别为0.34393和0.16853, 与图示中分析保持一致. 计算各个工况下的标准化螺旋度, 计算结果见表2. 随着环境风速的增加, 优化前后的均匀性变化越大; 流场的重构使得流动更加高效.

优化前后热力循环侧背压及煤耗见表3. 表3中初始工况的煤耗由于冷端系统的冻结无法对应真实情况. 文献^[56]百叶窗调节策略主要关注于换热网络自身安全性的变化, 没有与热力循环侧进行耦合. 通过对比在同样运行边界条件下保持不冻结时的总换热量, 可对两种调节策略进行评估. 对比结果发现, 基于焓分析优化后的调节方法对应的换热量比文献^[56]高5%左右^[59]. 在大多数情况下, 百叶窗调节策略可以维持系统的安全经济运行; 然而在环境温度低于 -10°C 时, 更低的环境温度对应于更高的煤耗. 空气侧调节方法能够在更低的环境温度下维持系统的安全运行, 却无法充分利用低温下空气的冷却能力.

Wei等人^[57]进一步通过循环水优化分配的方式对上述工况进行优化, 图17为空气侧优化前后不同冷却柱的循环水出口水温及迎面空气流量对比结果图, 以及优化前后循环水在各个扇区的流量分配结果. 灰色

图 15 (网络版彩图)环境风速12 m/s、环境温度 -5°C 下空气侧优化结果^[56]

Figure 15 (Color online) Airside mass flow rate and waterside outlet temperature after airside adjustment at the ambient natural wind speed of 12 m/s, -5°C ^[56].

图 16 (网络版彩图)环境风速12 m/s、环境温度 -5°C 优化前后压力场和流线分布. (a) 优化前; (b) 优化后^[56]
Figure 16 (Color online) The optimal parameters contrast the original at the ambient natural wind speed of 12 m/s. (a) The initial pressure field and streamlines; (b) the optimal pressure field and streamlines [56].

表 2 各个工况下优化前后的标准螺旋度^[56]

Table 2 The comparison of the volume integral of the absolute value of normalized helicity [56]

工况	优化前	优化后
$u_w=4\text{ m/s}$, $T_{at}=-10^{\circ}\text{C}$	0.07508	0.06381
$u_w=4\text{ m/s}$, $T_{at}=-15^{\circ}\text{C}$	0.11468	0.07795
$u_w=8\text{ m/s}$, $T_{at}=-5^{\circ}\text{C}$	0.19045	0.12133
$u_w=12\text{ m/s}$, $T_{at}=-5^{\circ}\text{C}$	0.34393	0.16853

表 3 各个工况下优化前后热力循环侧参数^[56]

Table 3 The optimal cost of the thermal cycle varying with ambient conditions [56]

工况		背压 (kPa)		煤耗 (g/(kW h))	
u_w 或 T_{at}	环境温度 ($^{\circ}\text{C}$)或环境风速 (m/s)	优化前	优化后	优化前	优化后
$u_w=4\text{ m/s}$	$-10^{\text{a)}}$	8.8	9.78	315.97	317.63
	$-15^{\text{a)}}$	7.2	10.17	313.03	318.27
$T_{at}=-5^{\circ}\text{C}$	$8^{\text{b)}}$	16.4	16.99	326.66	327.33
	$12^{\text{b)}}$	18.9	20.82	329.38	331.3

a) 环境温度; b) 环境风速.

和白色柱状图分别为优化前后流经每个冷却柱的空气流量, 经过优化后, 经过各个扇区换热器管束的空气流量变化不大, 这与百叶窗调节的结果形成较为明显的对比; 红色散点和蓝色散点分别对应于优化前后每个冷却柱的出口水温, 对于冻结发生的迎风扇区和背风扇区, 所有冷却柱出口水温均大于 0°C , 满足防冻目标; 在对中部扇区进行循环水流量再分配后, 其出口水温

下降较为明显. 形成该分布结果的原因可以从最终循环水在各个扇区的流量分配结果中发现.

可以看到, 循环水流量分配结果与空气侧流量分布情况近似正相关, 即迎风扇区和背风扇区分配的循环水流量最多以避免冻结现象发生; 由于塔内部漩涡的存在, 使得流经中部扇区换热器管束的空气很少, 其出口水温较高, 远离冻结温度, 因此分配至中部扇

图 17 (网络版彩图)循环水侧优化结果^[57]
Figure 17 (Color online) Airside mass flow rate and waterside outlet temperature after waterside adjustment ^[57].

表 4 文献^[60]中分配方案和本文优化后方案的经济性对比
Table 4 Comparison of anti-freezing water distribution and detailed cost with ref. ^[60]

环境风速 (m/s)	文献中		优化后		节约运行煤耗 (g/(kW h))
	煤耗 (g/(kW h))	泵功 (MW)	煤耗 (g/(kW h))	泵功 (MW)	
4	313.12	3.02	311.35	4.38	1.11
8	312.83	5.59	310.05	10.0	0.66
12	312.44	7.02	311.78	7.69	0.34

区的循环水流量大幅度减少以提升换热效率并降低运行泵功。然而，在环境风速为12 m/s的工况下，分配至迎风扇区的循环水流量并不是最多的。该分配结果是由优化模型中的优化目标决定的。对比文献^[60]中分配方案和基于优化后方案的经济性发现，水泵运行功耗与流量的三次方成正比；因此这种不均匀的分配方案会显著增加泵功。在4和8 m/s的环境风速下，增加循环水流量提升的经济性(节约的煤耗)大于所提升的水泵功耗；随着风速的进一步增加，更加不均匀冻结现象使得维持防冻的循环水流量分配方案经济性下降，因此分配给迎风扇区的循环水流量出现下降。

5 总结与展望

可以看到，焓理论为热量、动量和质量传递扩散物理现象提供了新的分析视角，揭示了换热系统内部各物理量场、传热传质表面结构参数与运行方式、系统热力性能之间的关联机制。近年来，焓理论被广泛应用于火力发电系统关键过程的节能潜力分析，取得了广泛的理论及工程应用成果。回顾焓理论在火力发电

系统锅炉-冷端两大主要传热网络的分析方法及优化目标，仍需对以下问题开展系统深入的探索。

5.1 锅炉内部的多场协同特性

对锅炉系统的能效优化是一个综合考虑焓效率、污染物生成、高温腐蚀等一系列安全、经济、环保的多目标优化问题^[61]。Yuan和Zeng^[62]通过对锅炉内部速度场、温度梯度场的协同角度以及NO_x浓度的分析发现，炉内温升随着协同数的增加而升高，NO_x生成越快，如图18所示。

低NO_x燃烧是以牺牲锅炉效率为代价的，通过空气分级燃烧控制炉内火焰温度和氧浓度以减少NO_x生成。无法采用单一协同特性对炉内多相多组分的物质能量输运过程进行评价。Yu等人^[63]将场协同理论扩展到扩散、流动以及化学反应的三者协同分析。

$$FSE = f(D_t) = f(Re, k_2, Nu),$$
$$F_{df} = \frac{\partial f}{\partial Re}, \quad F_{dc} = \frac{\partial f}{\partial k_2}, \quad F_{dh} = \frac{\partial f}{\partial Nu}. \quad (19)$$

在此基础上，Yu等人^[64]进一步提出了不同组分连续相-颗粒相多场动态协同方程，并对污泥、煤粉焚烧

图 18 (网络版彩图)炉内协同角度与 NO_x 浓度^[62]

Figure 18 (Color online) The distribution of synergy angle and concentration of NO_x inside boiler ^[62].

的小型锅炉进行了不同掺烧量、空气量、结构参数的协同角度评估。计算表明, 随着协同角度的降低, 污染物生成浓度显著降低。

$$\begin{cases} \theta = \arccos \frac{(u_t \cdot \nabla u_{lt}) \cdot (u_{t+\Delta t} \cdot \nabla u_{l(t+\Delta t)})}{|u_t \cdot \nabla u_{lt}| |u_{t+\Delta t} \cdot \nabla u_{l(t+\Delta t)}|}, \\ \beta = \arccos \frac{(u_t \cdot \nabla u_{pt}) \cdot (u_{t+\Delta t} \cdot \nabla u_{p(t+\Delta t)})}{|u_t \cdot \nabla u_{pt}| |u_{t+\Delta t} \cdot \nabla u_{p(t+\Delta t)}|}, \\ \gamma = \arccos \frac{(u_t \cdot \nabla c_t) \cdot (u_{t+\Delta t} \cdot \nabla c_{(t+\Delta t)})}{|u_t \cdot \nabla c_t| |u_{t+\Delta t} \cdot \nabla c_{(t+\Delta t)}|}. \end{cases} \quad (20)$$

冷却塔优化的分析方法表明, 对于蓄热延迟较小的流体侧采用图像识别的监测手段获取分布信息, 进而与换热器内流体进行耦合建模, 是一种有效迭代优化方法。未来可通过炉内仿真并结合火焰燃烧检测获

得烟气侧流动分布^[65], 进而对炉内风、煤、水等工质参数以及过热器、再热器结构参数进行多场协同的多目标优化, 建立炉内-尾部烟道一体化高效低污染物的燃烧运行方式。

5.2 多时空尺度焓耗散分布特性

循环水调解方案无法从根本上缓解自然通风干式冷却系统夏季高温出现的性能下降问题, 另一方面其热负荷响应时间约为 300 s ^[66], 机组变负荷速率仅能达到额定负荷的 $2\%/min$ ^[67], 这一速率很难平抑可再生能源的随机波动。含填料的大型湿式冷却塔或干湿联合冷却塔有望通过机组背压的连续调节, 提高机组变负荷初期的负荷响应速率。湿式冷却在大空间内存在空气温度、湿度、速度剧烈不均匀分布现象, 如图19所示。

图 19 (网络版彩图)边界扰动下干湿联合冷却系统内外部物理量场分布^[68]

Figure 19 (Color online) The airside distribution of wet section ^[68].

图 20 填料不均匀布置示意图^[69]

Figure 20 The ununiform layout of packing fills [69].

Gao 等人^[69]对于涉及热湿迁移现象的空间非均匀

分布优化已经有了初步尝试, 布置方法示意图见图20, 根据塔内流场分布, 通过塔内填料不均匀布置发现其传热系数可提升7%, 存在巨大优化空间.

然而, 由于填料密集的波纹与电站冷却系统庞大的空间结构, 填料部分多采用自定义源项的方法进行计算. 有待综合考虑液滴、填料、冷却塔、环境等多空间尺度, 建立动量输运和质量输运的多空间尺度焓耗散分析方法, 探索对大空间多物理量分布的换热设备优化设计方法.

参考文献

- 1 Yu Y, Jin Z, Li J, et al. Low-carbon development path research on China's power industry based on synergistic emission reduction between CO₂ and air pollutants. *J Clean Prod*, 2020, 275: 123097
- 2 Wang C, Zhao Y, Liu M, et al. Peak shaving operational optimization of supercritical coal-fired power plants by revising control strategy for water-fuel ratio. *Appl Energy*, 2018, 216: 212–223
- 3 Li C, Zhai R. Exergy and thermo-economic analyses and performance comparison of different solar aided coal-fired power systems. *Energy Convers Manage*, 2021, 229: 113758
- 4 Zhao S F, Ge Z H, Chen H, et al. Energy saving research of a novel combined heat and power system integrating with a non-reheat steam turbine (in Chinese). *Proc CSEE*, 2016, 36: 6441–6447, 6609 [赵世飞, 戈志华, 陈浩, 等. 增设无再热汽轮机热电联产系统节能研究. *中国电机工程学报*, 2016, 36: 6441–6447, 6609]
- 5 Ye T, Zhang Y P. Thermal Power Station (in Chinese). Beijing: China Electric Power Press, 2017 [叶涛, 张燕平. 热力发电厂. 北京: 中国电力出版社, 2017]
- 6 Li C. Research on integration mechanism and performance analysis of coal-fired power generation system assisted by solar tower technology (in Chinese). Dissertation of Doctoral Degree. Beijing: North China Electric Power University, 2019 [李超. 塔式太阳能辅助燃煤发电系统耦合机理与性能研究. 博士学位论文. 北京: 华北电力大学, 2019]
- 7 Guo Z Y, Li D Y, Wang B X. A novel concept for convective heat transfer enhancement. *Int J Heat Mass Transfer*, 1998, 41: 2221–2225
- 8 Chen Q. Irreversibility and optimization of convective transport processes (in Chinese). Dissertation of Doctoral Degree. Beijing: Tsinghua University, 2008 [陈群. 对流传递过程的不可逆性及其优化. 博士学位论文. 北京: 清华大学, 2008]
- 9 Guo Z Y, Liang X G, Zhu H Y. Entransy — A physical quality describing heat transfer ability (in Chinese). *Prog Nat Sci*, 2006, 10: 1288–1296 [过增元, 梁新刚, 朱宏晖. 焓——描述物体传递热量能力的物理量. *自然科学进展*, 2006, 10: 1288–1296]
- 10 Guo Z Y, Zhu H Y, Liang X G. Entransy—A physical quantity describing heat transfer ability. *Int J Heat Mass Transfer*, 2007, 50: 2545–2556
- 11 Xu Y C, Chen Q. Minimization of mass for heat exchanger networks in spacecrafts based on the entransy dissipation theory. *Int J Heat Mass Transfer*, 2012, 55: 5148–5156
- 12 Chen Q, Xu Y C. An entransy dissipation-based optimization principle for building central chilled water systems. *Energy*, 2012, 37: 571–579
- 13 Chen Q, Fu R H, Xu Y C. Electrical circuit analogy for heat transfer analysis and optimization in heat exchanger networks. *Appl Energy*, 2015, 139: 81–92
- 14 Yuan F, Chen Q. A global optimization method for evaporative cooling systems based on the entransy theory. *Energy*, 2012, 42: 181–191
- 15 Xu Y C, Chen Q. A theoretical global optimization method for vapor-compression refrigeration systems based on entransy theory. *Energy*, 2013, 60: 464–473
- 16 Chen Q, Xu Y C, Hao J H. An optimization method for gas refrigeration cycle based on the combination of both thermodynamics and entransy theory. *Appl Energy*, 2014, 113: 982–989
- 17 Hao J H, Chen Q, Xu Y C. A global optimization method for regenerative air refrigeration systems. *Appl Thermal Eng*, 2014, 65: 255–261
- 18 Zhao S Y, Chen Q. Design criteria of different heat exchangers for the optimal thermodynamic performance of regenerative refrigeration systems.

- [Appl Thermal Eng](#), 2016, 93: 1164–1174
- 19 He C B, Liu J, Gu Y J. Research on evaluation method of coal-fired power plant boiler system efficiency (in Chinese). *J China Coal Soc*, 2015, 40: 951–958 [何成兵, 刘京, 顾煜炯. 燃煤电站锅炉系统能效评价方法研究. *煤炭学报*, 2015, 40: 951–958]
- 20 Xu G, Xu C, Yang Y P, et al. Deep utilization of exhaust heat and comprehensive optimization of tail heating surfaces for utility boilers (in Chinese). *Proc CSEE*, 2013, 33: 1–8, 15 [徐钢, 许诚, 杨勇平, 等. 电站锅炉余热深度利用及尾部受热面综合优化. *中国电机工程学报*, 2013, 33: 1–8, 15]
- 21 Han Y. Collaborative optimization of energy utilization and pollutant emission reduction cold end of boiler in coal-fired power generation system (in Chinese). Dissertation of Doctoral Degree. Beijing: North China Electric Power University, 2018 [韩宇. 燃煤发电系统锅炉冷端能量利用与污染物减排协同优化. 博士学位论文. 北京: 华北电力大学, 2018]
- 22 Wang C, He B, Sun S, et al. Application of a low pressure economizer for waste heat recovery from the exhaust flue gas in a 600 MW power plant. [Energy](#), 2012, 48: 196–202
- 23 Wang Y, He Y L, Li Y S, et al. Theoretical study of air-side volatility effects on the performance of H-type finned heat exchangers in waste heat utilization. [Numer Heat Transfer Part A-Appl](#), 2016, 70: 613–638
- 24 Wang C, He B, Yan L, et al. Thermodynamic analysis of a low-pressure economizer based waste heat recovery system for a coal-fired power plant. [Energy](#), 2014, 65: 80–90
- 25 Wang L M, Li D C, He Y, et al. A kind of rotary step heat storage air preheater (in Chinese). China Patent, CN110822468B, 2021-01-19 [王利民, 李德超, 何洋, 等. 一种回转梯级蓄热式空气预热器. 中国专利, CN110822468B, 2021-01-19]
- 26 Wang C, Zhu Y. Entransy analysis on boiler air pre-heater with multi-stage LHS unit. [Appl Thermal Eng](#), 2018, 130: 1139–1146
- 27 Lu Q. Numerical simulation of flow and heat transfer and structure optimization of rectangular fin tube economizer (in Chinese). Dissertation of Master's Degree. Baoding: North China Electric Power University, 2008 [卢权. 鳍片管省煤器流动与传热特性数值模拟及结构优化. 硕士学位论文. 保定: 华北电力大学, 2008]
- 28 Jin Y, Tang G H, He Y L, et al. Parametric study and field synergy principle analysis of H-type finned tube bank with 10 rows. [Int J Heat Mass Transfer](#), 2013, 60: 241–251
- 29 Zhang H J, Gao Z Q, Zhao K, et al. Study of aerodynamic characteristics of concentric firing system in tangential firing boiler (in Chinese). *Power Eng*, 2004, 24: 481–484 [张惠娟, 高振强, 赵科, 等. 四角切圆锅炉同轴燃烧系统空气动力特性的研究. *动力工程*, 2004, 24: 481–484]
- 30 Wu S Y H. Pipeline flow analysis and structure optimization based on flow field synergy principle (in Chinese). Dissertation of Master's Degree. Hangzhou: Zhejiang University, 2018 [吴施熠徽. 基于流动场协同原理的管道内流动分析与结构优化. 硕士学位论文. 杭州: 浙江大学, 2018]
- 31 Rafidi N, Brogaard F, Chen L, et al. CFD and experimental studies on capture of fine particles by liquid droplets in open spray towers. [Sustain Environ Res](#), 2018, 28: 382–388
- 32 Wang P H. Flow distribution and relevant synergy in chemical process equipments (in Chinese). Dissertation of Doctoral Degree. Shanghai: East China University of Science and Technology, 2019 [王鹏辉. 化工设备流动均布及相关协同效应. 博士学位论文. 上海: 华东理工大学, 2019]
- 33 Zhu J H, Peng W H. Characteristics of wet flue gas desulfurization technology with Venturi scrubber (in Chinese). *Guangdong Electric Power*, 2007, 20: 20–22 [朱继红, 彭卫华. 湿式文丘里吸收塔烟气脱硫技术的特点. *广东电力*, 2007, 20: 20–22]
- 34 Wang P, Dai G. Synergistic effect between spraying layers on the performance of the WFGD spray column. [Asia-Pac J Chem Eng](#), 2018, 13: e2266
- 35 Yang Y P, Sun Z C, Lu Y, et al. Numerical simulation study on retrofitting flue duct before the mist-eliminator in FGD system of 600 MW unit in Guohua Dingzhou Power Plant (in Chinese). *Thermal Power Generation*, 2010, 39: 33–37, 50 [杨勇平, 孙志春, 陆遥, 等. 国华定州电厂 600 MW 机组脱硫系统除雾器前烟道改造的数值模拟研究. *热力发电*, 2010, 39: 33–37, 50]
- 36 He Z C. Optimization design of flue deflector structure in spray tower based on field synergy theory (in Chinese). Dissertation of Master's Degree. Hangzhou: Zhejiang University, 2018 [贺志超. 基于场协同理论的脱硫塔烟道导流板结构优化设计. 硕士学位论文. 杭州: 浙江大学, 2018]
- 37 Wang P, Dai G. Field synergy of the rod bank on the enhancement of mass transfer in a spray column. [Ind Eng Chem Res](#), 2018, 57: 12531–12542
- 38 Wang P. Study on energy saving and optimization of turbine side active thermal power generating units (in Chinese). Dissertation of Doctoral Degree. Beijing: North China Electric Power University, 2016 [王攀. 现役火力发电机组汽机侧节能优化研究. 博士学位论文. 北京: 华北电

力大学, 2016]

- 39 Park Y G, Yoon S Y, Seo Y M, et al. A study on the optimal arrangement of tube bundle for the performance enhancement of a steam turbine surface condenser. *Appl Thermal Eng*, 2020, 166: 114681
- 40 Meng J A, Li Z X. Entransy analysis of tube arrangement effect on condenser performances and its application (in Chinese). *Chin Sci Bull*, 2016, 61: 1877–1888 [孟继安, 李志信. 管束布置对凝汽器性能影响的焓分析及其应用. *科学通报*, 2016, 61: 1877–1888]
- 41 Zeng H, Meng J A, Li Z X. Analysis of condenser shell side pressure drop based on the mechanical energy loss. *Chin Sci Bull*, 2012, 57: 4718–4725
- 42 Meng J, Zeng H, Li Z. Analysis of condenser venting rates based on the air mass entransy increases. *Chin Sci Bull*, 2014, 59: 3283–3291
- 43 Meng J A, Zeng H. A kind of bionic double-connected-tree condenser (in Chinese). Chinese Inventive Patent, CN101865612A, 2010-10-20 [孟继安, 曾辉. 一种仿生双连树形管束式凝汽器. 中国专利, CN101865612A, 2010-10-20]
- 44 Davis G, Selkowitz S, Brook M. Comparison of alternate cooling technologies for California power plants: Economic, environmental and other tradeoffs. Public Interest Energy Research. California Energy Commission, 2003
- 45 Wei H, Du X, Yang L, et al. Entransy dissipation based optimization of a large-scale dry cooling system. *Appl Therm Eng*, 2017, 125: 254–265
- 46 Kröger D G. Air-cooled Heat Exchangers and Cooling Towers. Vol. 1. Tulsa: PennWell Books, 2004
- 47 Yang L J, Chen L, Du X Z, et al. Effects of ambient winds on the thermo-flow performances of indirect dry cooling system in a power plant. *Int J Thermal Sci*, 2013, 64: 178–187
- 48 Goodarzi M, Amooie H. Heat transfer enhancement in a natural draft dry cooling tower under crosswind operation with heterogeneous water distribution. *Atw Int Z Fuer Kernenerg*, 2016, 61: 252–259
- 49 Sun J, Yuan K, Yang L J, et al. Distribution optimization of circulating water in air-cooled heat exchangers for a typical indirect dry cooling system on the basis of entransy dissipation. *Sci China Tech Sci*, 2015, 58: 617–629
- 50 Sun J. Thermo-flow performance optimivation of indirect dry cooling system based on entransy dissipation theory (in Chinese). Dissertation of Master's Degree. Beijing: North China Electric Power University, 2015 [孙健. 基于焓耗散理论的间接空冷系统热力性能优化. 硕士学位论文. 北京: 华北电力大学, 2015]
- 51 Wang X, Yang L, Du X, et al. Performance improvement of natural draft dry cooling system by water flow distribution under crosswinds. *Int J Heat Mass Transfer*, 2017, 108: 1924–1940
- 52 Wei H, Wu T, Ge Z, et al. Entransy analysis optimization of cooling water flow distribution in a dry cooling tower of power plant under summer crosswinds. *Energy*, 2019, 166: 1229–1240
- 53 Zhou J, Ma H, Si F, et al. To broaden safe operation range of the indirect dry cooling system with internal annular windbreak cloth in extremely cold days. *Appl Thermal Eng*, 2019, 152: 420–429
- 54 Li Y J, Wu X L, An J X, et al. Study on anti-freezing technology of indirect air cooling condenser system in cold and high altitude region (in Chinese). *North China Electr Power*, 2013, 8: 22–26 [李彦军, 伍小林, 安健雄, 等. 高寒、高海拔地区间接空冷系统防冻技术研究. *华北电力技术*, 2013, 8: 22–26]
- 55 Zhu D H, Zhao X, Feng J. Anti-freezing measures for SCAL indirect air-cooling system (in Chinese). *Electr Power Constr*, 2013, 34: 49–52 [朱大宏, 赵弦, 冯璟. SCAL型间接空冷系统防冻研究. *电力建设*, 2013, 34: 49–52]
- 56 Wei H, Ge Z, Yang L, et al. Entransy based optimal adjustment of louvers for anti-freezing of natural draft dry cooling system. *Int J Heat Mass Transfer*, 2019, 134: 468–481
- 57 Wei H, Yang X, Ge Z, et al. Anti-freezing of natural draft dry cooling system of power generation by water re-distribution during winter. *Int J Heat Mass Transfer*, 2020, 149: 119194
- 58 Rosaguti N R, Fletcher D F, Haynes B S. Laminar flow and heat transfer in a periodic serpentine channel with semi-circular cross-section. *Int J Heat Mass Transfer*, 2006, 49: 2912–2923
- 59 Chen L, Yang L, Du X, et al. Anti-freezing of air-cooled heat exchanger by air flow control of louvers in power plants. *Appl Thermal Eng*, 2016, 106: 537–550
- 60 Wang W, Yang L, Du X, et al. Anti-freezing water flow rates of various sectors for natural draft dry cooling system under wind conditions. *Int J Heat Mass Transfer*, 2016, 102: 186–200
- 61 Yu C. Research on combustion optimization and low NO_x emission control for utility boilers (in Chinese). Dissertation of Doctoral Degree. Nanjing: Southeast University, 2019 [喻聪. 电站锅炉燃烧优化及低NO_x排放控制若干问题研究. 博士学位论文. 南京: 东南大学, 2019]

- 62 Yuan Z, Zeng Z X. Computational modeling of flow field in boiler before and after urea injection under different conditions. *Therm Sci*, 2021, doi: 10.2298/TSCI200807060Y
- 63 Yu Y S, Li Y, Lu H F, et al. Performance improvement for chemical absorption of CO₂ by global field synergy optimization. *Int J Greenh Gas Control*, 2011, 5: 649–658
- 64 Yu Y, Hong Y, Fang T, et al. Environmental assessment by dynamic full-field synergy model in co-combustion of coal and sludge with high water content. *J Clean Prod*, 2018, 198: 54–70
- 65 Wang Y, Gao M, Wang J, et al. Measurement and key influencing factors of the economic benefits for China's photovoltaic power generation: A LCOE-based hybrid model. *Renew Energy*, 2021, 169: 935–952
- 66 Wu X P. Thermo-hydraulic performance analyses and design study of indirect dry cooling system (in Chinese). Dissertation of Master's Degree. Beijing: North China Electric Power University, 2014 [吴晓鹏. 间接空冷系统热力性能分析和设计研究. 硕士学位论文. 北京: 华北电力大学, 2014]
- 67 Wang C, Liu M, Zhao Y, et al. Dynamic modeling and operation optimization for the cold end system of thermal power plants during transient processes. *Energy*, 2018, 145: 734–746
- 68 Huang X, Chen L, Yang L, et al. Cooling performance of natural draft hybrid system with parallel air path. *Appl Thermal Eng*, 2020, 169: 114971
- 69 Gao M, Guo C, Ma C, et al. Thermal performance for wet cooling tower with different layout patterns of fillings under typical crosswind conditions. *Energies*, 2017, 10: 65

Entransy-based optimization on the energy-saving potentials of thermal power generation

WEI HuiMin, YANG LiJun, YANG YongPing & DU XiaoZe

Key Laboratory of Power Station Energy Transfer Conversion and System (North China Electric Power University), Ministry of Education, Beijing 102206, China

Improving the efficiency of energy utilization is a necessary way to control the total amount of fossil energy and thus, achieve the goal of carbon peaking by 2030 and carbon neutrality by 2060. Thermal power generation accounts for nearly 50% of the total installed power generation capacity. The optimization of energy savings of existing thermal power-generating units under full working conditions has a key role in energy efficiency improvement. The introduction of a new physical quantity, entransy, provides a new perspective for connections of operating parameters of the system with the multifields and structural parameters of heat- and mass-transfer surfaces. This paper summarizes the results of the application of the entransy theory in thermal power generation systems recently, focusing on the heat, flow, and mass entransy dissipation-based optimization on the tail flue of boiler and cold-end systems. Then, an outlook on the problems to be solved and the energy-saving potentials, as well as optimization targets of each key subsystem, is provided to offer references for further improving the operating conditions of thermal power units during the energy transition period.

entransy dissipation, synergy of multifields, thermal power generating unit, energy efficiency improvement, flexible operation

doi: [10.1360/SST-2021-0134](https://doi.org/10.1360/SST-2021-0134)