基于熵理论的船用锅炉构形优化

陈林根^{1,2*}, 冯辉君^{1,2*}, 谢卓君³, 唐威³, 戈延林^{1,2}

1. 武汉工程大学热科学与动力工程研究所, 武汉 430205;

2. 武汉工程大学机电工程学院, 武汉 430205;

3. 海军工程大学动力工程学院, 武汉 430033

* E-mail: lgchenna@yahoo.com; huijunfeng@139.com

收稿日期: 2021-02-02; 接受日期: 2021-04-02; 网络版发表日期: 2021-07-30

国家自然科学基金(批准号: 51779262)资助项目

摘要 基于熵理论和构形理论, 在三个主要换热部件(蒸发器、过热器和经济器)总换热面积一定的约束条件下, 以第III对流蒸发管束外径、过热器管外径和经济器管外径为优化变量, 对船用锅炉进行性能优化, 得到整体锅炉的最优性能和最优构形。首先, 以熵耗散率和耗功率线性加权组成的复合函数为目标进行优化, 并分析保热系数、加权系数和换热率等初始设计参数对整体锅炉构形优化结果的影响。结果表明: 第III对流蒸发管束无量纲管外径、过热器无量纲管外径和经济器无量纲管外径分别存在最佳值1.2, 1.3和1.1, 使得复合函数取得三次最小值0.737。相比于初始设计点, 优化后整体锅炉的复合函数最高降低26.3%, 锅炉综合性能得到显著提升。其次, 采用NSGA-II算法对整体锅炉进行两目标优化得到相应的Pareto前沿和锅炉最优构形, 为整体锅炉的性能优化和结构设计提供一个更为广泛的选择空间。本文研究结果可为各种锅炉的性能优化设计提供理论指导。

关键词 熵理论, 构形理论, 船用锅炉, 熵耗散率, 耗功率, 多目标优化

1 前言

蒸汽动力是现代船舶动力的一种重要形式, 蒸汽锅炉是其核心部件之一。随着锅炉技术水平的不断提高, 出现了体积小、重量轻、经济性能高的增压锅炉。增压锅炉内部存在着各种传热过程, 对其进行分析和优化将有助于提高锅炉的性能。一些学者从传热特性和流动特性入手, 用传统方法对船用增压锅炉进行了性能分析与优化。

构形理论^[1~11]既可揭示自然界各类流动系统结构形成的机理, 又可指导工程界各类传热传质过程及装

置的优化设计。一些学者也将构形理论应用于锅炉部件和整体系统的优化设计中。Xie等人^[12]基于构形理论, 综合考虑了蒸发器的换热量和烟气流动压降, 在蒸发器总换热面积一定的约束条件下, 对增压锅炉蒸发器进行了优化设计, 得到了复合函数最小的蒸发管束最优构形。Xie等人^[13]进一步以换热率和耗功率组成的复合函数为目标优化了该锅炉过热器结构, 优化后过热器的耗功率大大减小。Tang等人^[14]采用类似方法对锅炉经济器进行了优化, 得到了经济器最佳蛇形管外径、管组数和管排数, 单独优化蛇形管外径、管组数和管排数后的复合函数分别减小了5.7%, 4.9%和

引用格式: 陈林根, 冯辉君, 谢卓君, 等. 基于熵理论的船用锅炉构形优化. 中国科学: 技术科学, 2021, 51: 1208–1218

Chen L G, Feng H J, Xie Z J, et al. Constructal optimization for a marine boiler based on entransy theory (in Chinese). Sci Sin Tech, 2021, 51: 1208–1218, doi: 10.1360/SST-2021-0054

5.0%。Gulotta等人^[15]应用整体性能系数法优化了生物质锅炉换热管数目和分布, 探究了锅炉输出功率和压降随锅炉结构的变化规律。Gulotta等人^[16]进一步结合构形理论和生命周期评估法对该锅炉进行了结构优化, 优化后锅炉的整体能耗减小了0.33%。

清华大学过增元院士通过电热比拟方法提出了焓理论^[17~26], 为解决各种传热传质和热功转换过程的优化设计^[27~36]提供了新的理论基础。这一理论也被引入到蒸汽朗肯和有机朗肯循环部件和系统的性能优化研究中。冯辉君等人^[37]应用构形理论和焓理论, 对有机工质管壳式蒸发器进行了构形优化, 将换热器的传热焓耗散率和总泵功率进行了线性加权, 得到了最小复合函数及对应的最佳蒸发器管外径。冯辉君等人^[38]基于焓理论, 对有机工质管壳式冷凝器进行了构形优化, 建立了同时考虑冷凝器传热和流动性能的复合函数, 得到了冷凝器的最小复合函数和最佳冷凝管外径。Wang等人^[27]同时考虑了朗肯循环中的熵产和焓耗散性能, 对循环工质质量流率进行了优化, 得到了循环各种指标下的最优性能。孟继安和李志信^[29]对330 MW电站凝汽器进行了性能分析, 发现双连树型凝汽器在换热性能方面更具优势。Wang等人^[36]对基于混合工质的双有机朗肯循环进行了输出功率、熵产率、焓损失率和焓损失率性能的综合比较, 并分析了蒸发温度、冷凝温度和过热度等参数对循环性能的影响规律。

本文将基于焓理论和构形理论, 建立包含各传热部件(蒸发器、过热器和经济器)的船用锅炉模型, 在三个传热部件总换热面积一定的约束条件下开展增压锅炉的构形优化研究, 首先以整体锅炉焓耗散率和耗功率线性加权组成的复合函数为优化目标, 通过优化蒸发器、过热器和经济器管束的外径得到不同参数条件下的最优构形, 然后采用NSGA-II算法完成焓耗散率和耗功率两目标优化, 为实际锅炉的优化设计提供更为全面的指导。因此, 本文锅炉构形优化就是指在总换热面积一定的约束条件下构建换热管最佳结构使得锅炉性能达到最优。这也是本文工作不同于传统锅炉优化设计的根本之处。

2 整体锅炉模型

图1给出了船用增压锅炉模型示意图。燃油在炉膛燃烧后产生高温烟气, 烟气依次与蒸发器、过热器和

经济器进行热交换, 最后废气进入涡轮增压机组对烟气涡轮做功后排出炉外。锅炉给水依次进入经济器、蒸发器和过热器与烟气进行热交换, 经历由未饱和水、饱和水、饱和蒸汽和过热蒸汽的转变过程。整个过程中烟气和工质的换热方式近似视为顺流换热。图2给出了整体锅炉换热过程 T - S 图。状态点1~4分别表示工质侧锅炉经济器入口、经济器出口(蒸发器入口)、蒸发器出口(过热器入口)和过热器出口, 状态点5, 6, 9和13分别表示烟气侧锅炉经济器入口、经济器出口(蒸发器入口)、蒸发器出口(过热器入口)和过热器出

图1 (网络版彩图)增压锅炉模型示意图

Figure 1 (Color online) Schematic diagram of the supercharged boiler.

图2 整体锅炉换热过程 T - S 图

Figure 2 T - S diagram of the whole boiler heat exchange process.

口, 过程1→2, 2→3和3→4分别表示经济器、蒸发器和过热器的工质吸热过程, 过程5→6, 7→9和9→13分别表示经济器、蒸发器和过热器的烟气放热过程. 在蒸发器中, 状态点8表示炉膛出口, 7→8和8→9分别为烟气在炉膛和对流蒸发管束中的放热过程. 蒸汽在过热器中加热需经历三个流程, 状态点10~12分别表示过热器第1, 2流程烟气出口和第3流程烟气入口, 8→10, 10→11和12→13分别为烟气在过热器第1~3流程中的放热过程. 本文研究的船用增压锅炉体积很小, 但容积热负荷很大, 同时采用涡轮增压, 这些导致本文锅炉模型与其他锅炉模型在部件结构、布置和体积上有很大区别.

2.1 整体锅炉换热率

单位时间锅炉的有效利用热量 Q_{sb} 为水在经济器中吸热、水在蒸发器中蒸发和蒸汽在过热器中过热所吸收的三部分热量总和. 因此, 可得整体锅炉换热率 Q_{sb} 为

$$Q_{sb} = Q_{evap} + Q_{sht} + Q_{eco} \\ = \dot{m}_{wt}(h_3 - h_2) + \dot{m}_{st}(h_4 - h_3) + \dot{m}_{wt}(h_2 - h_1), \quad (1)$$

式中, $\dot{m}_{wt}$ 和 $\dot{m}_{st}$ 分别为锅炉给水质量流率和过热蒸汽产率, h_2 和 h_3 分别为工质在蒸发器进口和出口处的比焓, h_4 为工质在过热器出口处的比焓, h_1 为工质在经济器进口处的比焓, Q_{evap} , Q_{sht} 和 Q_{eco} 分别为蒸发器、过热器和经济器的换热率. 因此, 可得锅炉的热效率 η 为

$$\eta = \frac{Q_{sb}}{BQ_L}, \quad (2)$$

式中, B 和 Q_L 分别为燃油消耗率和燃油低发热值.

对于蒸发器换热率 Q_{evap} , 也可将炉膛烟气辐射换热率、水冷壁对流换热率以及对流蒸发管束换热率相加进行计算^[12]:

$$Q_{evap} = a_{fur}\sigma_0 A_{rd}(T_{fl}^4 - T_{tw}^4) + K_{con}A_{con}(T_{fl} - T_{tw}) \\ + K_{cet}A_{cet}\Delta T_{cet}, \quad (3)$$

式中, σ_0 为绝对黑体辐射常数, a_{fur} 为炉膛黑度, A_{rd} 为炉膛管壁的辐射换热面积, T_{fl} 和 T_{tw} 分别为炉膛火焰温度和管壁温度, K_{con} 为由烟气向管壁的对流传热系数, A_{con} 为水冷壁管的对流换热面积, K_{cet} 为烟气与对流蒸发管束内工质间的传热系数, A_{cet} 为对流蒸发管束换

热面积, ΔT_{cet} 为整个换热过程中烟气与工质间的平均温差. A_{cet} 可由式(4)进行计算:

$$A_{cet} = \pi l_{cet}(d_{1cet}n_{1cet}z_{1cet} + d_{2cet}n_{2cet}z_{2cet} + d_{3cet}n_{3cet}z_{3cet}). \quad (4)$$

根据沿烟气流动方向对流蒸发管束管径的不同, 管束可分为3类, 依次称为第I, II和III对流蒸发管束. 式(4)中, d_{icet} , n_{icet} , z_{icet} ($i = 1, 2, 3$)和 l_{cet} 分别表示第I, II和III对流蒸发管束管外径、管排数、单排管数和设计长度. 对于 Q_{sht} 和 Q_{eco} , 也可从烟气侧通过对流换热公式进行计算, 详见文献[13,14,39].

2.2 整体锅炉焓耗散率

2.2.1 锅炉蒸发器焓耗散率

当忽略保热系数 ϕ 的影响时, 由焓的定义可将烟气放热过程焓耗散率 $\dot{E}_{\phi,fg}$ 表示为^[18]

$$\dot{E}_{\phi,fg} = 0.5\dot{m}_{fg}[\bar{c}_{p,fur}(T_{the}^2 - T_8^2) + \bar{c}_{p,cet}(T_8^2 - T_9^2)]. \quad (5)$$

管内工质吸热过程的焓耗散率 $\dot{E}_{\phi,sw}$ 可表示为^[18]

$$\dot{E}_{\phi,sw} = \dot{m}_{sw}(\bar{c}_{p,2} + \bar{c}_{p,2})/2 \cdot (T_2^2 - T_{2'}^2)/2 + \dot{m}_{sw}T_3(h_{2'} - h_3). \quad (6)$$

忽略烟气流动过程所引起的焓耗散率, 蒸发器总的焓耗散率 $\dot{E}_{\phi,evap}$ 为

$$\dot{E}_{\phi,evap} = \dot{E}_{\phi,fg} + \dot{E}_{\phi,sw}. \quad (7)$$

2.2.2 锅炉过热器焓耗散率

当忽略保热系数 ϕ 的影响时, 第 i 流程烟气放热过程的焓耗散率 $\dot{E}_{\phi,fg,i}$ 可表示为

$$\dot{E}_{\phi,fg,i} = 0.5\dot{m}_{fg}\bar{c}_{p,sht,i}(T_{fg,i}^2 - T_{fg,i'}^2). \quad (8)$$

管内蒸汽吸热过程的焓耗散率 $\dot{E}_{\phi,st}$ 可表示为

$$\dot{E}_{\phi,st} = \dot{m}_{st}(c_{p,3} + c_{p,4})/2 \cdot (T_3^2 - T_4^2)/2. \quad (9)$$

忽略烟气流动过程所引起的焓耗散率, 过热器总的焓耗散率 $\dot{E}_{\phi,sht}$ 为

$$\dot{E}_{\phi,sht} = \sum_{i=1}^3 \dot{E}_{\phi,fg,i} + \dot{E}_{\phi,st}. \quad (10)$$

2.2.3 锅炉经济器焓耗散率

当忽略保热系数 ρ 的影响时, 烟气放热过程的焓耗散率 $\dot{E}_{\phi,fg}$ 可表示为

$$\dot{E}_{\phi,fg} = 0.5\dot{m}_{fg}\bar{c}_{p,eco}(T_5^2 - T_6^2). \quad (11)$$

管内水吸热过程的焓耗散率 $\dot{E}_{\phi,wt}$ 表示为

$$\dot{E}_{\phi,wt} = \dot{m}_{wt}(\bar{c}_{p,1} + \bar{c}_{p,2})/2 \cdot (T_1^2 - T_2^2)/2. \quad (12)$$

忽略烟气流动过程所引起的焓耗散率, 经济器总的焓耗散率 $\dot{E}_{\phi,eco}$ 可表示为

$$\dot{E}_{\phi,eco} = \dot{E}_{\phi,fg} + \dot{E}_{\phi,wt}. \quad (13)$$

2.2.4 整体锅炉总焓耗散率

锅炉总的焓耗散率 $\dot{E}_{\phi,sb}$ 为蒸发器、过热器和经济器的焓耗散率之和, 所以有

$$\dot{E}_{\phi,sb} = \dot{E}_{\phi,evap} + \dot{E}_{\phi,sht} + \dot{E}_{\phi,eco}. \quad (14)$$

2.3 整体锅炉耗功率

在锅炉蒸发器中, 管外烟气和管内工质均需保持一定的流速来进行正常的对流换热. 由于整体锅炉计算中烟气耗功率大多由涡轮增压机组中的废气涡轮提供, 不需要额外消耗附加能量. 因此, 烟气耗功率不计入总耗功率, 仅将工质侧的耗功率计入. 本文主要考虑锅炉换热设备部分的性能, 不考虑其他辅机的性能.

2.3.1 锅炉蒸发器耗功率

由于本文研究的锅炉属于自然循环锅炉, 蒸发器管内工质的流动由工质温差造成的密度差提供循环驱动力, 工质的流动不需要消耗额外的泵功率. 因此, 蒸发器的总耗功率 P_{evap} 为

$$P_{evap} = 0. \quad (15)$$

2.3.2 锅炉过热器耗功率

对于锅炉过热器, 第 i 流程蒸汽流动耗功率 $P_{st,i}$ 为

$$P_{st,i} = \dot{m}_{st}\Delta p_{st,i} / (\eta_p \rho_{st,i}), \quad (16)$$

式中, $\Delta p_{st,i}$ 为蒸汽流经第 i 流程管束时的压降, η_p 为给水

泵效率(泵的有效功率与轴功率之比), $\rho_{st,i}$ 为第 i 流程蒸汽的平均密度.

由此可得锅炉过热器总耗功率 P_{sht} 为

$$P_{sht} = \sum_{i=1}^3 P_{st,i}. \quad (17)$$

2.3.3 锅炉经济器耗功率

类似于锅炉过热器, 锅炉经济器总耗功率 P_{eco} 为

$$P_{eco} = \dot{m}_{wt}\Delta p_{wt} / (\eta_p \rho_{wt}), \quad (18)$$

式中, Δp_{wt} 为水流经经济器管束时的压降, η_p 为泵效率, ρ_{wt} 为经济器中水的平均密度.

2.3.4 整体锅炉总耗功率

整体锅炉耗功率 P_{sb} 为蒸发器、过热器和经济器三者耗功率之和, 即

$$P_{sb} = P_{evap} + P_{sht} + P_{eco}. \quad (19)$$

3 整体锅炉焓耗散率和耗功率线性加权和最小构形优化

3.1 优化问题描述和求解流程

单独优化锅炉耗功率 P_{sb} 或焓耗散率 $\dot{E}_{\phi,sb}$ 不能充分反映其综合性能. 因此, 为了更好地满足实际需要, 本文首先采用线性加权法^[12~16,37,38,40~43]建立焓耗散率和耗功率组成的复合函数作为锅炉性能优化指标:

$$F_{EP} = a_0 \tilde{E}_{\phi,sb} + (1 - a_0) \tilde{P}_{sb}, \quad (20)$$

式中, a_0 为复合函数加权系数, $\tilde{E}_{\phi,sb}$ ($= \dot{E}_{\phi,sb} / \dot{E}_{\phi,sb,int}$)和 $\tilde{P}_{sb}$ ($= P_{sb} / P_{sb,int}$)分别为整体锅炉的无量纲焓耗散率和无量纲耗功率, $\dot{E}_{\phi,sb,int}$ 和 $P_{sb,int}$ 分别为初始焓耗散率和初始耗功率; 由于 $\tilde{E}_{\phi,sb}$ 比 $\tilde{P}_{sb}$ 小得多, a_0 需取较大的值才能使得加权后的 $\tilde{E}_{\phi,sb}$ 和 $\tilde{P}_{sb}$ 大小相当. 焓耗散率越小越有利于提高锅炉的整体传热性能, 降低传热过程的不可逆性; 耗功率越小越有利于减少泵功投入, 提高锅炉的经济性. 两者的加权和复合函数 F_{EP} 将使得锅炉的传热过程不可逆性和耗功率得到折中, 均不至于过大, 复合函数越小对应的锅炉综合性能越优.

在锅炉总换热率和换热面积一定的约束条件下, 本文以第III对流蒸发管束无量纲管外径 $\tilde{d}_{3\text{cet}}$ 、过热器无量纲管外径 $\tilde{d}_{\text{sht}}$ 和经济器无量纲管外径 $\tilde{d}_{\text{eco}}$ 为优化变量, 以复合函数 F_{EP} 为优化目标, 对整体锅炉开展构形优化. 在优化结果中, 下标“m”, “mm”和“mmm”分别表示复合函数的一次、二次和三次最小化, 下标“opt”, “oo”和“ooo”分别表示优化变量的一次、二次和三次最佳. 表1给出了优化过程中部分变量的初始值及变化范围, 优化变量 $\tilde{d}_{3\text{cet}}$, $\tilde{d}_{\text{sht}}$ 和 $\tilde{d}_{\text{eco}}$ 的变化范围由锅炉实际尺寸确定.

3.2 焓耗散率和耗功率复合优化

图3~5分别给出了保热系数 φ 对复合函数 F_{EP} 与 $\tilde{d}_{3\text{cet}}$ 关系、 F_{EP} 与 $\tilde{d}_{\text{sht}}$ 关系和 F_{EP} 与 $\tilde{d}_{\text{eco}}$ 关系的影响. 由图可知, 不同 φ 下, 随着 $\tilde{d}_{3\text{cet}}$ 和 $\tilde{d}_{\text{eco}}$ 的增加, 锅炉的焓耗散率和耗功率均减小, 最终使得 F_{EP} 均逐渐减小. 随着 $\tilde{d}_{\text{sht}}$ 的增加, 锅炉的焓耗散率略有减小, 过热蒸汽产量 $\dot{m}_{\text{st}}$

增大, 过热器管束内压降 Δp_{st} 减小但幅度越来越小; 这使得 $\tilde{d}_{\text{sht}}$ 较小时 $\dot{m}_{\text{st}}$ 增大的幅度小于 Δp_{st} 减小的幅度, 耗功率先减小; $\tilde{d}_{\text{sht}}$ 较大时 $\dot{m}_{\text{st}}$ 增大的幅度大于 Δp_{st} 减小的幅度, 耗功率后增大; 由于耗功率的变化幅度均大于焓耗散率的变化幅度, 最终导致 F_{EP} 先减小后增大. 当保热系数 $\varphi = 0.98$ 时, 存在最佳无量纲过热器管外径 $\tilde{d}_{\text{sht,opt}} = 1.17$ 使得 F_{EP} 取得极小值0.981. 与初始设计点相比, 优化后的锅炉整体复合函数 F_{EP} 、焓耗散率 $\dot{E}_{\text{sb}}$ 和耗功率 P_{sp} 分别减小了1.9%、1.12%和4.26%. 综合分析可得, 优化后的整体锅炉在各复合函数中的两个性能指标所表征的性能均得到改善, 即整体锅炉优化后, 综合性能的提高是相应两个性能均得到提升的综合结果. 在 $\tilde{d}_{3\text{cet}}$ 和 $\tilde{d}_{\text{eco}}$ 的讨论范围内, $F_{\text{EP}} - \tilde{d}_{3\text{cet}}$ 和 $F_{\text{EP}} - \tilde{d}_{\text{eco}}$ 曲线均不存在极小值点. 实际设计中, 当 $\varphi = 0.98$ 时, 应选取最佳设计值 $\tilde{d}_{3\text{cet}} = 1.2$ 和 $\tilde{d}_{\text{eco}} = 1.1$ 使得 F_{EP} 取得讨论范围内的最小值0.758和0.958. 由图4还可以看出, 随着保热系数 φ 的增加, F_{EP} 减小, 锅炉整体综合性能得到提

表1 部分变量初始值及变化范围

Table 1 Initial values and variation ranges of some parameters

参数	符号	初始值	变化范围	单位
锅炉保热系数	φ	0.98	0.9~0.98	—
过剩空气系数	α	1.2	1.18~1.38	—
加权系数	a_0	0.9	0~1	—
第I对流蒸发管束管外径	$d_{1\text{cet}}$	38	—	mm
第I对流蒸发管束管排数	$z_{1\text{cet}}$	1	—	—
第I对流蒸发管束单排管数	$n_{1\text{cet}}$	37	—	—
第II对流蒸发管束管外径	$d_{2\text{cet}}$	30	—	mm
第II对流蒸发管束管排数	$z_{2\text{cet}}$	2	—	—
第II对流蒸发管束单排管数	$n_{2\text{cet}}$	37	—	—
第III对流蒸发管束管外径	$d_{3\text{cet}}$	30	24~36	mm
第III对流蒸发管束管排数	$z_{3\text{cet}}$	6	—	—
第III对流蒸发管束单排管数	$n_{3\text{cet}}$	74	—	—
过热器管束管外径	d_{sht}	20	16~26	mm
过热器管束管排数	z_{sht}	11	—	—
过热器管束单排管数	n_{sht}	78	—	—
蛇形管束管外径	d_{eco}	25	20~28	mm
蛇形管束管排数	z_{eco}	10	—	—
蛇形管束管组数	n_{eco}	17	—	—

图 3 φ 对 F_{EP} 与 $\tilde{d}_{3cet}$ 关系的影响
Figure 3 Effect of φ on the relationship of F_{EP} versus $\tilde{d}_{3cet}$.

图 4 φ 对 F_{EP} 与 $\tilde{d}_{sht}$ 关系的影响
Figure 4 Effect of φ on the relationship of F_{EP} versus $\tilde{d}_{sht}$.

图 5 φ 对 F_{EP} 与 $\tilde{d}_{eco}$ 关系的影响
Figure 5 Effect of φ on the relationship of F_{EP} versus $\tilde{d}_{eco}$.

升。这是由于保热系数的增加致使锅炉焓耗散率减小, 耗功率增大, 由于焓耗散率所占权重较大, 故复合函数 F_{EP} 减小。

图6给出了复合函数加权系数 a_0 对 F_{EP} 与 $\tilde{d}_{sht}$ 关系的影响。由图可知, 当 a_0 分别取 0, 0.25, 0.5 和 0.75 时, 无量纲管外径 $\tilde{d}_{sht}$ 分别存在最佳值 1.12, 1.12, 1.13 和 1.17, 使得 F_{EP} 取得最小值 0.952, 0.963, 0.974 和 0.981; 当 a_0 取 1 时, 随着 $\tilde{d}_{sht}$ 的增大, F_{EP} 近似线性减小。在不同 a_0 下均存在 $\tilde{d}_{sht,opt}$, $F_{EP,m}$ 随 a_0 的增大而增大。

图7给出了一次最小复合函数 $F_{EP,m}$ 和一次最佳无量纲管外径 $\tilde{d}_{sht,opt}$ 与 $\tilde{d}_{3cet}$ 的关系。由图可知, 在 $\tilde{d}_{3cet}$ 的讨

图 6 a_0 对 F_{EP} 与 $\tilde{d}_{sht}$ 关系的影响
Figure 6 Effect of a_0 on the relationship of F_{EP} versus $\tilde{d}_{sht}$.

图 7 $F_{EP,m}$ 和 $\tilde{d}_{sht,opt}$ 与 $\tilde{d}_{3cet}$ 的关系
Figure 7 Relationships of $F_{EP,m}$ and $\tilde{d}_{sht,opt}$ versus $\tilde{d}_{3cet}$.

论范围内, $F_{EP,m}-\tilde{d}_{3cet}$ 曲线不存在极值点. 因此, 实际设计中应选择最佳设计值 $\tilde{d}_{3cet} = 1.2$, $\tilde{d}_{sht,oo} = 1.3$ 和 $F_{EP,mm} = 0.756$ 使得锅炉综合性能趋于最优. 与初始设计点相比, 二次优化后的锅炉复合函数 F_{EP} 、能耗散率 $\dot{E}_{\phi, sb}$ 和耗功率 P_{sb} 分别降低了 24.4%, 4.98% 和 82.51%. 进一步分析, 当进行三变量 $\tilde{d}_{3cet}$, $\tilde{d}_{sht}$ 和 $\tilde{d}_{eco}$ 优化时, 取 $\tilde{d}_{eco,opt} = 1.1$, $\tilde{d}_{3cet,oo} = 1.2$ 和 $\tilde{d}_{sht,ooo} = 1.3$ 可使得 F_{EP} 取得三次最小值 $F_{EP,mmm} = 0.737$. 与初始设计点相比, 三次优化后整体锅炉的 F_{EP} 、 $\dot{E}_{\phi, sb}$ 和 P_{sb} 分别减小了 26.3%, 6.56% 和 85.17%. 综合分析可得, 复合函数下, 整体锅炉的最优性能形成机理是不随优化自由度的增加而改变的, 且其综合性能随优化自由度的增加而不断提高.

图 8 给出了无量纲换热率 $\tilde{Q}_{sb}$ 对 $F_{EP,mmm}$, $\tilde{d}_{sht,ooo}$, $\tilde{d}_{3cet,oo}$ 和 $\tilde{d}_{eco,opt}$ 的影响. 由图可知, 随着 $\tilde{Q}_{sb}$ 的增大, $F_{EP,mmm}$ 逐渐增大, $\tilde{d}_{sht,ooo}$, $\tilde{d}_{3cet,oo}$ 和 $\tilde{d}_{eco,opt}$ 均保持不变. 增大 $\tilde{Q}_{sb}$ 会降低目标 F_{EP} 下整体锅炉的综合性能, 但不影响其最优构形. 随着换热率的增加, 锅炉能耗散率和耗功率均增大, 故复合函数 F_{EP} 增大. 换热率对整体锅炉最优构形不产生影响.

4 基于 NSGA-II 算法的整体锅炉两目标构形优化

上节对整体锅炉的优化研究采用了线性加权法将多目标转化为单目标进行研究. 在工程应用中, 设计需

图 8 $\tilde{Q}_{sb}$ 对 $F_{EP,mmm}$, $\tilde{d}_{sht,ooo}$, $\tilde{d}_{3cet,oo}$ 和 $\tilde{d}_{eco,opt}$ 的影响
Figure 8 Effect of $\tilde{Q}_{sb}$ on $F_{EP,mmm}$, $\tilde{d}_{sht,ooo}$, $\tilde{d}_{3cet,oo}$ and $\tilde{d}_{eco,opt}$.

求不一定是由两个目标函数进行线性加权得到的, 且设计人员往往追求研究对象在多个目标下的性能提升. 非劣解排序遗传算法 (NSGA-II) 是一种工程上广泛采用的多目标优化算法, 可用来解决相互矛盾的多个目标的优化问题^[44~55]. 图 9 给出了 NSGA-II 算法流程图, 多目标优化算法给出的是一系列非劣解, 相对应的目标函数值称为 Pareto 前沿.

图 10 给出了基于无量纲能耗散率 $\dot{E}_{\phi, sb}$ 最小目标和无量纲耗功率 P_{sb} 最小目标的 Pareto 前沿, Pareto 前沿的每个点均为锅炉在特定优化目标下的锅炉性能最优解集. 理想点 ($\dot{E}_{\phi, sb}$ 最小且 P_{sb} 最小) 和非理想点 ($\dot{E}_{\phi, sb}$ 最大且 P_{sb} 最大) 均不能实现; A 点可看作单独优化 P_{sb} 时, 最小 P_{sb} 对应的最优解; B 点可看作单独优化 $\dot{E}_{\phi, sb}$ 时, 最小 $\dot{E}_{\phi, sb}$ 对应的最优解. 图 11 给出了 Pareto 最优解集所对应的锅炉最优构形 ($\tilde{d}_{sht,ooo}$, $\tilde{d}_{3cet,oo}$ 和 $\tilde{d}_{eco,opt}$). 由图可知, 不同 Pareto 最优解所对应的 $\tilde{d}_{sht,ooo}$ 不同, 但 $\tilde{d}_{3cet,oo}$

图 9 NSGA-II 算法流程图
Figure 9 Program flow chart for NSGA-II algorithm.

图10 (网络版彩图)锅炉两目标优化Pareto前沿

Figure 10 (Color online) Pareto front of the boiler based on bi-objective optimization.

图11 (网络版彩图)Pareto解集对应的锅炉最优构形

Figure 11 (Color online) Optimal constructs of the boiler corresponding to Pareto optimal set.

和 $\tilde{d}_{eco,opt}$ 保持不变。同样地,图10中Pareto前沿包含了线性加权法基于目标函数 $\tilde{E}_{\phi, sb}$ 和 $\tilde{P}_{sb}$ 的三次最优解(点C),相应的三个变量最佳值在图11中标出。图10和11的优化结果可为考虑焓耗散率和耗功率的锅炉多目标性能优化与结构设计提供更广泛的选择方案。

5 结论

本文建立了整体锅炉模型,在总换热面积一定的约束条件下,以第III对流蒸发管束无量纲管外径 $\tilde{d}_{3cct}$ 、过热器无量纲管外径 $\tilde{d}_{sh}$ 和经济器无量纲管外径 $\tilde{d}_{eco}$ 为优化变量,首先以焓耗散率和耗功率组成的复合函数 F_{EP} 为优化目标,得到了整体锅炉的最优构形及最优性能,并分析了初始设计参数对优化结果的影响;然后用NSGA-II算法进行了整体锅炉的两目标优化,给出了其相应的Pareto前沿及锅炉最优构形。研究结论如下。

(1) 单变量优化中,当保热系数 $\varphi = 0.98$ 时,过热器无量纲管外径 $\tilde{d}_{sh}$ 在最佳值1.17使得复合函数 F_{EP} 取得最小值0.981。三变量优化中, $\tilde{d}_{sh}$ 存在三次最佳值1.3使得复合函数 F_{EP} 取得三次最小值0.737。与初始设计点相比,优化后整体锅炉的复合函数 F_{EP} 最大降低了26.3%。由于变量 $\tilde{d}_{3cct}$ 和 $\tilde{d}_{eco}$ 均在所讨论范围的最大边界处取得最佳值,故各个优化目标下的最佳对流蒸发管束外径 $\tilde{d}_{3cct,oo}$ 和最佳经济器管外径 $\tilde{d}_{eco,opt}$ 始终不变,其值分别为1.2和1.1。随着优化自由度的增加,整体锅炉的综合性能不断提高。

(2) 复合函数加权系数 a_0 同样会对整体锅炉的优化结果产生定性和定量影响。整体锅炉 $F_{EP,m}$ 随 φ 的增大而减小。整体锅炉综合性能随过余空气系数 α 的增大而降低,随燃油消耗率 B 的增大而提高。在目标 F_{EP} 下,换热率的提高会降低锅炉的综合性能。

(3) 在两目标优化中,整体锅炉基于目标函数 F_{EP} 所建立Pareto前沿中的理想点和非理想点均不能实现,且Pareto前沿包含了单目标优化最优解和基于线性加权法的最优解,相应的最优构形可为锅炉多目标性能优化与结构设计提供更广泛的选择方案,从而更好地指导工程实践。

(4) 焓耗散率为船用锅炉整体设计提供了新的优化目标,将焓理论与构形理论相结合所得结果可为实际锅炉的优化设计提供新的理论指导。

致谢 三位审稿人对本文提出了细心、无私和充满建设性的意见,在此致以诚挚的谢意!

参考文献

- 1 Bejan A. Shape and Structure, from Engineering to Nature. Cambridge: Cambridge University Press, 2000
- 2 Bejan A, Lorente S. Design with Constructal Theory. New Jersey: Wiley, 2008
- 3 Chen L G. Progress in study on constructal theory and its applications. *Sci China Tech Sci*, 2012, 55: 802–820
- 4 Feng H J, Chen L G, Xie Z H. Multi-disciplinary, multi-objective and multi-scale constructal optimizations for heat and mass transfer processes performed in Naval University of Engineering, a review. *Int J Heat Mass Transfer*, 2017, 115: 86–98
- 5 Chen L G, Feng H J, Xie Z H, et al. Progress of constructal theory in China over the past decade. *Int J Heat Mass Transfer*, 2019, 130: 393–419
- 6 Lorente S, Bejan A. Current trends in constructal law and evolutionary design. *Heat Trans Asian Res*, 2019, 48: 3574–3589
- 7 Chen L G, Yang A B, Feng H J, et al. Constructal design progress for eight types of heat sinks. *Sci China Tech Sci*, 2020, 63: 879–911
- 8 Yu M J, Lai X T, Xiao H, et al. A study on flow and heat transfer characteristics of a constructal bifurcation filler in the circular tube. *Appl Thermal Eng*, 2021, 183: 116205
- 9 Yu M J, Xin F, Lai X T, et al. Study of oscillating flows through a novel constructal bifurcation Stirling regenerator. *Appl Thermal Eng*, 2021, 184: 116413
- 10 Chen L G, Wu W J, Feng H J. Constructal Design for Heat Conduction. London: Book Publisher International, 2021
- 11 Chen L G, Feng H J, Wu Z X, et al. Progress in theoretical study on constructal optimizations of marine steam power plants (in Chinese). *Sci Sin Tech*, 2021, doi: 10.1360/SST-2020-0393 [陈林根, 冯辉君, 吴志祥, 等. 船海用蒸汽动力装置构形优化理论研究进展. 中国科学: 技术科学, 2021, doi: 10.1360/SST-2020-0393]
- 12 Xie Z J, Feng H J, Chen L G, et al. Constructal design for supercharged boiler evaporator. *Int J Heat Mass Transfer*, 2019, 138: 571–579
- 13 Feng H, Xie Z J, Chen L G, et al. Constructal design for supercharged boiler superheater. *Energy*, 2020, 191: 116484
- 14 Tang W, Feng H J, Chen L G, et al. Constructal design for a boiler economizer. *Energy*, 2021, 223: 120013
- 15 Gulotta T M, Guarino F, Cellura M, et al. Constructal law optimization of a boiler. *Int J Heat Technol*, 2017, 35: 297–305
- 16 Gulotta T M, Guarino F, Cellura M, et al. A constructal law optimization of a boiler inspired by life cycle thinking. *Thermal Sci Eng Prog*, 2018, 6: 380–387
- 17 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
- 18 Li Z X, Guo Z Y. Field Synergy Principle of Heat Convection Optimization (in Chinese). Beijing: Science Press, 2010 [李志信, 过增元. 对流传热优化的场协同理论. 北京: 科学出版社, 2010]
- 19 Liu W, Liu Z C, Jia H, et al. Entransy expression of the second law of thermodynamics and its application to optimization in heat transfer process. *Int J Heat Mass Transfer*, 2011, 54: 3049–3059
- 20 Chen L G. Progress in entransy theory and its applications. *Chin Sci Bull*, 2012, 57: 4404–4426
- 21 Chen Q, Liang X G, Guo Z Y. Entransy theory for the optimization of heat transfer—A review and update. *Int J Heat Mass Transfer*, 2013, 63: 65–81
- 22 Chen L G. Progress in optimization of mass transfer processes based on mass entransy dissipation extremum principle. *Sci China Tech Sci*, 2014, 57: 2305–2327
- 23 Cheng X T, Zhao J M, Liang X G. Discussion on the extensions of the entransy theory. *Sci China Technol Sci*, 2017, 60: 363–373
- 24 Chen L G, Xiao Q H, Feng H J. Constructal optimizations for heat and mass transfers based on the entransy dissipation extremum principle, performed at the Naval University of Engineering: A review. *Entropy*, 2018, 20: 74
- 25 Chen X, Zhao T, Zhang M Q, et al. Entropy and entransy in convective heat transfer optimization: A review and perspective. *Int J Heat Mass Transfer*, 2019, 137: 1191–1220
- 26 Liang X G, Chen Q, Guo Z Y. Entransy Theory for Heat Transfer and its Applications (in Chinese). Beijing: Science Press, 2019 [梁新刚, 陈群, 过增元. 传热熵理论及其应用. 北京: 科学出版社, 2019]
- 27 Wang W H, Cheng X T, Liang X G. Entropy and entransy analyses and optimizations of the rankine cycle. *Energy Convers Manage*, 2013, 68: 82–88
- 28 Cheng X T, Liang X G. Entransy variation associated with work. *Int J Heat Mass Transfer*, 2015, 81: 167–170
- 29 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]
- 30 Wang X J, He Y L, Wang Z D, et al. Microscopic expression of entransy in ideal gas system for diatomic molecules. *Int J Heat Mass Transfer*, 2018, 127: 1347–1350
- 31 Feng H J, Chen L G, Xie Z H. Constructal entransy dissipation rate minimization for X-shaped vascular networks. *Sci China Tech Sci*, 2019, 62: 2195–2203
- 32 Cheng X T, Liang X G. Entransy functions for steady heat transfer. *Sci China Tech Sci*, 2019, 62: 1726–1734
- 33 Zhao T, Liu D, Chen Q. A collaborative optimization method for heat transfer systems based on the heat current method and entransy dissipation extremum principle. *Appl Thermal Eng*, 2019, 146: 635–647
- 34 Li K, Wen J, Liu Y, et al. Application of entransy theory on structure optimization of serrated fin in plate-fin heat exchanger. *Appl Thermal Eng*, 2020, 173: 114809
- 35 Kim K H, Jung Y G, Han C H. Energy and entransy characteristic analysis of heat exchangers depending on heat exchanger type. *Trans Korean Hydrogen New Energy Society*, 2020, 31: 112–121
- 36 Wang S, Zhang W, Feng Y Q, et al. Entropy, entransy and exergy analysis of a dual-loop organic Rankine cycle (DORC) using mixture working fluids for engine waste heat recovery. *Energies*, 2020, 13: 1301
- 37 Feng H J, Chen L G, Wu Z X, et al. Constructal optimization for an organic fluid shell-and-tube heat exchanger based on entransy theory (in Chinese). *Sci Sin Tech*, 2020, 50: 1577–1587 [冯辉君, 陈林根, 吴志祥, 等. 基于焓理论的有机工质管壳式换热器构形优化. 中国科学: 技术科学, 2020, 50: 1577–1587]
- 38 Feng H J, Chen L G, Wu Z X, et al. Constructal optimization for an organic fluid shell-and-tube condenser based on entransy theory (in Chinese). *CIESC J*, 2020, 71: 98–103 [冯辉君, 陈林根, 吴志祥, 等. 基于焓理论的有机工质管壳式冷凝器构形优化. 化工学报, 2020, 71: 98–103]
- 39 Qin X Y, He W S, Zhou G Y. Principle of Marine Boiler (in Chinese). Beijing: National Defense Industry Press, 2016 [秦晓勇, 何文胜, 周国义. 舰用锅炉原理. 北京: 国防工业出版社, 2016]
- 40 Chen L G, Zhang J M, Wu C, et al. Analysis of multi-objective decision-making for marine steam turbine stage. *Int J Power Energy Syst*, 1998, 18: 96–101
- 41 Feng H J, Chen L G, Liu X, et al. Constructal design for an iron and steel production process based on the objectives of steel yield and useful energy. *Int J Heat Mass Transfer*, 2017, 111: 1192–1205
- 42 Cai C G, Feng H J, Chen L G, et al. Constructal design of a shell-and-tube evaporator with ammonia-water working fluid. *Int J Heat Mass Transfer*, 2019, 135: 541–547
- 43 Cai C G, Zhao G C, Chen L G, et al. Multi-objective constructal optimization of a shell-and tube condenser with ammonia-water working fluid (in Chinese). *J Eng Thermophys*, 2020, 41: 2253–2258 [蔡存光, 赵光超, 陈林根, 等. 基于氨水工质的管壳式冷凝器多目标构形优化. 工程热物理学报, 2020, 41: 2253–2258]
- 44 Ahmadi P, Dincer I, Rosen M A. Exergy, exergoeconomic and environmental analyses and evolutionary algorithm based multi-objective optimization of combined cycle power plants. *Energy*, 2011, 36: 5886–5898
- 45 Long R, Li B, Liu Z C, et al. Multi-objective optimization of a continuous thermally regenerative electrochemical cycle for waste heat recovery. *Energy*, 2015, 93: 1022–1029
- 46 Dai D D, Yuan F, Long R, et al. Performance analysis and multi-objective optimization of a Stirling engine based on MOPSOCD. *Int J Thermal Sci*, 2018, 124: 399–406
- 47 Ge Y, Liu Z C, Sun H N, et al. Optimal design of a segmented thermoelectric generator based on three-dimensional numerical simulation and multi-objective genetic algorithm. *Energy*, 2018, 147: 1060–1069
- 48 Ge Y, Wang S C, Liu Z C, et al. Optimal shape design of a minichannel heat sink applying multi-objective optimization algorithm and three-dimensional numerical method. *Appl Thermal Eng*, 2019, 148: 120–128
- 49 Wu Z X, Feng H J, Chen L G, et al. Performance optimization of a condenser in ocean thermal energy conversion (OTEC) system based on constructal theory and a multi-objective genetic algorithm. *Entropy*, 2020, 22: 641
- 50 Sun M, Xia S J, Chen L G, et al. Minimum entropy generation rate and maximum yield optimization of sulfuric acid decomposition process using NSGA-II. *Entropy*, 2020, 22: 1065
- 51 Shi S S, Ge Y L, Chen L G, et al. Four-objective optimization of irreversible atkinson cycle based on NSGA-II. *Entropy*, 2020, 22: 1150
- 52 Chen L G, Tang C Q, Feng H J, et al. Power, efficiency, power density and ecological function optimization for an irreversible modified closed

- variable-temperature reservoir regenerative brayton cycle with one isothermal heating process. *Energies*, 2020, 13: 5133
- 53 Zhang L, Chen L G, Xia S J, et al. Multi-objective optimization for helium-heated reverse water gas shift reactor by using NSGA-II. *Int J Heat Mass Transfer*, 2020, 148: 119025
- 54 Tang C Q, Chen L G, Feng H J, et al. Four-objective optimizations for an improved irreversible closed modified simple brayton cycle. *Entropy*, 2021, 23: 282
- 55 Chen C, You J, Feng H J, et al. A multi-objective study on the constructal design of non-uniform heat generating disc cooled by radial- and dendritic-pattern cooling channels. *Sci China Tech Sci*, 2021, 64: 729–744

Constructal optimization for a marine boiler based on entransy theory

CHEN LinGen^{1,2}, FENG HuiJun^{1,2}, XIE ZhuoJun³, TANG Wei³ & GE YanLin^{1,2}

¹ Institute of Thermal Science and Power Engineering, Wuhan Institute of Technology, Wuhan 430205, China;

² School of Mechanical & Electrical Engineering, Wuhan Institute of Technology, Wuhan 430205, China;

³ College of Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China

Based on entransy theory and constructal theory, performance optimization of a marine boiler is conducted by taking the outer diameters of the third convection evaporation tube, superheater tube, and economizer tube as the design variables with the total heat transfer area constraint of three main heat exchange components (evaporator, superheater, and economizer). The optimal construct and performance of the whole boiler are obtained. First, the optimization is performed by taking a complex function comprising the linear weighted sum of entransy dissipation rate and power consumption rate as the optimization objective. The influences of initial design parameters, such as heat preservation coefficient, weighting coefficient for the composite function, and heat transfer rate, on the constructal optimization results of the whole boiler, are analyzed. Results show that the optimal dimensionless tube outer diameters of the evaporator, superheater, and economizer are 1.2, 1.3, and 1.1, respectively, which make the composite function obtain the cubic minimum value of 0.737. Compared with the initial design point, the composite function of the overall boiler is reduced by 26.3%, and the comprehensive performance of the boiler is significantly improved. Second, the bi-objective optimization of the overall boiler based on the composite function is conducted based on the NSGA-II algorithm, and the corresponding Pareto frontier and optimal construct of the boiler are obtained, which can provide a wider selection space for the performance optimization and parameter design of the overall boiler. The results of this paper can provide a certain degree of theoretical guidelines for the overall performance optimization design of marine boilers.

entransy theory, constructal theory, marine boiler, entransy dissipation rate, power consumption rate, multi-objective optimization

doi: [10.1360/SST-2021-0054](https://doi.org/10.1360/SST-2021-0054)