

研究论文

DOI: 10.11949/0438-1157.20190272

基于热力学第二定律的ORC蒸气发生器性能优化

余伟¹, 王辉涛¹, 王建军¹, 朱道飞¹, 陶帅¹, 葛众², 黄靖伦¹, 赵玲玲¹(¹昆明理工大学冶金与能源工程学院, 云南 昆明 650093; ²云南大学建筑与规划学院, 云南 昆明 650091)

摘要: 为了更深入地研究低温余热驱动ORC系统的设计与优化, 建立了有机朗肯循环蒸气发生器主要热力性能计算模型, 基于热力学第二定律, 以蒸气发生器单位换热面积工质焓升作为性能优化目标函数, 选取了R245fa作为循环工质, 在给定烟气进口温度以及保证循环工质在蒸气发生器出口为饱和蒸气条件下, 对不同工况下的工质质量流速进行优化, 并分析了在一系列换热管管径下, 烟气入口温度、工质入口压力、管外对流传热系数、单根换热管烟气质量流量对目标函数及工质最优质量流速的影响。结果表明: 工质入口压力与管外对流传热系数对最优工质质量流速影响显著, 随着工质入口压力与管外对流传热系数的增大, 最优工质质量流速增大, 对应的换热管径减小; 而烟气入口温度、单根换热管烟气质量流量对最优工质质量流速影响甚微。

关键词: 烟道气; 余热回收; ORC; 蒸气发生器; 传热; 焓; 优化

中图分类号: TK 124

文献标志码: A

开放科学(资源服务)标识码(OSID):

文章编号: 0438-1157 (2019) 11-4238-09



Performance optimization of ORC steam generator based on the second law of thermodynamics

YU Wei¹, WANG Huitao¹, WANG Jianjun¹, ZHU Daoifei¹, TAO Shuai¹, GE Zhong²,
HUANG Jinglun¹, ZHAO Lingling¹

(¹Faculty of Metallurgical and Energy Engineering, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650093, Yunnan, China; ²School of Architecture and Planning, Yunnan University, Kunming 650091, Yunnan, China)

Abstract: To study the design and optimization of the low temperature waste heat driven ORC system, the main thermal performance calculation model of the organic Rankine cycle steam generator was established. Based on the second law of thermodynamics, the exergy increase of unit heat transfer area in steam generator was proposed as optimization objective function. R245fa was selected as the working fluid. Under the condition of a given flue gas inlet temperature and ensuring the working fluid gets saturated at the steam generator exit, the optimal mass flow rate under different conditions are calculated, and the effects of inlet temperature of flue gas, inlet pressure of working fluid, convective heat transfer coefficient of outside pipe and the per tube mass flow of flue gas on objective function and optimal mass flow rate of working fluid are analyzed. The results show that the inlet pressure of the working fluid and the convective heat transfer coefficient outside the tube have a significant influence on the optimal mass flow rate, while the inlet temperature of the flue gas and the per tube mass flow of flue gas have little

收稿日期: 2019-03-21 修回日期: 2019-06-27

通信作者: 王辉涛(1967—), 男, 博士, 教授, energywht@sina.com

第一作者: 余伟(1995—), 男, 硕士研究生, 785914648@qq.com

基金项目: 国家自然科学基金项目(51366005)

引用本文: 余伟, 王辉涛, 王建军, 朱道飞, 陶帅, 葛众, 黄靖伦, 赵玲玲. 基于热力学第二定律的ORC蒸气发生器性能优化[J]. 化工学报, 2019, 70(11): 4238–4246

Citation: YU Wei, WANG Huitao, WANG Jianjun, ZHU Daoifei, TAO Shuai, GE Zhong, HUANG Jinglun, ZHAO Lingling. Performance optimization of ORC steam generator based on the second law of thermodynamics[J]. CIESC Journal, 2019, 70(11): 4238–4246

effect on the optimal mass flow rate. With the increase of the inlet pressure of the working fluid and the convective heat transfer coefficient outside the tube, the optimal mass flow rate increases.

Key words: flue gas; wasted heat recovery; ORC; steam generator; heat transfer; exergy; optimization

引 言

我国是能源消耗大国,工业能耗更是能源消耗的大头,占比达到能源消耗总量的70%左右,而工业能耗高达65%的比例转化为不同品位的余热,其中低温余热的数量极其庞大^[1],此外地热能、太阳能等天然能源资源也极其丰富,但温度普遍较低,采用以水为工质的水蒸气朗肯循环(SRC)无法高效利用这些余热资源或天然热能资源,因此,国际上普遍采用以低沸点有机介质作循环工质的有机朗肯循环(ORC)回收利用这类低品位热能,ORC具有系统简单,稳定性好等优点,已经被广泛应用于350℃以下的低温热能回收^[2]。蒸气发生器是一种用于回收余热的换热器,其主要思想是利用废气能量产生工质蒸气,蒸气发生器的设计和优化极大地影响发电厂的效率和成本^[3]。

在所有的能量转换系统中,热力学在分析可用能的使用方面起着关键作用。此外,热力学第二定律提出了能量品位(焓)的概念,并指出所有实际过程均倾向于使能量品位下降,即不可避免地发生焓损失^[4]。因此焓分析被广泛应用于能量转换系统的性能分析中,通过降低系统焓损失可以达到优化能源系统的目的。但对系统做降低焓损的改进应该是经济性的,即应以尽量低的成本获得尽量高的效率。蒸气发生器是影响ORC系统成本及效率的关键设备,对其进行优化研究具有重要意义。通过热力学和热经济学分析进行数值和分析研究,选取恰当的目标函数进行优化并获得运行参数是蒸气发生器普遍采用的优化方法^[5-15]。Moore等^[16]以系统总换热面积为目标函数进行了以氨为工质的海洋温差发电ORC系统的蒸发温度、凝结温度与冷热流体流量比三参数的并行优化研究,结果表明:随着输出功率的增加,所需换热面积急剧增大。Franco等^[17]提出以蒸气发生器焓损为目标函数,获得蒸气发生器的主要操作参数,再将其作为输入参数,对传热热流的压降进行优化和减小结构尺寸的蒸气发生器优化方法,整个程序参考现有的蒸气发生器结构进行测试,显示了提高性能的可能性。Mehrgoo等^[10]以最小总熵产为目标函数,在固定总体积下利

用遗传算法推导蒸气发生器单元的最优参数,并获得了压力与温度对蒸气发生器主要结构参数的影响。Behzadi等^[18]通过对德黑兰的废物能源发电厂的有机朗肯循环系统进行能量、烟及烟经济分析,表明汽化炉和蒸气发生器是整个系统中烟损的主要来源。Yang等^[19]针对CNG发动机余热回收,构建了两级ORC循环系统,对其进行循环参数优化及传热分析显示:CNG发动机的运行状态与ORC系统的循环参数对换热器的传热面积具有显著影响。Manassaldi等^[20]提出了采用使净功率和材料质量之比最大化的方法来优化蒸气发生器设计。Rezaie等^[21]利用遗传算法和烟经济分析对特定蒸气发生器的结构参数进行了优化,结果比现有的蒸气发生器节省约25%的换热面积。但目前的蒸气发生器优化基本都存在这一缺点:针对某一特定工况进行优化,且优化过程普遍比较复杂,难以在实际中运用。蒸气发生器工质质量流速是蒸气发生器设计最重要的参数,质量流速太小将导致传热系数小,从而导致蒸气发生器面积偏大,蒸气发生器制造成本升高,质量流速过大将导致蒸气发生器内产生较大的阻力焓损,同样使蒸气发生器的性能下降,因此,对蒸气发生器传热管内的工质质量流速进行优化具有较大的意义。然而,目前国内外关于ORC管式蒸气发生器质量流速优化方面的研究很少,且在研究换热过程时很少考虑流动阻力对系统性能的影响,均将流动换热过程简化为等压流动。

针对以上问题,本文提出以ORC循环系统中的管式蒸气发生器为研究对象,基于系统流程、传热与流动过程分析及焓分析,在考虑工质流动压降的基础上建立了以单位换热面积工质焓升为目标函数的计算模型,显而易见,在蒸发压力较高的情况下,可以获得更高的工质总焓升,但同时也将导致单位换热面积的增大,因此选取单位换热面积工质焓升作为目标函数优化具有一定的技术经济意义。R245fa是一种常用于ORC系统的循环工质,研究表明,其作为循环工质用于ORC系统中,有很好的热力性能^[22-25]。因此,本文选取R245fa作为循环工质,对蒸气发生器的热力参数进行计算,分别求得不同条件下工质的最优质量流速,并考察影

响工质最优质量流速的主要因素,研究结果能为蒸气发生器设计过程中经济质量流速的选取提供指导性意见。

1 蒸气发生器计算模型

烟气余热回收 ORC 系统中采用的蛇形管式蒸气发生器如图 1 所示。本文考虑蒸气发生器中的压降对传热及热力学性能的影响,将蒸气发生器分为预热段、蒸发段两段,并将两段划分若干微元进行数值计算。

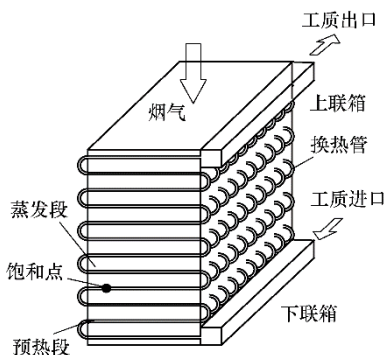


图1 蒸气发生器模型

Fig.1 Steam generator model

1.1 预热段计算模型

1.1.1 单相传热系数计算 预热管内工质为单相流体,按照流态不同,分为层流、紊流、过渡流三种不同的形式,对流传热系数

$$\alpha = \frac{Nu_{pi} \lambda_{wall}}{D_{pi}} \quad (1)$$

层流传热,采用 Sieder-Tate 公式^[26]

$$Nu_{pi} = 1.86 \sqrt{\frac{Re_{pi} Pr_w}{L/D_{pi}}} \left(\frac{\mu_w}{\mu_{pi}} \right)^{0.14} \quad (2)$$

紊流传热,当 $Re_{pi} = 10^4 \sim 1.2 \times 10^5$, $0.7 < Pr_w < 120$, 且管长与内径之比 $L/D_{pi} > 60$ 时,采用 Dittus-Boelter 关联式计算 Nusselt 数^[26-27]

$$Nu_{pi} = 0.023 Re_{pi}^{0.8} Pr_w^{0.4} \quad (3)$$

过渡流传热,当 $2300 < Re_{pi} < 10^4$ 时, Nusselt 数计算公式如下

$$Nu_{pi} = 0.012 (Re_{pi}^{0.87} - 280) Pr_w^{0.4} \left[1 + \left(\frac{D_{pi}}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \left(\frac{Pr_w}{Pr_{pi}} \right)^{0.11} \quad (4)$$

1.1.2 预热段换热计算 为了突出本文研究重点,特做如下简化:

(1) 工质在管内流动为一维稳态流动,仅考虑流速及热力参数沿管长方向变化,忽略径向变化;

(2) 忽略烟气、工质与环境的传热损失;

(3) 将管内工质与管外烟气之间的对流换热按纯逆流换热处理;

(4) 假定工质流量在上下联箱中均分至各传热管中,且烟气在管外各管间均匀流动。

如图 2 所示,取换热管微元长度 dL 进行分析。

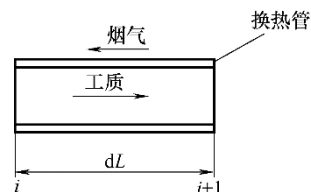


图2 换热微元示意图

Fig.2 Diagram of heat transfer micro-element

由能量守恒

$$G_w A_{pi} \left(h_{w,i+1} + \frac{1}{2} u_{w,i+1}^2 \right) - G_w A_{pi} \left(h_{w,i} + \frac{1}{2} u_{w,i}^2 \right) = c_{p,g} m_g (T_{g,i+1} - T_{g,i}) = \frac{\Delta T_{log,i}}{R_{total,i}} \quad (5)$$

其中

$$\Delta T_{log,i} = \frac{(T_{g,i+1} - T_{w,i+1}) - (T_{g,i} - T_{w,i})}{\ln \frac{T_{g,i+1} - T_{w,i+1}}{T_{g,i} - T_{w,i}}}$$

$$R_{total,i} = \frac{1}{\alpha_o \pi (D_{pi} + 2\delta) dL} + \frac{\ln \frac{D_{pi} + 2\delta}{D_{pi}}}{2\pi \lambda_{wall} dL} + \frac{1}{\alpha_{pi} \pi D_{pi} dL}$$

由于工质在传热管中动能的变化与工质的比焓变化相差悬殊,在计算时可忽略动能变化项^[28]。式(5)可化简为

$$G_w A_{pi} dh_w = c_{p,g} m_g (T_{g,i+1} - T_{g,i}) = \frac{\Delta T_{log,i}}{R_{total,i}} \quad (6)$$

1.1.3 预热段流动压降计算 对换热管微元进行分析,见图 3。

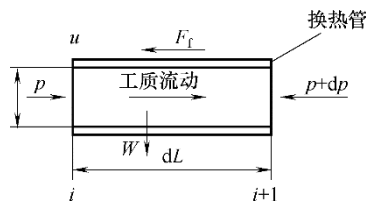


图3 换热管内工质流动分析

Fig.3 Analysis of working fluid flow in heat exchange tube

在换热管内取一固定质量的工质流体段,由动量定律

$$\frac{D}{D\tau} \iint u dm = -A_{pi} \Delta p_i - F_f i - Wk \quad (7)$$

式中, u 为流速, m/s; m 为工质质量, kg; Δp 为压力增量, Pa; F_f 为管壁对流体的摩擦阻力, N。

当流动处于稳定状态时,同时将重力导致的压降附加到局部阻力中一并考虑,引入局部阻力及质量力附加系数 ζ ,可以导出

$$-dp = (G_w^2 d\nu_l + \frac{f_l}{2D_{pi}} G_w^2 \nu_l dL)(1 + \zeta) \quad (8)$$

层流区

$$f_l = \frac{64}{Re_{pi}} \quad (9)$$

湍流区

$$f_l = 0.3164 Re_{pi}^{-0.25} \quad (10)$$

1.2 蒸发段计算模型

1.2.1 两相管内流动沸腾传热系数计算 本文选择 Liu-Winterton 公式^[29-31]计算工质在管内的强制对流沸腾传热系数

$$\alpha_m = \sqrt{(F\alpha_{DB})^2 + (S\alpha_{nb})^2} \quad (11)$$

$$F = \left[1 + x Pr_l \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right]^{0.35} \quad (12)$$

$$S = \frac{1}{1 + 0.055 F^{0.1} Re_l^{0.16}} \quad (13)$$

由 Cooper 公式

$$\alpha_{nb} = 55 \left(\frac{p}{p_c} \right)^{0.12} \left[0.4343 \ln \left(\frac{p_c}{p} \right) \right]^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67} \quad (14)$$

当流动方式为水平管流动,且 Froude 数 $Fr_l < 0.05$ 时

$$F = \left[1 + x Pr_l \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right]^{0.35} Fr_l (0.1 - 2Fr_l) \quad (15)$$

$$S = \frac{1}{1 + 0.055 F^{0.1} Re_l^{0.16}} \sqrt{Fr_l} \quad (16)$$

1.2.2 蒸发段换热计算 分析过程同预热段,能量守恒方程

$$G_w A_{pi} \Delta h_{w,v} dx = c_{p,g} m_g (T_{g,i+1} - T_{g,i}) = \frac{\Delta T_{log,i}}{R_{total,i}} \quad (17)$$

1.2.3 蒸发段流动压降计算 两相流动的摩擦压降采用均相模型计算^[32]

$$-dp = (G_w^2 d\nu_m + \frac{f_m}{2D_{pi}} G_w^2 \nu_m dL)(1 + \zeta) \quad (18)$$

$$\nu_m = x\nu_v + (1-x)\nu_l \quad (19)$$

管内层流流动时

$$f_m = \frac{64}{Re_m} \quad (20)$$

管内湍流流动时

$$f_m = 0.3164 Re_m^{-0.25} \quad (21)$$

$$Re_m = \frac{G_w D_{pi}}{\mu_m} \quad (22)$$

等效黏度采用 Mcadams 模型^[33]计算

$$\frac{1}{\mu_m} = \frac{x}{\mu_v} + \frac{1-x}{\mu_l} \quad (23)$$

1.3 蒸气发生器模型求解及工况寻优

在给定烟气进口条件、换热管参数的条件下,预热段以温度为步长、蒸发段以干度为步长划分离散计算微元。计算预热段出口温度(T_2)与蒸发段出口温度(T_3)及换热管总长(L)的算法框图见图4。

预热段及蒸发段出口工质的状态参数、换热管管长确定后,蒸气发生器换热面积可确定,本文以换热管内外壁平均面积作为换热面积,每根传热管的换热面积为

$$A_{total} = \pi (L_{pre} + L_{evap}) (D_{pi} + \delta) \quad (24)$$

环境温度为 T_{surr} ,则单位时间工质在每根传热管的焓升为

$$EP = \frac{G_w \pi D_{pi}^2}{4} \left[h_{evap,out} - h_{pre,in} - T_{surr} (s_{evap,out} - s_{pre,in}) \right] \quad (25)$$

单位换热面积工质焓升

$$EPPA = \frac{EP}{A_{total}} \quad (26)$$

以单位换热面积工质焓升 $EPPA$ 作为优化目标函数,对工质最优质量流速进行寻优计算,已知参数设定见表1。

表1 参数设置

Table 1 Parameter settings

参数	值
换热管壁厚 δ/m	0.003
管壁热导率 $\lambda_{wall}/(W/(m \cdot K))$	45
局部阻力及质量力附加系数 ζ	0.25
环境温度 $T_{surr}/^\circ C$	20

2 结果与讨论

以 R245fa 作为循环工质,烟气进口温度 $250^\circ C$,蒸气发生器入口工质温度 $30^\circ C$,入口压力 $0.4 MPa$,单根换热管分配的烟气流量 $0.3 kg/s$,烟气侧对流传热系数 $50 W/(m^2 \cdot K)$ 作为基本工况。利用 Matlab 编程对给定工况下的最优质量流速进行计算,并分别研究以下因素对最优质量流速的影响。

(1) 烟气进口温度的影响:当烟气进口温度为 $200 \sim 350^\circ C$,其余条件不变时,最优工质质量流速及对应的蒸气发生器单位换热面积工质焓升随烟气进口温度的变化趋势如图5所示。由图5(a)可知,在相同换热管径下,随着烟气进口温度升高,单位换

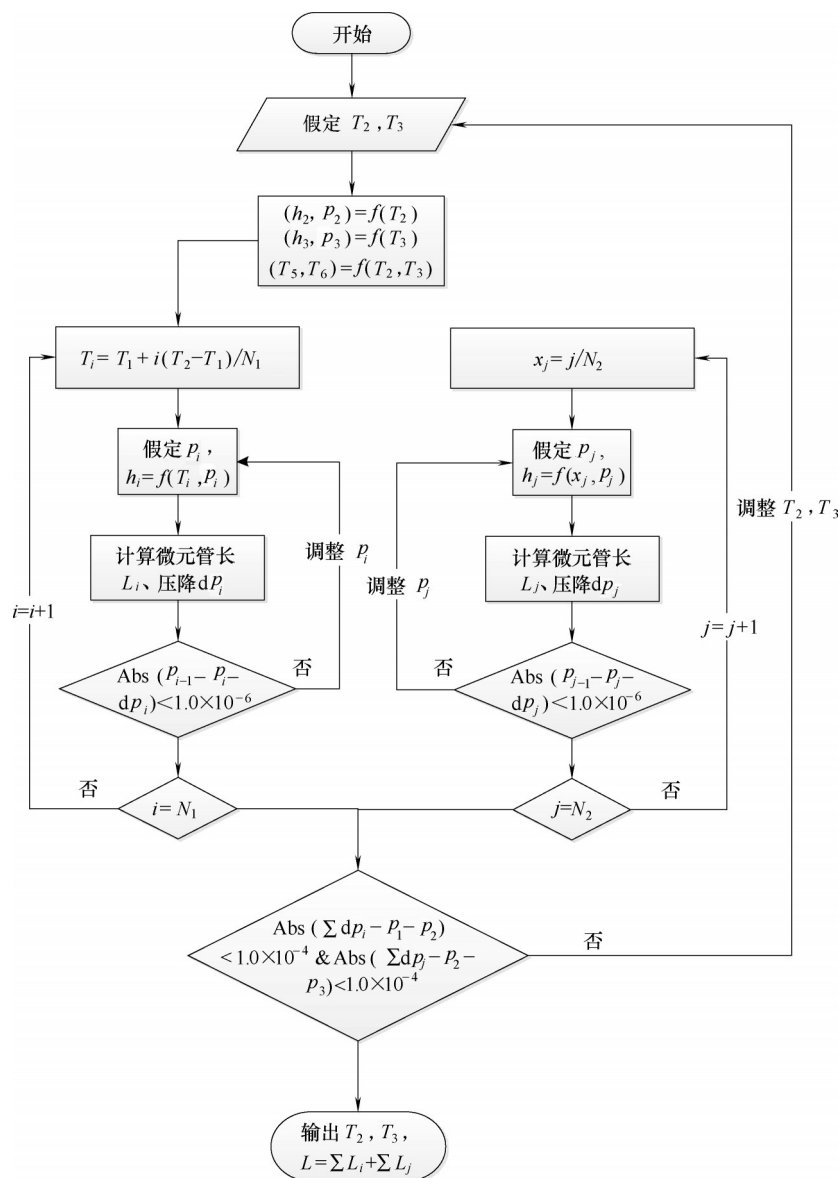


图 4 蒸气发生器求解计算框图

Fig.4 Diagram of steam generator solution calculation block

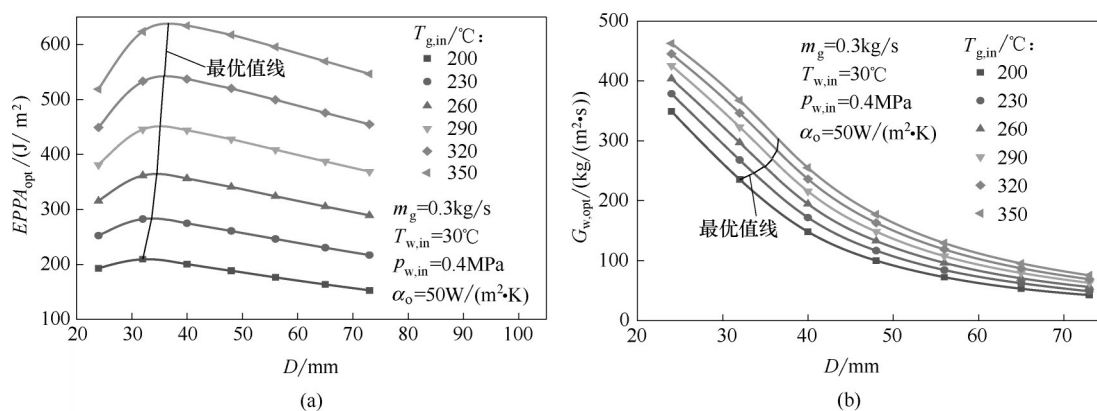


图 5 工质最优质量流速随烟气进口温度的变化

Fig.5 Optimum mass flow rate of working fluid changes with inlet temperature of flue gas

热面积烟升增大;在相同烟气进口温度下,单位换热面积工质烟升随换热管管径的增大先增大后减小,存在最优管径,从而说明存在最优质量流速,最优管径随烟气进口温度的升高而增大。相比之下,当管径小于最优值时,单位换热面积工质烟升下降更为明显,说明管内质量流速过大对蒸气发生器性能的影响更明显。这是因为蒸气发生器能生产的饱和工质蒸汽的质量流量主要与烟气进口温度有关。当管径偏小时,质量流速高于最优值,将使工质在管内的流动阻力烟损明显增大。随着烟气进口温度的升高,蒸气发生器生产的饱和工质蒸汽流量将增大,最优管径也会增大。由图5(b)可知,在相同换热管管径下,随着烟气进口温度升高最优工质质量流速增大,但增长幅度缓慢减小,当管径小于最优值时更明显。这是因为随着烟气进口温度升高,工质质量流量增加,质量流速增加,小管径会产生更大的阻力烟损,因此通过削弱质量流速的增加,从而增大换热夹点温差来获得较大的单位换热面积工质烟升。结合图5(a)、(b),在进口烟气温度为200~350℃时,对应的最优工质质量流速为230~300 kg/(m²·s)。

(2)工质入口压力的影响:当工质入口压力为0.4~2.8 MPa,其余条件不变时,最优工质质量流速及对应的蒸气发生器单位换热面积工质烟升随工质入口压力的变化趋势如图6所示。由图6(a)可知,在相同工质入口压力下,单位换热面积工质烟升随换热管管径的增大先增大后减小,存在最优管径,从而说明存在最优质量流速,最优管径随工质入口压力增大而减小。相比之下,当管径小于最优值时,单位换热面积工质烟升下降更为明显,说明管内质量流速过大对蒸气发生器性能的影响更明显。

这是因为随着压力的升高,R245fa工质的汽化焓值减小,因此,随着工质入口压力的升高,蒸发段换热面积占比下降,蒸气发生器阻力烟损减少,而采用较小换热管管径,增大工质质量流速有利于改善工质侧的传热,减小换热面积,从而获得较大的单位换热面积工质烟升。结合图6(a)、(b),在工质入口压力为0.4~2.8 MPa时,对应的最优工质质量流速约为300~1400 kg/(m²·s)。

(3)单根换热管烟气质量流量的影响:当单根换热管烟气质量流量为0.20~0.40 kg/s,其余条件不变时,最优工质质量流速及对应的蒸气发生器单位换热面积工质烟升随单根换热管烟气质量流量的变化趋势如图7所示。由图7(a)可知,在相同换热管管径下,随着单根换热管烟气质量流量的增加,单位换热面积工质烟升增大;在相同单根换热管烟气质量流量下,单位换热面积工质烟升随着换热管管径的增大先增大后减小,存在最优管径,从而说明存在最优质量流速,最优管径随着单根换热管烟气质量流量的增大而增大;随着单根换热管烟气质量流量的增大,当管径小于最优值时,单位换热面积工质烟升下降愈加明显。这是因为烟气质量流量增大,烟气侧热容增大,导致蒸气发生器换热温差增大,单位换热面积烟升增大;烟气侧供给的热量增加,工质质量流量增大,增大管径有利于减小阻力烟损。由图7(b)可知,在相同换热管管径下,随着单根换热管烟气质量流量增大,最优工质质量流速增大,但增长幅度缓慢减小,当管径小于最优值时更为明显。这是因为,管径小于最优值时,会产生较大的阻力烟损,需要通过削弱质量流速的增加,从而增大换热夹点温差来获得较大的单位换热面积工质烟升。结合图7(a)、(b)可知,在单根换热管烟气

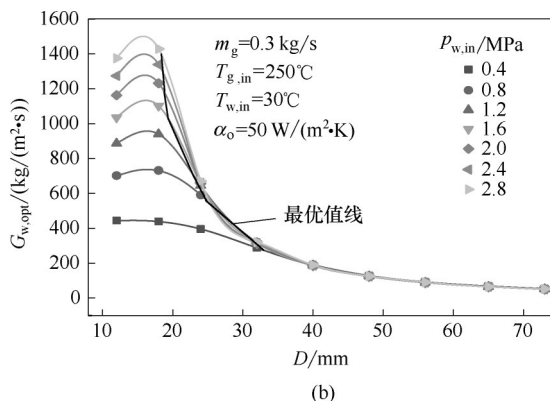
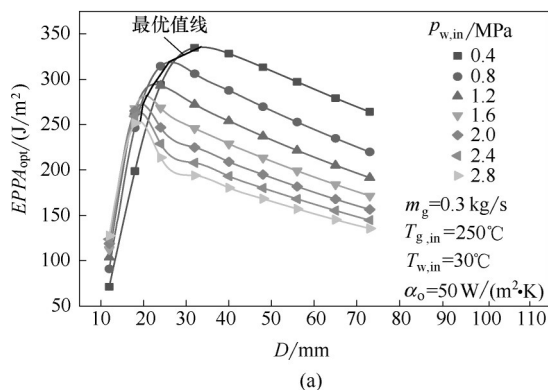


图6 工质最优质量流速随工质入口压力的变化

Fig.6 Optimum mass flow rate of working fluid changes with inlet pressure of working fluid

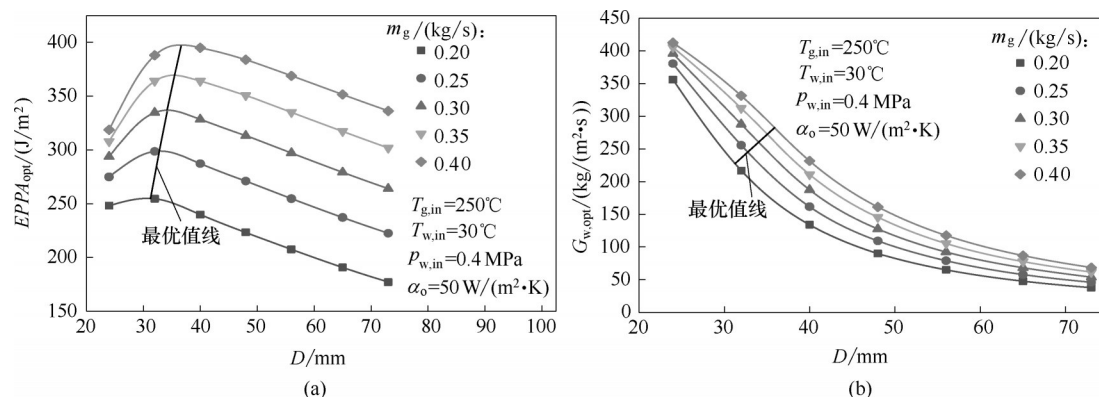


图 7 工质最优质量流速随单根换热管烟气质量流量的变化

Fig.7 Optimum mass flow rate of working fluid changes with gas mass flow rate of single heat exchange tube

质量流量为 0.20~0.40 kg/s 时,对应的最优工质质量流速为 230~280 kg/(m²·s)。可见单根换热管烟气质量流量对工质流速的合理选择影响不甚明显。而单根换热管烟气质量流量的增大将导致烟气侧压降损失急剧增大,蒸气发生器设计时单根换热管分配的烟气质量流量均在合理的范围内选择。

(4) 管外对流传热系数的影响:当管外对流传热系数为 50~450 W/(m²·K),其余条件不变时,最优工质质量流速及对应的蒸气发生器单位换热面积工质焓升随管外对流传热系数的变化趋势如图 8 所示。对翅片管的情况采用的是以基管外表面为基准的折算烟气侧对流传热系数。由图 8(a)可知,在相同换热管径下,随着管外对流传热系数的增加,单位换热面积工质焓升增加;在相同管外对流传热系数下,随着换热管管径的增大,单位换热面积工质焓升先增大后减小,存在最优换热管径,说明存在最优质量流速,最优管径随着管外对流传热系数的增大而减小。随着管外对流传热系数增大,管径偏离最优值时,单位换热面积焓升下降愈加明显。这是因为,管外对流热阻是传热总热阻的主要部

分,增大管外对流传热系数将明显减小传热总热阻,单位换热面积工质焓升增大;在烟气进口温度与质量流量不变的情况下,工质质量流量近似不变,当烟气侧对流传热系数较大时,适当减小管径以增大质量流速有利于提高管内对流传热系数,进一步减小传热热阻;管径过小会导致阻力焓损增大,过大则导致工质侧对流传热系数减小,二者均会导致单位换热面积工质焓升减小。由图 8(b)可知,在相同换热管管径下,随着管外对流传热系数增大,最优质量流速增大,并随着管径的增大,增长幅度减小。结合图 8(a)、(b)可知,当管外对流传热系数范围在 50~450 W/(m²·K)时,对应的最优工质质量流速为 300~600 kg/(m²·s)。

3 结 论

本文以 200~350℃ 的低温烟气余热利用 ORC 系统中的蒸气发生器为研究对象,选用 R245fa 有机工质,基于传热过程压降分析,建立了蒸气发生器热力参数的理论计算模型,基于热力学第二定

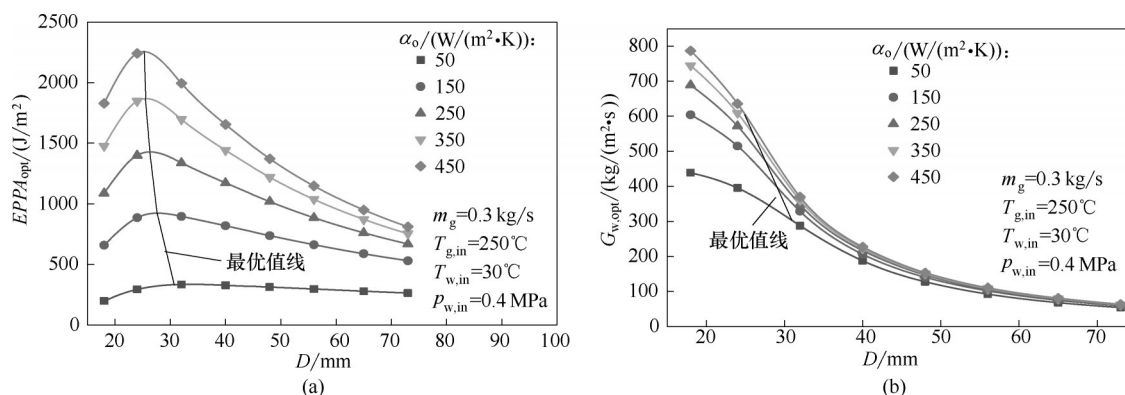


图 8 工质最优质量流速随管外对流传热系数的变化

Fig.8 Optimal mass flow rate of working fluid changes with convective heat transfer coefficient outside tube

律建立了以单位换热面积工质焓升为性能优化目标函数的理论计算模型。以烟气进口温度 250℃, 蒸气发生器入口工质温度 30℃, 入口压力 0.4 MPa, 单根换热管分配的烟气流量 0.3 kg/s, 烟气侧对流传热系数 50 W/(m²·K) 作为基本工况。分别考察了在基本工况下, 烟气进口温度、工质入口压力、单根换热管分配的烟气流量、烟气侧对流传热系数四个因素改变对最优工质质量流速的影响, 得出以下结论。

(1) 工质入口压力及管外对流传热系数的影响: 工质入口压力对最优质量流速影响显著, 随着工质入口压力的增大, 最优工质质量流速显著增加, 最优换热管径减小; 随着管外对流传热系数的增加, 最优工质质量流速增加, 最优换热管径减小, 相比之下管外对流传热系数对最优质量流速及最优换热管径影响较小。

(2) 烟气进口温度及单根换热管烟气质量流量的影响: 烟气进口温度及单根换热管烟气质量流量对最优工质质量流速影响较小, 随着烟气进口温度增加或者单根管烟气质量增加, 最优工质质量流速基本保持不变, 但最优管径均增大, 相比之下, 烟气进口温度对最优换热管径影响较显著。

符 号 说 明

- A —— 面积, m²
 c_p —— 比定压热容, J/(kg·K)
 D —— 换热管外径, m
 EP —— 单根换热管内工质总焓升, J
 $EPPA$ —— 单位换热面积焓升, J/m²
 F —— 两相对流增强因子
 f —— 达西摩擦因子
 G —— 质量流速, kg/(m²·s)
 h —— 比焓, J/kg
 h_2, h_3 —— 分别为计算框图中蒸汽发生器预热段工质出口比焓、蒸发段工质出口比焓, J/kg
 $\Delta h_{w,v}$ —— 工质的比汽化潜热, J/kg
 L —— 换热管管长, m
 M —— 工质的摩尔质量, g/mol
 m —— 质量流量, kg/s
 N_1, N_2 —— 分别为计算框图中蒸汽发生器预热段、蒸发段微元个数
 Nu —— Nusselt 数
 Pr —— Prandtl 数
 p —— 压力, MPa
 p_c —— 工质临界压力, MPa

- p_2, p_3 —— 分别为计算框图中蒸汽发生器工质入口、出口压力, MPa
 q —— 热通量, J/(m²·s)
 R —— 换热热阻, W/K
 Re —— Reynolds 数
 S —— 核态沸腾抑制因子
 s —— 比熵, J/(kg·K)
 T —— 温度, °C
 T_1, T_2, T_3, T_5, T_6 —— 分别为计算框图中蒸汽发生器预热段工质进口、出口温度, 蒸发段工质出口温度, 烟气温度, 预热段进口烟气温度, °C
 u —— 流速, m/s
 W —— 重力, N
 x —— 工质干度
 α —— 对流传热系数, W/(m²·K)
 δ —— 换热管壁厚, m
 ζ —— 局部阻力及质量力附加系数
 λ —— 热导率, W/(m·K)
 μ —— 动力黏度, Pa·s
 ν —— 比容, m³/kg
 ρ —— 密度, kg/m³

下角标

- DB —— Dittus-Boelter
 evap —— 蒸发
 g —— 烟气
 i —— 微元或节点编号
 in —— 进口
 l —— 液相
 log —— 对数
 m —— 汽液两相
 nb —— 核态沸腾
 o —— 管外
 opt —— 最优的
 out —— 出口
 pi —— 管内
 pre —— 预热
 surr —— 环境
 total —— 总
 v —— 气相
 w —— 工质
 wall —— 管壁

参考文献

- [1] 王华, 王辉涛. 低温余热发电有机朗肯循环技术[M]. 北京: 科学出版社, 2010.
 Wang H, Wang H T. Low Temperature Waste Heat Power Generation Organic Rankine Cycle Technology[M]. Beijing: Science Press, 2010.

- [2] Yang F B, Cho H J, Zhang H G, et al. Thermo-economic multi-objective optimization of a dual loop organic Rankine cycle (ORC) for CNG engine waste heat recovery[J]. Appl. Energy, 2017, **205** (11): 1100–1118.
- [3] Khan M N, Tlili I. Innovative thermodynamic parametric investigation of gas and steam bottoming cycles with heat exchanger and heat recovery steam generator: energy and exergy analysis[J]. Energy Rep., 2018, **4**(11): 497–506.
- [4] Lucia U. Entropy and exergy in irreversible renewable energy systems[J]. Renew. Sustain. Energy Rev., 2013, **20**(4): 559–564.
- [5] Bracco S, Siri S. Exergetic optimization of single level combined gas – steam power plants considering different objective functions [J]. Energy, 2010, **35**(12): 5365–5373.
- [6] Mansouri M T, Ahmadi P, Kaviri A G, et al. Exergetic and economic evaluation of the effect of HRSG configurations on the performance of combined cycle power plants[J]. Energy Convers. Manage., 2012, **58**(6): 47–58.
- [7] Kaviri A G, Jaafar M N M, Lazim T M. Modeling and multi-objective exergy based optimization of a combined cycle power plant using a genetic algorithm[J]. Energy Convers. Manage., 2012, **58**(6): 94–103.
- [8] González-Gómez P A, Gómez-Hernández J, Briongos J V, et al. Thermo-economic optimization of molten salt steam generators[J]. Energy Conversion and Management, 2017, **146**(8): 228–243.
- [9] Bahmanyar M E, Talebi S. A performance analysis of vertical steam generator using an entropy generation method[J]. Annals of Nuclear Energy, 2019, **125**(3): 212–221.
- [10] Mehrgoo M, Amidpour M. Constructal design and optimization of a dual pressure heat recovery steam generator[J]. Energy, 2017, **124**(4): 87–99.
- [11] Pizzolato A, Donato F, Verda V, et al. CSP plants with thermocline thermal energy storage and integrated steam generator —techno-economic modeling and design optimization[J]. Energy, 2017, **139**(11): 231–246.
- [12] Mehrgoo M, Amidpour M. Configurations and pressure levels optimization of heat recovery steam generator using the genetic algorithm method based on the constructal design[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, **122**(7): 601–617.
- [13] Li J B, Wang K Y, Cheng L. Experiment and optimization of a new kind once-through heat recovery steam generator (HRSG) based on analysis of exergy and economy[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, **120**(6): 402–415.
- [14] Amiralipour M, Kouhikamali R. Potential analysis and technical-economic optimization of conversion of steam power plant into combined water and power[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, **151**(3): 191–198.
- [15] Nikbakht N S, Mehrpanahi A, Ahmadi G. Multi-objective optimization of HRSG configurations on the steam power plant repowering specifications[J]. Energy, 2018, **159**(9): 277–293.
- [16] Moore F P, Martin L L. A nonlinear nonconvex minimum total heat transfer area formulation for ocean thermal energy conversion (OTEC) systems[J]. Applied Thermal Engineering, 2008, **28**(8/9): 1015–1021.
- [17] Franco A, Giannini G. A general method for the optimum design of heat recovery steam generators[J]. Energy, 2006, **31**(12): 3342–3361.
- [18] Behzadi A, Gholamian E, Houshfar E, et al. Multi-objective optimization and exergoeconomic analysis of waste heat recovery from Tehran's waste-to-energy plant integrated with an ORC unit [J]. Energy, 2018, **16**(10): 1055–1068.
- [19] Yang F B, Zhang H G, Yu Z B, et al. Parametric optimization and heat transfer analysis of a dual loop ORC (organic Rankine cycle) system for CNG engine waste heat recovery[J]. Energy, 2017, **118** (1): 753–775.
- [20] Manassaldi J, Mussati S, Scenna N. Optimal synthesis and design of heat recovery steam generation (HRSG) *via* mathematical programming[J]. Energy, 2011, **36**(1): 475–485.
- [21] Rezaie A, Tsatsaronis G, Hellwig U. Thermal design and optimization of a heat recovery steam generator in a combined-cycle power plant by applying a genetic algorithm[J]. Energy, 2019, **168**(2): 346–357.
- [22] Wang E H, Zhang H G, Zhao Y, et al. Performance analysis of a novel system combining a dual loop organic Rankine cycle (ORC) with a gasoline engine[J]. Energy, 2013, **43**(7): 385–395.
- [23] Yao B F, Yang F B, Zhang H G, et al. Analyzing the performance of a dual loop organic Rankine cycle system for waste heat recovery of a heavy-duty compressed natural gas engine[J]. Energies, 2014, **11**(7): 7794–7815.
- [24] Li J, Ge Z, Duan Y Y, et al. Parametric optimization and thermodynamic performance comparison of single-pressure and dual-pressure evaporation organic Rankine cycles[J]. Applied Energy, 2018, **217**(5): 409–421.
- [25] Usman M, Imran M, Yang Y, et al. Thermo-economic comparison of air-cooled and cooling tower based organic Rankine cycle (ORC) with R245fa and R1233zde as candidate working fluids for different geographical climate conditions[J]. Energy, 2017, **123**(3): 353–366.
- [26] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [27] Yang S M, Tao W Q. Heat Transfer[M]. Beijing: Higher Education Press, 2006.
- [28] Vakili-Farahani F, Agostini B, Thome J R. Experimental study on flow boiling heat transfer of multiport tubes with R245fa and R1234ze(E)[J]. International Journal of Refrigeration, 2013, **36**(2): 335–352.
- [29] 葛众. 抛物面槽式太阳能直接汽化有机朗肯循环系统热力性能的研究[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2016.
- [30] Ge Z. Study on thermal performance of parabolic trough directly vaporized organic Rankine cycle system[D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology, 2016.
- [31] Dittus F W, Boelter L M K. Publication in Engineering[M]. Berkley: University of California, 1930.
- [32] Cristiano B T, Gherhardt R. Flow boiling heat transfer of R134a and R245fa in a 2.3 mm tube[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, **53**(11/12): 2459–2468.
- [33] 黄晓艳, 王华, 王辉涛. R245fa 传热特性的实验研究[J]. 武汉理工大学学报, 2011, **33**(3): 67–71.
- [34] Huang X Y, Wang H, Wang H T. Experimental study on heat transfer characteristics of R245fa[J]. Journal of Wuhan University of Technology, 2011, **33**(3): 67–71.
- [35] Liu Z, Winterton R H S. A general correlation for saturated and subcooled flow boiling and tubes and annuli based on a nucleate pool boiling[J]. International Journal of Heat and Mass transfer, 1991, **34**(11): 2759–2765.
- [36] 鲁钟琪. 两相流与沸腾传热[M]. 北京: 清华大学出版社, 2002.
- [37] Lu Z Q. Two-phase Flow and Boiling Heat Transfer[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2002.