

余热锅炉结构参数设计优化研究

张自仕¹, 陈宝明^{1,2,3,*}, 房汇鑫¹

(1. 山东建筑大学 热能工程学院, 山东 济南 250101; 2. 可再生能源建筑利用技术省部共建教育部重点实验室, 山东 济南 250101; 3. 山东省建筑节能技术重点实验室, 山东 济南 250101)

摘要: 能源的再回收与利用是目前节能和能源行业关注的焦点, 余热锅炉是余热回收过程中最重要的部件, 相关参数的优化与分析已成为现阶段余热利用研究的重点, 参数优化的结果可为余热锅炉工程设计提供参考。文章基于 2500 t/h 水泥窑窑尾烟气工况, 针对水和其他 5 种有机工质进行余热锅炉参数设计优化, 并利用 Matlab 编程进行数据计算, 对不同工质相同参数与同种工质不同参数分别进行换热性能及压降分析, 探究烟气迎面质量流速、管间距以及换热管长对余热锅炉换热面积、烟气和工质侧压降的影响规律。结果表明: 6 种工质按参数变化进行比较, 其中水的换热面积最大; 随着烟气质量流速和换热管长的增加, 所需换热面积减小, 而随着管间距增加, 所需换热面积增加; 在烟气侧压和工质侧压分别降低至 50、1 kPa 的条件下, 换热面积最小的工质为庚烷, 其值为 183.3 m²。

关键词: 余热锅炉; 有机工质; 参数优化; 压降分析; 换热性能

中图分类号: TK229

文献标识码: A

文章编号: 1673-7644(2017)06-0560-06

Research on optimization of design parameters of the waste heat boiler

Zhang Zishi¹, Chen Baoming^{1,2,3,*}, Fang Huixin¹

(1. School of Thermal Engineering, Shandong Jianzhu University, Jinan 250101, China; 2. Key Laboratory of Renewable Energy Utilization Technology in Building of National Education Ministry, Shandong Jianzhu University, Jinan 250101, China; 3. Shandong Key Laboratory of Building Energy-Saving Technologies, Shandong Jianzhu University, Jinan 250101, China)

Abstract: Recycle and utilization of energy is currently the focus of energy conservation and energy, waste heat boiler is one of the most important parts in the process of waste heat recovery, related parameter optimization and analysis of the waste heat boiler has become the key point of the waste heat utilization, and parameters optimization results can provide reference for engineering design of waste heat boiler. This paper, based on 2500 t/h cement kiln preheater working condition of flue gas, water and other five kinds of organic substance in waste heat boiler design optimization of parameters, by using matlab programming for data calculation, analyzed heat transfer and pressure drop performance analysis respectively of the same parameters of different working medium as well as the different parameters with the same working medium, and investigated the influence of the flow rate, tube spacing and heat transfer tube length on the heat transfer area, flue gas and lateral pressure drop of the heat exchanger. The results show that compared with the change of parameters, the heat exchange area of water was the largest. With the increase of flue gas mass velocity and heat transfer tube, the heat transfer area reduces. However, with the increase of pipe spacing, the heat transfer area increases. Under the condition that the flue gas side pressure was reduced to 50 kPa and the lateral pressure of the work force was reduced to 1 kPa, the heat exchange area was the minimum quantity of

收稿日期: 2017-10-15

作者简介: 张自仕(1994-), 男, 在读硕士, 主要从事多孔介质内流动换热和相变传热等方面的研究. E-mail: xihongshi768@163.com

通讯作者*: 陈宝明(1963-), 男, 教授, 博士, 主要从事复杂体系中的传热传质等方面的研究. E-mail: chenbm@sdjzu.edu.cn

industrial heptane, and its heat exchange area was 183.3 m^2 .

Key words: waste heat boiler; organic working fluids; parameter optimization; pressure drop analysis; heat transfer performance

0 引言

当前,能源问题已经受到了全世界的广泛关注,但低品位能源的回收和利用却没有得到重视。内燃机工作过程以及许多工业过程中都会产生大量的烟气余热,如钢铁、水泥、玻璃和石油化工等行业的生产过程^[1-3]。对烟气余热进行回收利用,不仅可以减小热污染,还可提高能源利用率,并有助于减少二氧化碳、氧化氮、氧化硫等排放,此举具有良好的经济效益和环境效益。水蒸气朗肯循环 SRC (Steam Rankine Cycle) 作为一种回收利用低品位能源的有效方法,已在现有的烟气回收设备中得到了大量的利用,并且已经成熟利用到实际系统中,如水泥窑余热发电系统^[4-5]和燃气—蒸汽联合循环系统^[6-7]等。当烟气热源的初温相对较低时,水作为循环工质存在不足之处。如水是典型的湿流体,吸热过程需较大过热度以提高膨胀终态干度,从而限制了蒸发温度的提升,影响循环热效率;吸热过程中潜热与显热之比过大,对于烟气余热的有限容量热源情形,液相段吸热量在总吸热量中占比过小,影响循环自热源的吸热量等。采用临界温度相对较低的有机工质作为循环工质,可一定程度上弥补上述不足,提高循环性能。因此有机朗肯循环 ORC (Organic Rankine Cycle) 在中低温余热回收领域展示出巨大的潜力,受到广泛的关注^[8-10]。

余热锅炉是 SRC 或 ORC 系统中的重要设备,将烟气热源热量传递给循环工质,产生过热蒸汽,进而驱动汽轮机。余热锅炉的结构性能及参数对系统中其他设备乃至整个系统的性能都有极大的影响,如提高了烟气流速、增加了烟气换热系数、减少了换热面积,同时也提高了烟气压力损失,在燃气—蒸汽联合循环中会使燃气轮机的背压相应提高,影响上级循环热效率和输出功率。因此,为提高余热锅炉的运行可靠性及经济性,需对其系统布置和设计参数进行优化。相关研究多着眼于换热管数值模拟和结构优化^[11-13],以及余热锅炉实际运行,如炉体漏风、换热管清灰、磨损等问题^[14-15],较少涉及不同种换热工质对余热锅炉性能影响的研究。文章基于 2500 t/h 新型干法水泥窑窑尾烟气热源工况,针对

水和有机工质进行余热锅炉参数优化设计,研究锅炉结构参数对烟气侧及工质侧传热系数和压力损失的影响,对比不同工质的传热性能以及压降特性。

1 余热锅炉基本参数设计

1.1 烟气及工质参数

新型干法水泥窑系统生产过程会产生 2 股废气余热,分别来自窑头冷却机和窑尾预热器,温度在 $300 \sim 400 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 之间。窑头余热可全部回收,窑尾烟气余热经余热锅炉放热至一定温度后,再用于烘干物料。水泥窑窑尾烟气工况如下:锅炉进口烟气温度 t_5 为 $363 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 、锅炉出口烟气温度 t_7 为 $223 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 、烟气流流量 q_v 为 $180068 \text{ m}^3/\text{h}$ 。根据此烟气工况,设计窑尾烟气余热锅炉,产生水或者有机工质饱和蒸汽。相关研究表明,在热源温度范围内,正烷烃、芳香烃及醇类工质循环性能良好^[16-18]。选取研究工质为甲醇、乙醇、甲苯、辛烷、庚烷、水。

工质侧设计参数如下:进口温度 t_1 为 $30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 、预热段结束温度 t_2 为 $217 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 、蒸发温度 t_3 为 $225 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 、蒸发段出口温度 t_4 为 $225 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 、接近点温差 Δt_{ap} 为 $8 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 。烟气的主要成分是氮气、氧气、二氧化碳和水,所占的体积分数分别为 65.29% 、 5.52% 、 25.18% 和 4.01% 。

1.2 换热管参数

烟气与工质换热过程中,热阻主要在烟气侧,因此采用环形翅片管以减小烟气侧对流传热热阻。翅片的存在增加了烟气侧换热面积,使得换热器更加紧凑。同时,其改变烟气流动状态,增大扰动,减小边界层厚度,进而强化传热。环形翅片管的相关参数如下:换热管外径 D_o 为 38 mm 、换热管内径 D_i 为 31 mm 、翅片高度 H 为 15 mm 、翅片厚度 t 为 1 mm 、翅片间距 Y 为 5 mm 。

2 余热锅炉参数设计计算

2.1 计算基本方程

图 1 为烟气与工质换热过程 $t-Q$ 图。其中,1~7 点的温度分别为 $t_1 \sim t_7, ^{\circ}\text{C}$; Δt_{pp} 为换热窄点温差, $^{\circ}\text{C}$ 。

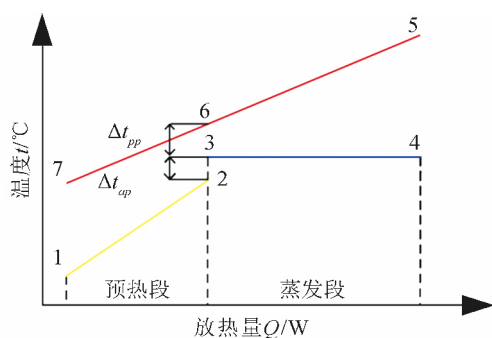


图1 烟气—工质换热过程示意图

首先计算烟气的总放热量,烟气的总放热量由式(1)表示为

$$Q_{\text{tot}} = c_{p, \text{gas}} q_{m, \text{gas}} (t_5 - t_7) \quad (1)$$

式中: Q_{tot} 为烟气放热总量, W; $c_{p, \text{gas}}$ 为定压条件下的烟气比热容, J/(kg · °C); $q_{m, \text{gas}}$ 为烟气的质量流量, kg/s。

然后计算预热器和蒸发器的换热量,由式(2)~(4)表示为

$$Q_{\text{pre}} = q_{m, \text{sub}} (h_2 - h_1) \quad (2)$$

$$Q_{\text{eva}} = q_{m, \text{sub}} (h_4 - h_3) \quad (3)$$

$$q_{m, \text{sub}} = \frac{Q_{\text{tot}}}{h_4 - h_3 + h_2 - h_1} \quad (4)$$

式中: Q_{pre} 为预热器换热量, W; Q_{eva} 为蒸发器换热量, W; h_1, h_2, h_3, h_4 分别为在温度 t_1, t_2, t_3, t_4 下的焓值, W/(m² · K); $q_{m, \text{sub}}$ 为工质质量流量, kg/s。

工质在蛇形管束内流动,与管束外烟气作逆向交叉流动,考虑到工质侧管程数较多,按照总体流动方向,做纯逆流处理,因此预热器 Δt_{pre} 和蒸发器 Δt_{eva} 换热温差取对数平均温差分别由式(5)和(6)表示为

$$\Delta t_{\text{pre}} = \frac{(t_7 - t_1) - (t_6 - t_2)}{\ln [(t_7 - t_1) / (t_6 - t_2)]} \quad (5)$$

$$\Delta t_{\text{eva}} = \frac{t_5 - t_6}{\ln [(t_5 - t_4) / (t_6 - t_3)]} \quad (6)$$

式中: Δt_{pre} 为预热器温差, °C; Δt_{eva} 为蒸发器温差, °C。其中, 换热窄点处烟气温度由式(7)表示为

$$t_6 = \frac{Q_{\text{pre}}}{c_{p, \text{gas}} q_{m, \text{gas}}} + t_7 \quad (7)$$

以光管外表换热系数为基准换热系数由式(8)表示为

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i} + a_i \right) \frac{d_0}{d_i} + \frac{d_0}{2\lambda} \ln \frac{d_0}{d_i} + \left(\frac{1}{h_i} + a_0 \right) \eta_0 \beta} \quad (8)$$

式中: k 为基准换热系数, W/(m² · K); λ 为管壁导热系数, W/(m · K), 确定常数 λ 为 45 W/(m · K); d_0 、

d_i 分别为光管的外径和内径, mm; a_0, a_i 分别为光管的外表面积和内表面积, m²; h_i, h_0 分别为管内工质侧和管外烟气侧换热系数, W/(m · K); η_0, β 分别为翅片总效率和翅化比, 由式(9)和(10)表示为

$$\eta_0 = \frac{\eta_f A_f + A_b}{A_f + A_b} \quad (9)$$

$$\beta = \frac{A_f + A_b}{A_o} \quad (10)$$

式中: A_f 为单位管长翅片管外表面积, m²; A_b 为单位管长翅片管内表面积, m²; η_f 为翅片效率, 对于环形翅片管, 可以简化计算, 由式(11)表示为

$$\eta_f = \frac{\tan(h \cdot mL)}{mL} \quad (11)$$

其中 mL 由式(12)表示为

$$mL = L_c \sqrt{\frac{2h}{\lambda t}} \sqrt{1 + \frac{L}{2\gamma_i}} \quad (12)$$

式中: h 为管内工质侧和管外烟气侧换热系数, W/(m · K); λ 为管壁导热系数, W/(m · K); t 为环形翅片管温度, °C; r_i 为环形翅片管半径, m。

根据对数平均温差和设备换热量可计算出预热器和蒸发器的换热面积, 分别由式(13)和(14)表示为

$$A_{\text{pre}} = \frac{Q_{\text{pre}}}{k_{\text{pre}} \Delta t_{\text{pre}}} \quad (13)$$

$$A_{\text{eva}} = \frac{Q_{\text{eva}}}{k_{\text{eva}} \Delta t_{\text{eva}}} \quad (14)$$

式中: k_{eva} 为基准换热系数, W/(m² · K); A_{pre} 为预热器换热面积, m²; A_{eva} 为蒸发器换热面积, m²。

2.2 烟气和工质侧换热系数及压降计算

烟气温度相对较低, 不考虑辐射换热的影响。换热管采用正三角形布置, 根据 Briggs-Young 关联式^[19] 计算烟气横掠叉排翅片管束换热系数和压降由式(15)~(17)表示为

$$h_{\text{gas}} = 0.1378 \frac{\lambda}{D_0} Re_m^{0.718} Pr^{1/3} (Y/H)^{0.296} \quad (15)$$

$$\Delta p_{\text{gas}} = f_1 \frac{NG_m^2}{2\rho} \quad (16)$$

$$f_1 = 37.86 Re_m^{-0.316} (P_i d_0)^{-0.927} \quad (17)$$

式中: h_{gas} 为翅片管束换热系数, W/(m² · K); D_0 为换热管外径, mm; Y 为翅片间距, mm; H 为翅片高度, mm; G_m 为烟气在管束最窄截面处最大质量流速, kg/(m² · s); Pr 为管束内对应流体的普朗特数; Re_m 为管束最窄截面处对应的雷诺数; Δp_{gas} 为烟气压降, Pa; N 为纵向管排数; P_i 为管间距, m。

在预热器中,单相工质管内流动,采用 Gnielinsk 关联式计算换热系数及压降由式(18)~(21)^[20]表示为

$$Nu_{pre} = \frac{(f_2/8) Re Pr}{12.7(f_2/8)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1) + 1.07} \quad (18)$$

$$f_2 = \frac{1}{(1.82 \lg Re - 1.64)^2} \quad (19)$$

$$\Delta p_{pre} = \frac{1}{2} \rho u^2 \left[f_2 N \frac{l}{d_i} + 1.5(N+1) \right] \quad (20)$$

$$f_3 = 0.3164/Re^{0.25} \quad (21)$$

在蒸发器中,采用 Kandlikar 关联式计算工质内蒸发沸腾换热系数分别由式(22)和(23)^[21]表示为

$$\frac{h_i}{h_l} = C_1 C_0^A (25 Fr_l)^B + C_2 B_0^C F_l \quad (22)$$

$$h_l = 0.023 \left[\frac{G(1-x)d_i}{\mu_l} \right]^{0.8} \frac{Pr_l^{0.4} \lambda_l}{d_i} \quad (23)$$

管内两相蒸发过程压力损失由式(24)^[22]表示为

$$\Delta p_{eva} = \lambda_l \frac{L}{d_i} \frac{\rho_l v_l^2}{2} \left[1 + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) \right] \quad (24)$$

根据上述烟气热源工况、换热器参数以及给出的相关计算关联式,编写 Matlab 程序,对不同的工质工况进行余热锅炉设计计算。通过给定3个参数:烟气迎面风速、换热管长以及管间距来分析不同工质在相同条件下的换热性能及压降;通过分别变动上述参数来确定各个参数对于工质换热性能及压降的影响。在允许压降范围内,得出最佳换热性能和最小换热面积时的最优参数。

3 结果与分析

通过上述参数的设计计算结果,对不同工质相同参数与同种工质不同参数分别进行换热性能及压降分析,并对所研究参数进行整体优化,给出不同工质在允许压降范围内,最优的设计参数。

3.1 不同工质在相同参数下的换热性能及压降分析

取余热锅炉设计参数换热管长为5 m,管间距为0.09 m,烟气迎面质量流速为4 kg/(m²·s)。不同工质在预热段和蒸发段的换热系数以及换热面积对比如图2所示,在给定参数下,不同工质烟气侧和工质侧压力损失如图3所示。相比于有机工质,水工质的突出特点为湿性较大,使得其吸热过程潜热量较大。此特性在余热锅炉设计过程中具体体现

为:水进出口焓差大于有机工质,对于相同的换热量,水的质量流量低于有机工质,且各工质换热管的流通截面积相等,则其质量流速也低于有机工质;水汽化潜热大,出口处饱和蒸汽比容明显大于进口处比容,使得其蒸发过程对流特征数及沸腾特征数较小。如图2所示,二者均不利于水工质的换热,但由于其出色的导热性能,水在预热段和蒸发段换热系数均大于有机工质。同时其总换热面积也大于有机工质,原因在于:(1)工质与烟气换热过程热阻主要在烟气侧,对于各工质,烟气流速不变,其换热系数的差别是由不同定性温度下烟气物性不同造成的,彼此差别不大,即各工质与烟气换热过程总换热系数差别不大;(2)水工质液相吸热量占总吸热量比例较小,使得其换热窄点温差明显小于有机工质,则在预热段和蒸发段,其平均换热温差明显小于有机工质。由上述分析可知,余热锅炉换热面积主要取决于烟气与工质换热窄点温差的大小。对于所计算的6种工质,庚烷液相吸热占总吸热量比例最大,窄点温差最大,换热面积最小。

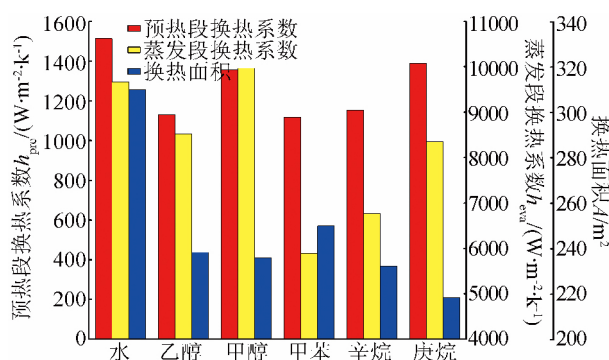


图2 不同工质换热系数和换热面积对比图

由于烟气侧流速不变,其压降主要取决于换热管排数,以水为工质时,烟气侧压降最大;以庚烷为工质时,烟气侧压降最小。工质侧压降主要取决于换热管长,管内工质流速以及蒸发段工质进出口比容。如图3所示,虽然水工质换热管长,进出口比容均大于甲苯,但由于其流速较低,导致压降小于甲苯。

3.2 同种工质在不同参数下的换热性能及压降分析

3.2.1 烟气质量流速对换热及压降的影响

取余热锅炉设计参数换热管长为5 m、管间距为0.09 m、换热工质为水。余热锅炉换热面积、工质侧压强、烟气侧压降随烟气迎面质量流速的变化如图4所示。若烟气迎面风速增加,则烟道宽度相应减小,单排管子数减少,工质侧质量流速增加,即

烟气和工质换热系数均增加,换热面积减小。由于单排换热面积减小,管排数增加,烟气侧和工质侧压降均增加。

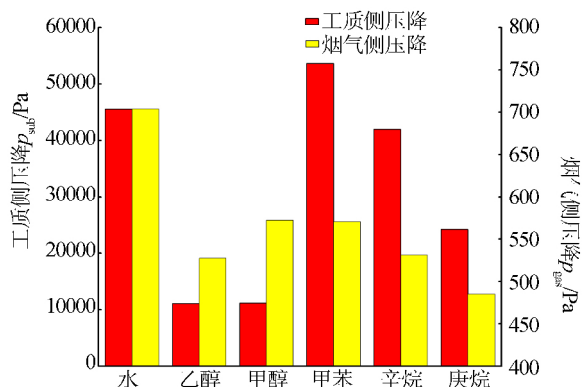


图3 不同工质烟气侧和工质侧压降对比图

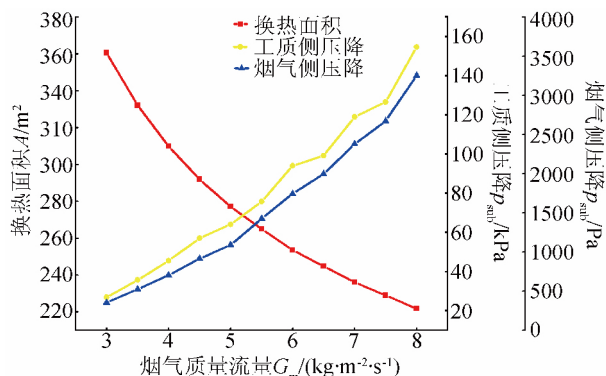


图4 不同烟气质量流速下换热面积和压降的变化曲线图

3.2.2 管间距对换热及压降的影响

取余热锅炉设计参数换热管长为 5 m、烟气迎面质量流速为 $4 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、换热工质为水。余热锅炉换热面积、工质侧压降、烟气侧压降随管间距的变化如图 5 所示。管间距增加,烟气最窄截面处流速降低,换热系数减小;单排管子数减少,工质流速增加,换热系数增加,但是总换热系数降低,则换热面积增加。随管间距增加,工质侧流速增加,压降增大,烟气侧流速降低对压降的影响大于管间距增加的影响,压降呈减小趋势。

3.2.3 换热管长对换热及压降的影响

取余热锅炉设计参数管间距为 0.09 m、烟气迎面质量流速 $4 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、换热工质为水。余热锅

炉换热面积、工质侧压强、烟气侧压降随换热管长的变化如图 6 所示。管长增加,为保证烟气迎面流速不变,烟道宽度则相应减小,单排换热管数目降低,单管排换热面积几乎保持不变。工质侧流速和换热系数增加,烟气侧换热系数基本不变,总换热系数增加,换热面积减小。由于烟气侧换热系数明显小于工质侧换热系数,总换热系数增加量不大,换热面积减小量也较小,则纵向管排数保持不变,烟气侧压降不变,工质侧流速增加,单管程管长增加,压降增加。

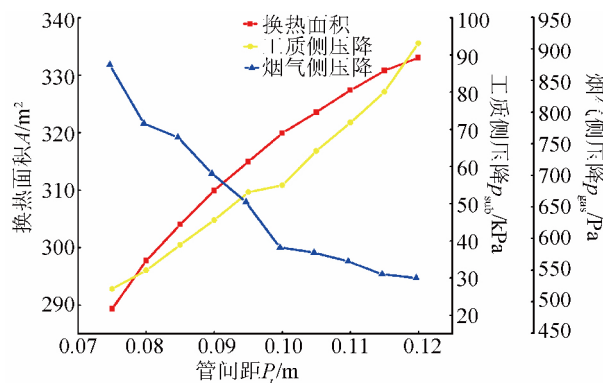


图5 不同管间距下换热面积和压降的变化曲线图

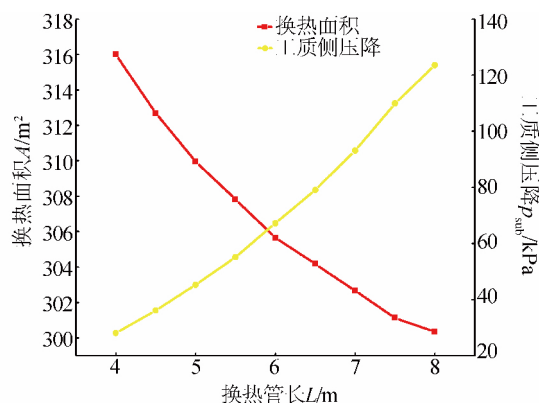


图6 换热面积和压降随换热管长的变化曲线图

3.3 不同工质设计参数优化

基于不同的工质,对烟气迎面质量流速、管间距、换热管长 3 个参数进行整体优化,得出最小换热面积下的优化参数。其中换热面积最小的工质为庚烷,换热面积为 183.3 m^2 ,见表 1。

表1 不同工质最优设计参数

工质	烟气流速 $G_m/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1})$	换热管长 L/m	管间距 P_t/m	换热面积 A/m^2	烟气侧压降 $\Delta p_{\text{gas}}/\text{Pa}$	工质侧压降 $\Delta p_{\text{sub}}/\text{Pa}$
水	4.0	6.5	0.075	283.2	46071.1	875.5
乙醇	5.0	8.0	0.08	192.6	38186.2	967.3
甲醇	5.0	8.0	0.08	192.4	32847.0	961.6
甲苯	4.5	5.5	0.075	221.3	49698.2	976.4
辛烷	5.0	5.5	0.08	198.3	48363.1	960.8
庚烷	5.0	6.0	0.08	183.3	45286.3	966.2

4 结论

通过上述研究可知:

(1) 6种工质相对比,其中以庚烷液相吸热占总吸热量比例最大,窄点温差最大,换热面积最小;以水为工质时,烟气侧压降最大;以庚烷为工质时,烟气侧压降最小;工质侧压降则是以甲苯工质最高,乙醇工质最低。

(2) 随着烟气质量流速增加,烟气侧压降和工质侧压降均增加,所需换热面积减小;随着管间距增加,工质侧压降增大,烟气侧压降减小,所需换热面积增加;随着管长增加,烟气侧压降不变,工质侧压降增加,所需换热面积减小。

(3) 在保证烟气侧压和工质侧压分别降低至50、1 kPa的前提下,结合所得规律分析得出最小换热面积下的优化参数。换热面积最小的工质为庚烷,其值为183.3 m²。

参考文献:

- [1] Bonilla J. J. , Blanco J. M. , Lopez L. , *et al.* . Technological recovery potential of waste heat in the industry of the Basque Country [J]. Applied Thermal Engineering ,1997 ,17(3) : 283 - 288.
- [2] López L. , Blanco J. M. , Bonilla J. J. , *et al.* . Determination of energy and exergy of waste heat in the industry of the Basque country [J]. Applied Thermal Engineering ,1998 ,18(3) : 187 - 197.
- [3] 杨石,顾中焯,罗淑湘,等. 我国燃气锅炉烟气余热回收技术 [J]. 建筑技术 2014 45(11):976-980.
- [4] 张邓杰,王江峰,王家全,等. 水泥窑余热发电技术的分析及优化 [J]. 动力工程 2009 29(9):885-890.
- [5] 尹训彦. 水泥窑低温余热发电热力系统分析与设计 [D]. 大连:大连理工大学 2013.
- [6] 王巍,李扬,王晓放,等. 燃气蒸汽联合循环底循环全工况设计分析 [J]. 燃气轮机技术 2015 28(3):38-43.
- [7] Bolland O. . A comparative evaluation of advanced combined cycle alternatives [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power ,1991 ,113(2) : 190.
- [8] Xi H. , Li M. J. , Xu C. , *et al.* . Parametric optimization of regenerative organic rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery using genetic algorithm [J]. Energy 2013 ,58(9) : 473 - 482.
- [9] 孙志强,易思阳,郭美茹,等. 利用中低温余热的回热有机朗肯循环性能分析 [J]. 热能动力工程 2015 30(1):24-30.
- [10] Quoilin S. , Declaye S. , Tchanche B. F. , *et al.* . Thermo-economic optimization of waste heat recovery organic rankine cycles [J]. Applied Thermal Engineering ,2011 ,31(14 - 15) : 2885 - 2893.
- [11] He Y. L. , Tao W. Q. , Song F. Q. , *et al.* . Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers from view point of field synergy principle [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow 2005 26(3) : 459 - 473.
- [12] Erek A. , Ozerdem B. , Bilir L. T. , *et al.* . Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers [J]. Applied Thermal Engineering 2005 25(14) : 2421 - 2431.
- [13] 唐治立. 低翅片管换热过程的数值模拟及其结构优化 [D]. 赣州:江西理工大学 2014.
- [14] 曹习功,白周方. 余热电站系统中的水泥窑余热锅炉 [J]. 电力环境保护 2006 22(4) : 61 - 62.
- [15] 刘连增,王鹏,张坤. 水泥窑纯低温余热锅炉的研究与应用 [J]. 中国水泥 2013(6) : 72 - 74.
- [16] Ngoc A. L. , Wendland M. , Fischer J. . Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles [J]. Energy 2011 36(1) : 199 - 211.
- [17] Shu G. Q. , Gao Y. Y. , Tian H. , *et al.* . Study of mixtures based on hydrocarbons used in ORC (Organic Rankine Cycle) for engine waste heat recovery [J]. Energy 2014 74(5) : 428 - 438.
- [18] Siddiqi M. A. , Atakan B. . Alkanes as fluids in Rankine cycles in comparison to water , benzene and toluene [J]. Energy 2012 45(1) : 256 - 263.
- [19] Gnielinski V. . Equations for calculating heat transfer in single tube rows and banks of tubes in transverse flow [J]. International Journal of Chemical Engineering ,1979 ,19:3.
- [20] Briggs D. E. , Young E. H. . Convective heat transfer and pressure drop of air flowing across triangular pitch banks of finned tubes [J]. CheHeat Transfer ,1990 ,112(1) : 219 - 228.
- [21] Kandlikar S. G. . A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes [J]. Journal of Heat Transfer ,1990 ,112(1) : 219 - 228.
- [22] 赵钦新,周屈兰,谭厚章,等. 余热锅炉研究与设计 [M]. 北京:中国标准出版社 2010.

(学科责编:赵成龙)