

文章编号: 1671-6612 (2020) 02-209-06

烟气余热回收复合制冷系统的可行性研究

任 军 卢 军 李永财 刘崇喜

(重庆大学土木工程学院 重庆 400045)

【摘 要】 基于工业余热回收, 提出一种“热水型和蒸汽型吸收式复合制冷系统”。通过对某电厂的余热进行回收, 利用该复合系统对数据中心供冷, 并与纯蒸汽系统进行对比。从节能性方面, 对复合系统冷冻水供回水温度在 7/12℃ 和 12/18℃ 下的能耗进行分析, 得出后者比前者节能 6.5%, 且该复合系统全年可节省 $2.3 \times 10^7 \text{ Nm}^3$ 天然气。环保性方面, 烟气的排烟温度最低温度降到 39.1℃, 最高温度降到 49.2℃, 完全高于烟气的露点温度 58.7℃, 可以减少烟气的白羽现象, 对环境保护具有一定效果。

【关键词】 余热回收; 复合制冷系统; 烟气白羽现象; 节能环保

中图分类号 TK02 文献标识码 A

Feasibility Study on Flue Gas Waste Heat Recovery Hybrid Refrigeration System

Ren Jun Lu Ju Li Yongcai Liu Chongxi

(School of Civil Engineering, Chongqing University, Chongqing, 400045)

【Abstract】 Based on industrial waste heat recovery, this paper proposes a hot-water and steam type absorption composite system. Cooling the data center by recovering the waste heat from a power plant, and compare it with the pure steam system. From the aspect of energy saving, the energy consumption of the chilled water supply and return water in this Hybrid system at 7/12℃ and 12/18℃ was analyzed and compared. Found that the latter is 6.5% more energy efficient than the former, and the $2.3 \times 10^7 \text{ Nm}^3$ natural gas is saved annually. From the aspect of environment protection, the flue gas exhaust temperature can be reduced to the lowest temperature of 39.1℃, the maximum temperature dropped to 49.2℃, completely higher than the flue gas dew point temperature 58.7℃. Reduced the white plume of the flue gas, it has a certain effect on environmental protection.

【Keywords】 Waste heat recovery; Hybrid refrigeration system; Smoke white plume phenomenon; Energy conservation and environment protection

0 引言

随着我国城市化进程以及经济的快速发展, 我国对能源的需求不断的增加^[1]。如何缓解能源短缺的问题, 这不仅关系国家发展, 也影响到国计民生问题, 因此采取节能政策将会在一定程度上缓解我国的能源短缺问题。

目前我国工业能耗仍为国家能源消耗的主要能耗^[1], 这主要是因为能源的利用过程中存在有效

能源利用的同时, 也存在部分热能由于技术、经济等条件的限制, 而无法对其进行利用, 只能排入环境中去, 造成能源浪费同时对环境也造成了污染。而一般电厂相关设备的热转化率仅为 40%, 也就是说 60% 的能量就白白被冷却水排入大气环境^[2]。据相关学者调查, 2015 年有 2.0 亿 kW 的能量被白白排入环境^[2]。以北京市 6 个主力热电厂为例, 其排放的循环水余热约为 1240MW, 如能将这部分余

作者简介: 任 军 (1994.09-), 男, 在读硕士研究生, E-mail: 1641304273@qq.com

通讯作者: 卢 军 (1966.10-), 男, 博士, 教授, E-mail: 1181367768@qq.com

收稿日期: 2019-05-16

热回收利用用于供热, 电厂在不增加规模的情况下, 供热能力提高 30%^[3,4]。顾煜炯等人^[5]通过采用吸收式热泵和有机朗肯(ORC)循环发电系统对电厂的循环冷却水进行回收利用研究, 得出全年可回收的余热为 $2.432 \times 10^6 \text{ MJ}$, 节省标准煤 82.997t。

就我国而言, 2011 年我国的工业燃料燃烧废气排放量为 $241201 \times 10^8 \text{ m}^3$, 将其视为低温余热并将其回收至标准条件下 (298.15K, 101.325kPa), 其所蕴含的热能潜力达到 23540×10^4 万吨标准煤, 所占能量达到同年能源消耗总量的 7.7%^[6]。因此采用有效的低品位热能利用技术对工业余热回收、对国家的能源经济的发展具有深远的影响^[4]。

1 热源分析

本项目位于重庆某园区, 项目内有一数据中心和燃气-蒸汽联合循环电厂, 数据中心的能耗高但负荷变化稳定, 电厂配置了 5 台 9F 级燃气-蒸汽联合循环机组, 4 用 1 备, 总装机容量为 2000MW, 同时配置了 $2 \times 50 \text{ t/h}$ 的调峰燃气锅炉, 目前已投入使用的是 2 台燃气-蒸汽轮机组, 机组配置采用 1+1 单轴型式, 即 1 台燃气轮机+1 台余热锅炉+1 台蒸汽轮机+1 台发电机。目前本项目仅从蒸汽轮机中抽出部分蒸汽用于企业供热以及蒸汽型吸收式溴化锂机组制冷。而对于烟气余热的回收仅局限于余热锅炉的回收, 电厂的冷却水的余热也没有进行回收利用。所以本文提出用复合制冷系统, 利用回收的烟气余热对数据中心进行供冷。

项目中的电厂采用天然气作为一次能源燃料, 因为其烟气的成分相比于燃煤, 燃油等燃料的比较清洁, 天然气的主要成分是甲烷, 甲烷燃烧之后的生成物是水和二氧化碳, 不会产生太多的烟气污染物, 且可以看出一份甲烷产生两份水, 其潜热也是非常大的, 据相关研究表明, 烟气中水蒸汽的冷凝潜热占天然气低位发热值的 10~11%^[7], 因此对烟气的回收利用不仅限于对其显热的回收, 还需要对其潜热进行深度回收利用, 这样余热的回收更大。

2 复合制冷系统设计及其数学模型

复合制冷系统由 1 台 6500kW 蒸汽型制冷机组和 19 台 2599kW 热水型制冷机组组成。以园区电厂实际运行数据为计算依据, 采用 MATLAB 软件对复合型制冷系统进行模拟计算, 并与纯蒸汽系

统, 即 9 台 6500kW 蒸汽型制冷机组进行对比分析。

2.1 余热回收复合制冷系统的设计

通过对本项目潜在热源的分析, 本文提出的余热回收复合型制冷系统原理图如图 1 所示, 图中的余热热源主要分为烟气余热和蒸汽热量, 将其作为复合制冷系统运行的热源, 其中蒸汽来自汽轮机的抽气。烟气余热回收中的热水其作为独立的热水输配系统进行循环, 当烟气回收的余热大于区域供暖所需要的热量时, 还可以将剩余热量用于其他热用户。

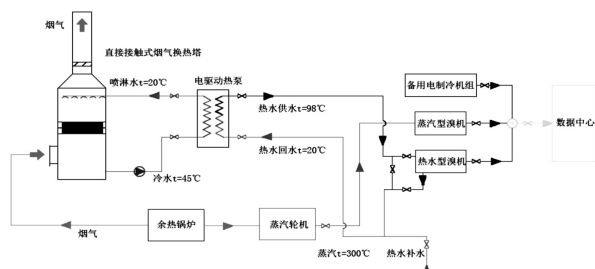


图 1 余热回收系统原理图

Fig.1 Schematic diagram of waste heat recovery system

2.2 数学模型

复合制冷系统的能耗主要分为三部分: 即热水系统能耗、蒸汽系统能耗、节省和回收的热量。

2.2.1 热水型系统的能耗

热水系统的能耗: 热水型吸收式制冷机组能耗 Q_{rsjz} 、烟气回收段电驱动热泵机组的能耗 Q_{rbjz} 、热水输送水泵的能耗 Q_{rssb} 、烟气侧热媒水水泵输送能耗 Q_{yqsb} 、热水深度降温的水源热泵机组能耗 Q_{syrbjz} 。

(1) 热水型吸收式制冷机组能耗 Q_{rsjz}

$$Q_{i,rsjz} = \sum_{j=1}^m \frac{Q_{load}^{rs}}{COP_{i,j}^{rs}} \quad (1)$$

(2) 烟气回收段电驱动热泵机组能耗 Q_{rbjz}

$$Q_{i,rbjz} = \frac{Q_{i,rsjz}}{\eta_s \eta_t COP_i^{rb}} \quad (2)$$

(3) 热水输送水泵的能耗 Q_{rssb}

水泵的能耗和水泵的功率以及水泵的负荷率有关, 其中水泵功率与水泵的流量和扬程以及水泵的效率有关, 如下式所示^[8]:

$$N = \frac{\gamma GH}{1000\eta} \quad (3)$$

式中, N 表示水泵的功率, kW; γ 表示容重, N/m^3 , 这里取值为 9800 N/m^3 ; G 表示水流量, m^3/s ; H 表示扬程, m; η 表示水泵的效率, 这里取 0.85。

其中热源水的流量为:

$$G_i^{rs} = \sum_{k=1}^n \frac{3600q_{rs,k,i}}{\rho c_p (t_{rs,1} - t_{rs,2}) COP_{rs,k,i}} \quad (4)$$

式中, G_i^{rs} 表示逐时热水流量, m^3/h , 其中热水 $t_{rs,1}$ 在这里取 98°C , $t_{rs,2}$ 取 88°C 。

则根据上面的公式可计算得水泵的逐时能耗:

$$Q_{rssb} = n_{rs} N_{k,i} = \sum_{k=1}^n \frac{\gamma G_{k,i}^{rs} H_{rs}}{1000\eta_{sb}} \quad (5)$$

其中, n 为水泵的台数, 其台数和热水型机组的数量一一对应。

(4) 烟气侧热媒水水泵输送能耗 Q_{yqsb}

$$Q_{yqsb} = \sum_{k=1}^n \frac{\gamma G_i^{yqrs} H_{yqrs}}{1000\eta_{sb}} \quad (6)$$

(5) 热水深度降温的水源热泵机组能耗

$$Q_{i,syrbjz} = \frac{c_p m_i \Delta t}{3600 COP_{i,syrbjz}} \quad (7)$$

式中, m 为热水的逐时流量, kg/h ; Δt 热水进出水源热泵的温降温度, $^\circ\text{C}$; $COP_{i,syrbjz}$ 为水源热泵机组的逐时能效。

2.2.2 蒸汽型系统的能耗

蒸汽型系统的能耗主要有纯蒸汽机组系统能耗 $Q_{czqjz,i}$ 、复合机组时蒸汽机组的能耗 $Q_{zqjz,i}$ 、蒸汽凝结水输送水泵的能耗 $Q_{njs,i}$ 。其中机组的能耗主要是蒸汽耗量。凝结水泵能耗与凝结水量和扬程有关。

(1) 纯蒸汽机组时的系统能耗 $Q_{czqjz,i}$

$$Q_{czqjz,i} = \sum_{j=1}^n \frac{Q_{i,load}}{COP_{i,j}} \quad (8)$$

(2) 复合系统蒸汽机组的能耗 $Q_{zqjz,i}$

$$Q_{zqjz,i} = \sum_{j=1}^n \frac{Q_{i,load}^{zq}}{COP_{i,j}^{zq}} \quad (9)$$

式中, $Q_{zqjz,i}$ 为蒸汽型机组所耗的蒸汽热量, kW 。

(3) 蒸汽凝结水输送水泵的能耗 $Q_{njs,i}$

其中, 蒸汽的凝结水量:

$$G_i^{zq} = \sum_{j=0}^m \frac{3600q_{zq,j,i}}{\rho(h_1 - h_2) COP_{zq,j,i}} \quad (10)$$

根据项目电厂距离制冷站的距离为 $1563m$, 计

算得出沿程阻力为 H_{yc} , 局部阻力 H_{jb} 按照沿程阻力的 50% 计算, 可计算总扬程。

则根据以上可计算得水泵的逐时能耗:

$$Q_{njs} = n_{zq} N_{k,i} = \sum_{j=1}^n \frac{\gamma G_{j,i}^{zq} H_{njs}}{1000\eta_{sb}} \quad (11)$$

则热水源系统和蒸汽源系统总能耗为:

$$Q_{sysz} = Q_{rsjz} + Q_{rssb} + Q_{zqjz} + Q_{njs} + Q_{rbjz} + Q_{yqsb} \quad (12)$$

2.2.3 复合机组配置下节省和回收的热量

复合系统运行下: 节省的蒸汽能耗为 $Q_{zqsave,i}$ 、烟气余热回收的热能为 $Q_{yqrec,i}$ 。

(1) 节省的蒸汽热量 $Q_{zqsave,i}$

由于制冷机组加入了热水型吸收式制冷机组, 因此所耗的高品质蒸汽的耗量将减少, 即热水负荷所承担的冷负荷所耗的热量, 就是蒸汽节省的热量。

$$Q_{zqsave,i} = \sum_{k=1}^m \frac{Q_{k,i}^{rs}}{COP_{zq,i}} \quad (13)$$

(2) 回收的烟气热量 $Q_{rec,i}$

回收的烟气热量将用于驱动热水型制冷机组或者用于生活或者冬季供暖使用。

$$Q_{rec,i} = c_p \times G_{rec,i} \times \rho \times (t_{rs,02} - t_{rs,01}) \quad (14)$$

式中, $Q_{rec,i}$ 表示回收的烟气的余热, KJ ; c_p 表示水的比热容, 这里取 $4.18kJ/kg^\circ\text{C}$; $t_{rs,01}$ 根据本文的设计工况将其设计为 20°C , 其通过吸收式热泵机组使其实现; $t_{rs,02}$ 表示热水被烟气-水换热器加热后的热水温度, 在这里 $t_{rs,02}$ 与 $t_{rs,01}$ 的温差设计为 25°C 。

(3) 系统的净能耗 $Q_{jnh,i}$

$$Q_{jnh,i} = Q_{sysz} - Q_{zqsave} - Q_{yqrec} \quad (15)$$

2.3 系统模拟结果

2.3.1 从能耗角度分析

主要分析了复合型制冷机组的冷冻水供回水温度为 $7/12^\circ\text{C}$ 时的能耗, 并从节能方面考虑, 较大的温差可使流量减少, 降低冷冻水泵的能耗, 从而对比分析了复合型吸收式制冷机组的冷冻水供回水温度在 $12/18^\circ\text{C}$ 下的能耗。

(1) 冷冻水供回水温差为 $7/12^\circ\text{C}$ 和 $12/18^\circ\text{C}$ 下的能耗

整个系统的能耗包括复合系统热源部分的能耗和输配系统的能耗:

复合型机组系统热源部分的能耗如图2所示。

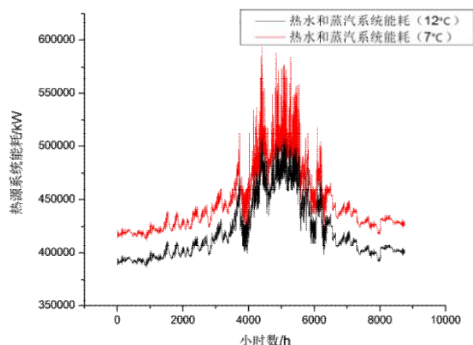


图2 冷冻水供水温度为7℃和12℃时的热水和蒸汽系统能耗

Fig.2 Energy consumption of hot water and steam systems at chilled water supply temperatures of 7°C and 12°C, respectively

从图2可以看出复合型机组系统的热源部分系统的能耗,在复合制冷机组的冷冻水出水温度为7℃,供回水温度差为5℃,热源部分系统的能耗为 5.56×10^5 kW;在复合制冷机组的冷冻水出水温度为12℃,供回水温度差为6℃,热源部分系统的能耗为 5.93×10^5 kW,相比于冷冻水出水温度为7℃,供回水温度差为5℃时约节省 3.69×10^4 kW,节能率为6.7%。

(2) 输配系统能耗

整个输配系统的能耗包括冷冻水一次网和二次输配系统的能耗、冷却水输配系统的能耗和凝结水系统的能耗。

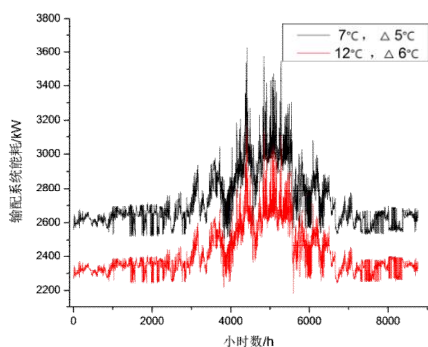


图3 复合型制冷机组输配系统总能耗
(7℃, 温差5℃和12℃, 温差6℃)

Fig.3 Total energy consumption of composite refrigeration unit transmission and distribution system (7°C, Δ5°C and 12°C, Δ6°C)

从图3中可以看出复合机组系统的输配系统,在冷冻水出水温度为7℃,温差为5℃下的最大能耗为3628.1 kW,在冷冻水出水温度为12℃,温差

为6℃下的最大能耗为3175.8 kW。相比于冷冻水出水温度为7℃,温差为5℃下的能耗降低了452.3 kW,节能率为12.7%。

则由图2和图3计算的热水系统能耗和输配系统能耗,可以计算出复合型吸收式制冷机组在7/12℃和12/18℃下的复合系统的能耗。

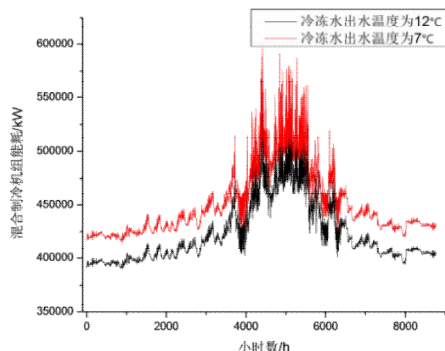


图4 复合型制冷机组系统总能耗(7℃, Δ5℃和12℃, Δ6℃)

Fig.4 Total energy consumption of composite refrigeration unit system (7°C, Δ5°C and 12°C, Δ6°C)

从图4中可以看出,当机组的冷冻水出水温度为7℃、温差为5℃时,整个复合系统的能耗最大值为: 5.59×10^5 kW,当机组的冷冻水出水温度为12℃,温差为6℃时,整个复合系统的能耗最大值为: 5.96×10^5 kW,其比冷冻水出水温度为7℃、温差为5℃时节省能量为 3.65×10^4 kW,节能率为6.5%。

(2) 通过计算:烟气余热回收系统的混合热源系统的全年逐时能耗如图5所示,全年的逐时蒸汽节省能耗和烟气余热回收热量如图6所示,复合型制冷系统的全年逐时能耗和纯蒸汽系统全年逐时能耗如图7所示。

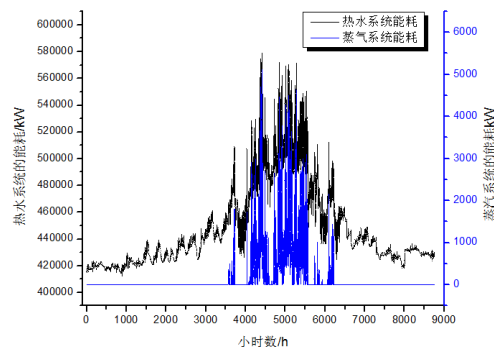


图5 热水系统和蒸汽系统的逐时能耗

Fig.5 Timely energy consumption of hot water systems and steam systems

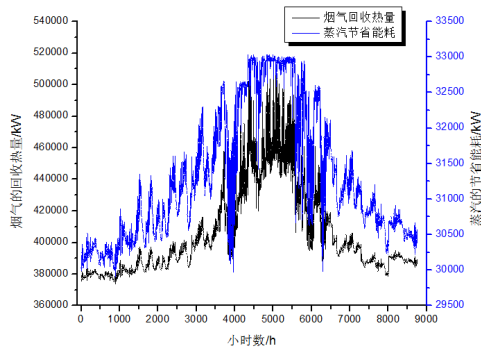


图6 回收的烟气热量和蒸汽系统节省的能耗

Fig.6 Recovered flue gas heat and energy savings from the steam system

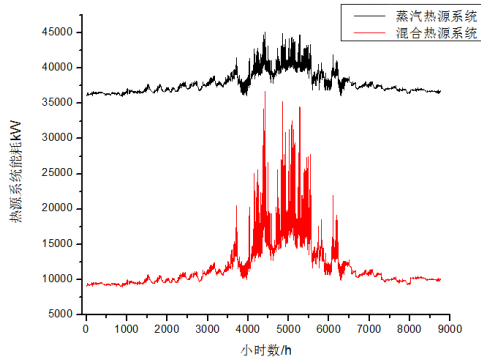


图7 蒸汽热源系统和复合热源系统的能耗

Fig.7 Energy consumption of steam heat source systems and composite heat source systems

从图7中可以看出复合系统的全年逐时能耗都是小于蒸汽系统的全年逐时能耗的,复合热源系统的全年能耗为 $1.1\beta 10^8 \text{kWh}$,蒸汽系统的全年逐时能耗为 $3.3\beta 10^8 \text{kWh}$,则复合热源系统比蒸汽系统节省 $2.2\beta 10^8 \text{kWh}$,换算成一次能源,则全年约节省 $2.3\beta 10^7 \text{Nm}^3$ 天然气。

2.3.2 从环保角度分析

复合型制冷系统是通过回收烟气的余热来驱动热水型制冷机组进行制冷,从而可以降低烟气排入大气的温度,对于天然气而言,由于其中的水蒸气含量较高,因此通过降低烟气的余热,回收烟气的潜热,从而可以减少烟气排入大气的水汽白雾现象。

下面通过公式(16)可以得出烟气的温度可以回收的程度。

$$\Delta h = \frac{3600Q_{i,rec}}{m_y N_i} \quad (16)$$

式中, Δh 为烟气的回收焓值, kJ/kg ; $Q_{i,rec}$ 为

逐时烟气可回收的热量, kW ; m_y 为 1Nm^3 天然气燃烧产生的烟气质量^[9], kg/Nm^3 ; N_i 为逐时天然气的耗量, Nm^3/h 。

其中天然气耗量如图8所示; $Q_{i,rec}$ 如图5所示,则余热回收系统回收的烟气焓值如图9所示。

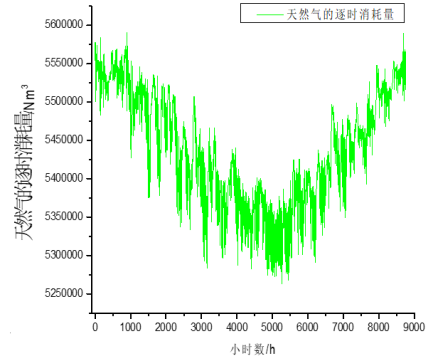


图8 天然气逐时的耗量

Fig.8 Natural gas hourly consumption

通过回收烟气的余热之后其所对应的排烟温度,这里主要通过简化算法,插值法获得:

$$t_{py} = 20^\circ\text{C} \times \left(\frac{h_{130^\circ\text{C}} - \Delta h}{h_{50^\circ\text{C}} - h_{30^\circ\text{C}}} \right) + 30^\circ\text{C} \quad (17)$$

式中, t_{py} 为回收之后的排烟温度, $^\circ\text{C}$; h_{130} 、 h_{50} 、 h_{30} 为对应排烟温度下的烟气焓值, kJ/kg ; 20为烟气 50°C 和 30°C 的差值, $^\circ\text{C}$ 。

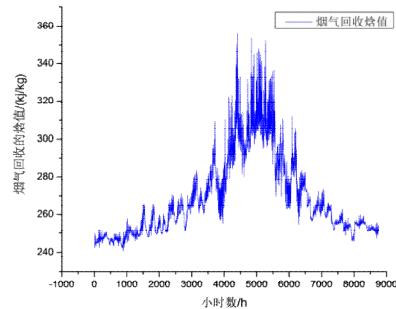


图9 回收的烟气焓值

Fig.9 Recovered flue gas devaluation

如图9所示,其回收的烟气焓值的变化和冷负荷的变化规律一致。其最大值回收的焓值为 356.03kJ/kg ,最小值为 240.54kJ/kg 。

从图10中可以得出烟气的排放的焓值和温度,当烟气的温度进入烟气-水换热器之前的温度为 130°C 时,其通过余热回收利用之后全年的烟气的排烟最低温度为 39.1°C ,最高温度为 49.2°C ,完全高于烟气的露点温度 58.72°C ,因此对于减少烟

气的水汽白雾现象具有一定的效果。

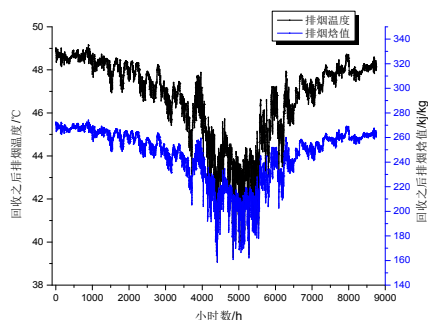


图 10 回收之后的排烟焓值和温度

Fig.10 Smoke devaluation and temperature after recycling

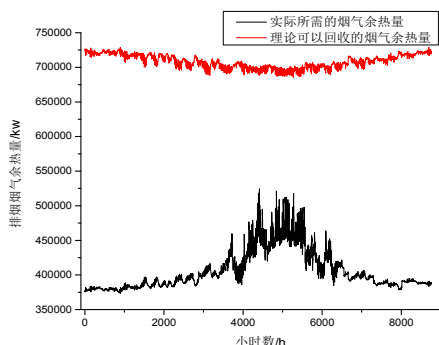


图 11 理论和实际所需的烟气的余热

Fig.11 Theoretical and practical residual heat of flue gas

从图 11 中可以看出烟气理论可以回收的余热和相比实际需求的烟气余热而言是绰绰有余的。

3 结论

(1) 基于工业余热回收, 提出一种复合制冷系统, 研究发现: 复合制冷系统的全年逐时能耗都是小于蒸汽系统的全年逐时能耗, 而且复合热源系统的全年能耗为 $1.1 \times 10^8 \text{ kWh}$, 纯蒸汽系统的全年能耗为 $3.3 \times 10^8 \text{ kWh}$, 所以复合热源系统比蒸汽系统节省 $2.2 \times 10^8 \text{ kWh}$, 换算成一次能源, 则全年节

省 $2.3 \times 10^7 \text{ Nm}^3$ 天然气。

(2) 从理论上分析得出: 可以回收的烟气余热远远大于所需回收的烟气余热, 烟气余热潜力很大, 进一步分析得出: 复合制冷系统的冷冻水供回水温度为 $12/18^\circ\text{C}$ 比 $7/12^\circ\text{C}$ 节能 6.5%。

(3) 烟气的排烟温度可以最低温度降到 39.1°C , 最高温度降到 49.2°C , 完全高于烟气的露点温度 58.7°C , 因此对于减少烟气的水汽白羽现象具有一定的效果。

从以上结论分析得出该系统在工业余热回收利用上是可行的, 可实现良好的节能、环保和经济效益, 具有一定的发展前景。

参考文献:

- [1] 国家统计局能源统计司.中国能源统计年鉴[M].北京:中国统计出版社,2016.
- [2] 魏世超,张凯,刘明亚.电厂循环冷却水余热高效利用的关键问题探讨[J].中国高新技术企业,2017,(12):144-145.
- [3] 李岩,付林,张世钢,等.电厂循环水余热利用技术综述[J].建筑科学,2010,26(10):10-14.
- [4] 高杏存,赵海谦,刘晓燕,等.利用热泵技术回收热电厂乏汽余热综述[J].节能技术,2017,35(201):94-97.
- [5] 顾煜炯,耿直,谢典,等.电厂循环冷却水余热利用分析[J].热力发电,2016,45(4):36-40.
- [6] 吴华新.低位烟气余热深度回收利用状态评(I)—新技术路线与回收条件改变的影响[J].热能动力工程,2012,27(3):271-276.
- [7] Shaleen Khurana, Rangan Banerjee, Uday Gaitonde. Energy balance and cogeneration for a cement plant[J]. Applied Thermal Engineering, 2002,22:485-494.
- [8] 蔡增基,龙天渝.流体力学泵与风机(第五版)[M].北京:中国建筑工业出版社,2007.
- [9] 沈维道,童钧耕.工程热力学(第四版)[M].北京:高等教育出版社,2007.