

文章编号:0254-0096(2018)10-2779-09

分布式热泵调峰型燃气热电联产烟气余热回收供热系统建模及模拟分析

赵玺灵¹, 付 林¹, 王笑吟¹, 孙 涛², 张世钢²

(1. 清华大学建筑技术科学系, 北京 100084; 2. 北京清华同衡规划设计研究院有限公司能源规划设计研究所, 北京 100084)

摘 要: 将分布式热泵调峰技术与基于直接接触式换热的燃气热电厂烟气余热回收系统相结合, 构建一种分布式热泵调峰型燃气热电联产烟气余热回收供热系统。介绍这种新的系统形式, 并以一套二拖一大型9F级燃气蒸汽联合循环背压供热机组为例, 进行系统的配置并对系统关键参数进行分析。

关键词: 燃气蒸汽联合循环; 热电联产; 余热回收; 分布式调峰; 热泵

中图分类号: TK111.5

文献标识码: A

0 引 言

城市供热系统的热负荷需求随气温波动而变化, 因此城市供热系统一般采用效率高、初投资高、运行成本低的热源作为基本负荷热源(如热电联产热源); 采用初投资低、调节灵活、运行成本高的热源作为调峰热源(如燃气锅炉热源)。调峰热源的从布置位置可分为集中调峰方式和分布式调峰方式。集中调峰方式指在热源处设置集中的燃气锅炉进行调峰。进入严寒期, 基础热源和调峰热源的热量共同送入一次网, 再经过热力站换热送入二次网, 最终输送给热用户。分布式调峰技术是指在热力站到用户二次网侧布置分散的燃气锅炉补充热量直接进入二次网中, 在严寒期进行调峰。在这种系统中, 主热源提供供暖的基础负荷, 整个供暖季可稳定运行, 二级网燃气调峰热源则根据负荷需求仅在低于一定室外温度时才开启, 为热用户补充不足的热量。其优势在于提高供热能效, 一次网只需承担基础负荷热量的输送, 提高一次网管网的利用率, 同时二次网易实现快速调节和按需供热, 提高供热安全性。

诸多文献针对分布式调峰技术进行研究, 一般所指分布式调峰技术指在二次网用燃气锅炉作为热源进行调峰。文献[1]研究以燃煤为基础热源、

燃气锅炉为调峰热源的联合供热方式, 以供热系统经济费用年值最小为目标, 确定最佳热化系数, 对分布式燃气调峰供热方式热源的设置进行优化; 文献[2]研究热源以燃煤锅炉为主, 在二次网侧采用燃气锅炉为热源的分布式调峰方式的供热调节、水力工况、运行能耗及经济性等; 文献[3]研究燃煤锅炉房与小型燃气锅炉联合供热的技术经济分析; 文献[4, 5]以天津市一个区域锅炉房为例, 对热化系数和燃气调峰锅炉最佳启动温度进行相应研究; 文献[6, 7]对在二次网侧调峰的管网安全性和可靠性进行研究。本文所述的分布式热泵调峰技术与一般所指分布式调峰技术不同, 在二次网处采用热泵在对二次网进行调峰的同时, 降低一次网的回水温度, 与有余热资源的热源相结合, 低温回水回到热源处回收余热。该分布式热泵调峰方式有利于增大供热能力, 降低供热能耗, 大幅提升管网输配能力, 保障供热安全。文献[8]提出分布式燃气调峰的方式, 并研究以燃煤热电联产集中供热为热源, 末端采用这种分布式热泵调峰的原理降低回水温度、回收燃煤电厂的乏汽余热的系统, 并研究调峰系数等影响因素。目前在北京市, 燃煤热电联产已被更为清洁的燃气热电联产所取代, 而随着供热需求的增长, 热源不足的问题也愈加突出。本文针对燃气热电联产热

收稿日期: 2016-06-23

基金项目: 国家自然科学基金(51521005)

通信作者: 赵玺灵(1980—), 女, 博士、高级工程师, 主要从事天然气高效利用、城市能源规划方面的研究。zhaoxiling@126.com

源,提出以燃气为热源的分布式热泵调峰方式,可大幅增大系统的供热能力,在维持主力热源不变的情况下,消耗少量的天然气就可扩大供热面积,起到“四两拨千斤”的供热效果。本文介绍这种工艺流程,并针对典型机组进行系统配置与运行的研究,为该种系统的应用提供参考。

1 分布式热泵调峰型燃气热电联产烟气余热回收供热系统

目前,9F级的燃气蒸汽联合循环机组已成为燃气热电联产集中供热系统的主力机型。这种机组的天然气利用效率较高^[9,10],有抽凝机组和背压供热机组2种主力机型,抽凝供热机组存在热电比小的问题;背压供热机组采用SSS(Synchro-Self-Shifting)离合技术^[11,12]增加系统的热电比,但却牺牲部分发电量。本文以一套2拖1的9F级燃气蒸汽联合循环背压供热机组为主力热源,末端采用分布式热泵作为调峰热源为例,介绍分布式热泵调峰型燃气热电联产烟气余热回收供热系统。

系统工艺流程如图1所示。首先在热网的热力站处,采用以传统一、二次网换热过程中温差做

动力的吸收式换热机组^[13-17],使一次网回水温度由常规的约60℃降至约20℃,同时辅以调峰型燃气热泵,给二次网补燃的同时降低一次网的回水温度至约10℃,为热源处余热回收创造有利条件;同时,在热网输送环节,使城市一级热网的供回水温差拉大,使既有供热管网的输送能力提高;其次,在热源处增加板式换热器、蒸汽驱动的吸收式热泵、直接接触式换热塔^[18,19],实现烟气余热的分段回收。从余热锅炉排出的烟气经过直接接触式换热塔与喷淋水换热回收热量,温度降低后排出。热网水在热源处的具体流程是:一次网回水先在热电厂内通过板式换热器与直接接触式换热塔出来的高温段喷淋中间水换热,热网水被初步加热后再进入吸收式热泵中,抽汽作为高温热源驱动吸收式热泵提升低温段喷淋水的热量,将热网水进一步加热,最后经尖峰蒸汽-水加热器加热后送出。在该流程中,热网水被烟气、吸收式热泵(吸收式热泵的热量来自部分抽汽加部分烟气)、抽汽逐级加热,在不增加天然气消耗量 and 基本不影响发电量的情况下,实现了烟气余热的深度回收,从而克服大型燃气热电联产系统供热能力不足的问题。

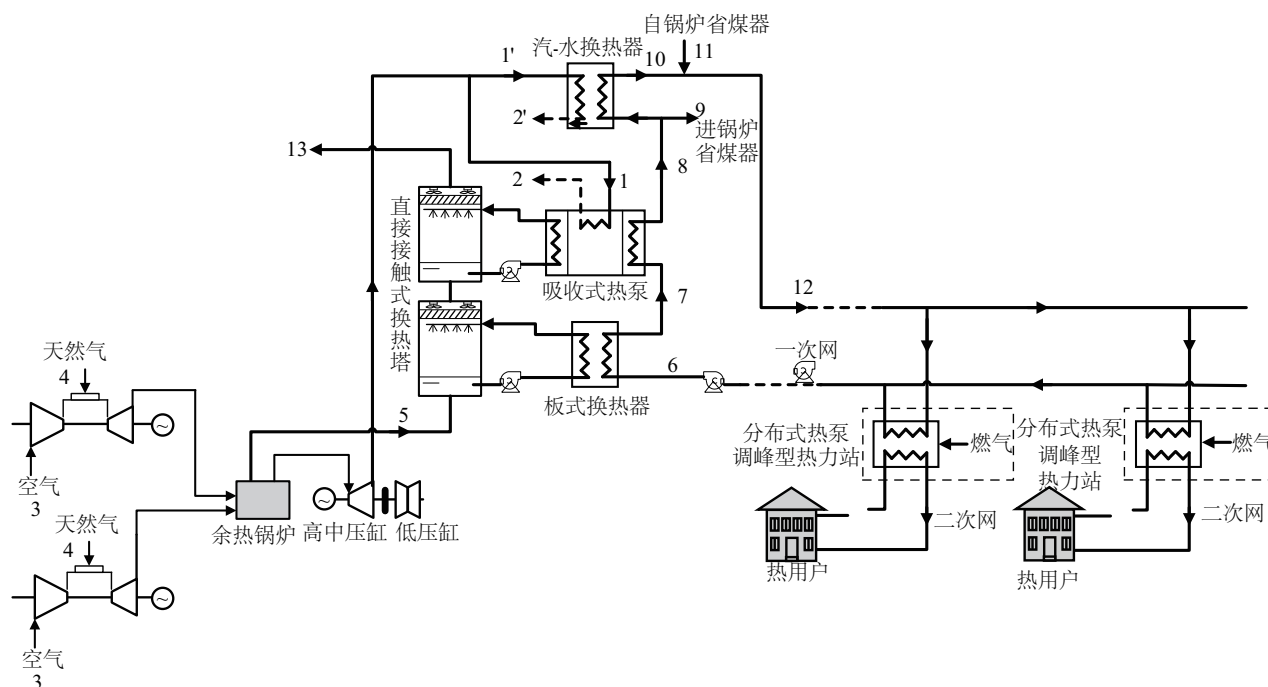


图1 分布式热泵调峰型燃气蒸汽联合循环热电联产烟气余热供热系统

Fig. 1 Recovery system of flue gas from natural-gas combined heat and power plant with distributed peak-shaving heat pumps

在调峰型热力站处,吸收式换热机组和调峰型燃气热泵已集成为一个补燃型吸收式换热机组的

模块,该模块原理如图2所示。常规吸收式换热机组由热水型吸收式热泵与水-水板式换热器组成。

一次网的高温热水驱动热水型吸收式热泵,降温后进入水-水板式换热器,进一步降温后进入热水型吸收式热泵中被制冷后再进入燃气直燃热泵,温度进一步降低后返回热源。而在二次侧,二次网的回水串联进入常规吸收式换热机组与燃气直燃热泵中被加热后送出。定义调峰比例为调峰热负荷占总热负荷的比例。当二次网供回水温度为 60/50 ℃,一次网供水温度为 120 ℃,燃气调峰比例为 0.2 时,一次网回水温度可降至 17 ℃,更低的回水温度有利于回收烟气余热。

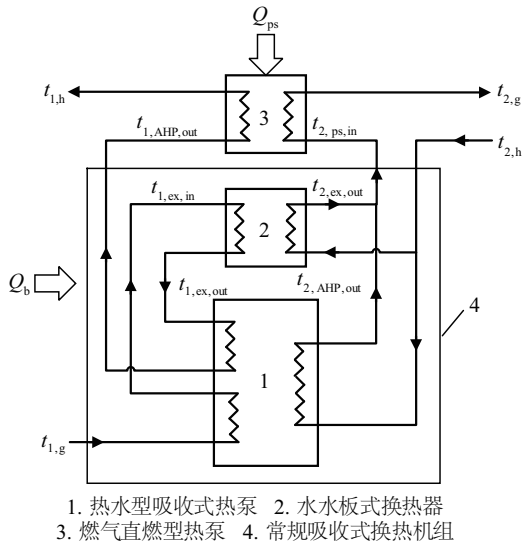


图2 二次网侧分布式热泵调峰

Fig. 2 Boiler peak-shaving system

2 系统模型的建立及设计

为了研究系统配置并模拟整个供暖季的变化,需对系统建立模型。系统中只有调峰型换热站处有补燃型吸收式换热机组为新设备,其余设备均为常规设备,在热源处的蒸汽驱动的吸收式热泵、直接接触式换热塔和板式换热器等设备模型参见文献[14~19],本文不再赘述。此处仅对调峰型换热站内核心设备进行建模。

2.1 热水型吸收式热泵模型

热水型吸收式热泵以一次网高温供水为驱动力,主要由发生器、吸收器、蒸发器和冷凝器4个主要部件构成。其中,溶液在发生器中吸收热量 Q_{ge} 生成浓溶液,在吸收器中吸收水蒸气变为稀溶液并

释放热量 Q_{ab} ,完成溶液循环。制冷剂水在蒸发器中吸收热量 Q_{ev} 变为水蒸气,在冷凝器中释放热量 Q_{co} 重新凝结并回到蒸发器中,完成制冷剂循环。热网水获得吸收器和冷凝器中释放的热量逐级升温,如图3所示。

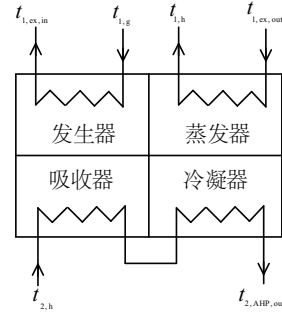


图3 热水型吸收式热泵模型

Fig. 3 Absorption heat pump driven by heat water

主要的能量守恒方程如式(1)~式(5)所示。

$$Q_{ge} + Q_{ev} = Q_{ab} + Q_{co} \quad (1)$$

$$Q_{ge} = c_{p,1} m_1 (t_{1,g} - t_{1,ex,in}) \quad (2)$$

$$Q_{ab} + Q_{co} = c_{p,2} m_2 (t_{2,AHP,out} - t_{2,h}) \quad (3)$$

$$Q_{ev} = c_{p,1} m_1 (t_{1,ex,out} - t_{1,h}) \quad (4)$$

$$COP = (Q_{ab} + Q_{co}) / Q_{ge} \quad (5)$$

2.2 水-水换热器模型

来自发生器的一次网水和一股二次网回水进入水-水换热器,在换热器内热量从一次网水传递给二次网水,将二次网水加热。水-水换热器的模型如图4所示。

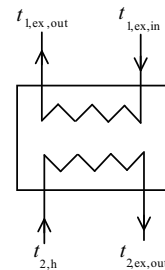


图4 水-水换热器模型

Fig. 4 Water-water heat exchanger

能量守恒方程如式(6)所示:

$$c_{p,1} m_1 (t_{1,ex,in} - t_{1,ex,out}) = c_{p,2} m_2 (t_{2,ex,out} - t_{2,h}) \quad (6)$$

2.3 直燃型吸收式热泵模型

直燃型吸收式热泵采用燃气直接燃烧作为驱动热源,主要由高压发生器、低压发生器、吸收器、蒸发器和冷凝器 5 个部件构成。其中,溶液在高压发生器中吸收燃气燃烧释放的热量 Q_{hge} ,溶液沸腾,产生高温冷剂蒸汽,进入低压发生器,作为驱动热源加热低压发生器的稀溶液产生低温冷剂蒸汽进入冷凝器,被冷却凝结为冷剂水回到蒸发器,并释放出热量 Q_{co} 。溶液在吸收器中吸收蒸发器来的水蒸气释放热量 Q_{ab} 并回到高压发生器完成溶液循环。热网水获得吸收器和冷凝器中释放的热量逐级升温,如图 5 所示。

主要能量守恒方程如式(7)~式(11)所示。

$$Q_{\text{hge}} + Q_{\text{ev}} = Q_{\text{ab}} + Q_{\text{co}} \quad (7)$$

$$Q_{\text{hge}} = Bq\eta \quad (8)$$

$$Q_{\text{ab}} + Q_{\text{co}} = c_{p,2}m_2(t_{2,g} - t_{2,ps,in}) \quad (9)$$

$$Q_{\text{ev}} = c_{p,1}m_1(t_{1,AHP,out} - t_{1,h}) \quad (10)$$

$$COP = (Q_{\text{ab}} + Q_{\text{co}})/Q_{\text{hge}} \quad (11)$$

表 1 分布式热泵调峰型燃气蒸汽联合循环热电联产烟气余热供热系统工艺参数表

Table 1 Parameters of the recovery system of flue gas from natural-gas combined heat and power plant with distributed peak-shaving heat pumps

序号	项目	流量/t·h ⁻¹	温度/℃	压力/kPa	比焐/kJ·kg ⁻¹
1	进入吸收式热泵的抽汽	303.4	304.3	633.0	3069.0
2	出吸收式热泵的抽汽凝结水	303.4	161.0	633.0	679.9
1'	进入汽-水换热器的抽汽	508.5	304.3	633.0	3069.0
2'	出汽-水换热器的抽汽凝结水	508.5	161.0	633.0	679.9
3	输入空气	510.9 ³ (万 Nm ³ /h)	—	—	—
4	天然气	17.76 ³ (万 Nm ³ /h)	—	—	—
5	余热锅炉烟气出口	5313.3 ¹	90.0	—	7839 ²
6	热网回水	7392	10.0	—	43.3
7	板式换热器中热网水出口	7392	31.2	—	134.0
8	吸收式热泵中热网水出口	7392	73.0	—	317.7
9	锅炉省煤器的热网水进口	7392	73.0	—	317.7
10	汽-水换热器中热网水出口	6721	120.0	—	503.8
11	锅炉省煤器的热网水出口	671.2	120.0	—	503.8
12	热网供水	7392	120.0	—	503.8
13	直接接触式换热塔的烟气出口	5313.3 ¹	11.0	—	1100 ²

注: 1. 烟气流量单位按照标况 Nm³/h; 2. 烟气焐值按照 kJ/Nm³; 3. 2 台燃气轮机参数。

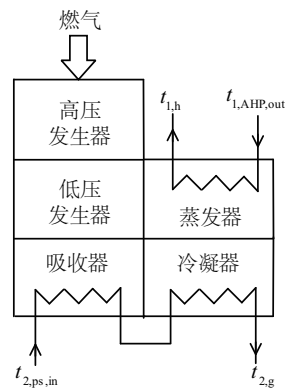


图 5 直燃型吸收式热泵模型

Fig. 5 Direct fired absorption heat pump

2.4 系统设计参数

根据上述各设备的模型构建整个供热系统,设计工况下一次网供水温度为 120 ℃,二次网供回水温度为 60/45 ℃,供热距离为 20 km,通过计算确定系统中各节点参数及换热设备的换热面积等。系统设计参数如表 1 所示。

设计工况下,系统一次网回水温度为 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$,一次网流量为 7392 t/h ,基础负荷为 943 MW ,燃气调峰比例为 0.2 ,总热负荷为 1179 MW ,末端用户热指标取 50 W/m^2 ,则供热面积为 2358 万 m^2 。系统设计工况下,电厂中锅炉省煤器换热量为 36 MW ,为烟气从 $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ 降至 $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的部分热量;板式换热器换热量为 179.7 MW ,全部为烟气热量;吸收式热泵加热量为 367 MW ,其中 41.4% 为烟气热量, 58.6% 为抽汽热量;汽水换热器换热量为 360.5 MW ,全部为抽汽热量。热力站处,常规吸收式换热机组换热量为 825.2 MW ,全部为电厂输热量;直燃型热泵加热量为 353.7 MW ,其中 33.3% 为电厂输热量, 66.7% 为天然气补热量。

在系统总热负荷构成中,排烟温度从 $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ 降至 $11\text{ }^{\circ}\text{C}$,共回收烟气余热 368 MW ,利用抽汽热量 575 MW ,热力站处调峰用天然气热量 236 MW 。

3 系统模拟运行结果

系统运行调节方式:在北方城市冬季采暖过程中,随着室外温度变化,二次网供回水参数也随之发生变化,供热系统通常通过调节一次网供水温度来调节供热负荷以满足末端用户需求。系统在运行调节过程中保持电厂内燃料输入量不变,热网均采用质调节方式。当调峰结束后,供热所需抽汽量减少,这部分抽汽进入低压缸发电后排入凝汽器。在系统模拟过程中,保持各换热设备的换热面积不变,二次网供回水温度随室外温度变化时,模拟系统在整个供暖季的各点参数变化及关键设备的性能变化。

3.1 供回水温度的变化

整个供暖季系统一二次网水温变化如图6所示。在热力站处,一次网供水先经过常规吸收式换热机组后进入直燃型热泵继续降温,设计工况下回水温度可降低至 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$,较低的回水温度返回电厂,为回收更多的烟气余热创造有利条件。调峰阶段,随着室外温度升高,一次网供水温度保持不变,回水温度逐渐升高。调峰热泵全部退出后,一次网供水温度与二次网供回水温度均不断降低,一次网回水温度变化幅度相对较小。

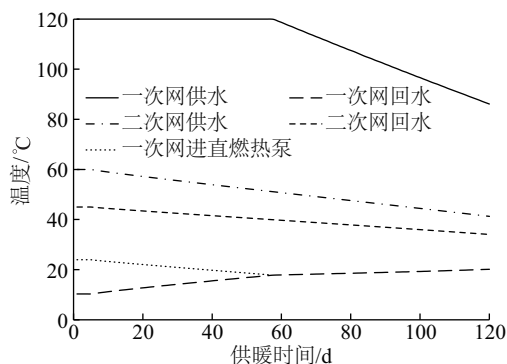


图6 系统供回水温度变化

Fig. 6 Supply and return water temperature variation curves during heating season

3.2 排烟温度的变化

整个供暖季中系统排烟温度变化如图7所示。由于设计工况下一次网回水温度较低,有利于回收更多的烟气余热,可使排烟温度降至 $11\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。随着一次网回水温度升高,回收烟气余热减少,排烟温度逐渐升高,至初、末寒期提升至 $24\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

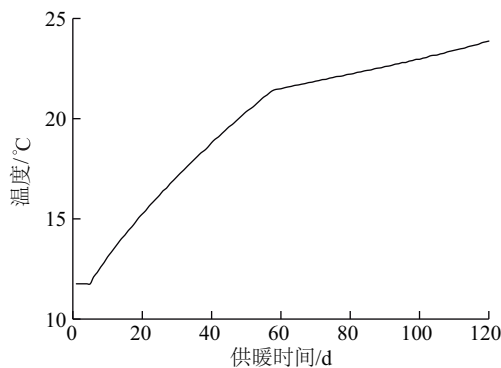


图7 排烟温度变化

Fig. 7 Flue gas temperature variation

3.3 补燃型吸收式换热机组性能变化

补燃型吸收式换热机组由常规吸收式换热机组与燃气直燃热泵构成。整个供暖季中燃气直燃热泵的性能变化如图8所示。调峰阶段,一次网供水温度保持不变,二次网供回水温度均随室外温度升高而降低,一次网出常规吸收式换热机组的温度稍有降低。随后进入直燃型热泵进一步降低回水温度。随着室外温度的升高,二次网进出水温度均降低,一次网回水温度升高,直燃型热泵逐渐退出直至调峰结束。

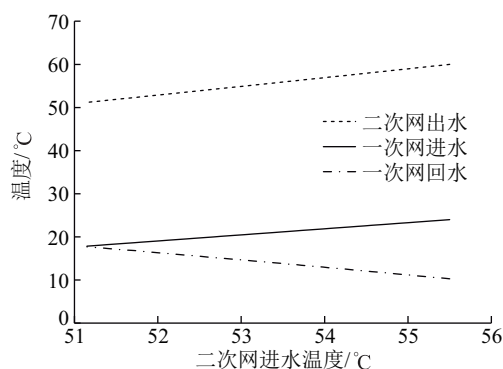


图8 燃气直燃热泵性能变化

Fig. 8 Performance of afterburning absorption heat exchanger

3.4 电厂内吸收式热泵性能的变化

电厂内吸收式热泵进出口温度和性能系数变化如图9所示。一次网回水出水-水板式换热器后进入吸收式热泵的温度升高,出热泵的温度基本保持不变,进出蒸发器的喷淋循环水温度升高,蒸发压力上升,吸收器内溶液吸收水蒸气的能力增强,导致稀溶液中溴化锂质量分数降低,放气范围增大,热泵COP有所升高。

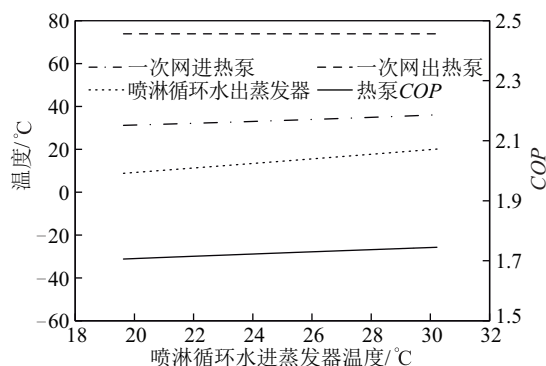


图9 电厂内吸收式热泵性能变化

Fig. 9 Performance variation of absorption heat pump

3.5 系统供热量变化及供热构成

系统总供热量为 901.6×10^4 GJ, 其中回收烟气热量 344.7×10^4 GJ, 占 38.2%, 利用抽汽热量 496.4×10^4 GJ, 占 55.1%, 天然气调峰热量 60.4×10^4 GJ, 占 6.7%。系统整个采暖季热负荷变化及供热构成如图10所示。调峰阶段随着室外温度的升高, 天然气热量不断减少, 当调峰热泵完全退出后, 抽汽热量逐渐减少。由于回水温度升高, 回收烟气余热量也相应减少。

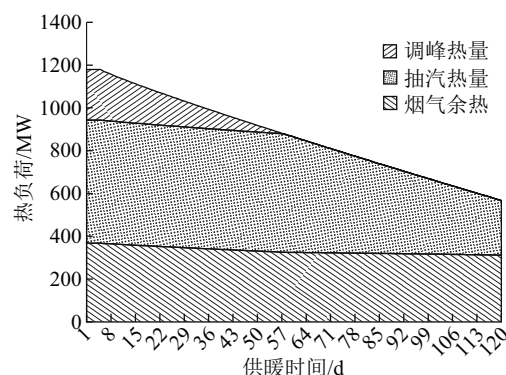


图10 系统热负荷延续时间图

Fig. 10 Heat load duration curves of system

整个供暖季中, 系统各设备供热量变化如图11所示。随着室外温度升高, 热力站处直燃型热泵调峰负荷降低, 消耗天然气量逐渐减少, 直至调峰热泵完全退出, 调峰时间共 57 d。随后, 电厂内尖峰加热器的热负荷降低, 所用抽汽量逐渐减少直至整个供暖季结束。省煤器换热量基本不变, 由于回水温度稍有升高, 水-水板式换热器处和热泵换热量逐渐减少。

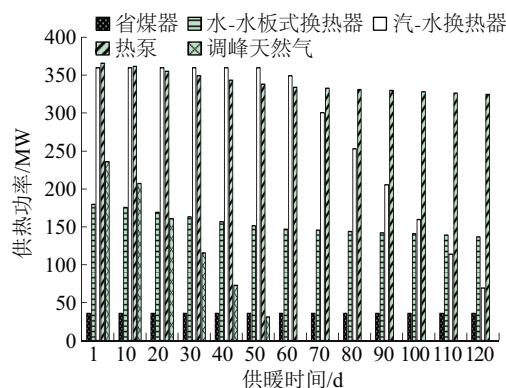


图11 系统各设备供热量变化

Fig. 11 Heat load variation of each equipment

4 系统供热能耗分析

作为基础热源的热电联产系统同时产出电和热, 要想计算出供热能耗, 首先需进行热电分摊。采用好处归热法来计算供热能耗, 即供热燃气耗量 = 总燃气耗量 - 发电量 × 发电标准用燃气量。根据计算, 基础热源供热能耗为 $7.78 \text{ m}^3/\text{GJ}$, 基础供热量为 841.2×10^4 GJ, 则基础热源折算出的供热燃料消耗量为 6545.0 万 m^3 。调峰供热量为 60.4×10^4 GJ, 燃料耗量为 1785.2 万 m^3 , 系统总供热燃料消耗量与

总供热量的比值即为系统总供热能耗,则折算后的系统总供热能耗为 $9.25 \text{ Nm}^3/\text{GJ}$ 。

5 结 论

1) 设计工况下,一次网供回水温度为 $120/10^\circ\text{C}$,二次网供回水温度为 $60/45^\circ\text{C}$ 。燃气调峰比例为 0.2,基础负荷为 943 MW,总热负荷为 1179 MW,供热面积为 2358 万 m^2 。系统在热力站处采用补燃型吸收式换热机组,进一步降低一次网回水温度,有利于回收更多的烟气余热,使排烟温度可降至 11°C ,共回收烟气余热 368 MW,占总热负荷的 31.2%。

2) 整个供暖季中,末端分布式热泵调峰方式调峰天数共 57 d。随着一次网回水温度升高,至初末寒期,排烟温度升至 24°C 。系统总供热量为 $901.6 \times 10^4 \text{ GJ}$,回收烟气余热占供热量的比例为 38.2%,利用抽汽热量占 55.2%,天然气调峰热量占 6.7%。

3) 采用好处归热法计算系统供热能耗,基础热源折算后的供热燃料消耗量为 6545.0 万 m^3 ,调峰燃料耗量为 1785.2 万 m^3 ,折算后的系统总供热能耗为 $9.25 \text{ Nm}^3/\text{GJ}$ 。该系统在增大供热能力的同时,有利于降低供热能耗。

该技术可实现良好的节能、环保和经济效益,具有广阔的发展前景。

符号表

B	直燃发生器的燃料消耗量, kg/h
COP	热泵性能系数
c_p	水的比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
m	质量流量, kg/h
η	热效率
q	送入直燃发生器的热量, kJ/kg
Q	热负荷, MW
t	温度, $^\circ\text{C}$

下标

ab	吸收式热泵的吸收器
AHP	热水型吸收式热泵
b	基础热源
co	吸收式热泵的冷凝器
ev	吸收式热泵的蒸发器
ex	板式换热器
g	供水
ge	吸收式热泵的发生器

h	回水
hge	吸收式热泵的高压发生器
in	进口
out	出口
ps	调峰热源
1	一次网
2	二次网

[参考文献]

- [1] 陈春寅,付 林,袁卫星,等. 分布式燃气调峰供热方式热化系数研究[J]. 暖通空调, 2013, 43(1): 91—94.
- [1] Chen Chunyin, Fu Lin, Yuan Weixing, et al. Thermalization coefficient in distributed gas peak-load heating systems[J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2013, 43(1): 91—94.
- [2] 朱晏琳. 二级网调峰集中供热系统技术经济性研究[D]. 天津: 天津大学, 2007.
- [2] Zhu Yanlin. The technique and economy study of the central heating system with secondary peak-shaving plants[D]. Tianjin: Tianjin University, 2007.
- [3] 刘京城. 燃煤锅炉房与小型燃气锅炉联合供热的技术经济分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2008.
- [3] Liu Jingcheng. Technical and economic analysis for combined heating of coal-burning boiler house and small-sized gas-boiler[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology University, 2008.
- [4] 由世俊,朱晏琳,郑雪晶,等. 供热二级网侧设置燃气调峰锅炉的探讨及节能分析[J]. 暖通空调, 2007, 37(1): 48—51.
- [4] You Shijun, Zhu Yanlin, Zheng Xuejing, et al. Discussion and energy efficiency analysis of installing peak-shaving gas boilers in secondary heat supply network side[J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2007, 37(1): 48—51.
- [5] 郑雪晶,由世俊,张 欢,等. 二级网燃气调峰集中供热系统优化设计[J]. 天津大学学报: 自然科学与工程技术版, 2007, 40(8): 948—951.
- [5] Zheng Xuejing, You Shijun, Zhang Huan, et al. Optimal design of district heating system with gas-fired peak load regulating boiler in the secondary network[J]. Journal of Tianjin University: Science and Technology, 2007, 40(8): 948—951.
- [6] 郑雪晶,由世俊,姜 南. 二级网调峰供热管网系统

- 的可靠性[J]. 天津大学学报: 自然科学与工程技术版, 2008, 41(2): 163—167.
- [6] Zheng Xuejing, You Shijun, Jiang Nan. Reliability of heating networks with peak load regulating boiler in secondary networks[J]. Journal of Tianjin University: Science and Technology, 2008, 41(2): 163—167.
- [7] 王建国, 段洁仪. 燃气二次网调峰对供热安全保障的分析研究[J]. 区域供热, 2010, (5): 47—49.
- [7] Wang Jianguo, Duan Jieyi. Analysis of heating security of gas peak-shaving in secondary network[J]. District Heat Supply, 2010, (5): 47—49.
- [8] 郑忠海, 付 林, 张世钢. 分布式燃气调峰的热电联产供热系统[J]. 区域供热, 2013, (3): 16—21.
- [8] Zheng Zhonghai, Fu Lin, Zhang Shigang. Distributed gas peak-shaving combined heat and power system[J]. District Heat Supply, 2013, (3): 16—21.
- [9] 赵玺灵, 付 林, 江 亿. 天然气供热中烟气余热利用的潜力及途径[J]. 区域供热, 2013, (3): 41—45.
- [9] Zhao Xiling, Fu Lin, Jiang Yi. Potential and approach for utilizing the waste heat from flue gases during the heat supply by using natural gas[J]. District Heat Supply, 2013, (3): 41—45.
- [10] 赵玺灵, 付 林, 李 锋, 等. 燃气热电联产系统余热挖潜方式研究[J]. 热能动力工程, 2014, 29(4): 349—354.
- [10] Zhao Xiling, Fu Lin, Li Feng, et al. Study of the modes for tapping the latent power in utilizing the waste heat of a gas heat and power cogeneration system[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 2014, 29(4): 349—354.
- [11] 汪 渊. 专题报告二——汽轮机SSS离合器[EB/OL]. <http://wenku.baidu.com/view/f70198cf65ce0508763213f5.html>, 2016-04-23.
- [12] 赵玺灵, 付 林, 刘 华, 等. 增大燃气热电联产供热能力的方式研究——应用3S离合背压供热与应用基于吸收式换热的集中供热技术的比较[J]. 暖通空调, 2014, (1): 60—64.
- [12] Zhao Xiling, Fu Lin, Liu Hua, et al. Study on heating ability improvement of heat and power cogeneration system by natural gas—Comparison between back pressure heating technology with 3S clutch and central heating technology based on absorption heat exchange[J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2014, (1): 60—64.
- [13] 付 林, 江 亿, 张世钢. 基于Co-ah循环的热电联产集中供热方法[J]. 清华大学学报: 自然科学版, 2008, 48(9): 1377—1380.
- [13] Fu Lin, Jiang Yi, Zhang Shigang. District heating system based on Co-ah cycles in combined heating and power systems[J]. Journal of Tsinghua University, 2008, 48(9): 1377—1380.
- [14] Li Yan, Fu Lin, Zhang Shigang, et al. A new type of district heating method with co-generation based on absorption heat exchange (Co-ah cycle) [J]. Energy Conversion & Management, 2011, 52(2): 1200—1207.
- [15] Li Yan, Fu Lin, Zhang Shigang, et al. A new type of district heating system based on distributed absorption heat pumps[J]. Energy, 2011, 36(7): 4570—4576.
- [16] 张世钢, 付 林, 李永红, 等. 吸收式换热过程及设备[J]. 暖通空调, 2015, (9): 85—90.
- [16] Zhang Shigang, Fu Lin, Li Yonghong, et al. Process and equipment based on absorption heat exchange[J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2015, (9): 85—90.
- [17] 李 岩. 基于吸收式换热的热电联产集中供热系统配置与运行研究[D]. 北京: 清华大学, 2012.
- [17] Li Yan. Research on the configuration and operation strategy of district heating system with co-generation based on absorption heat exchange (Co-ah) [D]. Beijing: Tsinghua University, 2012.
- [18] 刘 华. 天然气烟气余热深度利用的烟气-水直接接触式换热研究[D]. 北京: 清华大学, 2015.
- [18] Liu Hua. Study of natural gas waste heat deep recovery system based on direct-contact flue-gas condensation exchanger[D]. Beijing: Tsinghua University, 2015.
- [19] 刘 华, 周 贤, 付 林. 接触式烟气-水冷凝换热器的热工计算方法[J]. 暖通空调, 2015, (2): 111—114.
- [19] Liu Hua, Zhou Xian, Fu Lin. Thermal calculation method for direct-contact flue-gas-water condensation heat exchangers[J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2015, (2): 111—114.

MODELING AND SIMULATION ANALYSIS OF WASTE HEAT RECOVERY HEATING SYSTEM FOR FLUE GAS OF PEAK-SHAVING GAS-FIRED COMBINED HEAT AND POWER PLANT WITH DISTRIBUTED HEAT PUMP

Zhao Xiling¹, Fu Lin¹, Wang Xiaoyin¹, Sun Tao¹, Zhang Shigang²

(1. *Department of Building Science, School of Architecture, Tsinghua University, Beijing 100084, China;*

2. *Beijing Tsinghua Tongheng Urban Planning and Design Institute, Beijing 100084, China*)

Abstract: Combining the distributed heat pump peak shaving technology with the flue gas waste heat recovery system of the gas-fired thermal power plant based on direct contact heat exchange, a waste heat recovery system of flue gas from gas-fired combined heat and power plant with distributed peak-shaving heat pumps is constructed. The system takes a set of two 9F gas-steam combined cycle back pressure heating unit as an example, the configuration and key parameters of the system are analyzed.

Keywords: combined cycle power plants; combined heat and power; waste heat recovery; distributed peak-shaving; heat pump