DOI:10.11918/j.issn.0367-6234.201607029

分布式热泵调峰型热电联产烟气余热回收系统评价

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:为尽可能地提高燃气供热能力,分布式热泵调峰技术在热力站处二次网侧采用热泵进行供热调峰,同时利用热泵原理降低一次网回水温度,为热源处低温余热回收创造有利条件,进而提高系统供热效率.为了评价分布式热泵调峰技术在集中供热系统中的可行性和应用效果,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,对分布式热泵调峰型燃气热电联产烟气余热回收供热系统和常规燃气锅炉调峰供热系统在设计工况及运行工况下进行比较.在系统输入燃气量不变的前提下,新系统较低的回水温度有利于回收更多的烟气余热,在提高系统供热能力、降低供热能耗方面具有优势.节能性和经济性分析表明,该系统供热能耗降低6%,动态增量投资回收期为3.1 a,可实现良好的节能、环保和经济效益.

关键词:燃气蒸汽联合循环;热电联产;烟气余热;分布式调峰;热泵

中图分类号:TK11 **文献标志码**:A **文章编号**:0367-6234(2018)02-0152-08

Analysis of the recovery system of flue gas from combined heat and power plant with distributed peak-shaving heat pumps

ZHAO Xiling[1], FU Lin[1], WANG Xiaoyin[1], SUN Tao[2], ZHANG Shigang[2]

(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: To improve the natural gas heating supply capacity, distributed heat pump peak-shaving technology has great potential to be further studied and promoted. This technology is to use heat pump to adjust heat on the secondary network in substation, simultaneously, to reduce the return water temperature of primary network by using the principle of heat pump. Return water of primary network with low temperature creates favorable conditions to recover waste heat in heat source, and improve heating efficiency. This paper takes a set of two 9F gas-steam combined cycle back pressure heating unit as an example and evaluates its feasibility and application effect. It is compared with a general gas boiler peak-shaving system on the design and operation condition. For comparison, fuel consumption of these two heating systems are almost the same. Heating energy consumption of new system is reduced by 6%. Dynamic investment-increment payback period is 3.1 years, meaning that the new system has good economy. The research shows that the system can improve network transmission and distribution capacity, increase heating capacity and reduce heating energy consumption. And it also can ensure the safety of heating.

Keywords: gas-steam combined cycle; combined heat and power; waste heat of flue gas; distributed peak shaving; heat pump

目前,中国大型城市供热系统一般采用效率高、初投资高、运行成本低的热源做基本负荷热源(如热电联产热源),用初投资低、调节灵活、运行成本高的热源做调峰热源(如燃气锅炉热源).从调峰热源的布置位置上分为集中调峰方式和分布式调峰方式,其中,一般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[1-5].本文所述的分布式热泵调峰技术的不同点在于在热力站处采用热泵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系统的供热能力,在维持基本负荷热源不变的情况下,消耗少量的天然气就可以扩大供热面积,降低供热能耗,保障供热安全.本文将分布式热泵调峰系统与常规的燃气锅炉调峰系统进行比较,从而对该系统做出综合评价.

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流程及模型建立

以一套二拖一的9F级燃气蒸汽联合循环背压供热机组为基本负荷热源.为了对该供热系统进行全面的评价,选取常规的燃气锅炉调峰供热系统作

收稿日期:2016-07-12
基金项目:国家自然科学基金(51521005)
作者简介:赵玺灵(1980—),女,博士,高级工程师;
付 林(1968—),男,教授,博士生导师
通信作者:赵玺灵,zhaoxiling@126.com;
付 林,fulin@mail.tsinghua.edu.cn

为原系统,原系统的流程如图 1 所示.相比原系统,分布式热泵调峰型燃气热电联产烟气余热回收供热系统的主要区别在于末端采用分布式热泵作为调峰热源,其系统流程如图 2 所示.

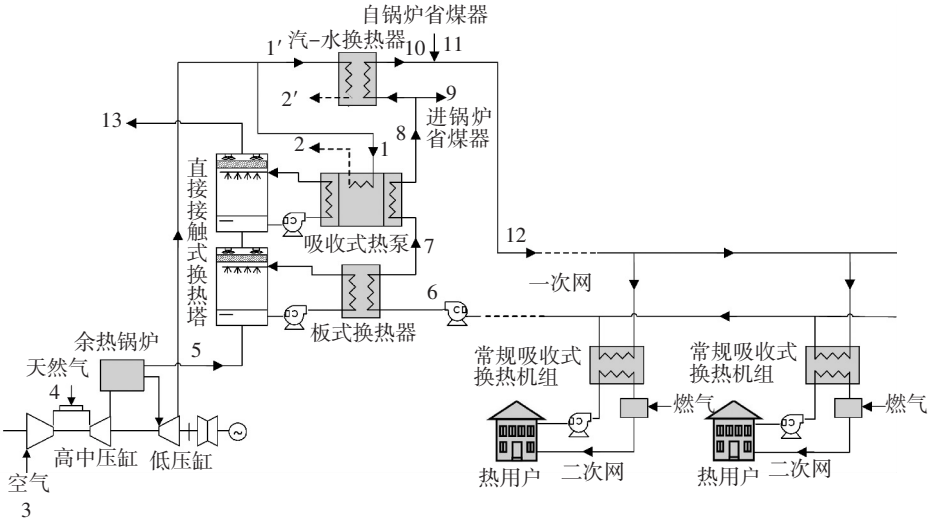


图 1　燃气锅炉调峰供热系统流程

Fig.1　Gas boiler peak-shaving system

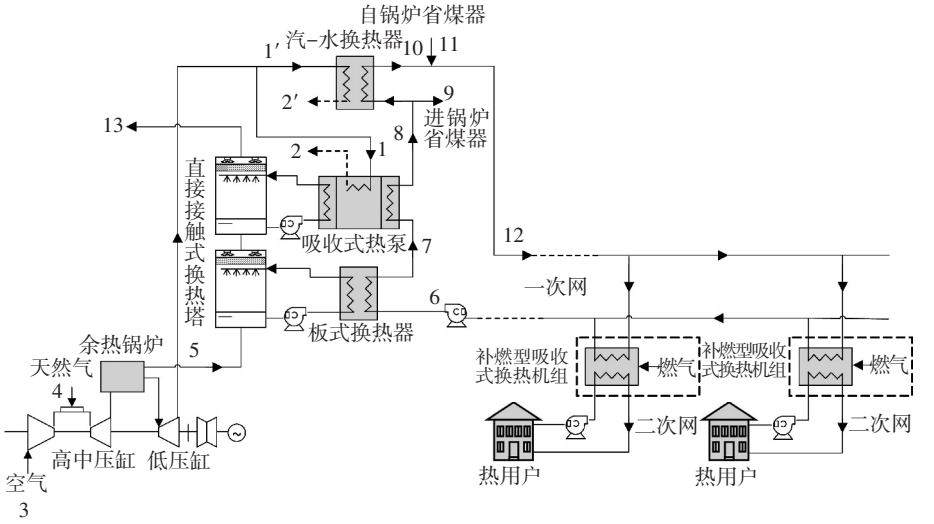


图 2　分布式热泵调峰型燃气蒸汽联合循环热电联产烟气余热供热系统

Fig.2　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,一般所指的燃气锅炉在二次网侧调峰方式如图 3(a)所示,主要包括常规吸收式换热机组[5-9]和燃气调峰锅炉.常规吸收式换热机组由热水型吸收式热泵与水水换热板换组成.一次网的高温热水驱动热水型吸收式热泵,降温后进入水水板换,进一步降温后进入热水型吸收式热泵中被制冷后返回热源.二次网的回水分别并联进入吸收式热泵和水水板换被加热后混合送出,接着进入燃气锅炉继续加热后送入热用户.

目前,针对吸收式换热机组和调峰型燃气直燃型吸收式热泵已经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 3(b)所示.

补燃型吸收式换热机组由常规吸收式换热机组和燃气直燃型吸收式热泵两部分构成.其中,常规吸收式换热环节与上述燃气锅炉调峰方式相同.不同的是,从此环节出来的热水进入燃气直燃型吸收式热泵中,温度进一步降低后回到一次热网中.而在二次侧,二网的回水串联进入常规吸收式换热机组与燃气直燃型吸收式热泵中加热后送出.定义调峰比例为调峰热负荷占总热负荷的比例,当燃气调峰比例为 0.2,二次网供回水温度为 60/50 ℃,一次网供水温度为 120 ℃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.

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.文献[10]建立了应用于热力站处的吸收式换热机组和应用于

热电厂的电厂余热回收专用机组的数学模型,在机组设计和变工况运行方面给出了评价指标和指导方法.文献[11-12]以吸收式换热机组中的发生器和吸收器为例,建立了二维数学模型,包括连续性方程、质量守恒、能量守恒和传热方程.文献[13]给出了蒸汽驱动的吸收式热泵的数学模型,对该类热泵在电厂中的应用进行了研究.文献[14-15]采用理论解析解的方法,给出了直接接触式换热塔的热工计算方法.调峰型换热站内核心设备包括热水型吸收式热泵、水水换热器和燃气直燃型吸收式热泵.其中,常规吸收式换热机组和燃气直燃型吸收式热泵已经集成为一个补燃型吸收式换热机组的模块.随着室外温度升高,直燃型热泵消耗天然气量逐渐减少,直至完全退出.随后,一次网供水温度和二次网供回水温度均降低,一次网回水温度变化幅度较小.本文主要介绍调峰型换热站内吸收式换热机组和燃气直燃型吸收式热泵等核心设备的模型.

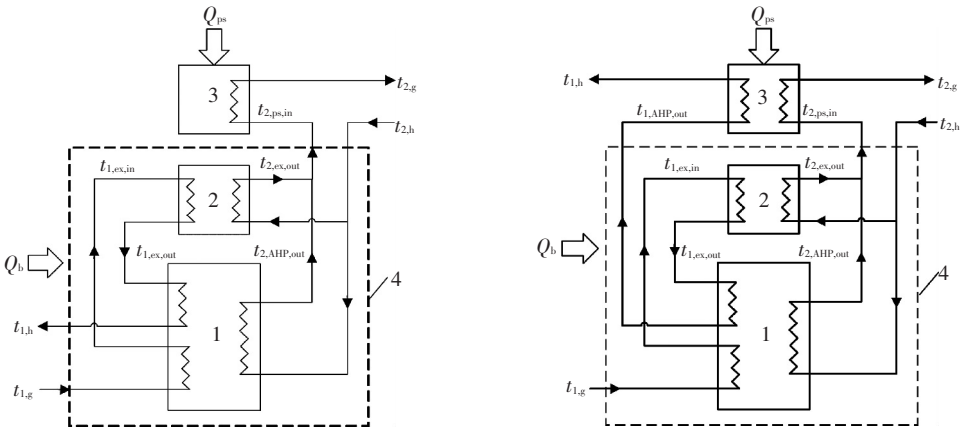


图 3 分布式调峰方式

Fig.3 Distributed peak-shaving

1)吸收式换热机组.吸收式换热机组主要由热水驱动型吸收式热泵和水水板式换热器组成(图4).一次网串联进入热泵的发生器、水水板换和热泵的蒸发器降温,二次网分别进入吸收式热泵和水水板换,吸收热量被加热送至末端用户.

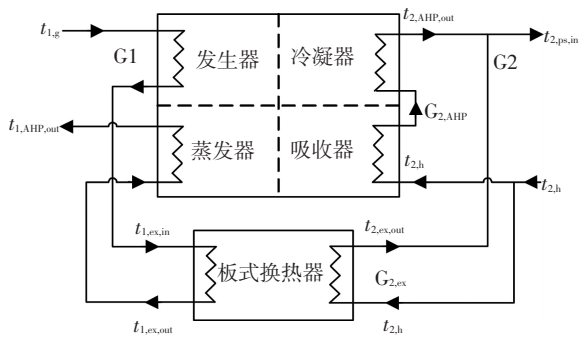


图 4 吸收式换热机组模型

Fig.4 Absorption heat exchange unit

能量守恒方程式如式(1)~(6)所示:

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

$$Q_{ge,AHU} = c_p G_1 (t_{1,g} - t_{1,ex,in}), \quad (2)$$

$$Q_{ab,AHU} + Q_{co,AHU} = c_p G_2 (t_{2,AHP,out} - t_{2,h}), \quad (3)$$

$$Q_{ev,AHU} = c_p G_1 (t_{1,ex,out} - t_{1,AHP,out}), \quad (4)$$

$$COP_{AHU} = (Q_{ab,AHU} + Q_{co,AHU}) / Q_{ge,AHU}, \quad (5)$$

$$c_p G_1 (t_{1,ex,in} - t_{1,ex,out}) = c_p G_2 (t_{2,ex,out} - t_{2,h}). \quad (6)$$

式中:$Q_{ge,AHU}$为吸收式换热机组中一次网水在发生器释放的热量,kW;$Q_{ev,AHU}$为吸收式换热机组中一次网水在蒸发器释放的热量,kW;$Q_{ab,AHU}$为吸收式换热机组中二次网水在吸收器吸收的热量,kW;$Q_{co,AHU}$为吸收式换热机组中二次网水在冷凝器吸收的热量,kW;c_p 为热网水的比热容,kJ/(kg·℃);G_1、G_2分别为一次网水和二次网水的流量,kg/s;$t_{1,g}$为一次网供水温度,℃;$t_{1,ex,in}$、$t_{1,ex,out}$为一次网进、出水水板换的温度,℃;$t_{1,AHP,out}$、$t_{2,AHP,out}$为一、二次网出吸收式热泵的温度,℃;$t_{2,h}$为二次网回水温度,℃;$t_{2,ex,out}$为二次网出水水板换的温度,℃;COP_{AHU}为吸收式换热机组中热泵的性能系数.

二次网混水质量、能量守恒方程式如下:

$$G_{2,ex} + G_{2,AHP} = G_2, \quad (7)$$

$$G_{2,ex} t_{2,ex,out} + G_{2,AHP} t_{2,AHP,out} = G_2 t_{2,ps,in}. \quad (8)$$

式中:$G_{2,ex}$、$G_{2,AHP}$分别为二次网进水水板换和吸收式热泵的流量,kg/s;$t_{2,ps,in}$为二次网进直燃型吸收式热泵的温度,℃.

2)直燃型吸收式热泵.直燃型吸收式热泵主要由高压发生器、低压发生器、冷凝器、吸收器、蒸发器及其他部件组成,其换热流程如图5所示.采用燃气作为驱动热源在高压发生器直接加热稀溶液,其释

放的热量为 Q_{hge},制取出高温水蒸气进入低压发生器,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,释放出热量 Q_{co}.吸收器中的浓溶液吸收来自蒸发器的水蒸气,释放出热量 Q_{ab},回到高压发生器.热网水依次进入吸收器和冷凝器,升温后送出至用户.

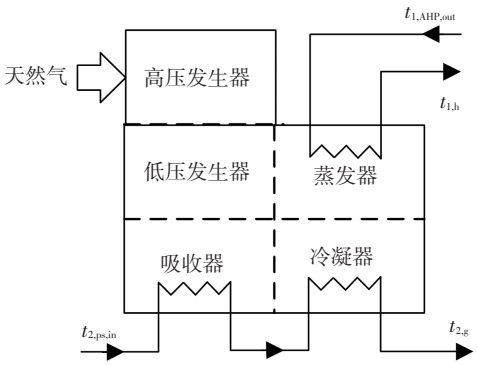


图 5　直燃型吸收式热泵模型

Fig.5　Direct fired absorption heat pump

能量守恒方程式如式(9)~(13)所示:

$$Q_{hge,DF} + Q_{ev,DF} = Q_{ab,DF} + Q_{co,DF}, \quad (9)$$

$$Q_{hge,DF} = Bq\eta/3\,600, \quad (10)$$

$$Q_{ab,DF} + Q_{co,DF} = c_p m_2 (t_{2,g} - t_{2,ps,in}), \quad (11)$$

$$Q_{ev,DF} = c_p m_1 (t_{1,AHP,out} - t_{1,h}), \quad (12)$$

$$COP_{DF} = (Q_{ab,DF} + Q_{co,DF})/Q_{hge,DF}. \quad (13)$$

式中:$Q_{hge,DF}$为直燃发生器有效利用热量,kW;$Q_{ev,DF}$为直燃型吸收式热泵中一次网水在蒸发器释放的热量,kW;$Q_{ab,DF}$为吸收式换热机组中二次网水在吸收器释放的热量,kW;$Q_{co,DF}$为吸收式换热机组中二次网水在冷凝器吸收的热量,kW;B 为直燃发生器的燃料消耗量,kg/h;q 为送入直燃发生器燃料的热值;η 为热效率;$t_{1,h}$为一次网回水温度,℃;COP_{DF}为直燃型吸收式热泵的性能系数.

燃气锅炉调峰型供热系统热力站处的设备主要区别在于直燃型热泵替换为燃气锅炉,其模型不在此赘述.

2　系统分析

2.1　设计工况下系统性能分析

为了便于比较,使这两种供热系统输入的燃料量基本相同,进而分析两个系统的供热能力和供热能耗的差异.考虑热源、热网和燃气管网初投资折旧等因素时,调峰比应小于 0.4[16],在本文中,热泵调峰型供热系统的调峰比例取 0.2,为保证调峰天然气耗量基本相同,经计算,原系统的调峰比例取 0.255.

新系统及原系统设计工况下一次网供水温度均为 120 ℃,二次网供回水温度为 60/45 ℃,供热距离为 20 km,将已知条件作为输入值,代入系统模型中进行计算,忽略换热效率或机组热损失,可得到系统各节点温度、流量、焓值等参数,以及各换热设备的换热面积.新系统及原系统的设计参数如表 1、2 所示.

设计工况下,新系统和原系统的基本参数及供热构成如表 3 所示.

表 1　新系统工艺参数

Tab.1　Parameters of the new system

序号	参数	流量/(t·h^{-1})	温度/℃	压力/kPa	焓值/(kJ·kg^{-1})
1	进入吸收式热泵的抽汽	303.4	304.3	633.0	3 069.0
2	进入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	3 069.0
2′	进入汽-水换热器的抽汽凝结水	508.5	304.3	633.0	679.9
3	余热锅炉出口烟气	5 313.3①	90.0		7 839②
4	热网回水	7 392.0	10.0		43.3
5	板式换热器中热网水出口	7 392.0	31.2		134.0
6	吸收式热泵中热网水出口	7 392.0	73.0		317.7
7	锅炉省煤器的热网水进口	671.0	73.0		317.7
8	汽-水换热器中热网水出口	6 721.0	120.0		503.8
9	锅炉省煤器的热网水出口	671.0	120.0		503.8
10	热网供水	7 392.0	120.0		503.8
11	直接接触式换热塔的烟气出口	5 313.3①	11.0		1 100②

注:①烟气流量单位按照标况 Nm^3/h;②烟气焓值按照 kJ/Nm^3.输入燃气轮机的空气流量为 510.9 万 Nm^3/h;输入燃气轮机的天然气流量为 17.8 万 Nm^3/h.

表 2 原系统工艺参数

Tab.2 Parameters of the original system

序号	参数	流量/(t·h^{-1})	温度/℃	压力/kPa	焓值/(kJ·kg^{-1})
1	进入吸收式热泵的抽汽	159.6	304.3	633.0	3 069.0
2	进入吸收式热泵的抽汽凝结水	159.6	161.0	633.0	679.9
1′	进入汽-水换热器的抽汽	652.2	304.3	633.0	3 069.0
2′	进入汽-水换热器的抽汽凝结水	652.2	304.3	633.0	679.9
3	余热锅炉出口烟气	5 313.3①	90.0		7 839②
4	热网回水	7 749.0	23.0		96.6
5	板式换热器中热网水出口	7 749.0	42.8		179.4
6	吸收式热泵中热网水出口	7 749.0	64.7		271.0
7	锅炉省煤器的热网水进口	560.0	64.7		271.0
8	汽-水换热器中热网水出口	7 189.0	120.0		503.8
9	锅炉省煤器的热网水出口	560.0	120.0		503.8
10	热网供水	7 749.0	120.0		503.8
11	直接接触式换热塔的烟气出口	5 313.3①	24.0		2 520②

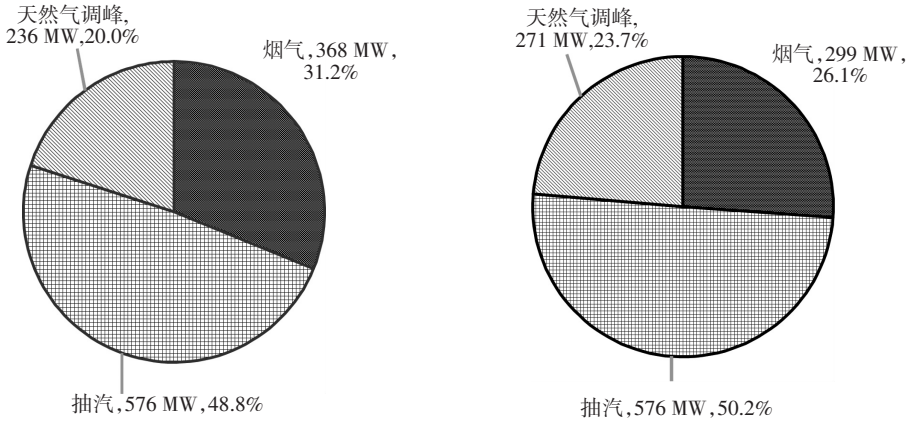
注:①烟气流量单位按照标况 Nm^3/h;②烟气焓值按照 kJ/Nm^3.输入燃气轮机的空气流量为 510.9 万 Nm^3/h;输入燃气轮机的天然气流量为 17.8 万 Nm^3/h.

表 3 新系统和原系统的供热构成

Tab.3 Parameters and heat constitutions of the new and original system

项目		单位	新系统	原系统	备注
一次网回水温度		℃	10	23	
一次网流量		t·h^{-1}	7 392	7 749	
总热负荷		MW	1 179	1 146	
供热面积		万 m^2	2 358	2 292	热指标取 50 W·m^{-2}
电厂供热构成	锅炉省煤器换热量	MW	36	36	烟气从 150 ℃降至 90 ℃的一部分热量
	板式换热器换热量	MW	179.7	179.2	全部为烟气热量
	吸收式热泵加热量	MW	367.0	197.1	烟气热量+抽汽热量
	汽水换热器换热量	MW	360.5	462.3	全部为抽汽热量
热力站热量构成	常规吸收式换热机组换热量	MW	825.2	874.9	全部为电厂输热量
	直燃型热泵加热量	MW	353.7	271.0	电厂输热量+天然气调峰量

其中,在新系统总的供热构成中,排烟温度从 150 ℃降为 11 ℃,共回收烟气余热量 368 MW,利用抽汽热量 575 MW,热力站处调峰用天然气热量 236 MW,分别占总热负荷的比例如图 6(a)所示.在原系统总的供热构成中,排烟温度从 150 ℃降为 24 ℃,共回收烟气余热量 299 MW,利用抽汽热量 575 MW,热力站处调峰用天然气热量 271 MW,分别占总热负荷的比例如图 6(b)所示.



(a) 设计工况下新系统总热负荷构成 (b) 设计工况下原系统总热负荷构成

图 6 设计工况下系统总热负荷构成

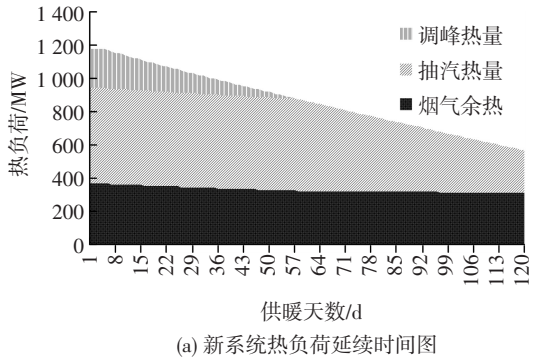
Fig.6 Proportion allocation of the total heat load

2.2　变工况下系统性能比较

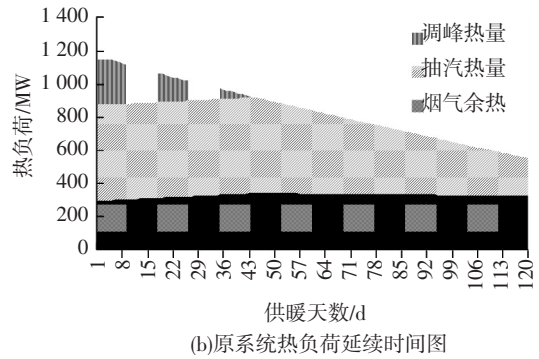
对于两种系统,均采用相同的运行调节方式:在北方城市冬季采暖过程中,随着室外温度变化,二次网供回水参数也随之发生变化,供热系统通常通过调节一次网供水温度来调节供热负荷以满足末端用户需求.系统在运行调节过程中都保持电厂内燃料输入量不变,一二次网均采用质调节方式.当调峰结束后,供热所需抽汽量减少,这部分抽汽进入低压缸发电后排入凝汽器.

对系统进行整个供暖季的模拟计算时,由于系统采用质调节的方式,系统中各换热设备的换热面积为设计面积且保持不变,随着供暖季室外温度的变化,将此作为系统模型的输入量,计算出系统各节点参数变化及设备性能变化,可得到系统整个采暖季的热负荷延续时间图.

1)供热量的变化.对两种系统进行整个供暖季的模拟,电厂内燃料输入量相同,调峰用天然气量均相同,新系统总供热量为 901.6 万 GJ,原系统总供热量为 876.3 万 GJ,其热负荷延续时间图如图 7(a)、(b)所示.



(a) 新系统热负荷延续时间图



(b)原系统热负荷延续时间图

图 7　系统热负荷延续时间图

Fig.7　Heat load duration curves

两种供热系统调峰天然气耗量相同,即图 8(a)、图 8(b)中三角形围成的面积基本相同,新系统一次网设计回水温度为 10 ℃,相比原系统(回水温度 23 ℃),更低的回水温度在电厂内为回收低品位烟气热量创造有利条件.在调峰阶段新系统回收的烟气总热量为 171.1 万 GJ,比原系统调峰阶段回收烟气余热量增加 40.9%.新系统新增总供热量 25.3 万 GJ.

2)排烟温度的变化.两个系统余热锅炉烟气出口温度相同,采暖季各阶段直接接触式换热塔出口排烟温度变化如图 8 所示.新系统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,可使排烟温度降低至 11 ℃.随着一次网回水温度升高,回收烟气余热量减少,排烟温度逐渐升高,至初末寒期提升至 24 ℃.原系统在设计工况下排烟温度为 23 ℃,调峰阶段由于回水温度略有降低,使得回收烟气余热量有所增加,排烟温度先降低后升高,初末寒期为 19 ℃.

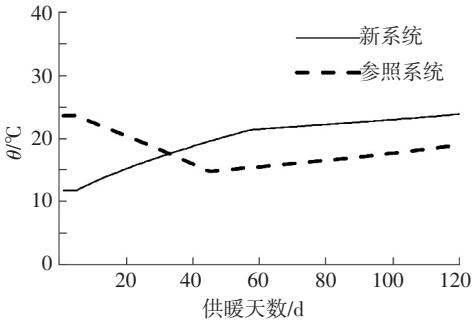


图 8　排烟温度变化

Fig.8　Flue gas temperature variation curves

在本文选取的调峰比例下,原系统调峰时间为 44 d,新系统调峰时间为 57 d,当调峰比例增大时,新系统的一次网回水温度可继续降低,从而回收更多的烟气余热.同时,调峰天数增加,新系统较原系统可总回收的烟气余热量更多,在增大供热能力、降低供热能耗方面的优势更加明显.

3　系统评价

3.1　全年供热节能性分析

原系统:作为基础热源的热电联产系统同时产出电和热,欲计算供热能耗,首先需进行热电分摊.采用好处归热法计算供热能耗,即供热燃气耗量=总燃气耗量−发电量×发电标准用燃气量,系统总供热燃料消耗量与总供热量的比值即为系统供热能耗.根据计算,原系统折算后的总供热能耗为9.85 Nm^3/GJ.

新系统:在输入燃料量相同的情况下,供热量增加,采用相同的折算方法,新系统的供热能耗为 9.25 Nm^3/GJ,相比原系统供热能耗降低 6%.系统供热量及能耗如表 4 所示.

3.2　虚拟热泵的评价

燃气热泵调峰供热系统较原系统相比增加了部分电力消耗,但同时增加了供热面积,相当于增加了一个新的热泵.因此,可以用虚拟热泵的概念来评价新系统的能效,将新系统整个供暖季新增供热量与新增耗电量的比值定义为虚拟热泵的 COP.

表 4 系统供热量及能耗

Tab.4 Heat supply amount and energy consumption

系统	供热量/万 GJ			天然气耗量/万 m^3			供热能耗/($Nm^3 \cdot GJ^{-1}$)
	基础热源	调峰热源	合计	基础热源（按好处归热法）	调峰热源	合计	
新系统	841	60	901	6 545	1 785	8 330	9.25
原系统	816	60	876	6 846	1 785	8 631	9.85

与原系统相比，新系统在运行过程中耗电量的变化主要包括以下几个方面：

1）热网循环泵电耗的变化.原系统的热泵循环泵流量为 7 749 t/h，新系统的热网循环泵流量为 7 392 t/h，热网水流量有所减小，因此，电耗也会略有降低.整个供暖季新系统的水泵耗电量减少 25.2 万 kW·h.

2）电厂内吸收式热泵电耗变化.新系统由于回收更多的烟气余热，吸收式热泵的容量增加，其耗电量有所增加.整个供暖季新系统的热泵耗电量增加 31.5 万 kW·h.

3）发电量的变化.根据调峰比例和热负荷延续时间图计算得出，新系统调峰时间为 57 d，原系统调峰时间为 44 d，当调峰燃气锅炉完全退出后，随着室外温度升高，末端用户热负荷减小，需要通过减少进入电厂内尖峰加热器的抽汽量来调节热负荷的变化.这部分减少的抽汽进入低压缸发电，因此，原系统将比新系统的发电量增加.整个供暖季中新系统减少发电量 275.9 万 kW·h.

综上，相当于新系统共增加耗电量282 万 kW·h，新系统增加供热量 25.3 万 GJ，因此，新系统虚拟热泵 COP 为 25，较常规电热泵性能提升显著.

3.3 经济性评价

采用增量分析法（IEM）来评价系统的经济性.在相同的用能需求下（热、电等），IEM 可以通过收入和支出的增量分析，对新型系统和常规系统的经济效益进行分析.

动态增量投资回收期是考虑了资金时间价值的条件下，用年成本节约额或收益的增加额回收增量投资所需要的时间，即

$$\sum_{t=0}^{t_P} \frac{(\Delta C_I - \Delta C_O)_t}{(1+i)^t} = 0, \tag{14}$$

式中：t_P 为投资回收期，a；ΔC_I 为相对于原系统的增量投资，元；ΔC_O 为相对于原系统增加的收益，元；i 为基准收益率，取 10%；t 为年份.

投资分析：对比新系统与原系统的初投资，新系统电厂内的尖峰加热器可利用原有系统的设备；一次侧热力管网由于管径相同，也可利用现有管网，无需新增设备.相比原系统，新系统的增量投资主要包括：

1）热源处吸收式热泵容量需增大，增加投资 0.39 亿元；直接接触式换热塔容量增大，增加投资 308 万元；换热器换热面积减小，减少投资 251 万元.

2）一次网循环水泵功率减小，减少投资 13 万元.

3）热力站处需要将常规吸收式换热机组和调峰燃气锅炉替换为补燃型吸收式换热机组，增加投资为 0.24 亿元.

总增量投资 ΔC_I 为 0.64 亿元.

增加的收益分析：相对于原系统，新系统每年新增供热量 25.3 万 GJ，新增耗电量 282 万 kW·h.新增供热量按照 80 元/GJ、耗电量按照 0.7 元/（kW·h）进行计算，则系统每年新增收益 ΔC_O 为 0.18 亿元.

经计算，系统的动态增量投资回收期为 3.1 a，具有良好的经济性.

3.4 减排量评价

新系统对燃气电厂的减排效益主要体现在，系统通过回收余热新增约 66 万 m^2 供热面积，从而直接避免了该供热面积采用燃气采暖时所产生的排放.若上述供暖面积采用燃气锅炉满足供应，则年耗气量约为 785 万 Nm^3，按照该耗气量进行计算，新工艺系统每年将减少 CO_2 排放约 1.62 万 t，减少 NO_x 排放约 6 t.

4 结 语

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，对分布式热泵调峰型燃气热电联产烟气余热回收供热系统与常规燃气锅炉调峰方式进行比较，新系统由于更低的一次网回水温度，有利于回收更多的烟气余热，可增加供热量 25.3 万 GJ，供热能耗降低 6 %.新系统动态增量投资回收期为 3.1 a，具有良好的经济效益.全年合计减少 CO_2 排放约 1.62 万 t，减少 NO_x 排放约 6 t，显著减少污染物排放.燃气热泵调峰型方式在节能、减排、经济和社会效益方面具有优势，具有广阔的发展前景.

参考文献

[1] WANG Haichao, LAHDELMA R, WANG Xin, et al. Analysis of

the location for peak heating in CHP based combined district heating systems[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 87:402-411. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2015.05.017.

[2] WANG Haichao, JIAO Wenling, LAHDELMA R, et al. Techno-economic analysis of a coal-fired CHP based combined heating system with gas-fired boilers for peak load compensation[J]. Energy Policy, 2011, 39(12):7950-7962. DOI:10.1016/j.enpol.2011.09.050.

[3] 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.
CHEN Chunyin, FU Lin, YUAN Weixing, et al. Thermalization coefficient in distributed gas peak-load heating systems[J]. Heating Ventilating and Air Conditioning, 2013,43(1):91-94.

[4] 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.
ZHU Yanlin. The technique and economy study of the central heating system with secondary peak-shaving plants[D]. Tianjin: Tianjin University, 2007.

[5] 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, 13.
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]. Journal Heating Ventilating and Airconditioning, 2007, 37(1):48-51, 13.

[6] 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.
FU Lin, JIANG Yi, ZHANG Shigang. District heating system based on Co-ah cycles in combined heating and power systems[J]. Qinghua Daxue Xuebao/Journal of Tsinghua University, 2008, 48(9):1377-1380.

[7] 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.DOI:10.1016/j.enconman.2010.09.015.

[8] 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.DOI: 10.1115/es2009-90287.

[9] 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.
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.

[10] 孙健. 基于吸收式换热的集中供热关键设备研究[D].北京:清华大学.2013.
SU Jian. Application analysis of key devices in centralized heating system basing on absorption heat exchange[D]. Beijing: Tsinghua University, 2013.

[11] SUN Jian, FU Lin, ZHANG Shigang. Experimental study of heat exchanger basing on absorption cycle for CHP system[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 102: 1280-1286. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.03.138.

[12] SUN Jian, FU Lin, SUN Fangtian, et al. Study on a heat recovery system for the thermal power plant utilizing air cooling island[J]. Energy, 2014, 74(5):836-844.DOI: 10.1016/j.energy.2014.07.056.

[13] 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.
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.

[14] 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.
LIU Hua. Study of natural gas waste heat deep recovery system based on direct-contact flue-gas condensation exchanger[D]. Beijing: Tsinghua University, 2015.

[15] 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.
LIU Hua, ZHOU Xian, FU Lin, et al. Thermal calculation method for direct-contact flue-gas-water condensation heat exchangers[J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2015(2):111-114.

[16] 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.
ZHENG Zhonghai, FU Lin, ZHANG Shigang. Combined heating and power systems with distributed gas peak-shaving[J]. District Heating, 2013(3):16-21.DOI:10.16651/j.cnki.cn11-3241/tk.2013.03.008.

(编辑　刘　彤)