

文章编号:1672-9331(2019)01-0093-09

耦合压缩空气储能的冷热电联供系统

宋权斌¹, 王健为¹, 潘思良¹, 雷振宇¹, 庄晓杰²

(1.长沙理工大学 能源与动力工程学院, 湖南 长沙 410114; 2.中国科学院 上海高等研究院, 上海 200000)

摘要: 为了促进压缩空气储能技术与小型燃气轮机结合的分布式供能技术发展,提出了一种耦合压缩空气储能的分布式冷热电联供系统,并采用 GateCycle 软件建立系统模型进行了分析。该模型包含以额定功率为 2 MW 的离心式燃气轮机为核心的冷热电联供模块和包含离心式压气机、储气罐、向心式透平的压缩空气储能冷热电联供模块,两模块通过一逆流换热器耦合,在换热器内燃气轮机排出的高温烟气可加热储气罐排出的高压空气,以提高其发电量并使排出空气温度适宜供冷或供热。除了分析系统的供能特点外,还通过实例着重从经济性角度进行分析。研究结果表明,余热锅炉产生蒸汽量随通往余热锅炉处烟气分流比近似呈线性增大;空气透平在通往换热器处的烟气分流比变化时对应唯一合适的进气流量;通往换热器处烟气分流比由 0 变化至 0.4 的过程中,对应的储气罐释气流量迅速减少,空气透平发电量迅速增加,而由 0.4 变化至 1 的过程中,对应的储气罐释气流量减少缓慢,空气透平发电量增加缓慢。在实例应用中,冬季、夏季通往换热器处烟气分流比为 0.4 时能价比最高,春秋季能价比随通往换热器处烟气分流比的增大而增大;在冬季典型日耦合供能方式相比分供供能方式节省了 20.86% 的成本,在夏季典型日节省了 28.70% 的成本,在春秋典型日节省了 12.32% 的成本,所以耦合供能方式在各季节相对于分供供能方式均能节约成本。

关键词: 小型燃气轮机; 分布式能源; 冷热电联供; 压缩空气储能; 经济运行; 削峰填谷

中图分类号: TK02

文献标识码: A

Combined cooling, heating and power system with coupled compressed air storage

SONG Quan-bin¹, WANG Jian-wei¹, PAN Si-liang¹,
LEI Zhen-yu¹, ZHUANG Xiao-jie²

(1.School of Energy and Power Engineering, Changsha University of Science and Technology, Changsha 410114, China; 2.Shanghai Institute of Higher Research, Chinese Academy of Sciences, Shanghai 200000, China)

Abstract: In order to promote the development of distributed energy supply technology combined with compressed air energy storage and small gas turbine, this paper proposed a distributed CCHP system coupling compressed air energy storage, established a model through GateCycle software and completed system analysis. The model consisted of a CCHP module with a centrifugal flow gas turbine as the core whose rated power supply is 2MW and a compressed air energy storage CCHP module including a centrifugal compressor, a gas tank and an inward flow radial turbine. The two modules were coupled by a counter-current heat exchanger. In the heat exchanger, high-temperature flue gas discharged from

收稿日期:2018-10-09

基金项目:国家自然科学基金应急管理项目(51541601)

通讯作者:宋权斌(1973—),男,江苏海安人,长沙理工大学副教授,博士,主要从事燃气轮机技术方面的研究。

E-mail:sqb@mail.etp.ac.cn

the gas turbine could heat the high-pressure air discharged from the gas storage tank to increase its power generation and to make the discharged air temperature suitable for cooling or heating. After the energy supply characteristics of the system were analyzed, the economic analysis was emphatically carried out through an example. The research showed that the steam generated by the waste heat boiler approximately increased like a line with the flue gas shunt ratio to the waste heat boiler. The air turbine corresponded to the only suitable intake gas flow when the flue gas shunt ratio to the heat exchanger changed. The corresponding discharge rate of gas storage tank decreased rapidly and the air turbine power generation increased rapidly with the flue gas shunt ratio to the heat exchanger changing from 0 to 0.4, however, the corresponding discharge rate of gas storage tank decreased slowly and the air turbine power generation increased slowly with the flue gas shunt ratio to the heat exchanger changing from 0.4 to 1. In practical application, energy-price ratio was the highest in winter and summer when the flue gas shunt ratio to the heat exchanger was 0.4, and increased with the increase of the flue gas shunt ratio to the heat exchanger in spring and autumn. Compared to separate energy supply mode, coupled energy supply mode could save cost 20.86% of the cost in winter typical day, 28.70% in summer typical day and 12.32% in spring and autumn typical day. Therefore, compared to separate energy supply mode, coupled energy supply mode could save cost in every season.

Key words: small gas turbine; distributed energy; CCHP; compressed air energy storage; economic operation; peak load shifting

分布式能源作为应对能源可持续利用和环境保护双重压力的重要手段,已成为满足负荷增长需求、减少环境污染、减少输电损耗、提高能源综合利用率和供电可靠性的区域综合用能系统的有效解决方案^[1,2]。分布式供能的冷热电联供系统较多以微型或小型燃气轮机为核心,此方式可实现能量的梯级利用,且贴近用户,高效节能,能够提升能源综合利用率,具有良好的经济性^[3,4]。

蒋润花等^[5]对某一固定的燃气轮机冷热电联供系统建立了联供系统分析模型,通过“以冷定电”和“以电定冷”两种运行方式,在不同情况下采用不同冷电比可使系统性能最优。压缩空气储能可与不同技术耦合供能,张远等^[6]将压缩空气储能与热存储技术结合起来,并对系统进行热力学特性分析,结果表明,储热器中热量分配与系统功冷热的输出特性有关,储热器中热量完全由热用户利用时,系统的能量利用系数与焓效率均达到最大值。张远等^[7]以改变储热器中的热量分配为基础,建立了先进绝热压缩空气储能系统的冷热电联供模型,结果表明,通过调节储热器的热量分配,改变冷热电联供模型冷热电的输出比例,对负

荷变动的应对性更好。此外,杨承等^[8]提出了一种太阳能与压缩空气耦合储能的燃气轮机冷热电联产系统,并证实了其相对于无储能燃气轮机冷热电联产系统能够节省能源。Coriolano Salvini等^[9]研究了基于压缩空气储能系统与燃气蒸汽联合循环装置集成的储能概念,压缩空气储能的集成导致燃气蒸汽联合循环的功率显著增强。Erren Yao等^[10]提出了一种基于小型压缩空气储能的新型冷热电联供系统,通过灵敏度分析研究了系统热力学性能对设计变量的依赖性。Song Lv等^[11]提出了一种基于电能削峰填谷的冷热电联产压缩空气储能系统,证实了此种新型系统的可行性和相对于传统压缩空气储能的经济性。压缩空气储能技术可实现电能的存储,提升电网的削峰填谷能力。由于峰谷电价差距普遍较大,该技术还具有良好的经济性。

由于国内外将压缩空气储能技术与电网或风能结合的研究较多,而将压缩空气储能与小型燃气轮机结合进行分布式供能的研究较少,且压缩空气储能、小型燃机分布式供能分别有可实现削峰填谷、能源利用率高的优点,因此作者提出一种

以小型燃气轮机为核心、耦合压缩空气储能的分布式冷热电联供系统。另一方面,针对压缩空气储能或分布式供能的研究重点多落在能量利用上,而对系统经济性的考虑较少的现状,作者在分析系统的供能特点后,再通过实例着重从经济性角度进行分析,旨在为耦合压缩空气储能的分布式冷热电联供系统的商业运行和推广提供参考。

1 耦合冷热电联供系统

建立以额定功率 2 MW 的小型离心式燃气轮机为核心的分布式供能系统模型,所讨论的系统由燃气轮机模块和压缩空气储能模块通过一个换热器耦合组成(如图 1 所示)。其中,燃气轮机模块由燃气轮机、发电机、高温烟气分配器、余热锅炉、蒸汽分流器和溴化锂吸收式制冷机组组成,有冷、热、电输出各一路;压缩空气储能模块由电机、压气机、储气罐、空气透平和发电机组组成,有电力输出一路和冷或热输出一路。

高温烟气流分至 A 处和 B 处的流量占总烟气流量的比例设为 k_A 和 k_B ,且 $k_A + k_B = 1$;蒸汽

分流至 C 处和 D 处的流量占总蒸汽流量的比例设为 k_C 和 k_D ,且 $k_C + k_D = 1$ 。换热器存在的意义在于其能够通过逆流换热,以高温烟气加热从储气罐排出高压空气,提高高压空气的温度,进而提高其在空气透平中的做功能力,输出更多的电能;同时也提高了空气透平的排出空气温度,使该部分空气能得到利用而实现能量的梯级利用。

对于储气罐,作出如下假设:①由于系统在用电低谷时段用低谷电对空气进行压缩并储存,而在用电高峰时段将压缩空气排出进行发电,两时段相距较长时间,储气罐不作保温处理,故认为储气罐内压缩空气已恢复常温;②储气罐储气或排气过程能够保持恒压储气或排气,压力为 1 013.25 kPa。

根据用户不同季节和不同时段的需求,通过调节 C、D 处的蒸汽分流比,调节 B 处的烟气流分比以及储气罐释气流量,能灵活地调节系统的冷热电输出比例,实现热电联供、冷电联供、冷热电联供等。对图 1 所示系统作出如下假设:①空气为理想气体,满足理想气体状态方程;②不考虑气体、液体于管道中的压力和热量损失。

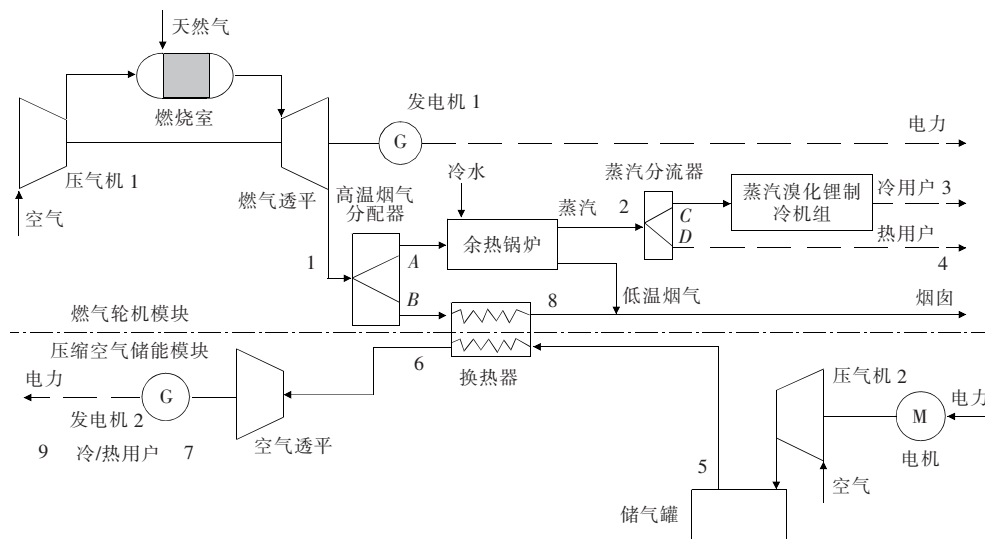


图 1 耦合的冷热电联供系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of coupling CCHP system

燃气轮机为离心式无回热燃气轮机,额定功率 2 MW,设各季节燃气轮机仅在额定供电功率下工作,故保持恒速。压气机 1、燃气透平的额定压比和膨胀比为 6.7,压气机 1、燃气透平的额定等熵效率分别为 0.83 和 0.87。燃料为天然气,低位热值为 47 356 kJ/kg。余热锅炉为单压余热锅炉,

产生额定参数为 0.8 MPa、175 °C 的蒸汽,不考虑余热锅炉的最小负荷限制。压气机 2 为离心式压气机,压缩为单级压缩,空气透平为向心式透平,膨胀为单级膨胀,额定压比和膨胀比为 10,压气机 2、空气透平的等熵效率分别为 0.83 和 0.87。

7 处所排出空气的利用如下:温度范围为 4~

18℃的空气可直接通入建筑环境内供冷,温度范围为20~50℃的空气可直接通入建筑环境内供热^[12],而高于70℃的空气可通过换热器产生活热水。

2 建模方法与初步计算结果

考虑到本系统各季节均适用,分别考虑了三

种环境温度:设春秋季环境温度为15℃,夏季环境温度为30℃,冬季环境温度为0℃。

2.1 GateCycle 软件计算系统额定工况运行部分

本研究设燃气轮机和压气机2在额定工况下运行,在GateCycle软件中建立模型,并在GateCycle软件中设定燃气轮机燃烧室出口温度恒为980℃。因各季节环境温度有差距,燃气轮机及压气机2的运行情况有区别(见表1)。

表1 燃气轮机和压气机2额定工况运行情况

Table 1 Rated condition operation performance of gas turbine and compressor 2

季节	压气机1入口空气流量/ (kg·s ⁻¹)	燃烧室入口燃料流量/ (kg·s ⁻¹)	燃气透平入口烟气温度/℃	燃气透平出口烟气温度/℃	燃气轮机发电功率/kW	燃气轮机发电效率/%	压气机2入口空气流量/ (kg·s ⁻¹)	压气机2耗电功率/kW
夏季	8.030	0.146	980	597.0	1 830	26.27	9.21	2 616
春秋季	8.417	0.156	980	588.5	2 000	27.15	10.00	2 847
冬季	8.747	0.153	980	582.0	2 181	27.90	10.69	3 007

2.2 GateCycle 软件计算系统变工况运行部分

在GateCycle软件中建立耦合处的气—气换热器、利用空气透平高温排气加热产生活热水的气—水换热器的模型和余热锅炉,其中余热锅炉在GateCycle软件中应分解为过热器、蒸发器和省煤器三个独立子换热器,对各换热器采用等换热面积法进行变工况计算。余热锅炉在夏季30℃和冬季0℃时运行,不考虑余热锅炉的最小负荷限制,产生额定参数为0.8 MPa、175℃的蒸汽,蒸汽量随A处分流比的变化曲线如图2所示。从图2可以看出,冬季和夏季产生的蒸汽量随通往A处烟气分流比的增大而增大,近似呈线性关系。

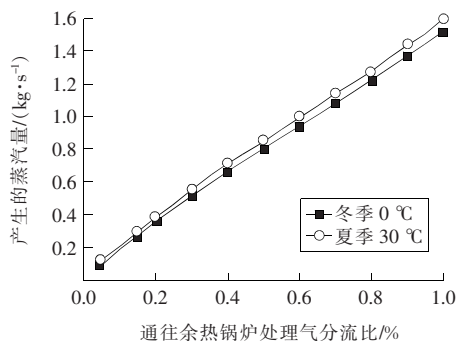


图2 冬季、夏季余热锅炉产生的蒸汽量随 k_B 的变化

Fig. 2 Variation of steam mass flow rate with k_B in waste heat boiler in winter and summer

在GateCycle软件中进行空气透平变工况计

算,空气透平进口空气应满足:

$$\text{Constant} = \frac{M\sqrt{T}}{\kappa A_{\text{nozzle}} P} \quad (1)$$

式中: κ 为绝热指数; A_{nozzle} 为空气透平有效喷嘴面积,m²; P 为进口空气绝对压力,kPa;Constant为常数; M 为入口空气质量流量,kg/s; T 为入口空气温度,K。

对于选定的空气透平, κ 、 A_{nozzle} 、Constant三个量为常数, P 为进口空气绝对压力,不考虑空气于管道内流动的压力损失,从储气罐排出的空气压力为定值1 013.25 kPa,故 M 与 \sqrt{T} 的乘积为常数。而随着通往换热器处烟气分流比的不同,储气罐排出空气吸收高温烟气热量不同,换热器出口温度 T 不同,此时所对应的空气质量流量 M 也不同。简而言之,为满足式(1),不同的 B 处分流比 k_B 只能对应唯一的储气罐释气质量流量 M 。

图3为各季节空气透平入、出口空气温度随通往换热器处分流比的变化曲线。图4为各季节储气罐释气流量和空气透平发电功率随通往换热器处分流比的变化曲线。 k_B 由0变化至0.4的过程中,储气罐释气流量迅速减少,空气透平发电量迅速增加;而 k_B 由0.4变化至1的过程中,储气罐释气流量减少缓慢,空气透平发电量增加缓慢。

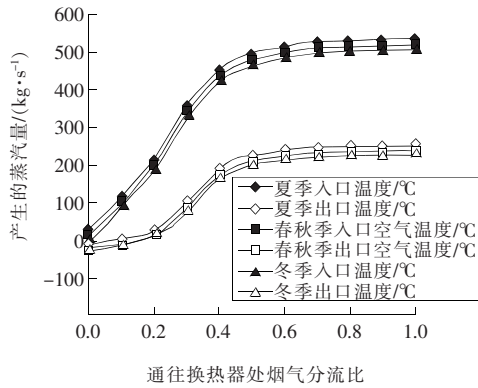


图 3 各季节空气透平入和出口空气温度随 k_B 的变化
Fig. 3 The variations of inlet and outlet temperature of air turbine with k_B in different seasons

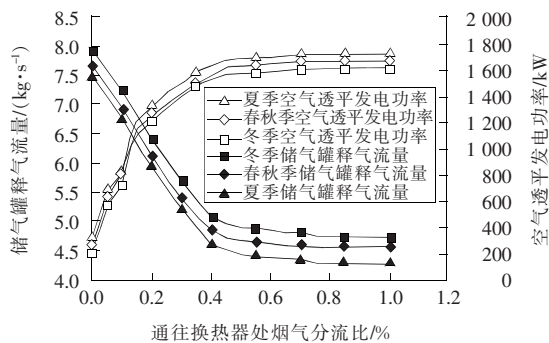


图 4 各季节储气罐释气流量和空气透平发电功率随 k_B 的变化

Fig. 4 The variations of gas release rate and air turbine power with k_B in different seasons

2.3 蒸汽吸收式溴化锂制冷机组模型

余热锅炉产生额定参数为 0.8 MPa、175 °C 的蒸汽,根据同类产品特性,给出蒸汽吸收式双效溴化锂制冷机组 COP 随蒸汽量变化的曲线,可得到不同蒸汽流量下制冷机组 COP 值(如图 5 所示)。

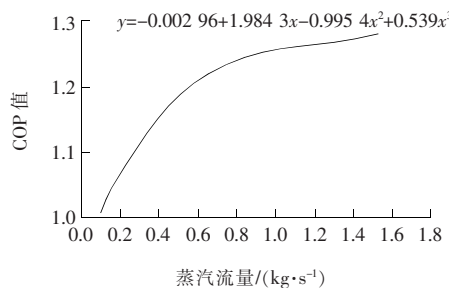


图 5 制冷机组 COP 随蒸汽流量的变化
Fig. 5 Variation of COP of refrigerating unit with steam flow rate

2.4 余热锅炉产生的蒸汽的利用

蒸汽可通过蒸汽分流器分流至 C 或 D 处进

行供冷或供热,所提供的冷量和热量为:

$$Q_c = m_c (h_c - h_3) \text{COP} \quad (2)$$

$$Q_h = m_D (h_D - h_4) \quad (3)$$

式中: h_c 、 h_D 分别为 C、D 处蒸汽的焓值, kJ/kg; h_3 为 3 处蒸汽供冷后的焓值, kJ/kg; h_4 为 4 处蒸汽供热后的焓值, kJ/kg; m_c 、 m_D 为 C、D 两处的质量流量, kg/s; COP 为制冷机组能效比; Q_c 、 Q_h 为供冷量和供热量, kW。

2.5 空气透平排出的空气的利用

压缩空气储能技术的工质是空气,高压空气从储气罐中释放出来,经空气透平膨胀后产生常压的空气,由于高压空气经过换热器进行不同程度的换热,6 处的高压空气温度有较大的差别,导致 7 处空气透平排气温度有较大的差别。本研究对不同温度范围的空气进行不同方式的利用。参考目前空调制冷、制热的排气温度,温度范围为 4~18 °C 的空气可直接通入建筑环境内供冷,温度范围为 20~50 °C 的空气可直接通入建筑环境内供热^[12],而高于 70 °C 的空气可通过换热器产生活热水。各项输出的功率^[6]为:

$$Q_{c, \text{air}} = m_7 C_{p, a} (T_{0, \text{summer}} - T_7) \quad (4)$$

$$Q_{h, \text{air}} = m_7 C_{p, a} (T_7 - T_{0, \text{winter}}) \quad (5)$$

$$Q_{h, \text{water}} = m_7 (h_7 - h_9) \quad (6)$$

式中: m_7 为 7 处透平排出空气的流量, kg/s; $C_{p, a}$ 为空气比热容, J/(kg · °C); T_7 为 7 处空气温度, °C; 因供冷时为夏季,故设 $T_{0, \text{summer}} = 30$ °C 为夏季环境温度; $Q_{c, \text{air}}$ 为夏季利用透平排气时的供冷量, kW; 因供热时为冬季,故设 $T_{0, \text{winter}} = 0$ °C 为冬季环境温度; $Q_{h, \text{air}}$ 为冬季利用透平排气时的供热量, kW; h_7 为 7 处空气透平排出空气的焓值, kJ/kg; h_9 为 9 处空气通过换热器加热产生活热水后的焓值, kJ/kg; $Q_{h, \text{water}}$ 为所提供生活热水的供热量, kW。

3 系统各季节供能展示

设系统于冬季运行时环境温度为 0 °C,余热锅炉产生蒸汽仅供热,各路供能情况随 B 处分流比 k_B 的变化情况如图 6 所示。 k_B 由 0 变化至 1 的过程中,燃气轮机发电功率恒定为 2 180 kW,余热锅炉产蒸汽供热近似呈线性减少,空气透平发电

功率增大速率由快变慢。当 $0.21 \leq k_B \leq 0.245$ 时,空气透平排气满足 $20 \sim 50^\circ\text{C}$ 的条件,可直接通入建筑环境供热;当 $0.267 \leq k_B \leq 1$ 时,空气透平排气大于 70°C ,可通过换热器加热产生活热水。

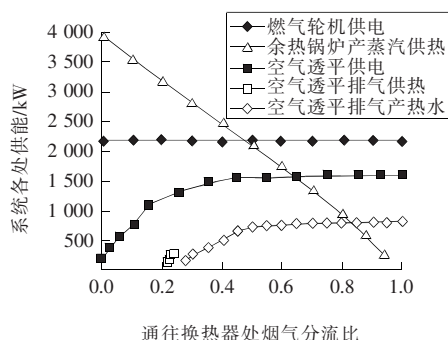


图6 冬季系统各处供能

Fig. 6 System energy supply in winter

设系统于夏季运行时环境温度为 30°C ,余热锅炉产生蒸汽仅供冷,各路供能情况随 B 处分流比 k_B 的变化情况如图7所示。 k_B 由0变化至1的过程中,燃气轮机发电功率恒定为 1830 kW ,余热锅炉产蒸汽供冷近似呈线性减少,空气透平发电功率增大速率由快变慢。当 $0.187 \leq k_B \leq 0.205$ 时,空气透平排气满足 $4 \sim 18^\circ\text{C}$ 的条件,可直接通入建筑环境供冷;当 $0.278 \leq k_B \leq 1$ 时,空气透平排气大于 70°C ,可通过换热器加热产生活热水。

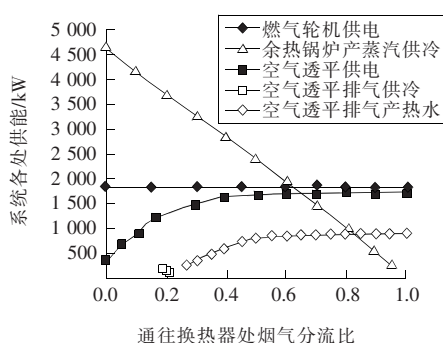


图7 夏季系统各处供能

Fig. 7 System energy supply in summer

设系统于春秋季节运行时环境温度为 15°C ,在无冷热负荷时余热锅炉不运行,各路供能情况随 B 处分流比 k_B 的变化情况如图8所示。 k_B 由0变化至1过程中,燃气轮机发电功率恒定为 2000 kW ,空气透平发电功率增大速率由快变慢。当 $0.273 \leq k_B \leq 1$ 时,空气透平排气大于 70°C ,可通过换热器加热产生活热水。

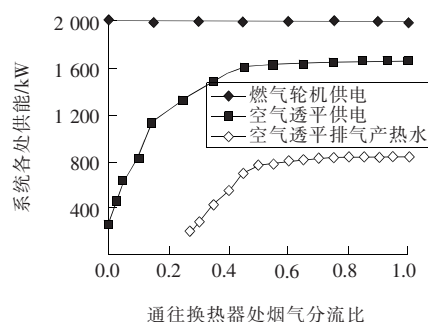


图8 春秋季节系统各处供能

Fig. 8 System energy supply in spring and autumn

4 实例应用

以此分布式供能系统应用于上海市某工业园区,分别计算其满足春秋季节典型日、夏季典型日和冬季典型日的冷、热、电负荷需求的情况。该工业园区无热水负荷,系统在用电低谷期压缩空气存储电能,在用电高峰时期释放空气产生电能,并在排出空气温度适宜时进行供冷、供热。

4.1 工业园区负荷及供能成本

图9~11分别为工业园区冬季典型日、夏季典型日和春秋季节典型日的逐时负荷曲线。图12为2018年上海市工商业分时电价曲线图。本研究取天然气价格为 3700 元/t 。

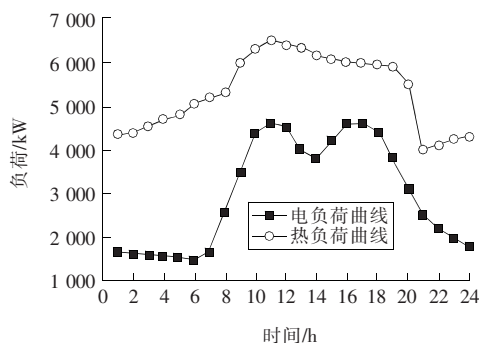


图9 冬季典型日负荷曲线

Fig. 9 Typical daily load curves in winter

4.2 两种供能方式及评价指标

所提出的系统不能在每个时段都满足工业园区的负荷,因此不足的电负荷应由电网提供,不足的冷、热负荷应由空调设备消耗电网电能提供。本研究取制热时能效比为 3.03 ,制冷时能效比为 2.86 ,即每一单位的电能可产生 3.03 单位的热能,每一单位的电能可产生 2.86 单位的冷能。由于各

负荷曲线均以小时为最小单位,式(7)~(11)均针对1 h内的稳定运行情况。

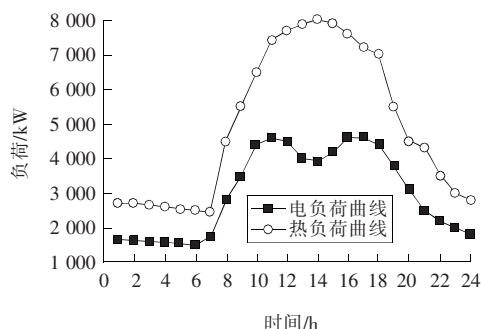


图10 夏季典型日负荷曲线

Fig. 10 Typical daily load curves in summer

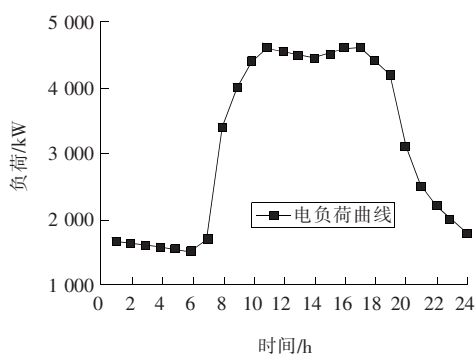


图11 春秋典型日负荷曲线

Fig. 11 Typical daily load curve in spring and autumn

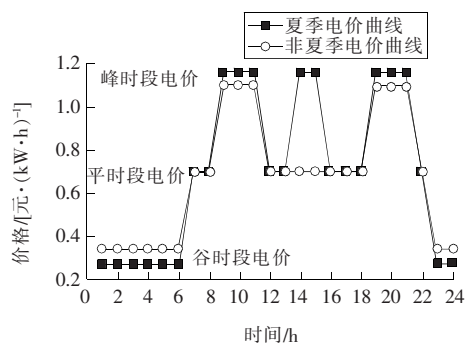


图12 2018年上海市分时电价曲线

Fig. 12 Time-sharing electricity price of Shanghai in 2018

为突出本耦合供能系统的优越性,下面对比两种供能方式在经济上的差别。方式一,耦合供能方式:在本系统供能成本低于电网电力供能时采取本系统供能,不足的冷、热、电负荷由电网电力满足;方式二,分供供能方式:所有负荷均由电网电力满足。

为便于对比本系统供能与电网电力供能的性

价比,引入两个指标:一是折算供能能力 m ,表示本系统供能能力大小, $\text{kW}\cdot\text{h}$;二是能价比 n ,表示相同成本下的供能能力, $\text{kW}\cdot\text{h}/\text{元}$;考虑到选取的能效比,供热能效比选为3.03,供冷能效比选为2.86,本系统三季的折算供能能力为:

$$m = P + H/3.03. \quad (7)$$

$$m = P + C/2.86. \quad (8)$$

$$m = P. \quad (9)$$

式中: P 为系统供电, $\text{kW}\cdot\text{h}$; H 为系统供热, $\text{kW}\cdot\text{h}$; C 为系统供冷, $\text{kW}\cdot\text{h}$ 。

式(7)表示冬季折算供能能力, $\text{kW}\cdot\text{h}$;式(8)表示夏季折算供能能力, $\text{kW}\cdot\text{h}$;式(9)表示春秋两季折算供能能力, $\text{kW}\cdot\text{h}$ 。

$$n = m / \cos t. \quad (10)$$

式(10)为折算供能能力与耗费成本的比值, $\text{kW}\cdot\text{h}/\text{元}$ 。

耦合运行方式的成本由两部分组成:

$$\cos t = V_{\text{GAS}} + V_{\text{LE}} \cdot A_i / A. \quad (11)$$

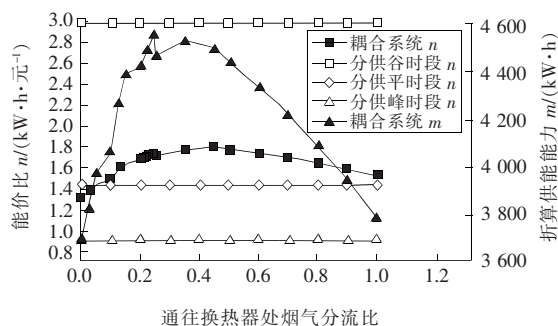
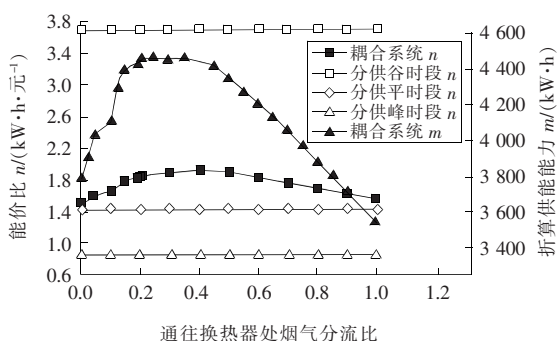
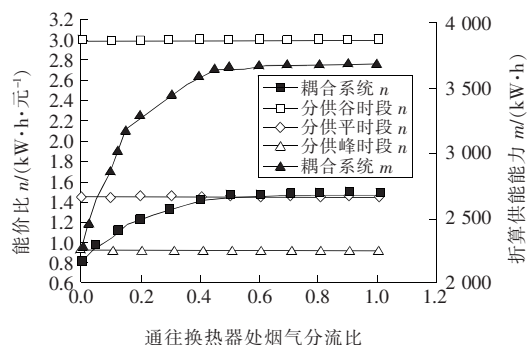
式中: V_{GAS} 为天然气耗费成本,元; V_{LE} 为压气机2额定工况运行耗费的成本,元; A_i 为储气罐在耦合运行的实际排气流量, kg/s ; A 为压气机2额定工况运行时的空气进气流量, kg/s 。

图13~15为各季节典型日内折算供能能力 m 和能价比 n 随 k_B 变化的曲线。由图13~15可以明显看到,冬季在利用空气透平排气供热时, m 的曲线有突变;夏季空气透平排气供冷较少,因此 m 的曲线突变不明显。而本实例计算优先考虑能价比 n ,三条平行于横轴的线段为分供运行峰时段、平时段、谷时段的能价比 n ,可用于指示各时段采用哪种方式成本更低,并以此确定系统在三种季节典型日的各时段应采取何种运行方式。由于空气透平供电在 $k_B > 0.4$ 后随 k_B 的增大而增长缓慢,且蒸汽供冷、供热随 k_A 的增大均近似为线性关系,所以冬季、夏季 k_B 为0.4时, n 取得最大值;春秋两季 n 随 k_B 的增大而增大, k_B 为1时取得最大值。

4.3 运行方法及计算对比

方式一,耦合供能方式的运行方式如下。

因谷时段电价较低,所以对于三种典型日,分供运行的能价比 n 恒大于耦合运行,因此在谷时段(0:00—6:00, 22:00—24:00)由电网电力满足冷、热、电负荷。

图 13 冬季 m 、 n 随 k_B 的变化Fig. 13 Changes of m and n with k_B in winter图 14 夏季 m 、 n 随 k_B 的变化Fig. 14 Changes of m and n with k_B in summer图 15 春秋季节 m 、 n 随 k_B 的变化Fig. 15 Changes of m and n with k_B in spring and Autumn

电负荷小于燃气轮机额定负荷时(三种典型日的 6:00—7:00)、耦合运行能价比低于分供运行时(三种典型日的 21:00—22:00, 冬季典型日、春秋季节典型日的 7:00—8:00)采用电网电力满足所有负荷。

春秋季节耦合运行在 $k_B > 0.05$ 时, 能价比 n 高于分供方式峰时段 n , 且该工业园区峰时段电负荷较高, 采用耦合系统满足其电负荷时对应的 k_B 均大于 0.05, 因此三种典型日峰时段耦合运行 n 均大于峰时段分供 n , 三种典型日在峰时段(非夏季

8:00—11:00, 18:00—21:00; 夏季 8:00—11:00, 13:00—15:00, 18:00—21:00)均采用耦合系统供能, 不足的负荷由电网电力满足。

三种典型日的其余时段负荷均较大, 也采用耦合系统供能, 并由电网补充不足的负荷。而对于耦合系统供能, 工业园区负荷大于最大 n 值(冬季、夏季典型日 $k_B = 0.4$, 春秋季节典型日 $k_B = 1$)对应的负荷时, 系统取最大 n 值的运行情况; 工业园区负荷小于最大 n 值对应的负荷时, 优先满足电负荷后再确定系统所能提供的冷或热负荷。

按上述运行方法计算方式一, 方式二运行较简单这里不赘述。计算这两种方式三种典型日的不同小时 24 h 内的成本, 并将各小时成本加和得到表 2。

表 2 两种供能方式成本对比

Table 2 Cost comparison of two energy supply modes

季节	耦合供能方式 总成本/元	分供供能方式 总成本/元	耦合供能方式比分 供供能方式节省/%
冬季典型日	66 083.52	83 500.49	20.86
夏季典型日	65 960.77	92 509.83	28.70
春秋季节典型日	49 546.15	56 509.31	12.32

5 结论

作者通过建立耦合压缩空气储能的分布式冷热电联供系统模型, 展示了系统在三种典型日的供能情况, 并将系统应用于上海市某工业园区作为实例分析, 得到如下结论。

1) 通过模拟分析可知, 余热锅炉产生的蒸汽量随通往余热锅炉处烟气分流比的增大近似呈线性增大; 空气透平在通往换热器处的烟气分流比变化时对应唯一适合的进气流量。在通往换热器处烟气分流比由 0 变化至 0.4 的过程中, 对应的储气罐释气流量迅速减少, 空气透平发电量迅速增加; 而由 0.4 变化至 1 的过程中, 对应的储气罐释气流量减少缓慢, 空气透平发电量增加缓慢。

2) 在实例应用中, 冬季、夏季通往换热器处烟气分流比为 0.4 时能价比最高, 春秋季节能价比随通往换热器处烟气分流比的增大而增大。冬季典型日耦合供能方式相比分供供能方式节省了 20.86% 的成本, 夏季典型日节省了 28.70% 的成本, 春秋季节

典型日节省了 12.32% 的成本,所以耦合供能方式在各季节相对于分供供能方式均能节约成本。

〔参考文献〕

- [1] Ming Z, Shaojie O, Hui S, et al. Overall review of distributed energy development in China: Status quo, barriers and solutions[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015(50): 1226-1238.
- [2] 李潇雨, 黄珂. 分布式能源发展政策研究文献综述[J]. 华北电力大学学报: 社会科学版, 2015(1): 20-25.
LI Xiao-yu, HUANG Ke. Literature review of distributed energy development policy research[J]. Journal of North China Electric Power University: Social Science Edition, 2015(1): 20-25.
- [3] 倪明. 燃气分布式能源系统的特点浅析[J]. 建材与装饰, 2018(35): 206.
NI Ming. Analysis of the characteristics of gas distributed energy system [J]. Construction Materials and Decoration, 2018(35): 206.
- [4] 冉娜. 国内外分布式能源系统发展现状研究[J]. 经济论坛, 2013(10): 174-176.
RAN Na. Research on the development of distributed energy system at home and abroad[J]. Economic Forum, 2013(10): 174-176.
- [5] 蒋润花, 杨晓西, 杨敏林, 等. 冷热电联供系统运行方式性能优化分析[J]. 工程热物理学报, 2013, 34(10): 1818-1822.
JIANG Run-hua, YANG Xiao-xi, YANG Min-lin, et al. The optimal analysis of CCHP operating modes' performance[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2013, 34(10): 1818-1822.
- [6] 张远, 杨科, 李雪梅, 等. 基于先进绝热压缩空气储能的冷热电联产系统[J]. 工程热物理学报, 2013, 34(11): 1991-1996.
ZHANG Yuan, YANG Ke, LI Xue-mei, et al. A combined cooling, heating and power(cchp) system based on advanced adiabatic compressed air energy storage (aa-caes) technology [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2013, 34(11): 1991-1996.
- [7] 张远, 杨科, 李雪梅, 等. 先进绝热压缩空气储能的冷热电输出特性研究[J]. 热能动力工程, 2013, 28(2): 134-138, 215.
ZHANG Yuan, YANG Ke, LI Xue-mei, et al. Study of the cooling, heating and power output characteristics of an advanced adiabatic compressed air energy storage[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2013, 28(2): 134-138, 215.
- [8] 杨承, 王旭升, 张驰, 等. 太阳能与压缩空气耦合储能的燃气轮机 CCHP 系统特性[J]. 中国电机工程学报, 2017, 37(18): 5350-5358, 5534.
YANG Cheng, WANG Xu-sheng, ZHANG Chi, et al. Performances of gas turbine — based cchp system combined with solar and compressed air energy storage[J]. Proceedings of the CSEE, 2017, 37(18): 5350-5358, 5534.
- [9] Coriolano Salvini. Techno — economic analysis of CAES systems integrated into gas-steam combined plants[J]. Energy Procedia, 2016, 110(11): 870-877.
- [10] Yao Erren, Wang Huanran, Wang Ligang, et al. Thermo — economic optimization of a combined cooling, heating and power system based on small-scale compressed air energy storage [J]. Energy Conversion and Management, 2016, 87(3): 377-386.
- [11] Lv Song, He Wei, Zhang Aifeng, et al. Modelling and analysis of a novel compressed air energy storage system for trigeneration based on electrical energy peak load shifting[J]. Energy Conversion and Management, 2017, 135(1): 394-401.
- [12] 钱存存. 华南地区办公建筑 IDC 机房空调系统优化设计与节能改造方法研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2015.
QIAN Cun-cun. Optimization designs and energy saving methods of air conditioning system in idc in office buildings in South China [D]. Chongqing: Chongqing University, 2015.