

文章编号: 1671-6612 (2025) 03-406-07

严寒地区 CO₂ 热泵耦合 供热系统改造方案设计及其经济性分析

刘启明 褚 赛 许抗吾 牛笑晨

(北京市勘察设计院有限公司 北京 100038)

【摘 要】 以内蒙古自治区呼伦贝尔市鄂伦春自治旗内某镇集中供热热源厂为例, 对热源厂现状燃煤锅炉供热系统服务规模、收费情况、设备配置、能源消耗、运行状态等进行分析, 结合相关政策要求及项目特点, 采用 CO₂ 空气源热泵+燃煤锅炉耦合系统进行供热系统替代改造, 介绍了耦合系统原理及运行策略, 在对 CO₂ 空气源热泵机组制热运行特性分析的基础上, 详细阐述了耦合系统的经济及环保效益。结果显示, 改造后耦合系统采暖季运行费用总计 3295.53 万元, 年均节费 1568.45 万元, 节费率 32.25%; CO₂ 排放量共计 95234.02t, 年均减排 CO₂ 达 56644.05t, 减排率 37.30%; 静态投资回收期约 8.3 年, 节能环保及经济性较好。

【关键词】 严寒地区; 供热改造; CO₂ 空气源热泵; 性能系数; 运行费用

中图分类号 TU832.1+1 文献标志码 A

Design and Economic Analysis of CO₂ Heat Pump Coupling System Renovation Scheme in Severe Cold Regions

Liu Qiming Chu Sai Xu Kangwu Niu Xiaochen

(Beijing Geotechnical Institute, Beijing, 100038)

【Abstract】 This paper took a town central heating heat source plant in Oroqen Autonomous Banner, Hulunbuir City, Inner Mongolia Autonomous Region as an example, the service scale, charging, equipment configuration, energy consumption and operation status of the current coal-fired boiler heating system in the heat source plant were analyzed. Combined with relevant policy requirements and project characteristics, CO₂ air source heat pump and coal-fired boiler coupling system was adopted to replace and transform the heating system. This paper introduced the principle and operation strategy of the coupling system. Based on the analysis of the heating operation characteristics of CO₂ air source heat pump unit, the economic and environmental benefits of the coupling system were described in detail. The results show that the total operation cost of the coupling system in the heating season after the transformation was 32.9553 million yuan, with an average annual cost saving of 15.6845 million yuan, and a cost saving rate of 32.25%; the total amount of carbon dioxide emissions was 95234.02t, and the average annual carbon dioxide emission reduction was 56644.05t, with a reduction rate of 37.30%; the static investment payback period was about 8.3 years, with good energy conservation, environmental protection and economy.

【Keywords】 Severe cold area; Heat reform; CO₂ air source heat pump; Coefficient of performance; Operation cost

0 引言

我国是世界上煤炭生产量和消耗量最大的国

家, 燃煤锅炉运行产生的污染物是我国大气污染的主要源头^[1], 而传统的燃煤锅炉供暖更是造成我国

作者简介: 刘启明 (1982-), 男, 硕士研究生, 教授级高级工程师, E-mail: liuqiming_bgi@126.com

通讯作者: 褚 赛 (1991-), 女, 硕士研究生, 高级工程师, E-mail: 644588049@qq.com

收稿日期: 2024-11-11

北方地区冬季严重雾霾现象的原因之一^[2]。2022 年 3 月, 国家发展改革委等 10 部门联合发布了《关于进一步推进电能替代的指导意见》^[3], 要求拓宽电能替代领域、发展综合能源服务, 提高电能占终端能源消费比重, 全面推进终端用能绿色低碳转型, 积极消纳可再生能源, 系统提升能源利用效率, 推动清洁低碳、安全高效的现代能源体系加快建设。

超低温 CO₂ 空气源热泵机组以其优异的环保和热工性能, 为严寒地区燃煤/燃气锅炉集中供热系统的清洁替代提供了解决方案, 国内外许多学者对其进行了研究。陈强^[4]等结合西北地区某县城工程实例, 讨论了集中供热系统改造中应用 CO₂ 空气源热泵的技术经济性, 结果显示, 系统年供热量约 120.7 万吉焦, 减少燃烧标煤 5.3 万吨, 减排 CO₂ 约 13.74t, 节能减碳效果显著。李效禹^[5]等对秦皇岛某公共建筑和石家庄某居住建筑的 CO₂ 复叠式空气源热泵供暖系统开展运行测试, 结果显示在秦皇岛室外日均温度-10.9~2.5℃工况下机组实测日均 COP 为 2.75~3.15, 在石家庄室外日均温度-6.6~12.5℃工况下机组实测日均 COP 为 2.21~3.38。郭明^[6]介绍了 CO₂ 空气源热泵机组在大连期货大厦生活热水改造工程中的应用并测算了系统年运行费用, 系统实际运行后取得了很好的节能效果。卢尧^[7]等利用 Matlab/Simulink 建立 CO₂ 复叠式空气源热泵模型, 分析其最优中间冷凝温度, 结果显示, 系统高温端冷凝温度 65℃, 低温端蒸发温度-30~-5℃, 中间冷凝温度为 15℃时系统 COP 较高。秦羽^[8]提出了一种适合于严寒地区的跨临界 CO₂ 空气源热泵系统, 通过数值计算、模拟分析和实验验证, 研究其不同工况条件下的运行特性, 并对该空气源热泵进行经济性及环保性分析。刘洋^[9]介绍了 CO₂ 空气源热泵机组的供暖设计方案

和主要组成设备, 基于监测数据对影响送风温度的因素进行了综述分析, 并基于供暖系统的能耗数据提出了降低系统运行能耗的相关建议。齐海峰^[10]等建立了常规 CO₂ 系统、R410A 喷气增焓系统、复叠系统、间接过冷 CO₂ 系统、直接过冷 CO₂ 系统的热力学模型, 并对采用不同供热末端的系统性能进行优化和分析, 结果显示, 当供/回水温度为 65℃/40℃、环境温度为-20~20℃时, 直接过冷系统的 COP 较常规 CO₂ 系统提升 3.8%~20.9%。

上述研究均以单一 CO₂ 空气源热泵系统为研究对象, 或验证其在实际项目中的应用效果, 或探寻能效提升的技术手段, 缺乏对 CO₂ 空气源热泵复合式系统的研究分析。本文以地处我国热工气候分区为严寒地区的内蒙古自治区呼伦贝尔市鄂伦春自治旗为例, 通过分析旗内某集中供热热源厂现状供热系统概况, 结合相关政策要求及项目特点, 提出采用 CO₂ 空气源热泵耦合现状燃煤锅炉对原单一的燃煤锅炉供热系统进行改造, 并对比改造前后供热的经济效益及环保效益, 以期同类地区供热系统清洁改造工程设计提供参考和借鉴。

1 项目概况

项目位于内蒙古自治区呼伦贝尔市鄂伦春自治旗, 为自治旗内某镇集中供热热源厂清洁改造。现状供热热源为 4 台总装机容量 145MW 的燃煤承压热水锅炉, 技术参数如表 1 所示。供热一级管网 39.62km, 二级管网 87.69km, 换热站 38 座, 供热面积约为 175 万 m², 供热服务户数 1.4 万余户。该项目现行收费标准为居民 4.8 元/(m²·月)(供热面积 111.4 万 m²), 非居民商业网点 6.2 元/(m²·月)(供热面积 19.8 万 m²), 其他单位 7 元/(m²·月)(供热面积 43.8 万 m²), 年应收热费约为 6813.5 万元。

表 1 现状燃煤承压热水锅炉技术参数表

Table 1 Technical parameters of current coal fired pressure hot water boiler

设备型号	制造单位	额定热功率 /MW	配置台数 /台	额定进出水温度 /℃	额定工作压力 /MPa
SHW29-1.25/130/70-AII	哈尔滨东泰环保	29	3	130/70	1.25
SHW58-1.60/150/90-AII	锅炉有限公司	58	1	150/90	1.60
合计	—	145	4	—	—

图 1 为 2023~2024 年度采暖季用煤量统计, 由图可知上一年度采暖季消耗燃煤共计 12.36 万 t,

其中华能煤炭(单位热值≥3100 卡) 12.29 万 t, 凯信煤炭(单位热值≥4300 卡) 726t。根据以上数据

计算得到消耗煤炭总热量为 160.82 万 GJ，燃煤平均热值为 13.01GJ/t。

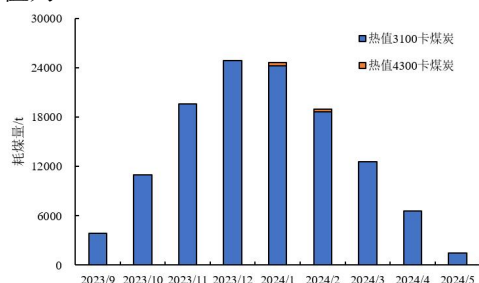


图 1 2023~2024 年度采暖季煤耗统计图

Fig.1 Statistical chart of coal consumption in heating season from 2023 to 2024

燃煤锅炉平均效率暂按 82% 计算，则年供热量为 131.87 万 GJ，折算单平米供热能耗指标约为 0.75GJ/m²。该地区采暖季为每年 9 月 20 日起至次年 5 月 10 日止，共计 233 天（5592h），结合采暖季室外气象参数，测算得到平均负荷系数约为 0.537，进而得到综合供热负荷指标为 69.73W/m²，供热负荷为 122.03MW。图 2 给出了采暖季逐时气温及逐时负荷分布。依据现状燃煤锅炉运行记录，一次网设计供回水温度约为 72/48℃。

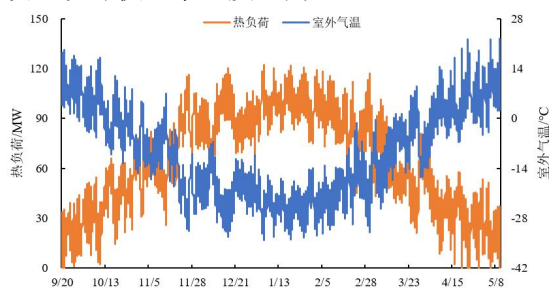


图 2 采暖季逐时气温及逐时负荷分布图

Fig.2 Hourly temperature and hourly load distribution in heating season

2 改造方案

2.1 系统形式

本项目旨在建立绿色低碳、经济高效、安全稳定的供热系统。一方面，为满足国家及地方政策要求，充分利用空气能等可再生能源，但本项目供热系统一次网供水温度较高，同时环境温度极低，考虑采用超低温 CO₂ 空气源热泵机组替代部分燃煤锅炉，系统运行更加经济高效；另一方面，为保证供热系统的安全稳定运行，仍保留部分现状燃煤锅炉，在供热严寒期作为调峰热源及备用保障。因此，

本项目采用 CO₂ 空气源热泵+燃煤锅炉的耦合系统。

图 3 给出了 CO₂ 空气源热泵运行原理图^[11]，采用 R744 (CO₂) /R134a 复叠系统，利用 CO₂ 工质粘度小、传热好、效率衰减慢等优势，通过蒸发器吸收室外空气热量，并通过蒸发冷凝器将热量传递给系统高温部分，高温部分采用 R134a 作工质，通过冷凝器将吸收的热量再传递给用户供采暖和热水使用。相较于传统空气源热泵，出水温度更高、供回水温差更大、适用环境温度更低、室外占地面积更小^[12]。

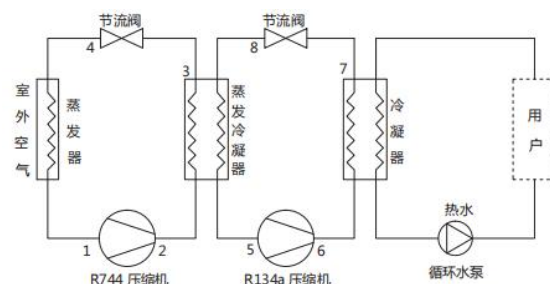


图 3 复叠式 CO₂ 空气源热泵原理图

Fig.3 Schematic diagram of cascade CO₂ air source heat pump

图 4 给出了耦合系统供热原理图，CO₂ 空气源热泵与燃煤锅炉串联并位于燃煤锅炉上游。在初寒末期，单独开启 CO₂ 空气源热泵可满足热负荷及一次网供水温度要求时，关闭阀门 V1、V2，开启阀门 V3，CO₂ 空气源热泵单独运行并承担全部热负荷；进入严寒期，CO₂ 空气源热泵无法满足全部热负荷或一次网供水温度要求时，开启阀门 V1、V2，关闭阀门 V3，启动燃煤锅炉进行调峰，此时 CO₂ 空气源热泵与燃煤锅炉联合运行。

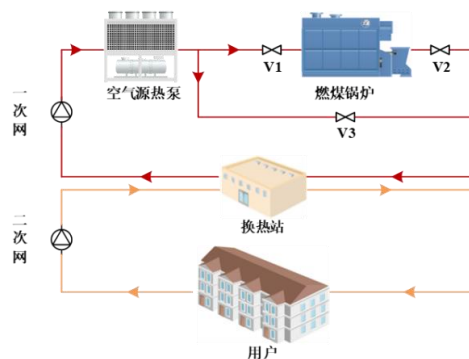


图 4 CO₂ 空气源热泵与燃煤锅炉耦合系统供热原理示意图

Fig.4 Schematic diagram of heating principle of CO₂ air source heat pump and coal fired boiler coupling system

2.2 设备配置

表 2 给出了 CO₂ 空气源热泵技术参数，依据《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》（GB 50736-2012）^[13]，项目所在地供热室外计算温度为

-31.6℃，结合设备厂家提供的性能参数，在供回水温差 12℃、出水温度 60℃、环境温度-31.6℃时，CO₂ 空气源热泵机组制热量为 391kW。

表 2 CO₂ 空气源热泵技术参数表

Table 2 Technical parameters of CO₂ air source heat pump

参数	单位	数值	参数	单位	数值
制热量（7℃）	kW	610	最大运行电流	A	498
制热输入功率（7℃）	kW	179.4	最大运行功率	kW	266
制热 COP（7℃）	—	3.40	电源规格	—	380~400V 50Hz
名义制热量（-12℃）	kW	585	工质	—	R744/R134a
名义制热输入功率（-12℃）	kW	202	水侧压降	kPa	50
制热 COP（-12℃）	—	2.90	出水温度调节范围	℃	35~70℃
制热量（-25℃）	kW	445	供暖供回水温度范围	℃	供水 35~70℃；回水 15~60℃
制热输入功率（-25℃）	kW	194.3	建议供热水循环流量	m ³ /h	90
制热 COP（-25℃）	—	2.29	长×宽×高	mm	6155×1335×2852
制热量（-35℃）	kW	361	运行重量	kg	7800
制热输入功率（-35℃）	kW	190	适用环境温度范围	℃	-47~43℃
制热 COP（-35℃）	—	1.90	防冻电辅	kW	192

改造后 CO₂ 空气源热泵可替代热源厂 1 台 58MW 或 2 台 29MW 燃煤锅炉，故改造后 CO₂ 空气源热泵承担负荷约为 64.03kW，共配置机组 164

台。表 3 给出了改造前后热源厂在整个采暖季的运行变化情况。

表 3 改造前后热源设备运行变化表

Table 3 Operation changes of heat source equipment before and after transformation

供热阶段	改造前			热源	改造后	
	热源	机组开启情况	总装机		机组开启情况	总装机
初寒末期		1 台×58MW/ 2 台×29MW	58MW	CO ₂ 空气源热泵	164 台×0.39MW	64.12MW
平稳期	燃煤锅炉	1 台 58MW+1 台 29MW/	87MW/	CO ₂ 空气源热泵+燃煤锅炉	164 台×0.39MW+1 台 29MW/	93.12MW/
		1 台 58MW+2 台 29MW	116MW		164 台×0.39MW+2 台 29MW/	122.12MW/
					164 台×0.39MW+1 台 58MW	122.12MW
极寒期		1 台 58MW+3 台 29MW	145MW	CO ₂ 空气源热泵+燃煤锅炉	164 台×0.39MW+3 台 29MW 164 台×0.39MW+1 台 58MW+ 1 台 29MW	151.12MW

2.3 供能分析

2.3.1 机组特性分析

与传统空气源热泵机组一致，CO₂ 空气源热泵机组制热量及制热性能系数 COP 受机组供水温

度、供回水温差、室外环境温度等三方面影响，表 4 给出了不同影响因素下机组制热量及制热性能系数 COP 在名义工况（-12℃）基础上的修正系数。

表 4 CO₂ 空气源热泵机组制热量及 COP 修正系数表

Table 4 Heating capacity and COP correction coefficient of CO₂ air source heat pump unit

供回 供水		室外环境温度 $t_w/^\circ\text{C}$													
温差	温度	-35		-20		-10		-5		0		5		10	
Δt	T_g	制热量	COP	制热量	COP	制热量	COP	制热量	COP	制热量	COP	制热量	COP	制热量	COP
$/^\circ\text{C}$	$/^\circ\text{C}$	/kW		/kW		/kW		/kW		/kW		/kW		/kW	
5	40	0.62	0.66	0.87	0.88	1.01	1.03	1.03	1.10	1.03	1.14	1.04	1.17	1.05	1.18
	45	0.62	0.65	0.87	0.87	1.02	1.02	1.03	1.09	1.04	1.13	1.04	1.15	1.05	1.17
	50	0.62	0.64	0.87	0.86	1.02	1.01	1.03	1.08	1.04	1.12	1.04	1.14	1.05	1.16
	55	0.62	0.64	0.87	0.85	1.02	1.00	1.03	1.06	1.04	1.10	1.04	1.13	1.05	1.14
	60	0.62	0.63	0.88	0.84	1.02	0.99	1.03	1.05	1.04	1.09	1.05	1.12	1.05	1.13
	65	0.62	0.62	0.88	0.82	1.02	0.97	1.04	1.03	1.05	1.07	1.05	1.10	1.06	1.11
	70	0.63	0.60	0.88	0.80	1.03	0.94	1.04	1.00	1.05	1.04	1.06	1.06	1.06	1.07
10	40	0.62	0.65	0.87	0.87	1.02	1.02	1.03	1.09	1.04	1.13	1.05	1.15	1.05	1.17
	45	0.62	0.64	0.88	0.86	1.02	1.00	1.03	1.07	1.04	1.11	1.05	1.14	1.05	1.15
	50	0.62	0.63	0.88	0.84	1.02	0.99	1.03	1.05	1.04	1.09	1.05	1.12	1.06	1.13
	55	0.62	0.62	0.88	0.83	1.02	0.98	1.04	1.04	1.04	1.08	1.05	1.11	1.06	1.12
	60	0.62	0.62	0.88	0.82	1.03	0.97	1.04	1.03	1.05	1.07	1.05	1.10	1.06	1.11
	65	0.63	0.61	0.88	0.81	1.03	0.95	1.04	1.01	1.05	1.05	1.06	1.08	1.06	1.09
	70	0.63	0.58	0.89	0.77	1.03	0.91	1.05	0.97	1.06	1.00	1.06	1.03	1.07	1.04
15	45	0.63	0.64	0.88	0.85	1.03	1.00	1.04	1.06	1.05	1.10	1.05	1.13	1.06	1.14
	50	0.63	0.62	0.88	0.83	1.03	0.97	1.04	1.03	1.05	1.07	1.06	1.10	1.06	1.11
	55	0.63	0.61	0.89	0.82	1.03	0.96	1.04	1.02	1.05	1.06	1.06	1.09	1.07	1.10
	60	0.63	0.60	0.89	0.81	1.03	0.95	1.05	1.01	1.05	1.05	1.06	1.07	1.07	1.09
	65	0.63	0.59	0.89	0.78	1.04	0.92	1.05	0.98	1.06	1.02	1.06	1.04	1.07	1.05
	70	0.63	0.57	0.90	0.76	1.04	0.89	1.06	0.95	1.06	0.98	1.07	1.01	1.08	1.02
	50	0.63	0.61	0.89	0.82	1.04	0.96	1.05	1.03	1.06	1.06	1.07	1.09	1.07	1.10
20	55	0.64	0.61	0.90	0.81	1.04	0.95	1.06	1.02	1.06	1.05	1.07	1.08	1.08	1.09
	60	0.64	0.59	0.90	0.79	1.05	0.93	1.06	1.00	1.07	1.03	1.07	1.06	1.08	1.07
	65	0.64	0.56	0.90	0.74	1.05	0.87	1.06	0.92	1.07	0.96	1.08	0.98	1.09	0.99
	70	0.64	0.52	0.91	0.70	1.06	0.82	1.07	0.87	1.08	0.90	1.08	0.93	1.09	0.94

由上述修正系数即可测算采暖季逐时气温及逐时负荷下，CO₂ 空气源热泵机组逐时制热性能系数 COP 及功耗，图 5 给出了测算结果，由图可知，在初寒末期机组制热 COP 可达 2.5~3.5，严寒期机组制热 COP 仍能保持在 1.9 左右，采暖季机组平均制热 COP 为 2.34，总耗电量为 14149.5 万 kWh。

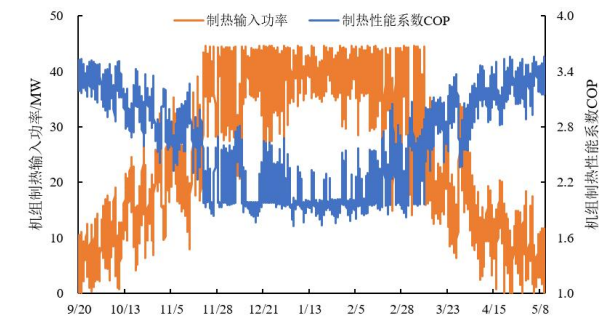


图 5 采暖季 CO₂ 空气源热泵逐时 COP 及逐时功耗分布图
Fig.5 Hourly COP and hourly power consumption distribution of CO₂ air source heat pump in heating season

2.3.2 系统供能分析

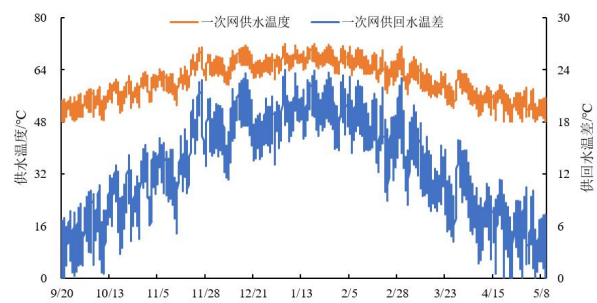


图 6 采暖季一次网供水温度及供回水温差分布图

Fig.6 Distribution of water supply temperature and water temperature difference between supply and return of primary network in heating season

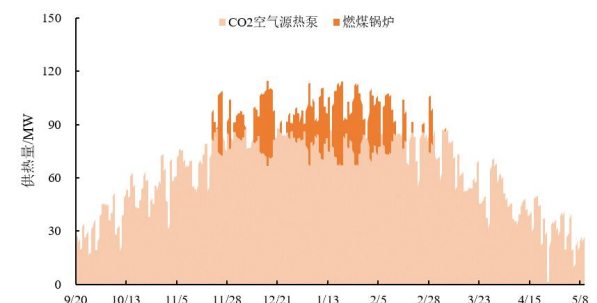


图 7 采暖季各子系统逐时供热分项图

Fig.7 Hourly heating subitem of each subsystem in heating season

本项目一次供热管网采用质调节,采暖季逐时负荷下一次网供水温度及供回水温差如图 6 所示,由图可知,采暖季平均供水温度约为 61℃,平均供回水温差约为 13℃。在 2.1 节所述运行策略下,即初寒末期 CO₂ 空气源热泵单独运行,严寒期 CO₂ 空气源热泵与燃煤锅炉联合运行,各子系统逐时供热分项如图 7 所示,由图可知,CO₂ 空气源热泵供热量为 119.25 万 GJ,占比 90.4%,燃煤锅炉供热量为 12.62 万 GJ,占比 9.6%。

3 效益分析

3.1 经济效益

现状热源厂与能源供应公司协商后约定采购燃煤价格为 393.37 元/t,执行供热优惠电价为 0.2 元/kWh,在相同供热量下,改造前后各类能源消耗总量及运行费用如表 5 所示,CO₂ 空气源热泵机组逐时耗电量如前述图 5 所示,燃煤锅炉逐时耗煤量如图 8 所示。由图及表可知,改造前热源厂采暖季运行费用总计 4863.98 万元,折合单平米供热面积运行费用 27.79 元/m²;改造后热源厂采暖季运行费用总计 3295.53 万元,折合单平米供热面积运行费用 18.83 元/m²;年均节费 1568.45 万元,节费率 32.25%。

表 5 改造前后能耗及费用统计表

Table 5 Energy consumption and cost statistics before and after transformation

项目	供热量/GJ	耗煤量/t	耗电量/MWh	运行费用/万元	单平米运行费用/元/m ²
改造前	1318712.55	123649.00	0.00	4863.98	27.79
改造后		11837.03	141495.00	3295.53	18.83

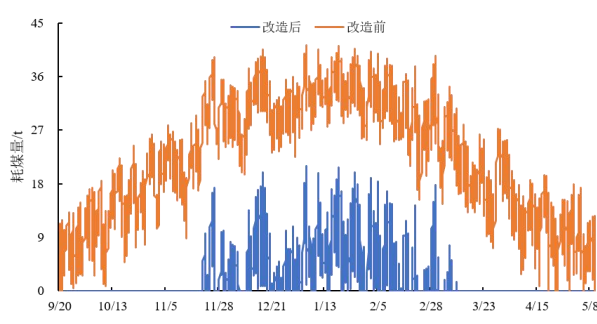


图 8 改造前后耗煤量分布图

Fig.8 Distribution of coal consumption before and after transformation

暂不考虑 CO₂ 空气源热泵机组改造产生的配电增容费及月度增容使用费,改造初投资约为 24624.60 万元,则项目静态投资回收期约为 15.70

年。当地政府对热源厂供热有 8 元/m² 供热面积的供热补贴,则政府补贴年均 1400 万元,考虑政府补贴后,项目静态投资回收期约为 8.3 年,经济性尚可。

3.2 环保效益

明确系统消耗终端能源类型,包括电力、化石燃料(如固体、液体、气体燃料)或其他能源等,统计各类型能源计算周期内的消耗总量,按能源碳排放因子标准单位折算为标准单位的能源消耗总量,并乘以对应碳排放因子,即为系统碳排放总量。根据《建筑碳排放计算标准》(GB/T 51366-2019)附录 A,煤炭的单位热值碳排放因子为 94.44tCO₂/TJ^[4];根据国家生态环境部在 2023 年 2 月 7 日发布的《关于做好 2023-2025 年发电行业企业温室气体排放报告管理有关工作的通知》(环办

气候函〔2023〕43号),“2022年度全国电网平均排放因子为 $0.5703\text{tCO}_2/\text{MWh}$ ”^[15]。基于上述数据,经测算,改造前燃煤锅炉系统 CO_2 排放量达 151878.07t ,改造后耦合系统 CO_2 排放量共计 95234.02t ,年均减排 CO_2 达 56644.05t ,减排率 37.30% ,有较好的减排效益。

4 结论

(1) 采用 CO_2 空气源热泵+燃煤锅炉的耦合系统对原燃煤锅炉供热系统进行改造,经测算,改造后耦合供热系统采暖季运行费用总计 3295.53 万元, CO_2 排放量共计 95234.02t ;年均节费 1568.45 万元,节费率 32.25% ,年均减排 CO_2 达 56644.05t ,减排率 37.30% ,节费及环保效果较好;改造初投资约为 24624.60 万元,考虑政府补贴后,项目静态投资回收期约为 8.3 年,经济性尚可。

(2) 耦合供热系统中 CO_2 空气源热泵与燃煤锅炉串联运行,经测算, CO_2 空气源热泵可承担约 90.4% 的基础供能量,燃煤锅炉可承担约 9.6% 的调峰供能量;该系统的构建为严寒地区燃煤锅炉集中供热系统绿色低碳化清洁改造提供了解决方案。

(3) 由于供热优惠电价及政府供热补贴的存在使得本项目耦合系统改造经济效益尚可,后续类似项目也应尽可能争取能源价格优惠,并积极推动政府相关政策支持。

参考文献:

- [1] 孙明举. CO_2 空气源热泵供热改造方案的可行性探讨[J].哈尔滨铁道科技,2019,(3):11-15.
- [2] 金磊,张伟,李静岩,等.低环温空气源 CO_2 热泵供暖系统运行性能研究[J].铁路节能环保与安全卫生,2022,12(4):24-30.
- [3] 国家发展和改革委员会,国家能源局,工业和信息化部,等.关于进一步推进电能替代的指导意见[EB/OL].[2022-08-15].https://www.gov.cn/xinwen/2016-05/25/content_5076579.htm.
- [4] 陈强,杨宝锐. CO_2 空气源热泵在某县城供热改造中的应用[J].区域供热,2022,(4):56-60.
- [5] 李效禹,马骊,史琳,等. CO_2 复叠式空气源热泵供暖运行测试[J].制冷学报,2023,44(2):39-46.
- [6] 郭明. CO_2 空气源热泵在大连期货大厦生活热水改造工程中的应用[J].建筑节能(中英文),2021,49(5):71-73.
- [7] 卢尧,朱琳,蔡觉先. $\text{R134a}/\text{CO}_2$ 复叠式空气源热泵系统仿真研究[J].兰州交通大学学报,2020,39(6):119-124.
- [8] 秦羽.严寒地区跨临界 CO_2 空气源热泵性能研究[D].哈尔滨:哈尔滨商业大学,2022.
- [9] 刘洋.严寒地区 CO_2 空气源热泵机组供暖设计及能耗分析[J].科学技术创新,2021,(5):142-143.
- [10] 齐海峰,代宝民,刘圣春,等. CO_2 空气源热泵供暖系统性能分析[J].制冷学报,2020,41(4):37-44.
- [11] 陈采薇,秦羽,樊聪睿,等.严寒地区跨临界 CO_2 空气源热泵机组性能研究[J].制冷,2023,42(2):36-39,57.
- [12] 孙明举.哈尔滨铁路局 CO_2 热泵供热改造项目经济性研究[D].吉林:吉林大学,2016.
- [13] GB 50736-2012,民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S].北京:中国建筑工业出版社,2012.
- [14] GB/T 51366-2019,建筑碳排放计算标准[S].北京:中国建筑工业出版社,2019.
- [15] 生态环境部办公厅.关于做好2023—2025年发电行业企业温室气体排放报告管理有关工作的通知[EB/OL].[2023-02-07].https://www.mee.gov.cn/xxgk/xxgk06/202302/t20230207_1015569.html.
- [11] Valentin Guichet, Navid Khordehgah, Hussam Jouhar a. Experimental investigation and analytical prediction of a multi-channel flat heat pipe thermal performance[J]. International Journal of Thermofluids, 2020:5-6.
- [12] 赵耀华,王宏燕,刁彦华,等.平板微热管阵列及其传热特性[J].化工学报,2011,62(2):336-343.
- [13] 王颖盈,刁彦华,赵耀华,等.平板微热管阵列应用于锂电池组的散热特性[J].电源技术,2014,38(8):1433-1436,1582.
- [14] 叶欣,赵耀华,全贞花,等.微热管阵列应用于锂电池模块的散热实验[J].工程科学学报,2018,40(1):120-126.
- [15] 王悦齐,钱煜平,谢翌,等.平板热管式锂离子电池热管理系统仿真分析研究[J].推进技术,2024,45(3):177-188.
- [16] 钦斌.平板微热管阵列在不同介质中的传热特性研究[D].扬州:扬州大学,2022.

(上接第 374 页)