

双碳背景下基于矿坑水源的冷热源方案计算研究

谭永辉¹, 陈金花², 王志毅^{1*}

¹浙江理工大学建筑工程学院, 浙江 杭州

²浙江省建筑设计研究院, 浙江 杭州

收稿日期: 2023年9月11日; 录用日期: 2023年10月13日; 发布日期: 2023年10月23日

摘要

以湖州市某科研配套工程为例, 对其进行全年逐时冷热负荷计算, 得出不同负荷区间的运行时间, 根据酒店设计冷热负荷进行空调冷热源方案选型。利用综合部分负荷性能系数(IPLV)的概念, 并简化4种冷热源方案部分负荷时性能系数, 以确定各方案不同负荷率下的COP, 计算分析各种空调冷热源方案的初投资、运行费用、动态费用年值以及碳排放量。结果显示; 水源多联机年运行费用约79.5万元, 动态费用年值约122万元, 碳排放量约493吨。从空调系统年运行费用、动态费用年值与碳排放量考虑, 利用矿坑水的水源多联机系统更适合本工程, 在具有水资源可以利用的条件下, 水源多联机的具有更大的节能与减碳优势。

关键词

水源多联机, 空调冷热源, IPLV, 矿坑水, 碳排放计算

Calculation Study of Cold and Heat Source Schemes Based on Mine Water in the Context of Dual Carbon Goals

Yonghui Tan¹, Jinhua Chen², Zhiyi Wang^{1*}

¹School of Civil Engineering and Architecture, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou Zhejiang

²Zhejiang Province Institute of Architectural Design and Research, Hangzhou Zhejiang

Received: Sep. 11th, 2023; accepted: Oct. 13th, 2023; published: Oct. 23rd, 2023

*通讯作者。

文章引用: 谭永辉, 陈金花, 王志毅. 双碳背景下基于矿坑水源的冷热源方案计算研究[J]. 理论数学, 2023, 13(10): 2923-2933. DOI: 10.12677/pm.2023.1310299

Abstract

Taking a scientific research support project in Huzhou City as an example, a year-round hourly calculation of the heating and cooling loads was conducted to determine the operating time for different load intervals. Based on the design heating and cooling loads of the project, the selection of HVAC heating and cooling source systems was made. By utilizing the concept of Integrated Part Load Value (IPLV) and simplifying the performance coefficient of the HVAC systems at partial loads, the coefficient of performance (COP) for each system was determined at different load rates. The initial investment, operating costs, dynamic annual costs, and carbon emissions of four HVAC heating and cooling source systems were calculated and analyzed. The results showed that the annual operating cost of the water-source multi-split system was approximately 795,000 yuan, with a dynamic annual cost of around 1.22 million yuan and carbon emissions of around 493 tons. Considering the annual operating cost, dynamic annual cost, and carbon emissions of the HVAC system, the water-source multi-split system utilizing mine water was found to be more suitable for this project. In conditions where water resources can be utilized, the water-source multi-split system has greater energy-saving and carbon reduction advantages.

Keywords

Water-Source Multi-Split Systems, HVAC Heating and Cooling Source, IPLV, Mine Water, Carbon Emissions Calculation

Copyright © 2023 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

选择合适的冷热源是实现公共建筑节能减排的关键,常见的空调冷热源形式包括冷水机组 + 热水锅炉、冰(水)蓄冷 + 热水锅炉、水(地)源热泵以及多联机系统等[1] [2]。冷水机组系统夏季制冷具有明显优势,但其冬季需依靠热水锅炉进行供暖[3];水源热泵的主机能效比较高,而其自控程度较低,一般较难以满足用户侧灵活独立控制的需求[4];水源多联机系统能够弥补两者的不足[5],冬季无需使用燃气锅炉进行供暖,同时满足独立控制的需求。

常规项目上水源多联机的主机冷热源多采用冷却塔冷却和风冷热泵/热水机组加热模式,冷热源端的冷却塔、水泵以及风冷热泵或热水机组能耗较大[6],与常规水源热泵或中央空调系统相比,其节能性和经济性并不明显,仅体现了末端灵活调节的使用便利性。

本文结合再生能源(项目所在区矿坑水源)与水源多联机以及水源热泵的诸多优点,对比4种空调冷热源方案,从初投资、运行能耗费用、动态费用年值与碳排放角度论证水源多联机系统在利用矿坑水低品位能源时的潜力。

2. 工程概况

湖州市德清县某酒店总建筑面积为13525.8 m²,地下1层,地上5层,其中地下面积3373.2 m²,地上面积10152.6 m²,地下为车库、设备用房、厨房以及酒店办公用房,1层为大堂及餐厅,2层为餐厅与客房,3层及以上为客房,其中客房数为68间(套间8间,标准间60间)。酒店建设区域原处于矿产开采

区, 现存两个废弃矿坑井, 检测数据显示, 矿坑井内有 20 万 m^3 的地下水资源可供利用, 矿坑内水质符合《采暖空调系统水质》(GB/T 29044-2012)要求。矿井水资源投入运行后, 冬夏季均可向项目管网供给 18°C 的恒温用水。项目符合浙江省绿色建筑二星级设计要求。根据室内外设计参数及围护结构热工参数, 采用空调负荷计算分析软件 HDY 进行设计日逐时冷热负荷计算, 设计冷负荷为 1424.7 kW, 设计热负荷为 1157.6 kW。对该酒店的全年逐时负荷进行统计, 空调系统的负荷绝大部分时间内(占空调制冷时间的 93.6%, 空调制热时间的 92.7%)处在最大负荷的 75%以下, 从图 1 看出, 制冷运行时间主要分布在 0%~50% 负荷区间, 因此低负荷区间空调系统机组的能效比高、运行稳定将更具有竞争优势[7]。

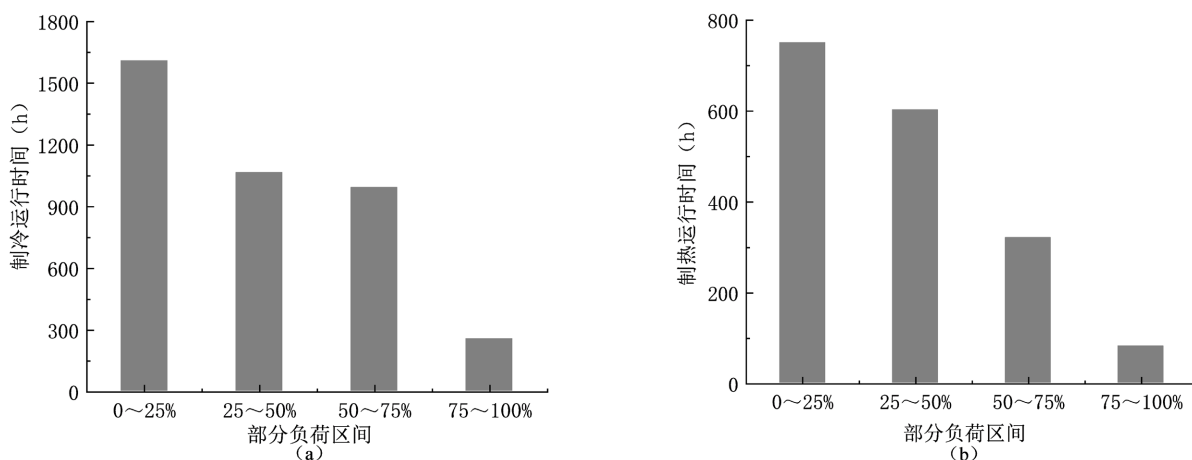


Figure 1. Cold and hot load frequency distribution chart. (a) Distribution chart of cooling operation time in summer; (b) Distribution chart of heating operation time in winter

图 1. 冷热负荷频率分布图。(a) 夏季制冷运行时间分布图; (b) 冬季制热运行时间分布图

3. 空调冷热源方案

根据项目前期市政条件征询结果知:

- 1) 本项目地无市政热力管网, 无法采用市政热源, 故采用自建热源。
- 2) 项目地无峰谷电价和蓄能补贴政策, 故不考虑蓄能系统设计。
- 3) 相同冷量吸收式制冷比压缩式制冷运行费用高, 且吸收式制冷机房综合造价约是制冷机房 + 锅炉房的 1.3 倍[8]。项目周边无市政热网, 燃气也无特殊政策支持, 故不考虑吸收式制冷。

项目冷热源选择主要有:

方案 1: 冷水机组 + 热水锅炉空调系统;

方案 2: 水源热泵空调系统;

方案 3: 水源多联机空调系统;

方案 4: 风冷多联机空调系统。

四种冷热源方案主要设备见表 1~4 (风机盘管、室内机与新风机按照项目图纸进行估算)。

Table 1. Main equipment list for option 1

表 1. 方案 1 主要设备表

主要设备	规格	功率	数量	合价(万元)
变频螺杆冷水机组	制冷量 1340.0 kW	制冷输入功率 235.0 kW	1	48.0
冷却塔	流量 325 t/h	15.0 kW	2	15.0

Continued

冷却水泵	流量 300 t/h、扬程 20.0 m、 温差 5℃	37.0 kW	2	3.6.0
冷冻水泵	流量 242 t/h、扬程 25.5 m、 温差 5℃	37.0 kW	2	2.4
热水循环泵	流量 112 t/h、扬程 15.0 m、 温差 10℃	7.5 kW	2	1.5
燃气热水锅炉	额定热功率 1170.0 kW 耗气量 123.3 Nm ³ /h	耗电功率 3.0 kW	1	100.0
风机盘管、空调柜		总 50.7 kW		19.8
新风机组				10.0
设备费				200.3

注：机组为双机头回路。

Table 2. Main equipment list for option 2

表 2. 方案 2 主要设备表

主要设备	规格	功率	数量	合价(万元)
螺杆式水源热泵机组	制冷量 1340.0 kW/ 制热量 1428.0 kW	制冷输入功率 200.0 kW/ 制热输入功率 298.0 kW	1	84.0
矿井侧循环水泵	流量 300 t/h、扬程 30.0 m、 温差 5℃	55.0 kW	2	5.0
冷冻水泵	流量 242 t/h、扬程 25.5 m、 温差 5℃	37.0 kW	2	2.4
风机盘管、空调柜		总 50.7 kW		19.8
新风机组				10.0
矿坑侧热交换机组	额定换热量 1500 kW 夏：18/23℃，冬：18/13℃		1	6
设备费				260.8

注：机组为双机头回路。

Table 3. Main equipment list for option 3

表 3. 方案 3 主要设备表

主要设备	规格	功率	数量	合价(万元)
水源多联机室外机	制冷量 56.0 kW/制热量 63.0 kW	11.6 kW	21	182.0
矿井侧循环水泵	流量 300 t/h、扬程 30.0 m、温差 5℃	55.0 kW	2	5.0
室内机		总 26.1 kW		66.7
新风机				20.2
矿坑侧热交换机组	额定换热量 1500 kW 夏：18/23℃，冬：18/13℃		1	6
设备费				279.9

Table 4. Main equipment list for option 4
表 4. 方案 4 主要设备表

主要设备	规格	功率	数量	合价(万元)
风冷多联机室外机	制冷量 56.0 kW/ 制热量 63.0 kW	制冷输入功率 17.0 kW/ 制热输入功率 16.4 kW	21	159.0
室内机		总 26.1 kW		66.7
新风机				20.2
设备费				245.9

4. 运行能耗分析

4.1. 能耗计算思路

从 HDY 软件中输出不同负荷区间的累计冷热负荷、干湿球温度与运行时间作为能耗计算的基础数据。采用与 IPLV 相同的评价要素简化模型,对酒店全年建筑负荷率进行分段,即分为 0%~25%、25%~50%、50%~75%、75%~100%,简化原则是所有参数取分段内平均值的方式[9]。负荷率为分段负荷率的平均值,4 段的负荷率分别为 12.5%、37.5%、62.5%、87.5%;COP 为建筑负荷率分段内机组负荷率下性能系数的线性平均值,其性能系数需考虑负荷率分段内平均冷却水进水温度的修正[10][11];运行时长为该分段内的统计总时长。利用 12.5%、37.5%、62.5%与 87.5%负荷率下的参数实现全年能耗计算。

4.2. 冷热源方案能耗计算及运行费用计算

$$P_{12.5} = \frac{Q_{12.5\%}}{C_{0,25}} \quad (1)$$

$$P_Z = P_{12.5}T_{0,25} + P_{37.5}T_{25,50} \cdots + P_{87.5}T_{75,100} \quad (2)$$

式中: $P_{12.5}$ 为酒店负荷率 0%~25%分段内的主机平均功率, kW; $Q_{12.5\%}$ 为酒店负荷率 0%~25%分段内的平均负荷, kW; $C_{0,25}$ 值为主机在负荷率 0%~25%分段内的平均 COP (冷却水进水温度为建筑负荷率 0%~25%之间的平均数值); P_Z 为冷热源主机全年累计能耗(kW·h); $T_{0,25}$ 为机组在建筑负荷率 0%~25%分段内的总运行时长, h; 其他参数依次类推。

$$P_{l_{dsb}} = N_{0,25}T_{0,25} + N_{25,50}T_{25,50} + \cdots + N_{75,100}T_{75,100} \quad (3)$$

式中: $P_{l_{dsb}}$ 为冷冻水泵全年累计能耗(kW·h), $N_{0,25}$ 为 0%~25%分段内的冷冻水泵运行平均功率, kW。

$$P_{l_{qsb}} = n_{0,25}T_{0,25} + n_{25,50}T_{25,50} + \cdots + n_{75,100}T_{75,100} \quad (4)$$

式中: $P_{l_{qsb}}$ 为冷却水泵或矿井侧循环水泵全年累计能耗, (kW·h), $n_{0,25}$ 为 0%~25%分段内水泵运行平均功率, kW。

$$P_{l_{qt}} = p_{0,25}T_{0,25} + p_{25,50}T_{25,50} + \cdots + p_{75,100}T_{75,100} \quad (5)$$

式中: $P_{l_{qt}}$ 为冷却塔全年累计能耗(kW·h); $p_{0,25}$ 为冷却塔 0%~25%分段内的运行平均功率, kW。

$$P = P_Z + P_{l_{dsb}} + P_{l_{qsb}} + P_{l_{qt}} + P_{md} \quad (6)$$

式中: P 冷热源方案全年累计耗电量(kW·h), P_{md} 为各方案末端设备全年累计耗电量(kW·h), 冷水机组与

水源热泵机组末端设备能耗相同，水源多联机系统与风冷多联机机组末端设备能耗相同。

4.3. 冷热源方案部分负荷时性能系数的简化

结合变频螺杆式冷水机组设备厂家提供 4 个负荷率下的 COP，但这 4 个工况点的冷却水温度不是固定数值，需要对其 COP 进行修正。冷却水温度与室外湿球温度相关，依据能耗计算简化思路，根据整个空调季室外逐时气象参数，计算出 5 月 1 日至 11 月 1 日 180 天的逐时冷负荷，统计出建筑负荷率在 0%~25%、25%~50%、50%~75%、75%~100% 分段内的平均干湿球温度，结果见表 5。

Table 5. Average wet bulb temperatures at different load rates

表 5. 不同负荷率下的平均湿球温度

酒店负荷率分段	0%~25%	25%~50%	50%~75%	75%~100%
平均湿球温度	19.9	21.8	25.0	26.9
平均干球温度	24.6	27.0	29.4	33.3

根据不同负荷率分段内的湿球温度，结合冷却塔选型曲线，计算出冷水机组负荷率下的冷却水进水温度。冷却塔实际流量为总流量的 40%~100%，可以简化冷却塔流量为总流量的 40%、60%、80%、100% [12]。室外湿球温度和冷却塔出水温度随实际流量的降低而降低，结果如表 6 所示。

Table 6. Cooling tower outlet temperatures at different load rates

表 6. 不同负荷率下冷却塔的出水温度

酒店负荷率分段	0%~25%	25%~50%	50%~75%	75%~100%
冷却塔出水温度		23.2	27	30.2

注：未标注数字的代表冷却塔出水温度无限趋近于湿球温度。

不同负荷率下的冷却水进水温度确定后，根据螺杆式冷水机组负荷率分区，按冷水机组性能曲线确定其对应的 COP [13]。不同负荷率下的干球温度确定后，根据风冷多联机负荷率分区，按风冷多联机性能曲线确定其对应的 COP。

矿坑水资源投入运行后，冬夏季可供给 18℃ 的恒温用水，夏季一次侧板换进出水温度为 18℃/23℃，二次侧板换进出水温差为 20℃/25℃；冬季一次侧板换进出水温度为 18℃/13℃，二次侧板换进出水温度为 16℃/11℃。根据二次侧出水温度及性能曲线确定其对应的 COP。各方案对应负荷下的能效比见图 2。

负荷率的变化主要是对应室外干湿球温度的变化，室外干湿球温度低，则负荷率低，冷却塔冷却效果更好，冷却水进水温度低，机组的 COP 上升，反之则降低。螺杆式冷水机组的 37.5%~62.5% 部分负荷区间的能效比基本处于性能曲线最高段，其低负荷区间的 COP 值较低主要是由于机组特性，而非冷却水温度影响所致；高负荷区间的湿球温度较高，对应的机组运行的冷凝温度上升而导致能效比降低。方案 2 与方案 3 利用矿坑水源作为 18℃ 恒温用水进行换热，夏季二次侧进水温度 20℃，冬季二次侧进水温度 16℃，可认为水源热泵机组与水源多联机机组冷却水进水温度变化较小，机组冷凝温度相对稳定，在高负荷区间依然存在较低的冷凝温度。使得 75%~100% 部分负荷区间的性能维持在较高水平，水源热泵由于螺杆式压缩机的特性，在高负荷率区间仍有上升，而利用涡旋式压缩机的水源多联机在高负荷率区间上的 COP 值有所下降。另外，在低负荷区间，由于室外湿球温度较低，方案 1 的冷却水回水温度与方案 2、方案 3

的冷却水回水温度相近,使得方案 1、方案 2 与方案 3 的冷凝温度相近,所以在 0%~25%负荷分段方案 1、方案 2 与方案 3 的制冷能效比接近。低负荷率时系统 COP 较低的一个原因是水泵功耗在机组 0%~50% 部分负荷区间运行时的占比更大。风冷多联机主机性能曲线低于其他方案主要原因与室外干球温度有关,空气温度高于其他水冷方式的冷却水温度,空气的比热容与实际换热效果远低于水,使得机组冷凝温度较高,主机 COP 低于其他方案。

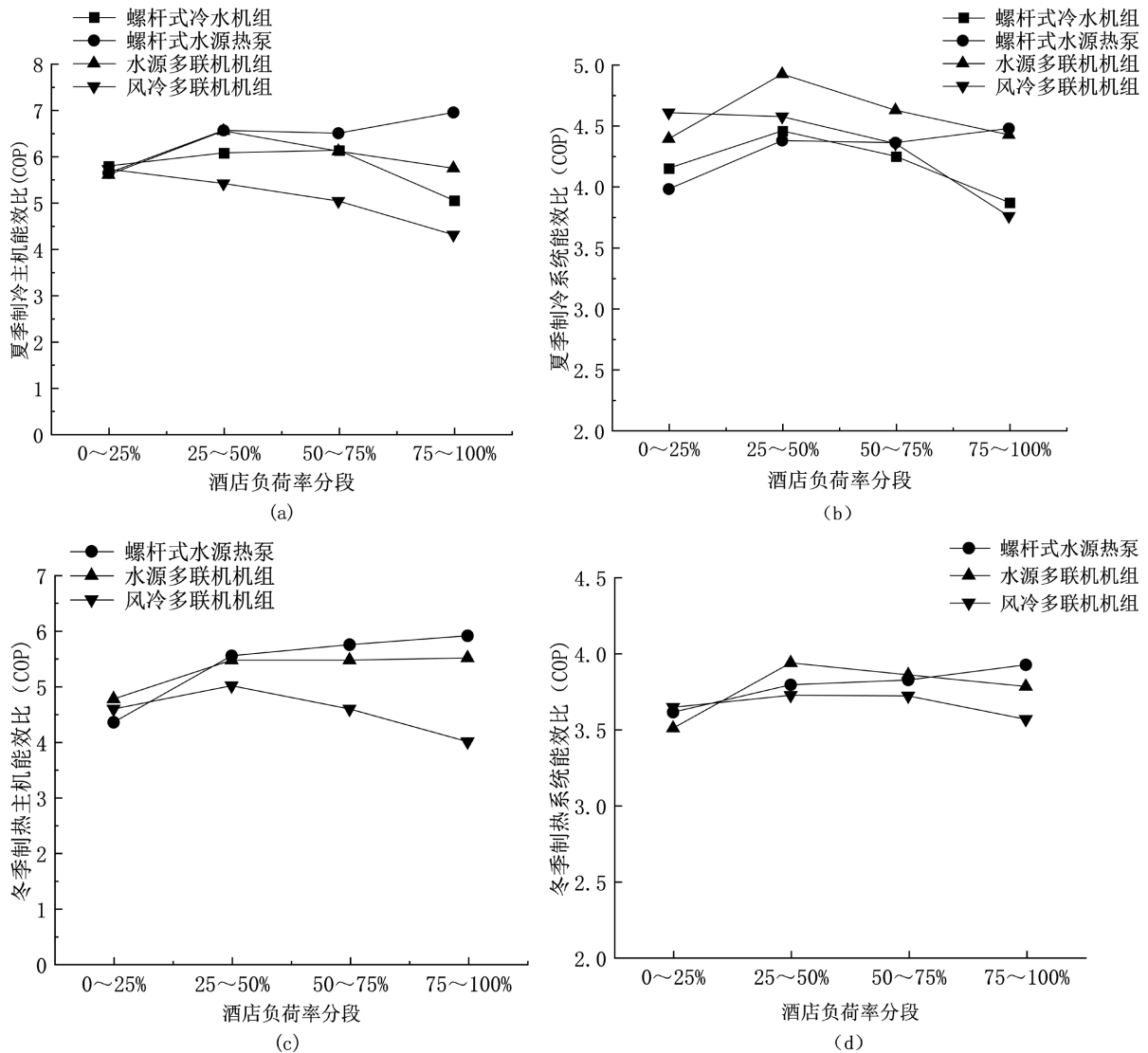


Figure 2. COP chart for main machines and systems at various load rates for each option. (a) Summer cooling chiller COP vs. hotel load rate; (b) Summer cooling system COP vs. hotel load rate; (c) Winter cooling chiller COP vs. hotel load rate; (d) Winter cooling system COP vs. hotel load rate

图 2. 各方案对应负荷率主机及系统 COP 图。(a) 夏季制冷主机与酒店负荷率对应 COP; (b) 夏季制冷系统与酒店负荷率对应 COP; (c) 冬季制热主机与酒店负荷率对应 COP; (d) 冬季制热系统与酒店负荷率对应 COP

4.4. 运行能耗计算

结合冷热源方案负荷率分段的系统能效比,计算出全年冷热源系统(含水泵、末端等) 8760 h 的逐时功率,表 7、表 8 给出了各空调冷源方案制冷制热能耗数据。

Table 7. Energy consumption analysis of summer cooling operation for 4 scenarios
表 7. 4 种方案夏季制冷运行能耗分析

	0%~25% 负荷率	25%~50% 负荷率	50%~75% 负荷率	75%~100% 负荷率	总计能耗/ (kW·h)
部分负荷率分段小时数/h	1682.00	1063.00	990.00	253.00	
方案 1 部分负荷平均功率/kW	87.01	160.47	241.62	350.48	
方案 1 部分负荷能耗/(kW·h)	146345.93	170578.28	239202.66	88672.14	644799.01
方案 2 部分负荷平均功率/kW	90.76	165.21	248.92	323.25	
方案 2 部分负荷能耗/(kW·h)	152653.43	175621.86	246433.85	81781.80	656490.94
方案 3 部分负荷平均功率/kW	82.21	145.38	234.58	327.09	
方案 3 部分负荷能耗/(kW·h)	138284.43	154540.73	232231.96	82753.92	607811.04
方案 4 部分负荷平均功率/kW	87.37	155.49	259.34	395.40	
方案 4 部分负荷能耗/(kW·h)	146963.04	165282.98	256747.84	100037.22	669031.08

Table 8. Energy consumption analysis of winter heating operation for 4 scenarios
表 8. 4 种方案冬季制热运行能耗分析

	0%~25% 负荷率	25%~50% 负荷率	50%~75% 负荷率	75%~100% 负荷率	总计能耗
部分负荷率分段小时数/h	602	750	320.5	81.5	
方案 1 锅炉耗气量 Nm ³ /h	61.57	61.57	123.15	123.15	
方案 1 锅炉总耗气量/Nm ³	37065.14	46177.50	39469.58	10036.73	132748.90 Nm ³
方案 2 部分负荷平均功率/kW	84.69	157.09	236.08	310.62	
方案 2 部分负荷能耗/(kW·h)	50985.68	117821.40	75664.46	25316.10	267787.74 (kW·h)
方案 3 部分负荷平均功率/kW	82.40	146.79	224.69	305.93	
方案 3 部分负荷能耗/(kW·h)	49606.75	110099.10	72015.79	24933.96	256655.60 (kW·h)
方案 4 部分负荷平均功率/kW	79.29	147.29	226.98	324.47	
方案 4 部分负荷能耗/(kW·h)	47734.42	110469.10	72747.23	26444.61	269395.46 (kW·h)

5. 经济性与碳排放分析

5.1. 各方案初投资

初投资指空调系统各部分投资之和, 主要包括设备费、安装费、土建费、材料费、施工取水费等。设备费主要指各方案中冷热源机组及水泵等, 按照实际设备价格计算; 安装费、材料费以酒店空调设备图纸进行统计计算[14]; 土建费以机房每平方米造价按照 2000 元/m² 计算; 施工取水费以实际工程费用为参考[15]。各方案初投资对比见图 3。

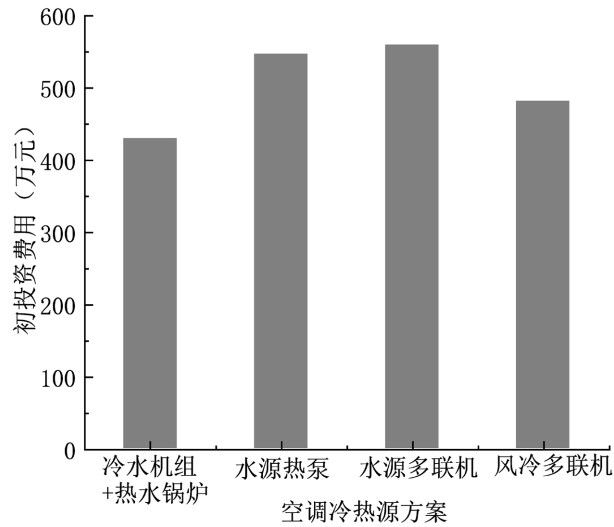


Figure 3. Initial investment for various HVAC cooling and heating source options (in thousands of RMB)

图 3. 各空调冷热源方案初投资(万元)

5.2. 各空调冷热源方案年运行费用

为了比较不同方案的运行成本,统一把电能和天然气折算为运行费用(湖州市商业电价为 0.92 元/(kW·h),天然气价格为 3.9 元/m³,锅炉效率取 95%)。结果如图 4 所示。4 种方案中冷水机组 + 热水锅炉的方案运行费用最高,主要原因在于冬季使用燃气热水锅炉进行供热,其次是风冷多联机,水源多联机的全年运行费用最低。

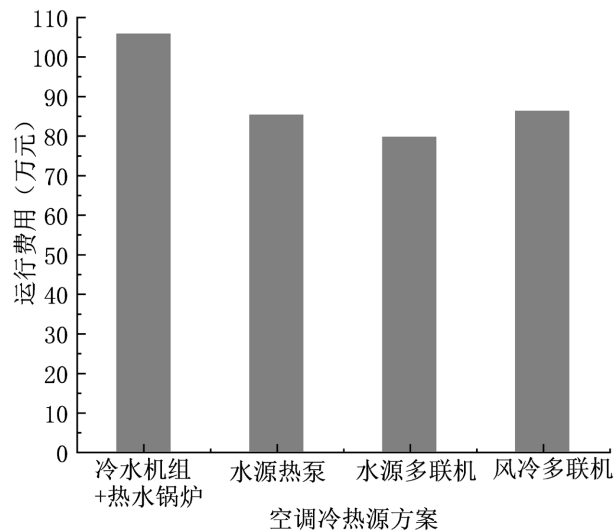


Figure 4. Annual operating costs for various HVAC cooling and heating source options (in thousands of RMB)

图 4. 各空调冷热源方案年运行费用(万元)

5.3. 动态费用年值比较

初投资和运行费用这两个指标只能反映出各方案经济性的一方面,决策时只能就某一指标进行比较,

要对各方案进行综合经济比较时可以使用费用年值法。

动态费用年值的计算公式：

$$A = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \times C_0 + C \quad (7)$$

式中： A 为费用年值，万元；

C_0 为初投资，万元；

i 为利率，取 7%；

n 为设备使用寿命(年)，风冷多联机机组 15 年，其他机组 20 年，燃气锅炉、冷却塔、水泵 10 年；

C 为年运行费用，万元。各空调冷热源方案动态年值费用见表 9。

Table 9. Dynamic annual cost comparison

表 9. 动态年值费用对比

	方案 1	方案 2	方案 3	方案 4
动态费用年值(万元)	136.49	126.53	122.76	127.81

5.4. 碳排放计算

取华东区域电力碳排放因子为 0.7035 kg/(kW·h) [16]。取天然气单位热值 CO₂ 排放因子 55.54 t/TJ，天然气的热值(燃烧热值为 8500 kcal/m³)取 35544 kJ/m³ [17]。两个值相乘可以计算出天然气排放系数为 1.9741 kg/m³。各空调冷热源方案年运行碳排放量见表 10。

Table 10. Annual operational carbon emissions

表 10. 年运行碳排放量

	方案 1	方案 2	方案 3	方案 4
CO ₂ 碳排放/kg	642978.6	537115.4	493129.0	522437.5

不同冷热源方案对应的碳排放量差别较大，方案 3 年碳排放量最少，折算到单位面积每年排放量为 37.93 kg/m²，其次为方案 4、方案 2；方案 1 年碳排放量最高，主要由于方案 1 有天然气消耗，产生的碳排放量较大所致，此外，燃气的碳排放因子远高于电排放因子，使得方案 1 碳排放量明显高于其它 3 种方案。

6. 结论

通过对湖州市某科研配套工程的逐时冷热负荷、不同负荷区间的累计冷热负荷分布进行计算，从初投资、年运行能耗费用、动态费用年值与碳排放 4 个方面进行了比较分析，得出如下结论。

1) 水源多联机系统全年运行费用约为 79.5 万元，比冷水机组 + 热水锅炉与水源热泵系统节省运行费用分别为 6.3 和 26.2 万元；水源多联机空调系统的全年碳排放量约为 493 吨，比冷水机组 + 热水锅炉方案与水源热泵系统分别少 149.85 和 43.99 吨。方案 1 采用热水锅炉作为热源，冬季制热费用较其他方案陡增，天然气燃烧产生的碳排放也高于电力系统，所以导致方案 1 在年运行费用与碳排放方面均处于劣势。

2) 水源热泵与水源多联机都利用矿坑水作为系统低温冷热源，螺杆式水源热泵系统 COP 随负荷率

增加而上升, 适合于负荷率较高区间, 但由于该工程空调系统绝大部分时间处在最大负荷的 75% 以下, 水源热泵主机的能效比随科研配套酒店负荷率增加而上升的优势不能充分发挥。水源多联机与风冷多联机相比, 水源多联机利用矿坑水作为冷却介质, 冷却效果强于空气, 机组冷凝温度低, 水源多联机系统的 COP 高于风冷多联机, 运行费用与碳排放量均小于风冷多联机, 所以水源多联机更适合本科研配套项目。

参考文献

- [1] 李先庭, 赵阳. 碳中和背景下我国空调系统发展趋势[J]. 暖通空调, 2022, 52(10): 61, 75-83.
- [2] 衣健光. 碳约束下空调冷热源系统选择思路与探讨[J]. 暖通空调, 2022, 52(4): 1-5, 82.
- [3] 撒世忠. 水源变频多联机的应用现状及相关问题探讨——以无锡地区为例[J]. 暖通空调, 2022, 52(S1): 133-137.
- [4] 余莉, 徐静静, 马兰芳, 等. 综合能源服务项目新增热泵系统的案例分析[J]. 综合智慧能源, 2022, 44(1): 72-79.
- [5] Byung, K. and Moncef, K. (2018) Evaluation of Ground-Source Variable Refrigerant Flow System for U.S. Office Buildings. *Sustainability*, **10**, Article 1621. <https://doi.org/10.3390/su10051621>
- [6] 杨九申. 水源多联机空调系统在深圳地区典型公共建筑中的应用研究[D]: [硕士学位论文]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2021.
- [7] Han, Z.W., Sun, X.Q., Wei, H.T., Ji, Q. and Xue, D. (2021) Energy Saving Analysis of Evaporative Cooling Composite Air Conditioning System for Data Centers. *Applied Thermal Engineering*, **186**, Article ID: 116506. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116506>
- [8] Lee, J.H., Kim, H. and Song, Y. (2018) A Study on Verification of Changes in Performance of a Water-Cooled VRF System with Control Change Based on Measuring Data. *Energy and Buildings*, **158**, 712-720. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.10.014>
- [9] 王虹, 薛永飞, 张仙平. 某矿坑水源热泵空调系统设计及节能分析[J]. 节能, 2016, 35(11): 54-57.
- [10] 郑鹏, 张立申. 燃气锅炉不同工况下热效率实测与节能潜力分析[J]. 暖通空调, 2020, 50(4): 97-103.
- [11] 张伟. 天然气 CCHP 与江水源热泵复合系统运行性能及优化策略研究[D]: [博士学位论文]. 重庆: 重庆大学, 2019.
- [12] 张莹. 水冷 VRV 系统特性分析与应用研究[D]: [硕士学位论文]. 沈阳: 沈阳建筑大学, 2015.
- [13] 谢静娴. 水源多联机热特性研究[D]: [硕士学位论文]. 武汉: 华中科技大学, 2013.
- [14] Seo, B., Yoon, Y.B., Yu, B.H., Cho, S. and Lee, K.H. (2020) Comparative Analysis of Cooling Energy Performance between Water-Cooled VRF and Conventional AHU Systems in a Commercial Building. *Applied Thermal Engineering*, **170**, Article ID: 114992. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.114992>
- [15] 尤佩. 衡水某酒店中央空调系统应用及技术经济性分析[D]: [硕士学位论文]. 武汉: 华中科技大学, 2016.
- [16] 中华人民共和国生态环境部. 2019 年度减排项目中国区域电网基准线排放因子[EB/OL]. https://www.mee.gov.cn/ywgz/ydqhbh/wsqtkz/202012/t20201229_815386.shtml, 2020-12-29.
- [17] 湖州市发展和改革委员会. 湖州市发展和改革委员会关于市本级非居民用管道天然气暂定销售价格的通知[EB/OL]. http://fgw.huzhou.gov.cn/art/2023/4/19/art_1229210782_58837516.html, 2023-04-19.