

研究论文

DOI: 10.11949/0438-1157.

深井矿超长重力热管式热泵制冷系统数值研究

蔡少伟^{1,2,3,4}, 黄文博^{1,2,3,4}, 陈娟雯^{1,2,3,4}, 翁明月⁵, 蒋方明^{1,2,3,4}

(¹ 中国科学技术大学能源科学与技术学院, 广东 广州 510640; ² 中国科学院广州能源研究所, 广东 广州 510640; ³ 中国科学院可再生能源重点实验室, 广东 广州 510640; ⁴ 广东省可再生能源重点实验室, 广东 广州 510640; ⁵ 上海大屯能源股份有限公司, 上海 200000)

摘要: 针对深部矿井热害治理中冷量运输能耗高等问题, 提出一种无泵驱超长重力热管式热泵制冷系统。利用重力热管连接井下空气冷却器与地面热泵机组, 通过工质循环相变与流动, 将井下热量输运至地面, 实现矿井降温。通过数值建模, 分析工质物性、热管尺寸及采掘工作面冷负荷对系统性能的耦合影响机制。在矿井深度 400–1200 m、冷负荷 1000–5000 kW 范围内, 系统 COP 随矿井深度和冷负荷增大而降低, 不同工况下 COP 排序均为 R717>R32>R744>R134a。工质的高汽化潜热和密度有利于减小流动阻力和热管沿程温降, 提高系统 COP。R717 潜热最高, 沿程温降最小, COP 最高; R32 兼具较高潜热与密度, COP 较高; R744 密度最大, 有效抑制摩擦压降累积, COP 随冷负荷增大降幅最小; R134a 潜热与密度均较低, COP 最低。此外, 增大热管直径可提升系统 COP, 但当直径大于 0.3 m 后提升幅度显著减弱。鉴于深部矿井对工质安全性和设备承压要求严格, R134a 以其运行压力低、无火焰传播及低毒性, 具有更好的安全适配性。

关键词: 矿井降温; 深部矿井; 超长重力热管; 无泵驱; 数值计算

中图分类号: TK 172

文献标志码: A

文章编号: 0438-1157 (XXXX) XX-0001-16

Numerical study on a super-long gravity heat pipe coupled heat pump refrigeration system for deep mines

CAI Shaowei^{1,2,3,4}, HUANG Wenbo^{1,2,3,4}, CHEN Juanwen^{1,2,3,4}, WENG Mingyue⁵, JIANG Fangming^{1,2,3,4}

(¹ School of Energy Science and Engineering, University of Science and Technology of China, Guangzhou 510640, Guangdong, China; ² Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences (CAS), Guangzhou 510640, Guangdong, China; ³ CAS Key Laboratory of Renewable Energy, Guangzhou 510640, Guangdong, China; ⁴ Guangdong Provincial Key Laboratory of New and Renewable Energy Research and Development, Guangzhou 510640, Guangdong, China; ⁵ Shanghai Datun Energy Co., Ltd., Shanghai 200000, China)

Abstract: To address the high energy consumption associated with cooling capacity transportation in deep mine thermal hazard control, a pump-free heat pump refrigeration system based on a super-long gravity heat pipe is proposed. In this system, a gravity heat pipe is used to connect the underground air cooler and the surface heat pump unit, so that heat from the underground working face can be transported to the surface through phase change and fluid circulation of the working medium, thereby achieving mine cooling. A numerical model was established to

收稿日期: 2026-01-31 修回日期: 2026-03-10

通信作者: 陈娟雯(1989—), 女, 博士, 副研究员, chenjw@ms.giec.ac.cn; 蒋方明(1973—), 男, 博士, 研究员, jiangfm@ms.giec.ac.cn

第一作者: 蔡少伟(1999—), 男, 博士研究生, caishaoweime@163.com; 黄文博(1990—), 男, 博士, 副研究员, huangwb@ms.giec.ac.cn

基金项目: 国家重点研发计划项目(2026YFF1500700); 广东省基础与应用基础研究自然科学基金项目(2026A1515012541); 国家自然科学基金项目(52206126, 52206287); 广州市科技计划项目(SL2023A04J01976); 中国科学院青年创新促进会项目(2023365)

引用本文: 蔡少伟, 黄文博, 陈娟雯, 翁明月, 蒋方明. 深井矿超长重力热管式热泵制冷系统数值研究[J]. 化工学报, XXXX, XX(X): 1–16

Citation: CAI Shaowei, HUANG Wenbo, CHEN Juanwen, WENG Mingyue, JIANG Fangming. Numerical study on a super-long gravity heat pipe coupled heat pump refrigeration system for deep mines[J]. CIESC Journal, XXXX, XX(X): 1–16

investigate the coupled effects of working fluid properties, heat pipe size, and cooling load on system performance. For mine depths ranging from 400 to 1200 m and cooling loads ranging from 1000 to 5000 kW, the coefficient of performance (COP) decreases with increasing mine depth and cooling load. Under all investigated conditions, the COP consistently follows the order of R717 > R32 > R744 > R134a. A higher latent heat of vaporization and density of the working fluid help reduce flow resistance and the temperature drop along the pipe, thereby improving system COP. R717 exhibits the highest COP because it has the highest latent heat of vaporization and the smallest temperature drop along the pipe. R32 also achieves a relatively high COP due to its relatively high latent heat and density. R744 has the highest density, which effectively suppresses the accumulation of frictional pressure drop, and the corresponding system shows the smallest decrease in COP with increasing cooling load. In contrast, R134a exhibits the lowest COP because of its relatively low latent heat of vaporization and density. In addition, increasing the heat pipe diameter improves system COP, but the improvement becomes significantly weaker when the diameter exceeds 0.3 m. Considering the strict requirements for working fluid safety and equipment pressure resistance in deep mines, R134a shows better safety adaptability because of its low operating pressure, no flame propagation, and low toxicity.

Keywords: mine cooling; deep mine; super-long gravity heat pipe; pump-free; numerical calculation

引 言

浅层矿产资源的逐渐枯竭叠加社会对矿产需求的不断增长,矿产资源开采正加速推进至更深层区域,许多矿井的开采深度已超过 1000 m^[1]。开采深度增加,围岩温度显著升高,导致井下高温热害问题日益严峻,已成为制约深部矿业发展的关键瓶颈^[2]。深井高温环境不仅严重影响矿工的身心健康,降低劳动效率,也增加安全事故与设备故障的风险,对安全生产构成直接威胁^[3,4]。

面对矿井热害,传统防控体系以优化通风、热源控制及隔热防护为基础^[5]。优化通风管道布局可提升调控效率^[6],但是在千米级深井条件下,受井巷风阻剧增、能耗上升及作业空间受限等多重因素的制约,单纯增加通风量的降温边际效应显著降低。隔热涂层与防护结构主要起到减缓围岩向巷道传热的作用,难以从根本上隔绝持续累积的显热与潜热负荷。因此,随着开采深度与热害强度增加,通常需要配备额外的制冷设备,以满足深部矿井热害区域的温湿度控制与安全生产要求。

目前主流矿井制冷技术包括压缩空气制冷、冰制冷及水冷系统^[7]。其中,压缩空气制冷受限于制冷能力有限及高昂的成本^[8],冰制冷则面临输送过程中的冷量损失大及管路堵塞难题^[9]。因此,实际工程中水冷式制冷系统应用最为广泛^[10]。然而,针对千米级深井热害治理需求,地面集中式水冷系统面临长距离输冷导致的巨大冷量损耗以及深井高

压引发的管路安全风险;井下集中式系统则受限于空间狭小、设备布置困难及冷凝热难以从井下有效排放。此外,两类系统均依赖高扬程水泵维持循环,水泵扬程随井深近似线性增长,导致系统能耗显著上升^[11-13]。与此同时,井下电气与管路系统复杂,进一步提高了深部矿井的防爆要求与维护成本^[14]。

热管通过内部工质的相变循环,实现热量从高温端向低温端的高效传递^[15]。相比于单相流体回路,相变传热具有更高的能量密度,且重力热管依靠冷凝液在重力作用下的自动回流,摆脱了对循环泵的依赖^[16,17]。张建昌等^[18]研制了一种 1.5 m 的模块化可拆卸气-液双相重力热管装置用于矿井内局部降温,通过实验系统研究了环境温度、循环水流量、风速及管排间距对传热性能的影响。李注江等^[19]分析了矿井回风余热特性,提出采用分离热管与重力热管换热器回收余热,并将其用以预热进风以实现井筒防冻。然而,受限于热管长度,现有重力热管研究多局限于井下换热器等局部换热场景,尚未实现千米级的地面与井下间长距离热量传输。增加热管长度可能诱发底部积液、气液夹带等问题,严重制约其传热性能^[20]。

蒋方明等^[21]提出研发长度可达数千米的超长重力热管、应用于深部干热岩地热开采的技术构想,该系统在地热提取过程中不需要循环泵的驱动,取热不取水,对不同深度、不同类型地热资源开发普遍适用。Chen 等^[22]在太原建设了基于超长重力热

管的地源热泵供暖系统,2口深度约2000 m地热井,采用重力热管取热、地面共用一套热泵系统,结果表明该系统能够输出1 MW的热量,可满足约25000 m²建筑面积的供暖需求。Huang等^[23]构建了一个4149 m长的超长重力热管发电系统,能够在72小时测试中以7 kW的功率稳定发电。超长重力热管在深部地热开发利用领域已展现出巨大的应用潜力。超长重力热管在地热开采相关实验或工程中主要采用水^[24]或氨^[23]作为热管工质。Chen等^[25]针对超长重力热管在地热开采中的应用,系统分析了不同工质的热力学特性与适用性,其中氨适用于低温、小管径工况,水适用于高温、大管径工况。此外,千米级超长重力热管的初始启动是一个重要的技术难点,王宾等^[26, 27]针对超长重力热管及其耦合热泵系统的启动特性与瞬态响应机制开展了深入探讨,指出了初始充注率、液池深度与瞬态热负荷对启动时间及稳定性的影响。

将超长重力热管技术从地热开采领域拓展至深部矿井热害治理,面临着不同的边界条件与系统耦合挑战。不同于地热系统从底部高温热源取热,矿井降温系统运行于低温蒸发工况。在矿井制冷低温蒸发工况下,水作为工质因蒸发压力极低且存在较高冻结风险,同时受其蒸汽密度较低的限制,在高热密度条件下易导致蒸汽体积流量增大和沿程流阻压降显著增加,因而难以满足高效传热需求。因此,针对深井制冷系统需要引入沸点更低、更适合低温蒸发工况的制冷工质。目前针对深井制冷场景,不同制冷工质在超长重力热管中长距离运行特性及适用性尚不明确。当热管与热泵制冷循环耦合运行时,热管结构尺寸与工质物性对系统性能的影响机制以及在不同采掘工作面冷负荷下的工质匹配规律仍缺乏系统研究。

本文提出一种将超长重力热管技术应用于深部矿井热害治理的新型无泵驱制冷系统^[28]。利用超长重力热管的自循环特性,实现无泵长距离输冷与排热一体化,抑制沿程输冷/排热损失、显著降低制冷能耗。同时通过热管与热泵耦合,将制冷与排热合二为一,提升系统能效与运行稳定性。这一技术方案还有望减少井下制冷站与换热站等设备,显著压缩井下空间占用,降低运维强度与综合成本。本文将通过建立数值模型,系统探讨不同热管工质、几何尺寸(直径、长度)以及采掘工作面冷负荷对新系统流阻特性与能效的耦合影响机制。考虑到深

部矿井复杂工况下启动过程瞬态特征,本文主要聚焦于该制冷系统在建立稳定运行之后的宏观热力学表现与流阻耦合机制。关于系统的动态启动特性以及循环建立条件将作为下一步的重点研究工作。

1 制冷系统及数理模型

1.1 物理模型

如图1所示,该系统包括超长重力热管、空气冷却器、冷凝蒸发器、热泵压缩机、热泵节流阀以及热泵冷却塔,其中超长重力热管侧壁面设置有保温层。在采掘工作面内,超长重力热管底部与空气冷却器采用连通器设计,使热管底部集液腔液位与空气冷却器内部液位齐平。热管内回流的液态工质进入空气冷却器,在浅层池沸腾状态下吸收采掘工作面热空气中的热量,相变为气态工质。系统运行过程中,热管内液态工质呈向下流动状态,而非充满管道截面的静止液柱。这使得热管内气态工质无需克服深层液柱的高静压阻力,能够有效脱离液面并上升,从而保障系统在深井环境下的启动可行性。气态工质随后上升至热管顶部,在冷凝蒸发器内放热液化。液化后的热管工质沿管壁回流至热管底部,进行新一轮的汽化相变。系统内液态热管工质将冷量由地面输送到井下,气态热管工质则将井下热量带至地面排放,实现了仅一根热管“管道”的冷/热高效输运。

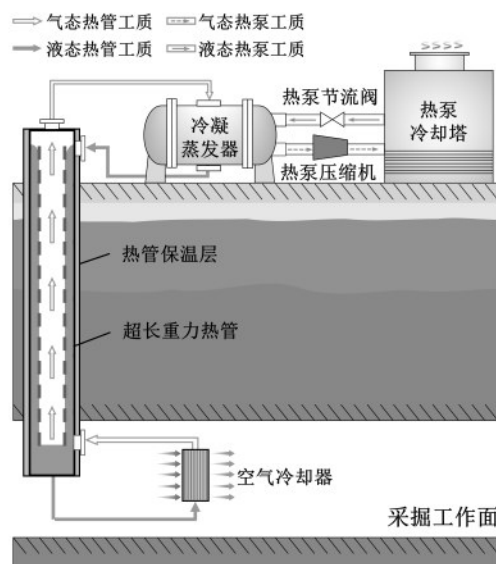


图1 深部矿井的无泵驱超长重力热管式制冷系统示意图
Fig.1 Schematic diagram of a pump-free super-long gravity heat pipe refrigeration system

1.2 数学模型

假设重力热管系统通过管内的结构优化^[24]能够实现如下性能:

(1)热管底端所有液体均被输送至空气冷却器入口,热管底部不存在积液。

(2)热管内不存在汽液卷携现象,蒸汽沿程摩擦压降满足管道湍流阻经验公式,轴向压力梯度由摩擦项与重力项共同构成。

(3)热管内蒸汽与液体始终保持相平衡状态。

(4)热管底部为给定的采掘工作面冷负荷输入,工质在空气冷却器内等温蒸发;热管顶部蒸汽进入地面冷凝蒸发器后充分冷凝,可视为饱和等温冷凝,其温度由顶部压力确定。

(5)热管侧壁面保温性能优良,可近似认为其外壁为绝热边界。

(6)热管长径比很大,忽略径向梯度,适用一维轴向模型。

描述超长重力热管内流体流动的质量、动量和能量守恒的控制方程如下:

连续性方程:

$$v^v \frac{\partial \rho^v}{\partial y} = \frac{q}{h^v - h^l} \quad (1)$$

式中, v^v 为蒸汽的轴向流速, m/s; ρ^v 为蒸汽密度, kg/m³; y 为沿热管深度的轴向坐标, m; q 表示管道沿程的相变热量, kW; h^v 和 h^l 分别为饱和蒸汽和饱和液体的焓, kJ/kg。

蒸汽沿程压力梯度由重力项与摩擦项共同构成, 动量方程:

$$v^v \frac{\partial (\rho^v v^v)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + R^v (v^v)^2 + \rho^v g \quad (2)$$

式中, p 为管内局部压力, Pa; g 为重力加速度, m/s²; R^v 代表蒸汽阻力系数, 可通过 Swamee - Jain^[29]提出的经验关联式计算得出, 如式(3)所示:

$$R^v = 0.66 \frac{\rho^v}{d} \left[\ln \left(0.27 \frac{e}{d} + \frac{5.74}{\text{Re}^{0.9}} \right) \right]^{-2} \quad (3)$$

式中, d 为热管直径, m; e 为管壁绝对粗糙度, m; $\text{Re} = (\rho^v v^v d) / \mu^v$ 为流体流动的雷诺数; Swamee - Jain 关联式的有效范围为 $10^{-8} < e/d < 0.01$ 且 $5000 < \text{Re} < 10^8$ ^[29]。蒸汽密度 ρ^v 和动力黏度 μ^v 均作为压力和温度的函数实时更新:

$$\rho^v = f(p, T), \mu^v = f(p, T) \quad (4)$$

能量方程:

$$\phi \rho^v c_p^v v^v \frac{\partial T}{\partial y} + (1 - \phi) \rho^l c_p^l v^l \frac{\partial T}{\partial y} = \lambda_{\text{eff}} \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + q_{\text{surf}} + q \quad (5)$$

式中, T 表示热管的沿程温度, °C; ϕ 表示气相体积分数, 取 0.95; ρ^l 表示液相密度, kg/m³; c_p^v 和 c_p^l 分别表示气相和液相定压比热容, kJ/(kg·°C⁻¹); q_{surf} 表示管外壁的传热量, kW, 计算中假设热管壁面保温性能良好, 因此取值为 0。

由于热管内任意横截面上蒸汽质量通量与冷凝液质量通量互为相反数, 可以得到:

$$\phi \rho^v v^v = -(1 - \phi) \rho^l v^l \quad (6)$$

因此式(5)可以简化为:

$$\phi \rho^v (c_p^v - c_p^l) v^v \frac{\partial T}{\partial y} = \lambda_{\text{eff}} \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + q_{\text{surf}} + q \quad (7)$$

1.3 定解条件及求解过程

基于假设(3), 热管内工质处于热力学平衡状态:

$$T = f(p) \quad (8)$$

设定底部蒸发温度 T_e , 结合假设(4), 热管底部的压力为该温度下的饱和压力, 则底部边界参数为:

$$T|_{y=L} = T_e, p|_{y=L} = p_{\text{sat}}(T_e) \quad (9)$$

根据能量守恒, 输入的采掘工作面冷负荷 q_{load} (kW) 全部转化为工质的汽化潜热, 即式(1)(5)(7)中的 q 等于采掘工作面冷负荷 q_{load} , 因此确定热管底部的入口流速边界:

$$v^v|_{y=L} = \frac{q_{\text{load}}}{A \rho^v (h^v - h^l)} = \frac{4q_{\text{load}}}{\pi d^2 \rho^v (h^v - h^l)} \quad (10)$$

对于热管顶部冷凝边界 ($y=0$ m), 通过沿程求解动量方程(2), 获得热管顶部的蒸汽压力。基于假设(3)(4), 热管顶部为完全冷凝, 因此热管顶部温度 T_{top} 由顶部压力确定:

$$T_{\text{top}} = T_{\text{sat}}(p|_{y=0}) \quad (11)$$

本文基于 MATLAB 软件, 利用自行编写的计算程序, 通过有限差分法对计算域进行空间离散与耦合迭代求解。具体计算流程如下: 将长度为 L 的重力热管沿轴向划分为 N 个控制体单元, 空间步长为 Δy 。定义 $i=1$ 为热管顶部出口 ($y=0$ m), $i=N$ 为热管底部 ($y=L$)。各节点 i 存储该位置的状态参数, 控制体单元则用于计算过程参数。自下而上的逐段推进求解, 从热管最底部的节点出发, 向上遍历每一个控制体单元。在处理控制体单元时, 根据控制体内压力求得对应的所需物理参数如气相密度 ρ^v 、汽化潜热 ($h^v - h^l$) 和动力黏度 μ^v 。随后基于式(5)描述的能量守恒关系, 利用底部采掘工作面负荷计算该截面的蒸汽流速; 进而结合 Swamee-Jain 阻力模型计

算重力压降与摩擦压降,利用动量守恒方程由已知的下层节点状态反推上层节点的压力,并通过饱和状态方程同步更新温度。上述自下而上的推进计算在全管长范围内进行,得到沿程压力与温度分布。为避免迭代截断误差影响网格收敛判断,采用热管顶部温度 T_{top} 作为收敛判据,其迭代残差为 10^{-6}°C 。

通过计算热管随着深度的温度变化可以直观反映出热管温度的均匀性,这是分析热管运行状况的重要参数,通过压力梯度 dP/dy 与温度对饱和区压力的导数相乘,可以得到热管轴向温度梯度,如式(12)所示:

$$\frac{dT}{dy} = \frac{dP}{dy} \cdot \left(\frac{dT}{dP} \right)_{\text{sat}} \quad (12)$$

式中 $(dT/dP)_{\text{sat}}$ 工作流体在饱和区的温度对压力的偏导数。通过引入描述气液平衡状态的 Clapeyron 方程,并考虑到在饱和状态下流体的液体密度远大于其蒸汽密度,Chen 等^[30]推导出用于判断超长重力热管均温性的判据,如式(13)所示:

$$\frac{dT}{dy} \approx \frac{1.07TQ^2}{k_R^2 d^5 (\rho^v)^2 \Delta h^3} + \frac{T}{\Delta h} g = \frac{1.07Q^2}{T k_R^2 d^5 \left(\frac{dP}{dT} \right)_{\text{sat}} \Delta h^3} + \frac{T}{\Delta h} g \quad (13)$$

式中, Q 为热管横截面热通量; Δh 为工质汽化潜热, kJ/kg ; k_R 为简写的对数项,如式(14)所示:

$$k_R = \ln \left[0.27 \frac{e}{d} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right] \quad (14)$$

根据 Chen 等^[30]的研究,在相同 Q 时,影响热管均温性能的工质物性主要是 $(dP/dT)_{\text{sat}}$ 和汽化潜热 Δh 。式(13)中,第一项为摩擦项,第二项为重力项, Δh 对摩擦项和重力项均有影响,而 $(dP/dT)_{\text{sat}}$ 主要影响摩擦阻力项。

该系统热泵性能系数 (coefficient of performance, COP) 按照以下公式计算^[31]:

$$\text{COP} = \frac{Q_R}{W} = \frac{\eta_c \eta_{\text{comp}} (h_1 - h_3)}{h_2 - h_1} \quad (15)$$

其中 Q_R 为热泵蒸发量,在系统中为采掘工作面冷负荷 q_{load} , kW ; W 为热泵系统理论电耗, kW ; η_c 和 η_{comp} 分别为电机效率和压缩机等熵效率; h_i 为制冷剂在循环中不同工况点的焓, kJ/kg ,各下标所对应的状态点含义如图2所示。本文研究重点在于将超长重力热管应用于矿井制冷系统中,探究不同工质的沿程热力学行为以及对系统 COP 的影响,因此热泵循环侧工质固定为 R32,并保持压缩机等熵效率、蒸发温度与换热端差等参数不变。如图2所示,状态

点1表示冷凝蒸发器出口/压缩机吸气入口,状态点2表示压缩机实际排气口/热泵冷凝器入口,状态点3表示热泵冷凝器出口/节流阀入口,状态点4表示节流阀出口/冷凝蒸发器入口。热泵循环工况设定如下:

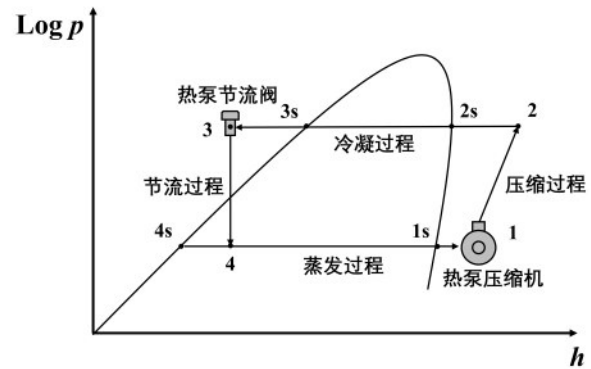


图2 热泵制冷系统循环 p - h 图

Fig.2 p - h diagram of the heat pump refrigeration cycle

(1) 冷凝过程: 热泵冷凝器换热端差为 3°C ^[32], 热泵冷凝器出水温度为 37°C ^[33]; 考虑热泵冷凝过冷度为 2°C 。

(2) 节流过程: 热泵节流过程视为绝热节流。

(3) 蒸发过程: 热泵蒸发器换热端差为 3°C ^[32], 即热泵系统蒸发温度低于热管顶部温度 3°C , 工质过热度为 1°C ;

(4) 压缩过程: 热泵压缩机等熵效率为 η_{comp} 为 0.8, 电机效率 η_e 为 95% ^[34]。

1.4 计算参数设置与模型验证

在本文的数值计算中,选取 NH_3 (R717)、 CO_2 (R744)、R32 和 R134a 四种制冷工质进行系统工质性能对比;在此基础上,进一步研究不同热管尺寸(长度与直径)对系统性能的影响,并对比不同采掘工作面冷负荷下热泵系统 COP 的变化规律。根据现有文献中的预测与实验数据^[35-38],将采掘工作面冷负荷范围设定为 $1000\sim 5000\text{ kW}$,该范围涵盖围岩散热、机电设备散热等井下主要热源的影响。矿井深度的选取依据《煤炭深部资源开采中长期规划(2025-2035年)》^[39]中相关规范:大中型矿井开采深度原则上不超过 1200 m ,小型矿井不超过 600 m ,且原则上不再核准新建第一水平开采深度超过 1000 m 或改扩建开采深度超过 1200 m 的矿井。因此,本研究将矿井深度取值范围设定为 $400\sim 1200\text{ m}$,以覆盖多数典型开采场景。具体计算参数及工质物性参数见表1。

表1 计算参数

Table 1 Calculation parameters

项目	参数	数值	单位	默认值
热管结构参数	热管长度	400-1200	m	800
	热管直径	0.2-0.5	m	0.3
	粗糙度	0.05	mm	
负荷参数	底部蒸发温度	7	°C	
	地面冷凝温度	37	°C	
	采掘工作面冷负荷	1000-5000	kW	3000
热管工质物性参数	工质种类	R717/R744/ R32/R134a		
	工质黏度	μ -T函数	REFPROP	
	工质密度	ρ -T函数		
	工质潜热	Δh -T函数		

为检验数值差分精度,选取R134a作为热管工质,以热管顶部温度 T_{top} 作为网格收敛监测量。计算工况为管径0.3 m、长度1000 m、采掘工作面冷负荷2000 kW。对不同轴向网格尺寸 $\Delta y=10^{-4}$ ~500 m进行对比计算,结果如图3所示。在粗网格区域($\Delta y=100$ ~500 m) T_{top} 变化显著,离散误差较大;随着网格逐步加密, T_{top} 趋于稳定,在 $\Delta y \leq 10$ m后呈现网格无关性特征。进一步采用Richardson外推法^[40]对 T_{top} 的收敛性进行分析。选取固定加密比为10的三组网格 $\Delta y=1, 10, 100$ m,计算得到表观收敛阶 $p \approx 2.0036$,

进一步外推得到极限解 T_{ext} ,并定义离散误差为 $|T_{\text{top}} - T_{\text{ext}}|$ 。结果显示,当 $\Delta y=10$ m时误差为 1.26×10^{-5} °C,比迭代收敛残差 10^{-6} °C高出一个数量级,可有效排除迭代误差干扰;当网格 Δy 进一步增大到100 m与500 m时,离散误差迅速增大至 1.27×10^{-3} 与 3.26×10^{-2} °C,说明在该尺度下已不满足网格无关性要求。综合考虑计算精度与效率,最终选用 $\Delta y=10$ m作为后续计算网格尺度,该网格尺度下计算结果位于稳定区,在保证结果可靠性的同时提升计算效率。

超长重力热管内部的传热传质计算模型是基于Huang等^[41]开发的超长重力热管地热开采模型进行耦合,其核心模块的可靠性已通过现场实验数据得到充分证实^[24]。为进一步验证热泵系统数学模型的准确性,选取Conrado等^[42]与Aymeric等^[31]的数据作为基准,在同工况下进行对比验证。如图4所示,COP随热泵蒸发温度升高呈单调上升趋势,本文热泵模型预测曲线与文献数据在对应蒸发温度区间内整体吻合良好。进一步对比可见,在Conrado等采取的蒸发温度区间内,两者变化趋势一致,最大相对误差为2.57%;在Aymeric等的的数据区间(2 °C至10 °C)内,各点相对误差均控制在1%以内。结果表明本文所构建的热泵COP计算模型具有良好的准确性与可靠性,可用于后续系统性能预测与优化研究。

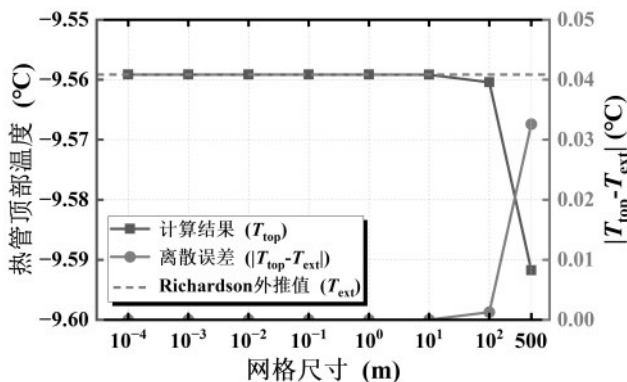


图3 热管顶部温度随网格尺寸的变化趋势

Fig.3 Variation of the heat pipe top temperature with grid size

2 结果和讨论

为了对深井矿超长重力热管式热泵制冷系统的系统性能有一个总体印象,设定默认工况为:热管长度(即矿井深度)800 m、热管管径0.3 m、底部蒸发温度7 °C、采掘工作面冷负荷3000 kW。在此工况下,对比R717、R744、R32和R134a四种制冷剂的热

力学性能及系统COP

图5展示了采用不同工质时的热管顶部温度、系统COP以及沿管温度分布。当热管底部蒸发温度为7 °C时,随着热管向地面延伸,不同工质的降温幅度存在显著差异。采用R717时的热管沿程降温幅度最小,即 dT/dy 为四种工质中最小,在0 m地面处热管顶部温度为4.9 °C。相比之下,R134a表现出

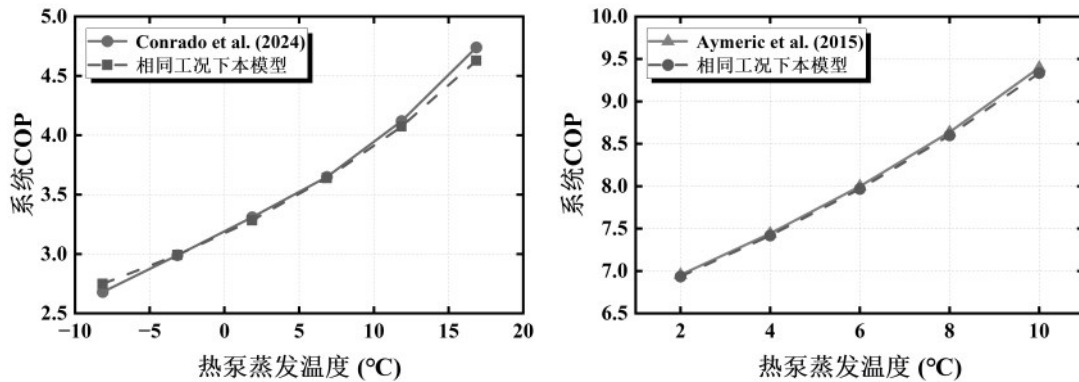


图4 热泵 COP模型预测值与现有文献数据的对比

Fig.4 Comparison of the predicted heat pump COP with literature data

最大的降幅,热管顶部温度相较于底部降低 16.4°C , 仅为 -9.46°C 。而 R32 和 R744 的热管顶部温度分别为 -0.32°C 和 -1.65°C 。由于热泵蒸发温度取决于热管顶部温度,较高的热管顶部温度有利于提升压缩机吸气压力、降低压缩机功耗、提高系统 COP,因此系统 COP 与顶部温度的变化趋势一致。热管内工质采用 R717 时系统 COP 最高,达到 4.4; R32 和 R744 的 COP 分别为 3.71 和 3.56。受限于较低的热管顶部温度,采用 R134a 系统 COP 最低,但仍达到 2.85。图 5(c)进一步给出了四种工质的管内压力沿程分布特征。从图中可以直观看出 R744 为典型的高压工质,其全管段运行压力显著高于 R717、R32 与 R134a。在 800 m 深度的热管底部, R744 系统的最高运行压力为 4176.5 kPa,而其余工质底部压力均在 374.6–1011.5 kPa 之间。

根据式(13),超长重力热管的沿程温降由摩擦压降项和重力压降项决定。如图 6 所示,四种工质的 $(dP/dT)_{\text{sat}}$ 随着温度升高而增加,而 Δh 则随着温度升高而下降。在 -20 至 20°C 内, R717 的 Δh 为 1186.4–1329.1 kJ/kg,其他三种工质的 Δh 在 152.0–282.4 kJ/kg 内。以 7°C 为例, R717 的 Δh 分别为 R744 的 5.9 倍、R32 的 4 倍以及 R134a 的 6.4 倍。根据式(13), dT/dy 与 Δh 成反比,因此采用 R717 时,其热管

的 dT/dy 值最小,在相同底部蒸发温度时沿程温降最小,热管顶部温度最高。相比之下 R134a 具有最低的 Δh 和 $(dP/dT)_{\text{sat}}$,在两者的叠加影响下,导致 dT/dy 显著增大,表现出最大的沿程温降。

值得注意的是 R744 和 R134a 的对比,如图 6(a) 所示, R744 的 Δh 与 R134a 接近,但是 R744 的沿程温降显著小于 R134a。其原因如图 6(b) 所示, R744 的 $(dP/dT)_{\text{sat}}$ 在温度区间内为四种工质中最高,根据 Clapeyron 方程,较高的 $(dP/dT)_{\text{sat}}$ 意味着即使管内存在较大的压降,引起的饱和温降也相对较小。因此,即使 R744 面临较高的流动阻力,其沿程温降依然能得到有效控制。而 R134a 的 $(dP/dT)_{\text{sat}}$ 较小,导致压力损失表现为显著的温度降幅,热管顶部温度降低,系统 COP 下降。

为对比本系统与传统矿井水冷系统的能效,进一步采用 Chen 等^[43]建立的深部矿井传统水冷系统热力学评估模型,在默认工况下进行对比计算系统性能,结果如表 2 所示。

计算所设置默认工况为:矿井深度 800 m、热管管径 0.3 m、底部蒸发温度 7°C 、采掘工作面冷负荷 3000 kW。在此工况下,传统矿井水冷系统的压缩机功耗为 752.12 kW;此外,为克服 800 m 的垂直输送高差,系统需配置冷冻水泵,其功耗为 561.77

表 2 默认工况下采用不同工质时系统与传统水冷系统性能对比

Table 2 Baseline performance comparison of the proposed and traditional water cooling systems

项目	传统矿井 水冷系统	深井矿超长重力热管式热泵制冷系统			
		R717	R32	R744	R134a
COP	2.28	4.4	3.71	3.56	2.85
压缩机功耗(kW)	752.12	681.82	808.63	842.70	1052.63
冷冻水泵功耗(kW)	561.77	—	—	—	—
系统总功耗(kW)	1315.79	681.82	808.63	842.70	1052.63

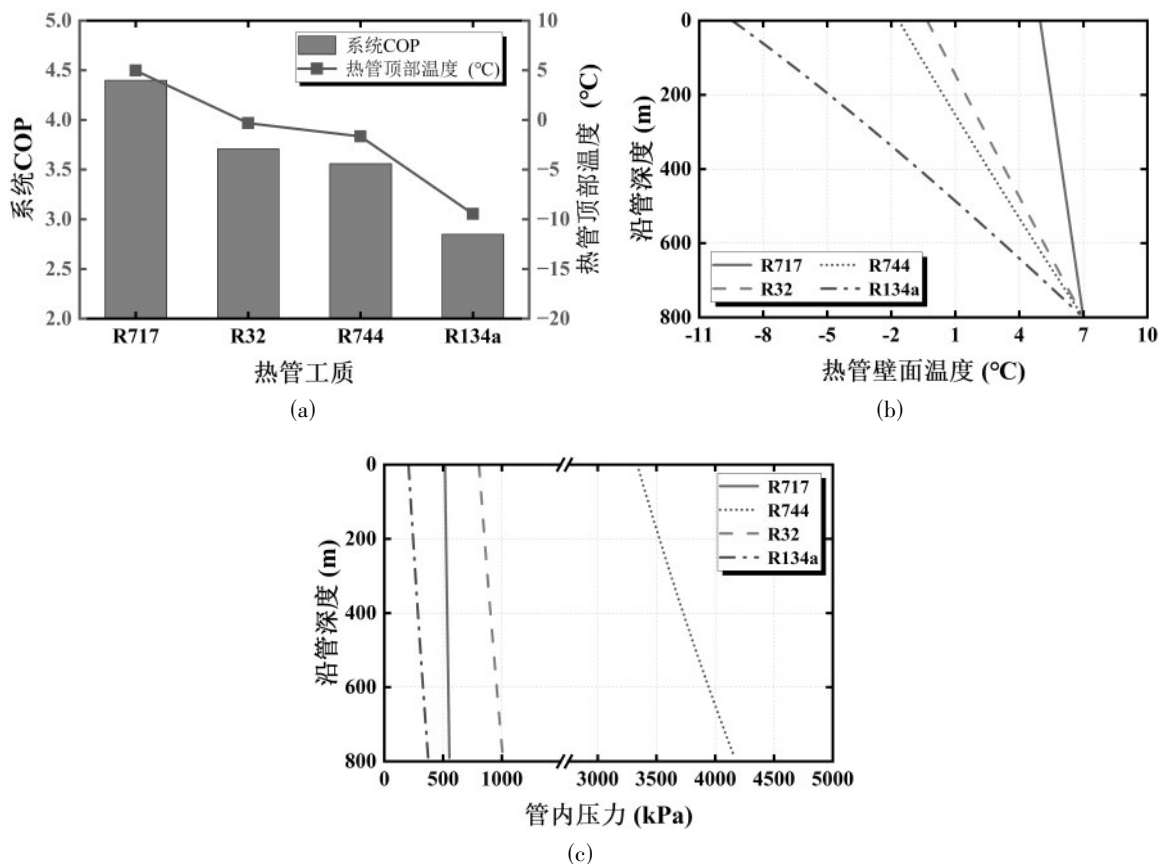


图5 默认工况下四种工质系统性能对比 (a) 热管顶部温度与系统 COP (b) 热管壁面温度沿程分布

Fig.5 Baseline performance of four working fluids (a) heat pipe top temperature and system COP;

注:(b) axial distribution of the heat pipe wall temperature (c) axial distribution of the heat pipe internal pressure

(c) 热管管内压力沿程分布

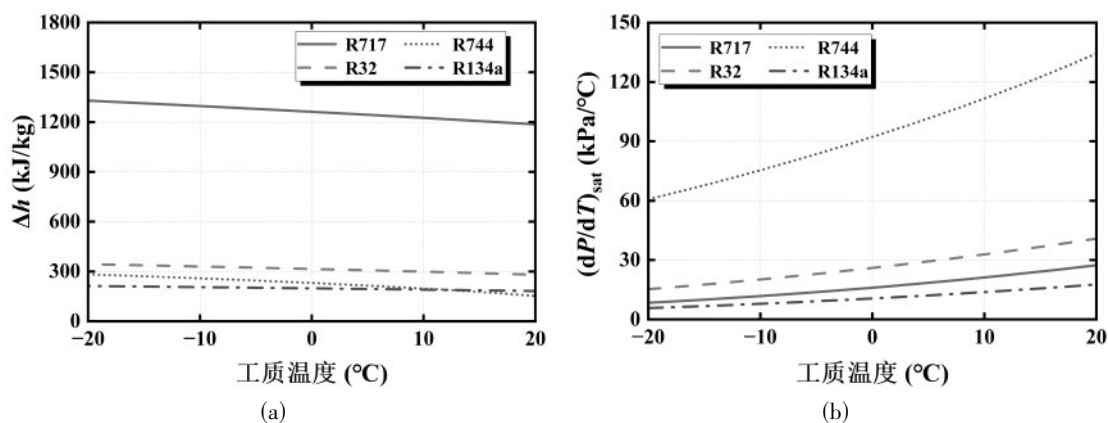


图6 不同工质在饱和状态下的热物性参数 (a) Δh (b) $(dP/dT)_{sat}$

Fig.6 Thermophysical properties of different working fluids at saturation (a) Δh (b) $(dP/dT)_{sat}$

kW, 因此系统总功耗达到 1315.79 kW, 对应 COP 仅为 2.28。相比之下, 本系统利用重力热管内工质的气液相变与循环流动, 实现井下热量向地面的长距离无泵输送, 从而避免了传统冷水循环系统中的冷冻水泵功耗。选用不同工质时, 本系统均无需配置

冷冻水泵, 因此系统总功耗仅为压缩机功耗。采用 R717、R32、R744 和 R134a 时, 本系统的总功耗分别为 681.82 kW、808.63 kW、842.70 kW 和 1052.63 kW, 均低于水冷系统。以 R32 为例, 与传统矿井水冷系统相比, 本系统总功耗降低约 38.5%。综上, 相比传

统矿井水冷系统,本系统在深部矿井降温场景下表现出更优的节能潜力,并有效简化井下循环系统,降低设备的运行与维护成本。

除热力性能外,深井特殊的工作环境对工质的安全性和环保性提出严格的要求,表3综合对比了四种工质的关键属性。R717虽然热力性能最佳且全球增温潜势(global warming potential, GWP)和臭氧消耗潜势(ozone depletion potential, ODP)均为0,但其B2L级的毒性和可燃性在相对密闭的深井环境中使用受限。R744具有优异的环保性能(GWP=1)和A1级不可燃特性,但运行压力远高于常规制冷剂,属于高压工质,R32具有弱可燃性(A2L)且GWP值相对较高。R134a为A1级不可燃工质,虽然GWP值较高,但其技术成熟度高、工作压力适中。为进一步探究工质物性与系统运行特性的耦合关系,下文将从热管几何参数与采掘工作面冷负荷变化展开对比分析。

2.1 热管直径对系统性能的影响

在深部矿井开采中,热管直径是影响井筒空间占用率与管内流动传热特性的关键结构参数。为探究管径变化对系统性能的影响,同时避免高负荷下工质在小管径时出现过大压降导致的极端工况,因此选取采掘工作面冷负荷1500 kW、热管长度800 m,分析热管直径从0.2 m增加至0.5 m时,采用不同工质时管内流动特性与系统性能。

图7展示了不同管径下热管顶部温度及系统

表3 不同制冷剂的基本性质与环保指标

Table 3 Basic properties and environmental indicators of different refrigerants

项目	R717	R32	R134a	R744
毒性	高慢性毒性	低慢性毒性	低慢性毒性	低慢性毒性
可燃性	弱可燃	弱可燃	无火焰传播	无火焰传播
7°C时汽化潜热(kJ/kg)	1236.8	304	193.2	208.1
GWP	0	677	1300	1
ODP	0	0	0	0
安全等级	B2L	A2L	A1	A1

注:*注:数据源自2017 ASHRAE Handbook Fundamentals 和 NIST流体热力学和传输特性数据库(REFPROP)。

COP的变化趋势。如图7(a)所示,R134a对管径变化表现出极高的敏感性,并具有明显的性能拐点。当管径从0.2 m增加至0.3 m时,采用R134a时热管顶部温度从 -18.9°C 上升至 -3.9°C ,对应图7(b)中系统COP从2.23增加至3.33;但当管径继续增加至0.5 m时,性能提升幅度迅速减小,相较于0.3 m时COP仅提升0.11。相比之下,采用R717、R32与R744的时的热管顶部温度波动较小,呈现出较好的管径适应性,其中R717即使在0.2 m管径下顶部温度仍维持在 4.6°C 以上;R744在0.2 m管径下顶部温度约 -1.6°C ,COP仍保持在3.55以上,未出现显著下降。基于饱和状态方程(式8),热管内工质的温度分布本质上是由其压力分布所决定,因此进一步分析不同工质在各管径下的管内累计沿程压降。

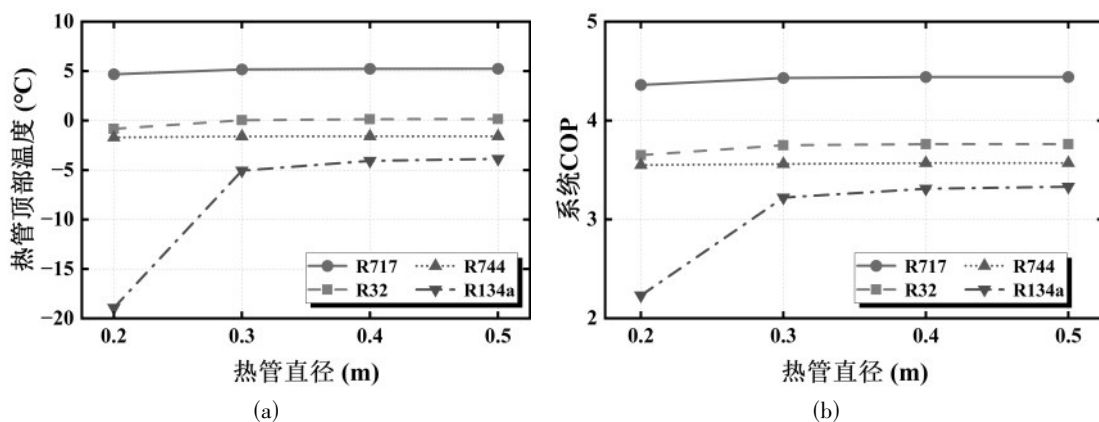


图7 不同管径条件下系统性能对比 (a) 热管顶部温度 (b) 系统COP

Fig.7 Performance comparison under different pipe diameters (a) heat pipe top temperature; (b) system COP.

图8为四种工质在不同管径下的沿程摩擦压降和重力压降,随着热管直径增大,四种工质的累计摩擦压降均显著降低。采用R134a时其累计摩擦压降随着热管直径增加时的降幅最大,从直径为0.2 m

时的135.4 kPa降低至0.3 m时的14.1 kPa。对比R717、R744和R32,直径从0.2 m增加至0.3 m时,累计摩擦压降分别降低9.4 kPa、11.2 kPa和25.1 kPa。值得注意的是,当管径进一步增大后,四种工质的

累计摩擦压降虽进一步降低,但降低幅度迅速减小。热管内的工质流动阻力的变化趋势通过气液相平衡关系直接反应到温度分布上,摩擦压降降幅的减缓导致热管顶部饱和压力的增大趋势更为平缓,根据饱和状态方程(式8),其对应的顶部饱和温度提升幅度也随之减小。因此图7(a)中热管顶部温

度的变化趋势与摩擦压降的变化规律呈现出一致性。而累计重力压降随着管径的增大四种工质的累计压降变化幅度较小,因此不同管径主要影响的不同工质热管内部的摩擦压降分布。由式(2),影响管内摩擦压降的主要因素为管内的流速,因此选取不同直径时工质的管内平均流速进行分析。

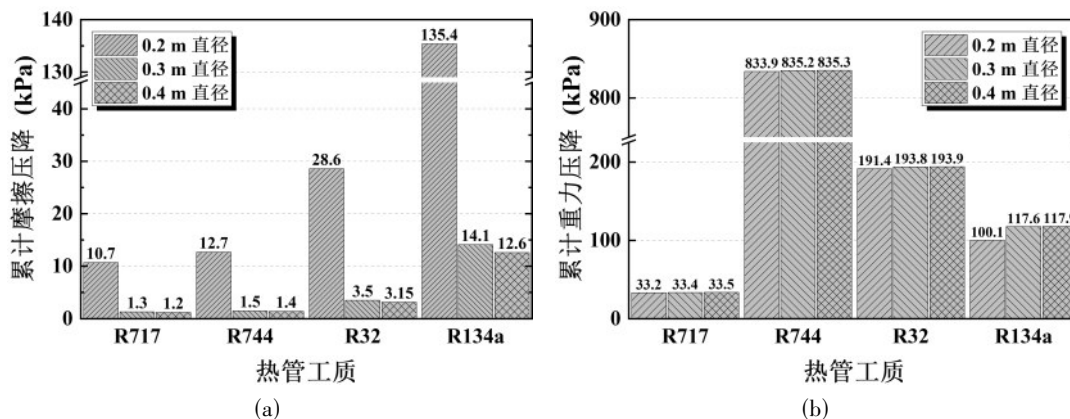


图8 不同管径条件下四种工质的累计压降对比 (a) 累计摩擦压降 (b) 累计重力压降

Fig.8 Cumulative pressure drops of four working fluids under different pipe diameters (a) frictional; (b) gravitational.

如图9(a)所示,随着热管直径减小,四种工质的管内平均流速均呈现上升趋势,这是因为在设定换热量(即采掘工作面冷负荷)不变的情况下,管径减小会引起工质的流通截面积收缩,管内工质需要增大流速以保证设定换热量的传输。其中,采用R134a时的管内流速表现出对管径变化极高的敏感性,这源于其热物理性质与流动阻力特性的耦合作用。对比于其他工质,R134a拥有最低的 Δh (图6a)以及较低的管内平均密度(图9b),由式(10)可知,管内流速 v 与 Δh 和工质密度成反比,因此在相同采掘工作面冷负荷、热管直径的情况下,其工质流速最高。如图9(a)所示,R134a在0.2–0.5 m管径时,管内平均流速始终保持最高,在0.2 m时管内流速与其他工质之间的差距进一步增大,达到19.7 m/s。根据式(9),摩擦压降与流速的平方(v^2)成正比,因此R134a在小管径时内部沿程阻力非线性迅速增大,极高的工质流速显著增大了摩擦阻力,降低热管顶部压力和温度,使得系统COP大幅下降。由于R717极高的 Δh 使其在同冷负荷下的流量较小,即使其密度与R134a处于相同数量级,管内流速也能够维持在较低水平。R744的与R134a处于同一数量级,但是采用R744时其管内流速没有随管径减小而迅速增大的原因在于其拥有四者中最高的工质密度。如图9(b)所示,管径为0.2 m时,采用R744时

的管内工质平均密度为106.3 kg/m³,远超R134a(12.7 kg/m³)。较高的密度有效抵消了R744本身 Δh 较小的不利影响,使得R744在0.2 m管径下的流速依然维持在较低水平。R134a本身低 Δh 和低工质密度导致流速迅速增大,使得摩擦压降非线性累计的耦合机制是R134a在小管径时性能迅速下降的根本原因。综合考虑井筒空间与系统能效,对于采用R134a的系统,管径不应小于0.3 m,以避免因流速增大导致摩擦压降迅速上升而引发系统COP显著下降,而R717、R744和R32则能够采用更紧凑的管径设计。

2.2 热管长度对系统性能的影响

随着矿井开采深度的增加,热管长度成为影响系统运行效率的关键参数。在采掘工作面冷负荷为3000 kW、热管直径为0.3 m时,分析热管长度从400 m延伸至1200 m时系统性能变化。如图10所示,随着热管长度延伸,采用四种工质时的热管顶部温度及系统COP均呈下降趋势,但不同工质对长度变化的敏感程度表现出显著差异。采用R717时热管顶部温度最为稳定,始终保持在3.9℃以上;R32与R744的顶部温度随着长度增加而导致的降幅较小,当热管长度从400 m延伸到1200 m时,其顶部温度分别降低了7.22℃和8.22℃。相比之下,采用R134a时热管顶部温度随着长度增加下降最为剧

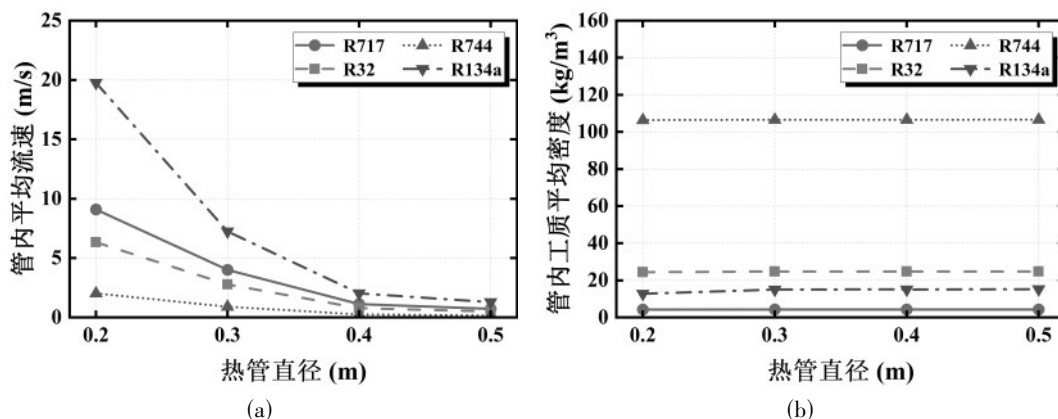


图9 不同管径条件下管内流动特性对比 (a) 管内平均流速 (b) 管内工质平均密度

Fig.9 Flow characteristics under different pipe diameters (a) average flow velocity; (b) average working fluid density.

烈,降幅达到 20.2℃,从-0.72℃降低至-20.92℃,对应系统 COP 由 3.66 降至 2.12,降幅达到 42%。由式 (8)可知,管内饱和温度分布与压力分布相耦合,这

种性能差异的原因在于不同工质在长距离输运过程中的沿程压降累计特性。

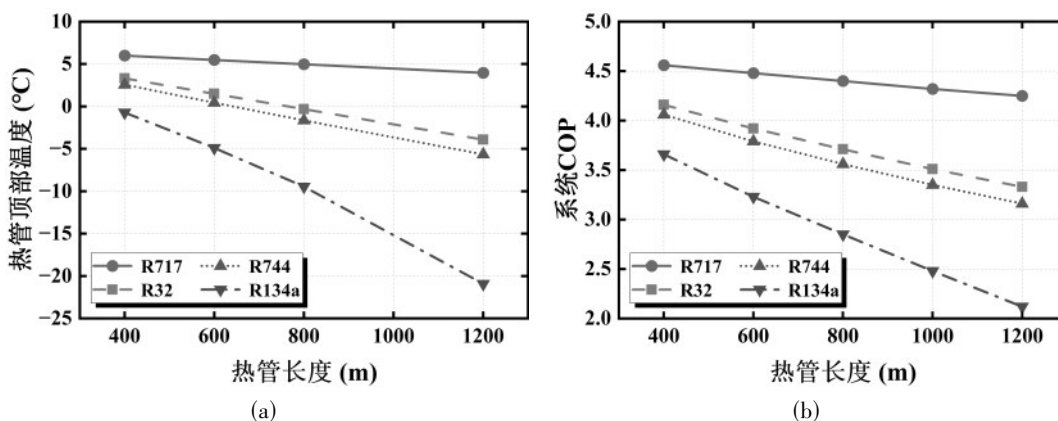


图10 不同热管长度条件下系统性能对比 (a) 热管顶部温度 (b) 系统 COP

Fig.10 Performance comparison under different heat pipe lengths (a) heat pipe top temperature; (b) system COP.

如图 11 所示,热管长度从 400 m 增至 1200 m 时,各工质的两类压降均发生累积增长,但压降主导项的差异决定了工质对长度的敏感程度。采用 R744、R717 和 R32 作为热管工质时,压降主要由重力项主导。在长度为 1200 m 时,R717 与 R32 的摩擦项占比分别为 13.9% 与 7.9%,R744 的摩擦项占比仅为 0.8%。这意味着这些工质的性能表现主要受限于重力压降累计,而管长带来的摩擦压降累计对其影响较小。值得注意的是,尽管 R744 承受较大的总压降,其 COP 衰减仍明显小于 R134a,这与其较大的 $(dp/dT)_{sat}$ 有关,即在相同压力下降幅下引起的饱和温度降低幅度更小,从而有利于维持较高的热管顶部温度和系统 COP。采用 R134a 工质时热管内部同时受到摩擦项与重力项的影响,当热管长度从

400 m 延伸到 1200 m 时,累计摩擦压降由 27.10 kPa 增至 104.26 kPa,累计重力压降由 64.30 kPa 增至 144.80 kPa,并且累计摩擦项占比随长度延伸显著提高(由 29.6% 提升至 41.8%)。

进一步结合热管内部工质平均流速和密度分析 R134a 管内累计压降激增的原因。如 2.2 节所述,R134a 低 Δh 和密度导致的流速激增使其摩擦压降以非线性方式快速累积。因此在 400 m 时其管内平均流速(图 12a)和累计摩擦压降显著高于其余工质(图 11a)。热管长度增加进一步加剧了上述摩擦压降的沿程非线性累积。如图 12(b)所示,沿程压降的累积导致管内工质密度降低,热管长度由 400 m 延伸至 1200 m 时,管内工质平均密度从 16.15 kg/m³ 降低至 12.23 kg/m³。根据质量守恒,密度的降低会

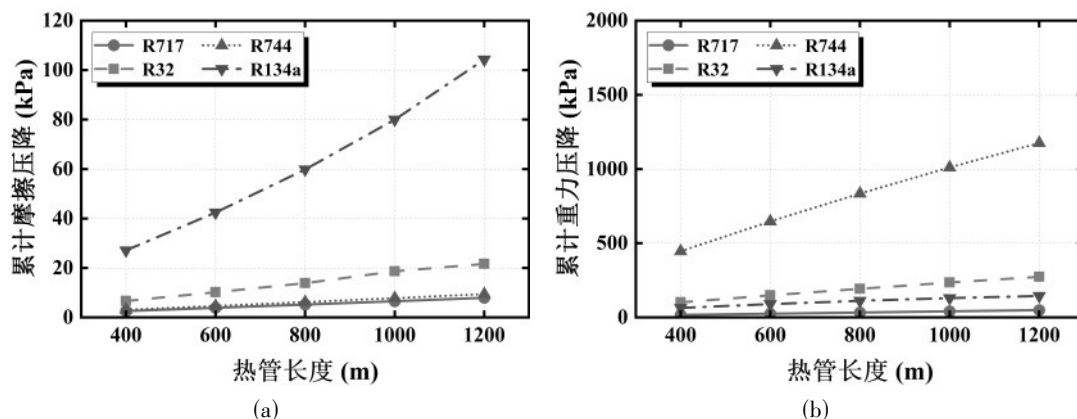


图11 不同热管长度条件下四种工质的累计压降对比 (a) 累计摩擦压降 (b) 累计重力压降

Fig.11 Cumulative pressure drops of four working fluids under different heat pipe lengths (a) frictional; (b) gravitational

导致工质流速增大。进一步由式(2),摩擦压力梯度与流速的平方(v^2)成正比,因此流速的增加会导致摩擦压降急剧增大。当热管长度增大时这种由压降引起的密度降低与流速升高的耦合机制,导致R134a的摩擦压降累计和在总压降中的占比随热管长度延伸显著提高,并成为其顶部温度与COP快速

衰减的主要原因。综上所述,由物性决定的流阻非线性增大的原因,是导致R134a在面对矿井深度增加时相较于其他工质表现出了最为明显的性能下降趋势,严重限制了其在千米级深井中的应用潜力。

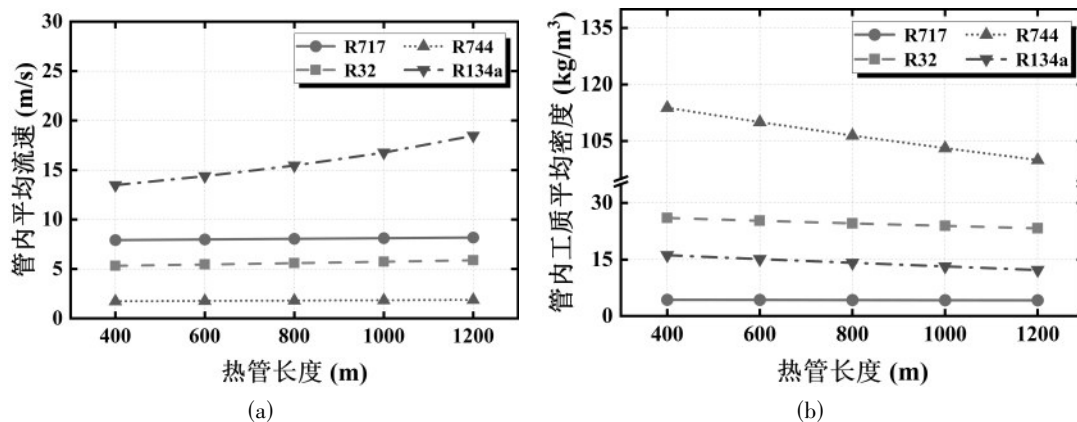


图12 不同热管长度条件下管内流动特性对比 (a) 管内平均流速 (b) 管内工质平均密度

Fig.12 Flow characteristics under different heat pipe lengths (a) average flow velocity; (b) average working fluid density

2.3 采掘工作面冷负荷对系统性能的影响

在深部矿井开采过程中,采掘工作面的冷负荷受围岩散热、机械化作业强度及通风条件等因素影响。为了探究系统在不同热害强度下的负荷适应性与运行稳定性,设定热管长度800 m、管径0.3 m,计算分析采掘工作面冷负荷从1000 kW增加至5000 kW时,四种不同工质系统的热力学行为以及系统COP变化规律。

如图13所示,采掘工作面冷负荷增加对不同工质系统COP的影响程度存在差异。R717表现出优异的负荷适应性,当冷负荷从1000 kW提升至5000

kW时,其热管顶部温度仅从5.2℃降至4.5℃,系统COP仍维持在4.3以上。R32与R744同样表现出良好的稳定性,R32的COP稳定在3.6附近,而R744则保持在3.5以上。相比之下,R134a对高负荷工况极其敏感。当采掘工作面冷负荷超过3000 kW后,其系统性能迅速下降;冷负荷达到5000 kW时,顶部温度降低至-32.2℃,系统COP从1000 kW时的3.29降低至1.63。

图14展示了不同采掘工作面冷负荷下累计摩擦压降与累计重力压降的演变规律。随着冷负荷从1000 kW增加至5000 kW,不同工质的累计压降

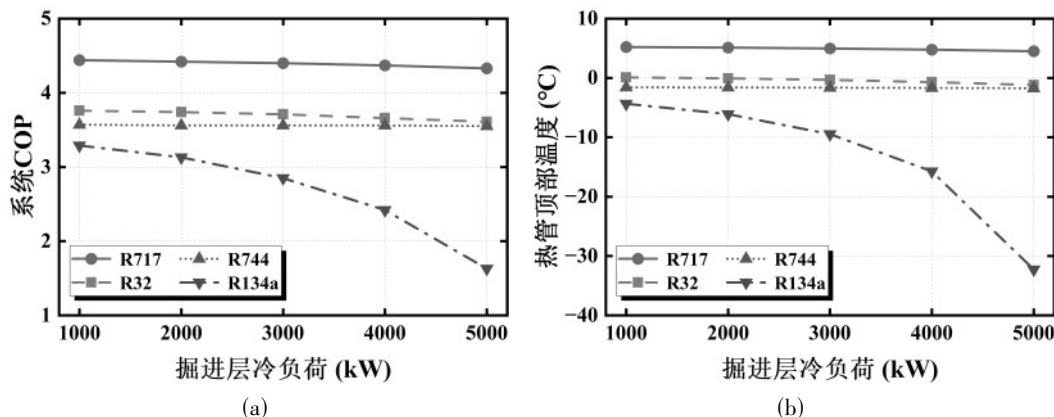


图13 不同采掘工作面冷负荷条件下系统性能对比 (a) 热管顶部温度 (b) 系统 COP

Fig.13 Performance comparison under different cooling loads at mine working face
(a) heat pipe top temperature; (b) system COP.

分布出显著差异。如图 14(a) 所示, 采用 R717、R744 和 R32 时管内的累计摩擦压降随负荷增加虽有上升, 但幅度平缓, 即使在 5000 kW 高负荷下仍控制在 40 kPa 以内。相比之下, R134a 的摩擦压降表现出对冷负荷极高的敏感性, 从 1000 kW 时的 7.3 kPa 迅速增大至 5000 kW 时的 208.2 kPa, 呈现出非

线性增加。而在累计重力压降方面(图 14b), 四种工质均表现出极高的稳定性, 并未随冷负荷变化产生明显波动。这表明对于 R134a 以外的工质, 系统性能主要受限于累计重力压降, 而 R134a 则在高负荷下面临着急剧增大的累计摩擦压降。

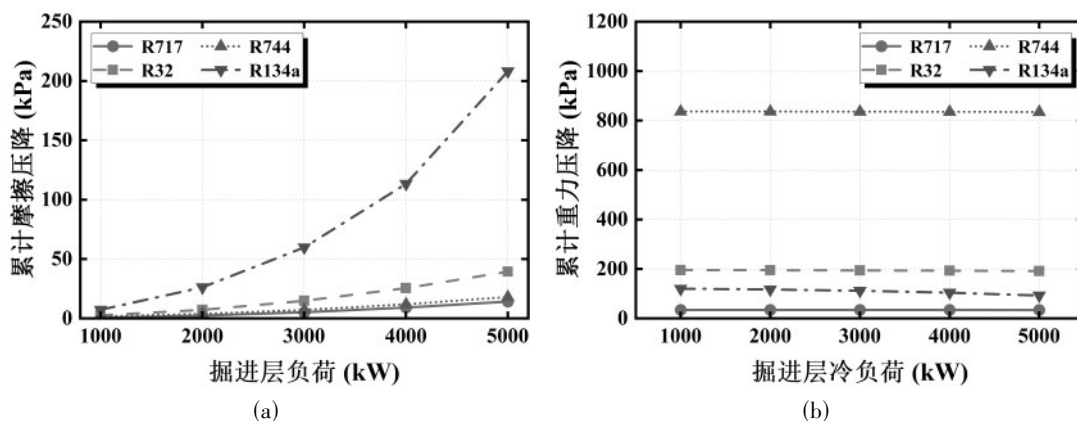


图14 不同采掘工作面冷负荷条件下四种工质的累计压降对比 (a) 累计摩擦压降 (b) 累计重力压降

Fig.14 Cumulative pressure drops of four working fluids under different cooling loads at mine working face
(a) frictional; (b) gravitational

产生上述性能差异的原因在于不同工质之间的物性参数导致其在不同冷负荷条件下产生的管内流动状态具有显著区别。如 2.2 节所述的流阻耦合特性, R134a 因 Δh 较低, 在应对线性增加的冷负荷时, 必须维持极高的管内流速以满足质量守恒。如图 15(a) 所示, 当负荷从 1000 kW 增至 5000 kW 时, R134a 的管内平均流速从 4.8 m/s 增加至 33.9 m/s, 流速提高了 7.1 倍, 显著高于其他工质。由于摩擦压降与流速的平方(v^2)成正比, 因此如图 15(a) 所示,

R134a 在高流速时累积更多的摩擦压降, 促使累计摩擦压降随负荷呈非线性上升。热管内摩擦压降增大会降低顶部压力, 进而降低顶部饱和温度, 导致热泵蒸发温度下降, 系统 COP 迅速降低, 这与图 13 中 R134a 在 3000 kW 以上出现系统 COP 急剧衰减的表现相一致。此外, 对比图 14(b) 的密度特性可知, 采用 R744、R717 及 R32 时的管内平均密度随负荷变化表现出良好的稳定性, 这解释了图 15(b) 中重力压降波动小的原因。对于 R134a, 如 2.3 所述, 由

于摩擦压降激增导致管内平均压力下降,使其密度降低进而导致累计摩擦压降进一步上升。相较之下,R717、R32与R744在全负荷区间内维持较低流速与较小的摩擦损失,因此其性能变化主要受重力

压降主导,表现出更平稳的系统COP变化。其中R134a因高流速导致摩擦损失快速累积,使系统COP对冷负荷变化更为敏感;而R717、R32与R744在3000–5000 kW范围内具备更好的负荷适应性。

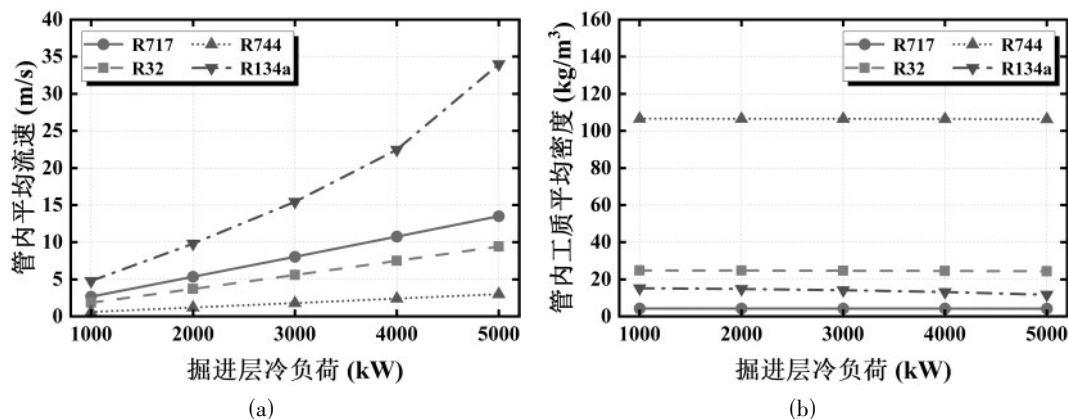


图15 不同采掘工作面冷负荷条件下管内流动特性对比 (a) 管内平均流速 (b) 管内工质平均密度

Fig.15 Flow characteristics under different cooling loads at the mine working face

(a) average flow velocity; (b) average working fluid density.

2.4 深部矿井制冷工质选型策略

综合上述不同工质在管径、深度及采掘工作面冷负荷工况下的热力学与流动特性,针对深部矿井热害治理的实际工程需求,本文提出以下工质选型策略。

R717凭借极高的汽化潜热,在各分析工况下均能维持极低的循环流量与沿程阻力,表现出最高的系统COP。然而,受限于其高慢性毒性与B2L级可燃性,在空间相对封闭、通风条件受限且安全要求严格的深部矿井中,长距离、大充注量使用R717存在较高的安全风险。因此,仅对R717进行理论和性能分析,不作实际工程推荐。

在常规开采深度与负荷场景中,R32是兼顾热力学性能与工程可行性的工质。R32具有较高的汽化潜热和较大的密度,能够有效降低长距离输运过程中的流速与摩擦压降。因此,在不同管径、深度及采掘工作面冷负荷条件下,系统均能保持较高的COP。但作为A2L级弱可燃工质,工程上采用R32必须建立在矿井具备良好通风条件与防爆监测措施的基础上。

相比之下,R744的GWP仅为1、ODP为0,且属于A1级无火焰传播工质,具有突出的环保优势与较高的运行安全性。R744极高的密度与较大的 $(dP/dT)_{sat}$ 使其在长距离输运过程中能够维持较低流速,并减弱压力损失对饱和温度下降的影响,因此在小

管径、大深度及高冷负荷时表现出较好的系统性能。然而R744运行压力显著高于常规制冷剂,工程应用中需重点关注系统承压等级与高压运行安全。

对于防爆及安全性能要求严苛的矿井场景,R134a可作为推荐工质。作为A1级安全工质,R134a具备无火焰传播与低毒特性,有利于提升系统运行安全性。但受限于其较低的汽化潜热与密度,在应用R134a时必须配置较大管径(不小于0.3 m)且采掘工作面冷负荷适中。较大的管径能有效抑制因管内气相流速激增而引发的沿程摩擦阻力非线性增加,避免系统性能急剧衰减。

3 结 论

本文针对深部矿井冷量输运效率低、能耗高及设备复杂等难题,提出了一种无泵驱超长重力热管式制冷系统。基于数值模型,对R717、R744、R32及R134a在不同热管管径、矿井深度及采掘工作面冷负荷工况下的系统性能进行了对比分析,主要结论如下:

(1)在矿井深度800 m、采掘工作面冷负荷3000 kW且热管管径0.3 m时,系统采用R717时性能最佳,COP达4.4;其次为R32与R744;R134a系统性能相对较差,COP为2.85。

(2)系统性能对热管管径变化较为敏感。

R134a 在小管径($<0.3\text{ m}$)时性能下降明显,工程应用中管径不宜小于 0.3 m ;R717、R744 和 R32 在较小管径下仍能保持较高系统 COP,适用于井筒空间受限的场景。

(3)随矿井深度增加,系统 COP 整体呈下降趋势。采用 R717、R744 和 R32 时系统 COP 随深度的衰减幅度较平缓;采用 R134a 时的系统 COP 随深度增加下降更为明显。

(4)在 1000–5000 kW 的采掘工作面冷负荷范围内,R717、R32 和 R744 表现出良好的负荷适应性,系统 COP 随采掘工作面冷负荷的波动较小;R134a 在面对超过 3000 kW 的高冷负荷工况时,系统 COP 显著下降。

参考文献

- [1] Kang H P, Gao F Q, Xu G, et al. Mechanical behaviors of coal measures and ground control technologies for China's deep coal mines – A review[J]. Journal of Rock Mechanics and Geotechnical Engineering, 2023, **15**(1): 37–65.
- [2] Feng X P, Jia Z M, Liang H, et al. A full air cooling and heating system based on mine water source[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, **145**: 610–617.
- [3] Wang Y J, Wang C C, Gao S, et al. The impact of thermal insulation on cooling energy consumption and optimal insulation thickness for underground tunnel[J]. Sustainable Energy Technologies and Assessments, 2021, **47**: 101495.
- [4] Lu X, Deng J, Xiao Y, et al. Recent progress and perspective on thermal-kinetic, heat and mass transportation of coal spontaneous combustion hazard[J]. Fuel, 2022, **308**: 121234.
- [5] Ran Y J, Peng J, Tian X L, et al. Technologies for heat hazard governance and thermal energy recovery in deep mines[J]. Energies, 2024, **17**(6): 1369.
- [6] 柴会来, 王建国, 王景刚, 等. 矿井热源分析及降温技术研究和进展[J]. 金属矿山, 2014(5): 151–154.
Chai H L, Wang J X, Wang J G, et al. The heat source analysis and the research and development on air-cooling in deep mines[J]. Metal Mine, 2014(5): 151–154.
- [7] 郭平业, 卜墨华, 张鹏, 等. 矿山地热防控与利用研究进展[J]. 工程科学学报, 2022, **44**(10): 1632–1651.
Guo P Y, Bu M H, Zhang P, et al. Research progress on the prevention and utilization of mine geothermal energy[J]. Chinese Journal of Engineering, 2022, **44**(10): 1632–1651.
- [8] 李春, 胡春胜. 压缩空气降温技术在煤矿掘进工作面的应用[J]. 矿业安全与环保, 2012, **39**(6): 70–72.
Li C, Hu C S. Application of compressed air cooling technology in coal mine heading face[J]. Mining Safety & Environmental Protection, 2012, **39**(6): 70–72.
- [9] 亓玉栋. 深井降温冰制冷空调系统的负荷确定方法与应用[J]. 采矿技术, 2019, **19**(6): 123–126.
Qi Y D. Load determination method and application of cooling ice refrigeration and air conditioning system in deep well[J]. Mining Technology, 2019, **19**(6): 123–126.
- [10] 何满潮, 郭平业. 深部岩体热力学效应及温控对策[J]. 岩石力学与工程学报, 2013, **32**(12): 2377–2393.
He M C, Guo P Y. Deep rock mass thermodynamic effect and temperature control measures[J]. Chinese Journal of Rock Mechanics and Engineering, 2013, **32**(12): 2377–2393.
- [11] 张跃, 刘辉, 曹宇浩, 等. 煤矿井口智能化降温系统在郭屯煤矿的应用[J]. 煤矿现代化, 2024, **33**(3): 128–131, 136.
Zhang Y, Liu H, Cao Y H, et al. Intelligent energy-saving cooling system for coal mine wellhead application in Guotun Coal Mine[J]. Coal Mine Modernization, 2024, **33**(3): 128–131, 136.
- [12] 张国川, 刘枫, 刘庆军, 等. 首山一矿地面集中式降温技术与工程实践[J]. 煤炭工程, 2020, **52**(11): 94–97.
Zhang G C, Liu F, Liu Q J, et al. Engineering practice of ground centralized cooling for Shoushan No. 1 Mine[J]. Coal Engineering, 2020, **52**(11): 94–97.
- [13] 徐成海. 张双楼煤矿 74104 工作面三级制冷技术应用研究[J]. 能源技术与管理, 2022, **47**(4): 111–113.
Xu C H. Study on application of three-stage refrigeration technology in 74104 working face of Zhangshuanglou Coal Mine[J]. Energy Technology and Management, 2022, **47**(4): 111–113.
- [14] 魏京胜, 岳丰田, 杜晓丽, 等. 回风散热采掘工作面降温系统分析[J]. 煤炭科学技术, 2020, **48**(1): 174–181.
Wei J S, Yue F T, Du X L, et al. Exergy analysis of cooling system in return air cooling mining face[J]. Coal Science and Technology, 2020, **48**(1): 174–181.
- [15] Zohuri B. Heat Pipe Design and Technology: Modern Applications for Practical Thermal Management[M]. Cham: Springer International Publishing, 2016.
- [16] Chan C W, Siqueiros E, Ling-Chin J, et al. Heat utilisation technologies: a critical review of heat pipes[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015, **50**: 615–627.
- [17] Chaudhry H N, Hughes B R, Ghani S A. A review of heat pipe systems for heat recovery and renewable energy applications[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012, **16**(4): 2249–2259.
- [18] 张昌建, 王森, 李晓丹, 等. 基于可拆卸式气-液双相重力热管的深井回采降温实验研究[J/OL]. 煤炭科学技术. <https://link.cnki.net/urlid/11.2402.td.20250708.1612.015>
Zhang J C, Wang S, Li X D, et al. Experimental study on cooling of deep mine stoping faces using detachable gas-liquid two-phase gravity heat pipes[J/OL]. Coal Science and Technology. <https://link.cnki.net/urlid/11.2402.td.20250708.1612.015>
- [19] 李注江, 王建国, 王景刚, 等. 热管技术在煤矿回风余热回收方面的应用[J]. 能源与节能, 2014(4): 185–187.
Li Z J, Wang J X, Wang J G, et al. Application of heat pipe technology in the waste heat recovery of return air in coal mine[J]. Energy and Energy Conservation, 2014(4): 185–187.
- [20] Chen J W, Cen J W, Huang W B, et al. Multiphase flow and heat transfer characteristics of an extra-long gravity-assisted heat pipe: an experimental study[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2021, **164**: 120564.
- [21] 蒋方明, 黄文博, 曹文灵. 干热岩热能的热管开采方案及其技术可行性研究[J]. 新能源进展, 2017, **5**(6): 426–434.
Jiang F M, Huang W B, Cao W J. Mining hot dry rock geothermal energy by heat pipe: conceptual design and technical feasibility study[J]. Advances in New and Renewable Energy, 2017, **5**(6): 426–434.

- [22] Chen J W, Li Z B, Huang W B, et al. Super-long gravity heat pipe geothermal space heating system: a practical case in Taiyuan, China[J]. *Energy*, 2024, **299**: 131521.
- [23] Huang W B, Chen J W, Ma Q S, et al. Developing kilometers-long gravity heat pipe for geothermal energy exploitation[J]. *Energy & Environmental Science*, 2024, **17**(13): 4508–4518.
- [24] Huang W B, Cen J W, Chen J W, et al. Heat extraction from hot dry rock by super-long gravity heat pipe: a field test[J]. *Energy*, 2022, **247**: 123492.
- [25] Chen J W, Huang W B, Cen J W, et al. Heat extraction from hot dry rock by super-long gravity heat pipe: Selection of working fluid[J]. *Energy*, 2022, **255**: 124531.
- [26] 王宾, 李子豪, 黄文博, 等. 超长重力热管-热泵供暖系统启动特性研究[J]. *化工学报*, 2025, **76**(10): 5035–5046.
Wang B, Li Z H, Huang W B, et al. Research on start-up characteristics of super-long gravity heat pipe-heat pump heating system[J]. *CIESC Journal*, 2025, **76**(10): 5035–5046.
- [27] 王宾, 陈娟雯, 黄文博, 等. 超长重力热管启动特性[J]. *化工学报*, 2024, **75**(12): 4501–4512.
Wang B, Chen J W, Huang W B, et al. Start-up characteristics of super-long gravity heat pipe[J]. *CIESC Journal*, 2024, **75**(12): 4501–4512.
- [28] 蒋方明, 蔡少伟, 黄文博, 等. 一种应用于深部矿井的无泵驱超长重力热管式制冷系统: CN223036663U[P]. 2025–06–27.
- [29] Swamee P K, Jain A K. Explicit equations for pipe-flow problems[J]. *Journal of the Hydraulics Division*, 1976, **102**(5): 657–664.
- [30] Chen J W, Huang W B, Cen J W, et al. Operational characteristics of the super-long gravity heat pipe for geothermal energy exploitation[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024, **236**: 121530.
- [31] Girard A, Gago E J, Muneer T, et al. Higher ground source heat pump COP in a residential building through the use of solar thermal collectors[J]. *Renewable Energy*, 2015, **80**: 26–39.
- [32] Hartmund Jørgensen P, Ommen T, Elmegaard B. Quantification and comparison of COP improvement approaches for large-scale ammonia heat pump systems[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2021, **129**: 301–316.
- [33] 国家市场监督管理总局, 中国国家标准化管理委员会. 机械通风冷却塔 第1部分: 中小型开式冷却塔: GB/T 7190.1–2018[S]. 北京: 中国标准出版社, 2018.
State Administration for Market Regulation, Standardization Administration of the People's Republic of China. Mechanical draft cooling towers—Part 1: Medium and small open cooling towers: GB/T 7190.1–2018[S]. Beijing: Standards Press of China, 2018.
- [34] Bergamini R, Jensen J K, Elmegaard B. Thermodynamic competitiveness of high temperature vapor compression heat pumps for boiler substitution[J]. *Energy*, 2019, **182**: 110–121.
- [35] 范允鑫, 王大林, 杨默. 井上输送冷冻水制冷工艺在矿井热害控制方面的应用实践[J]. *矿业工程*, 2025, **23**(3): 29–32, 36.
Fan Y X, Wang D L, Yang M. Application practice of chilled water aboveground transportation cooling process for control of thermal hazards in mines[J]. *Mining Engineering*, 2025, **23**(3): 29–32, 36.
- [36] 汪开松. 涡北煤矿地面集中式降温控制系统设计与应用[J]. *山东煤炭科技*, 2024, **42**(2): 152–155, 160, 165.
Wang K S. Design and application of ground centralized cooling control system in Wobei coal mine[J]. *Shandong Coal Science and Technology*, 2024, **42**(2): 152–155, 160, 165.
- [37] 张礼静, 常德化, 徐越. 矿井中冷水降温空调系统的研究及应用分析[J]. *发电与空调*, 2016(2): 79–81, 90.
Zhang L J, Chang D H, Xu Y. Study of cold water cooling air conditioning system of mine and application analysis[J]. *Power Generation and Air Condition* 2016(2): 79–81, 90.
- [38] 姬建虎, 张明雨, 贾文明, 等. 霄云煤矿井下集中降温系统研究[J]. *煤矿安全*, 2019, **50**(12): 97–101.
Ji J H, Zhang M Y, Jia W M, et al. Research on centralized cooling system in Xiaoyun coal mine[J]. *Safety in Coal Mines*, 2019, **50**(12): 97–101.
- [39] 国家能源局. 国家能源局关于印发《煤炭深部资源开采中长期规划(2025—2035年)》的通知: 国能发煤炭〔2025〕90号[R]. 2025.
National Energy Administration. Notice of the National Energy Administration on Issuing the "Medium and Long-Term Plan for Deep Coal Resource Mining (2025—2035)": NEA Coal〔2025〕No. 90[R]. 2025.
- [40] Celik I B, Ghia U, Roache P J, et al. Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications[J]. *Journal of fluids Engineering-Transactions of the ASME*, 2008, **130**(7).
- [41] Huang W B, Chen J W, Cen J W, et al. Heat extraction from hot dry rock by super-long gravity heat pipe: Effect of key parameters[J]. *Energy*, 2022, **248**: 123527.
- [42] Ermel C, Bianchi M V A, Schneider P S. Open-source simulation platform for air source heat pump integrated with thermal energy storage[J]. *Science and Technology for the Built Environment*, 2024, **30**(7): 858–876.
- [43] Chen W, Liang S Q, Liu J. Proposed split-type vapor compression refrigerator for heat hazard control in deep mines[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, **105**: 425–435.