

文章编号: 1671-6612 (2025) 01-034-09

# 深部地铁车站管道通廊内的冷却水系统传热分析

舒星宇<sup>1</sup> 董宇<sup>1</sup> 刘俊<sup>2</sup> 车轮飞<sup>2</sup> 严天<sup>3</sup> 徐新华<sup>1</sup>

(1. 华中科技大学建筑环境与能源应用工程系 武汉 430074;

2. 中铁第四勘察设计院集团有限公司 武汉 430063;

3. 武汉理工大学建筑环境与能源应用工程系 武汉 430070)

**【摘要】** 深部地铁车站的冷却水管道需经过百米长的通廊, 冷却水水温会受到通廊热环境影响发生变化, 进而对冷却塔和冷水机组的运行造成影响。为了更好地对冷却塔和冷水机组的运行效果进行优化, 针对冷却水系统在长距离管道通廊中的传热特性进行了分析。通过建立的管道通廊简化传热模型, 综合考虑了冷却水管与通廊空气及围壁之间的热交换过程, 分析了供冷季下冷却水经过通廊后的温度变化及换热情况。采用 TRNSYS 软件对具体案例进行模拟, 结果表明, 在供冷季, 冷却水供水管、回水管经过通廊后的温降最高可达 0.24℃、0.18℃, 总散热量最高可达 38.9kW。

**【关键词】** 深部地铁车站; 冷却水系统; 传热分析; 管道通廊; 简化传热模型

中图分类号 TU831.3 文献标志码 A

## Analysis of Heat Transfer in Cooling Water System in Pipe Corridor of Deep Underground Metro Station

Shu Xingyu<sup>1</sup> Dong Yu<sup>1</sup> Liu Jun<sup>2</sup> Che Lunfei<sup>2</sup> Yan Tian<sup>3</sup> Xu Xinhua<sup>1</sup>

(1. Department of Building Environment & Energy Engineering,  
Huazhong University of Science & Technology, Wuhan, 430074;

2. China Railway Siyuan Survey and Design Group Co., Ltd, Wuhan, 430063;

3. Department of Building Environment & Energy Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan, 430070)

**【Abstract】** The cooling water pipes in deep subway stations need to pass through a 100-meter-long passageway, and the water temperature will change due to the thermal environment of the passageway, which will affect the operation of the cooling tower and chilled water unit. In order to better optimize the operation of the cooling tower and chilled water unit, this paper analyzes the heat transfer characteristics of the cooling water system in a long-distance pipe passageway. By establishing a simplified heat transfer model of the pipe passageway, the heat exchange process between the cooling water pipe and the passageway air and wall is comprehensively considered, and the temperature change and heat exchange of the cooling water after passing through the passageway are analyzed in the cooling season. The simulation results of a specific case using TRNSYS software show that in the cooling season, the maximum temperature drop of the cooling water supply pipe and return pipe after passing through the passageway is 0.24℃ and 0.18℃, respectively, and the total heat dissipation is up to 38.9kW.

**【Keywords】** Deep underground metro station; Cooling water system; Heat transfer analysis; Pipe corridor; Simplified heat transfer model

基金项目: 国家重点研发计划资助项目 (2019YFC0605105); 国家自然科学基金项目 (52378099)

作者简介: 舒星宇 (2000-), 男, 在读研究生, E-mail: 347438418@qq.com

通讯作者: 徐新华 (1972-), 男, 博士, 教授, E-mail: bexhxu@mail.hust.edu.cn

收稿日期: 2024-07-11

## 0 引言

在现代城市快速发展的背景下,地下空间的开发利用已经成为城市建设中不可忽视的重要组成部分<sup>[1]</sup>。地铁作为城市公共交通的重要组成部分,不仅缓解了地面交通压力,也成为城市运行的重要动脉<sup>[2,3]</sup>。而随着地铁建设技术的不断进步和城市地铁网络的日益密集,地铁站点的深度也在不断增加,特别是一些换乘站和枢纽站,其结构复杂且深入地下数十米甚至上百米<sup>[4,5]</sup>。在深部地下环境中,中央空调系统中冷却水系统是确保空调系统、设备安全运行以及车站环境舒适重要组成<sup>[6,7]</sup>,其运行性能直接影响着车站空调系统能效。由于深部地铁车站的地理位置特殊,冷却塔距离冷水主机很远,其冷却水系统通常需要通过长距离的管道通廊将冷却水输运至地面冷却塔设备进行散热,而散热后的冷却水回水也会重新经过管道通廊进入冷水机组循环流动。另一方面,由于位于地下,冷却水系统管路所经过的管道通廊环境温度要低于室外空气温度<sup>[8]</sup>,此时的冷却水管路可不做保温以增强散热。冷却水流动过程中,冷却水系统管路及其内部的冷却水会在管道通廊内进行换热,影响了冷却水系统的整体排热量及实际供回水温度,进而影响整个空调系统的能效。

对于常规冷却水系统,许多学者通过建立准确的传热模型来模拟和预测冷却水在实际工程中的传热行为,以便对现有系统进行优化改进。文献[9]给出了螺杆冷水机组的稳态仿真模型,以预测机组在不同结构参数和工况条件下的性能。关于冷却塔的传热计算,应用最广泛的是 $\varepsilon$ - $NTU$ 模型<sup>[10]</sup>,还有一些改进的模型<sup>[11,12]</sup>。文献[11]提出了基于 $\varepsilon$ - $NTU$ 与节能方程的改进相关性的冷却塔性能预测模型,简化了冷却塔的性能预测。文献[12]提出了一个基于能量平衡原理的模型,无需迭代计算即可预测传热,出水温度的平均预测误差在 $0.5^{\circ}\text{C}\sim 0.7^{\circ}\text{C}$ 之间。上述研究主要针对的是冷却设备中的传热分析,并未考虑冷却水系统管路与环境之间换热对系统的影响。一些学者对管道内的流动换热、隧道传热等方面开展相关研究。文献[13]介绍了一种用于下水道管网热-水力分析的分布式传热模型,对影响下水道热动力学的主要参数进行研究。文献[7]基于边界层理论建立了粗略的对流传热系数模型,计算了空气和隧道的有效传热性能。文献[14]以实际地铁

隧道物理模型为基础建立了隧道围岩简化 $RC$ 传热模型,该模型能与TRNSYS等热湿模拟软件包集成,更方便快捷地进行热特性计算与分析,并用于工程设计指导与参考。文献[15]提出了一种深埋地下隧道的快速传热传质计算模型,能准确预测地下交通隧道空气温度的变化。这些文献对通廊围壁或管道流体换热研究有一定的参考价值,但不足以支撑对管道通廊中冷却水系统的综合换热特性的深入研究,模型的建立、耦合及边界的确定均存在较大的困难。

深部地铁车站管道通廊的长度较长,围岩土体蓄放热特性对土壤温度影响较大<sup>[16,17]</sup>。在实际空调运行过程中,冷却水在流动过程中会受到多种因素的影响,如通廊内部的空气流动、通廊围壁周围土壤温度等,其最终的供回水温度存在一定的动态特性,这将影响冷却塔及冷水主机等主要空调设备的运行状态与性能参数,进而影响系统能效。因此,进行准确的传热分析有助于预测冷却水进入冷却塔或冷水机组前的温度,更好地对冷却水系统的相关运行参数进行优化控制,保证系统关键设备能够在最佳工作条件下运行,从而降低能源消耗,提升系统整体的性能。本文提出考虑管道通廊围壁、通廊内部空气、冷却水管路及内部流体在内的耦合简化传热模型和计算方法,并以实际案例为背景进行模拟计算,分析不同工况下冷却水的温度变化和换热量,以便为后续深部地铁车站冷却水系统的优化控制研究提供理论指导和技术支持。

## 1 管道通廊内冷却水传热过程分析

与一般的冷却水系统相比,深部地铁车站空调水系统的冷却水需要通过百米长的通廊后才能进入地面上的室外冷却塔,经冷却后又经过通廊被送回冷水机组中。在管道通廊中,冷却水管道中的水温会受到多种因素的影响,在通廊出口处的水温可能会升高或降低,进而对冷却塔和冷水机组的运行造成影响。为了更好地对冷却塔和冷水机组的运行效果进行优化,需要对冷却水在管道通廊中的传热过程进行分析,以便于研究经过通廊后水管中冷却水的温度变化以及换热情况。

在管道通廊中,冷却水的传热过程如图1所示,当水在管道中流动时,水体与管壁之间通过对流进行换热,同时冷却水管管壁又与通廊内的空气

发生热对流。除此之外，通廊内的空气与通廊围壁之间也有对流换热。因此，在分析管道通廊内冷却水传热过程时还需要考虑到通廊围壁传热对通廊空气温度的影响，才有利于更好分析通廊空气与冷却水之间的传热。

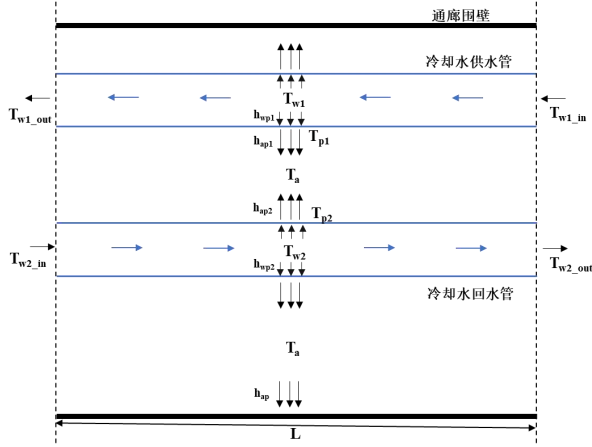


图 1 冷却水传热过程示意图

Fig.1 Schematic diagram of the cooling water heat transfer process

## 2 管道通廊简化传热模型

### 2.1 冷却水管传热简化模型

以冷却水供水管路为例，采用一个 2R1C 模型来表示冷却水供水管的传热过程，如图 2 所示。该模型将冷却水供水管中的水体当成一个整体，采用  $T_{w1}$  来表示其平均水温，建立了通廊进口处冷却水供水管的水体温度  $T_{w1\_in}$  与冷却水供水管道的管壁温度  $T_{p1}$  的关系。

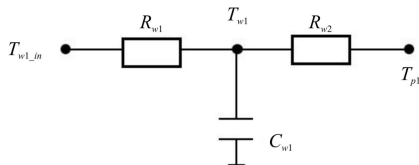


图 2 冷却水供水管 RC 模型

Fig.2 RC Model of the Cooling Water Supply Pipeline

根据冷却水供水管中水体的能量守恒可以得到热平衡方程如式 (1) 所示。冷却水供水管中水体的热容根据式 (2) 计算。

$$C_{w1} \frac{dT_{w1}}{dt} = M_{w1} c_{p,w} (T_{w1\_in} - T_{w1\_out}) + h_{wp1} A_{w1} (T_{p1} - T_{w1}) \quad (1)$$

$$C_{w1} = \frac{\pi d_{w1}^2 L_{w1}}{4} \rho_w c_{p,w} \quad (2)$$

式中： $C_{w1}$  为冷却水供水管道中水体的热容，

$J/^\circ C$ ； $T_{w1}$  为冷却水供水管道中水体的平均温度， $^\circ C$ ； $T_{w1\_in}$  为通廊进口处冷却水供水管的水体温度， $^\circ C$ ； $T_{w1\_out}$  为通廊出口处冷却水供水管的水体温度， $^\circ C$ ； $T_{p1}$  为冷却水供水管的管壁温度， $^\circ C$ ； $M_{w1}$  为水流的质量流量， $kg/s$ ； $h_{wp1}$  为水与供水管道管壁的对流换热系数， $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ； $A_{w1}$  为冷却水供水管道的内表面面积， $m^2$ ； $\rho_w$  为水的密度， $kg/m^3$ ； $c_{p,w}$  为水的比热， $J/(kg \cdot ^\circ C)$ ； $d_{w1}$  为冷却水供水管道的直径， $m$ ； $L_{w1}$  为在通廊中的冷却水供水管道的长度， $m$ 。

在稳态传热情况下，根据热量平衡，由水流带走的热量等于管壁与水体的换热，可以得到式 (3)。

$$M_{w1} c_{p,w} (T_{w1\_in} - T_{w1\_out}) = -h_{wp1} A_{w1} (T_{p1} - T_{w1}) \quad (3)$$

在  $\varepsilon$ -NTU 方法中， $\varepsilon$  代表实际热交换量与最大热交换量的比值。在稳态条件下，管道壁面的平均温度  $T_{p1}$  与通廊进口处冷却水供水管的水体温度  $T_{w1\_in}$  之差为冷却水管道中水体可能发生的最大温差。因此，可根据式 (4) 利用  $\varepsilon_{w1}$  计算通廊进口处冷却水供水管的水体温度  $T_{w1\_in}$  与通廊出口处冷却水供水管的水体温度  $T_{w1\_out}$  之间的温差。

$$T_{w1\_in} - T_{w1\_out} = \varepsilon_{w1} (T_{w1\_in} - T_{p1}) \quad (4)$$

将式 (4) 带入式 (3) 中，公式可以变换为式 (5)。根据该式可推导得到计算管道 2R1C 模型中参数  $R_{w1}$ 、 $R_{w2}$  的公式如式 (6) 所示。

$$\frac{T_{w1\_in} - T_{p1}}{1/(\varepsilon_{w1} M_{w1} c_{p,w})} = \frac{T_{w1} - T_{p1}}{1/(h_{wp1} A_{w1})} \quad (5)$$

$$R_{w1} = \frac{1}{\varepsilon_{w1} M_{w1} c_{p,w}} - \frac{1}{h_{wp1} A_{w1}}, R_{w2} = \frac{1}{h_{wp1} A_{w1}} \quad (6)$$

式中： $R_{w1}$ 、 $R_{w2}$  为模型不同位置的水体热阻， $K/W$ 。

考虑动态过程，管道 2R1C 中的节点  $T_{w1}$  的能量守恒方程就可以表示为式 (7)。

$$C_{w1} \frac{dT_{w1}}{dt} = \frac{T_{w1\_in} - T_{w1}}{R_{w1}} + \frac{T_{p1} - T_{w1}}{R_{w2}} \quad (7)$$

计算  $R_{w1}$ 、 $R_{w2}$  过程中，冷却水与供水管道管壁之间的对流换热系数  $h_{wp1}$  的公式如式 (8) 示。冷却水供水管的传热过程可以近似地看作是一端发生相变而另一端没有相变的换热过程来处理，因此， $\varepsilon_{w1}$  可根据式 (9) 计算得到。其中， $NTU$  代传热系数与流体较小热容量的比值。在冷却水供水管的传热过程中，冷却水的热容量较小， $NTU_{w1}$  可根据式 (10) 计算。

$$h_{wp1} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \frac{\lambda_{w1}}{d_{w1}} \quad (8)$$

$$\varepsilon_{w1} = 1 - e^{-NTU_{w1}} \quad (9)$$

$$NTU_{w1} = \frac{h_{wp1} A_{w1}}{M_{w1} c_{p,w}} \quad (10)$$

式中:  $\lambda_{w1}$  为冷却水供水管中的水体热导率, W/(m·K); Nu、Re、Pr 为努谢尔特数、雷诺数、普朗特数。

另外, 节点热流平衡方程 (7) 中还存在  $T_{w1}$ 、 $T_{p1}$  两个未知参数, 需要用已知参数和节点处的温度参数来表示  $T_{p1}$ , 以便对整个方程进行求解得到  $T_{w1}$  的值。冷却水供水管的管壁与水体的换热等于水管管壁与隧道内空气的换热, 因此可根据式 (11) 推导得到式 (12) 来表示  $T_{p1}$ 。

$$h_{wp1} A_{w1} (T_{w1} - T_{p1}) = h_{ap1} A_{w1} (T_{p1} - T_a) \quad (11)$$

$$T_{p1} = \frac{h_{wp1} T_{w1} + h_{ap1} T_a}{h_{wp1} + h_{ap1}} \quad (12)$$

式中:  $h_{ap1}$  为通廊空气与供水管道管壁的对流换热系数, W/(m<sup>2</sup>·K);  $T_a$  为通廊空气的平均温度, °C。

将式 (12) 代入节点方程中进行替换, 经过微分方程求解后可得到冷却水供水管中水体的平均温度  $T_{w1}$ , 然后可得到管道壁面的平均温度  $T_{p1}$ , 进一步再由式 (13) 计算通廊出口处冷却水供水管的水体温度  $T_{w1\_out}$ 。

$$T_{w1\_out} = T_{w1\_in} - \frac{h_{wp1} A_{w1} (T_{w1} - T_{p1})}{M_{w1} c_{p,w}} \quad (13)$$

类似地, 冷却水回水管的传热过程同样可采用 2R1C 模型来表示, 其中模型的进水温度为冷却塔出水温度, 模型的出水温度为主机进水温度。其他参数如对流换热系数、流量与供水管一致, 这里不再赘述。

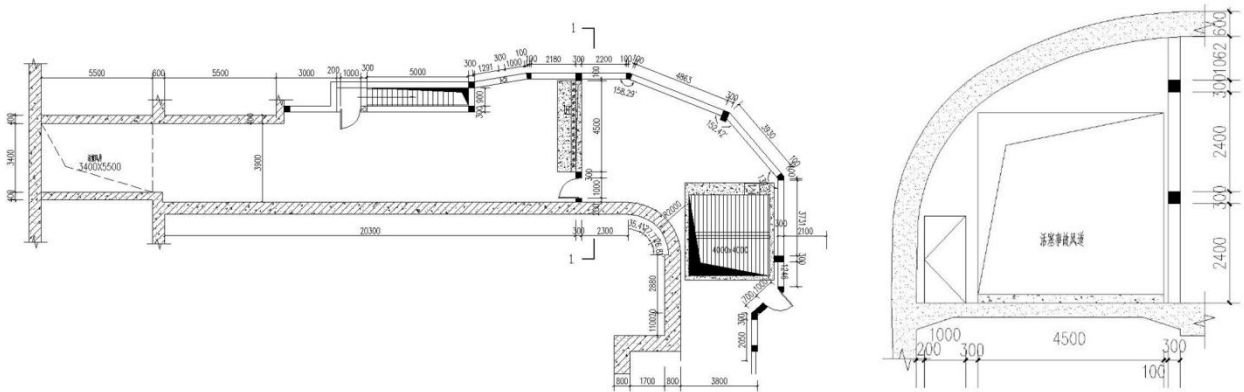
其中, 通廊空气与供水管道管壁的对流换热系数、通廊空气与回水管道管壁的对流换热系数、空气与通廊围壁的对流换热系数由式 (14) 计算得出。

$$h \begin{cases} 3.5 & V \leq 1.35 \\ 1.8 + 3.8V & 1.35 < V < 4.5 \\ 25 & V \geq 4.5 \end{cases} \quad (14)$$

式中:  $V$  为平均风速, 根据重庆某地铁隧道活塞风的测试数据<sup>[21]</sup>可知, 隧道风速受多种因素影响, 变化规律较为复杂。因此, 本文在进行传热过程模拟时, 对通廊风速作简化处理, 取其平均值 3.2m/s 作为风速输入值。

### 2.2 管道通廊围壁简化模型

本研究以重庆某地铁站为研究对象, 对其管道通廊围壁传热模型展开研究。管道通廊分为垂直部分和水平部分, 垂直部分的截面尺寸为 5.5m×3.4m, 高度为 84m。水平部分的通廊(隧道)并不规则, 平面尺寸如图 3 (a) 所示。通廊围壁长约 119.5m, 宽度并不统一, 最宽处约 6.5m, 最窄处约 3.4m。从平面图中的 1 处作截面得到的通廊截面详细尺寸如图 3 (b) 所示。截面形状近似扇形, 宽度约为 6.1m, 高度约为 6.5m。



(a) 管道通廊平面图

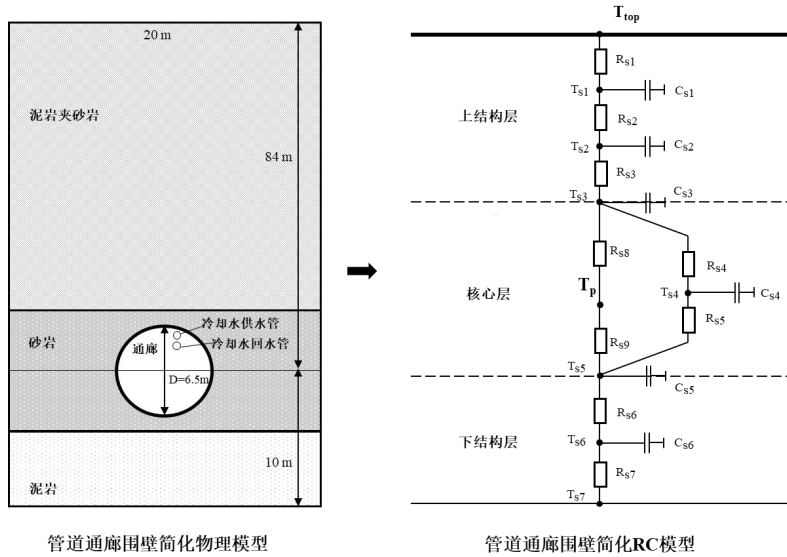
(b) 管道通廊截面图

图 3 管道通廊示意图

Fig.3 Schematic Diagram of the Pipeline Corridor

车站穿越的地层为侏罗系中统沙溪庙组砂质泥岩夹砂岩，通廊围岩以砂质泥岩为主<sup>[18]</sup>。关于通廊围岩侧土壤的物性参数，本研究参考了重庆典型地层中的土壤物性参数<sup>[19]</sup>。在分析通廊围壁与土壤、空气等之间的热交换时，主要考虑地面及通廊围壁的纵向方向上的传热。除了与土壤进行传热外，通廊围壁还与通廊内的空气进行热交换，分析传热时主要考虑热对流方式。为了准确方便地分析冷却水管所在通廊围壁的传热特性，本文建立了如图 4 所示的管道通廊围壁简化物理模型。根据简化

前后截面周长不变的原理对管道通廊进行简化。 $5.5\text{m}\times 3.4\text{m}$  的方形截面为通廊截面最窄处，简化后直径为  $5.7\text{m}$ ，而通廊截面最宽处简化后直径为  $7.3\text{m}$ 。取两者的平均值，也就是  $6.5\text{m}$  作为模型的通廊直径。经过恒温层分析以及管道通廊表面热响应频域特性的探讨<sup>[15]</sup>，合理确定了简化物理模型的尺寸。参照实际物理模型，将通廊中心到地面的距离设为  $84\text{m}$ ，而通廊中心至土壤底部的尺寸以及通廊中心至土壤模型左右两端的尺寸均被设定为  $10\text{m}$ 。



管道通廊围壁简化物理模型

管道通廊围壁简化RC模型

图 4 管道通廊围壁简化模型

Fig.4 Simplified Model of the Pipeline Corridor Enclosure Wall

本文采用文献的建模方法<sup>[14]</sup>，建立管道通廊围壁简化 RC 模型。以地面和土壤底部为界限，将管道通廊围壁物理模型分为上结构层、核心层、下结构层三个部分。根据上述划分方法建立管道通廊围壁的简化热网模型（RC 模型），如图 4 所示。上结构层较厚，故采用 3R2C 形式对其传热进行分析。下结构层采用 2R1C 形式的 RC 结构。相比与上、下结构层，简化模型的核心层还有中间的通廊部分。根据上述原则进行划分，可得到简化模型各个节点热流平衡方程如式（15）—（20）所示。

$$C_{s1} \frac{dT_{s1}}{dt} = \frac{T_{top} - T_{s1}}{R_{s1}} + \frac{T_{s2} - T_{s1}}{R_{s2}} \quad (15)$$

$$C_{s2} \frac{dT_{s2}}{dt} = \frac{T_{s1} - T_{s2}}{R_{s2}} + \frac{T_{s3} - T_{s2}}{R_{s3}} \quad (16)$$

$$C_{s3} \frac{dT_{s3}}{dt} = \frac{T_{s2} - T_{s3}}{R_{s3}} + \frac{T_{s4} - T_{s3}}{R_{s4}} + \frac{T_p - T_{s3}}{R_{s8}} \quad (17)$$

$$C_{s4} \frac{dT_{s4}}{dt} = \frac{T_{s3} - T_{s4}}{R_{s4}} + \frac{T_{s5} - T_{s4}}{R_{s5}} \quad (18)$$

$$C_{s5} \frac{dT_{s5}}{dt} = \frac{T_{s4} - T_{s5}}{R_{s5}} + \frac{T_p - T_{s5}}{R_{s9}} + \frac{T_{s6} - T_{s5}}{R_{s6}} \quad (19)$$

$$C_{s6} \frac{dT_{s6}}{dt} = \frac{T_{s5} - T_{s6}}{R_{s6}} + \frac{T_{s7} - T_{s6}}{R_{s7}} \quad (20)$$

式中： $T_{top}$  为地面的温度， $^{\circ}\text{C}$ ； $T_p$  为通廊内壁的内表面温度， $^{\circ}\text{C}$ ； $R_{s1}\sim R_{s9}$  均为模型不同位置的土壤热阻， $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ； $C_{s1}\sim C_{s6}$  为对应土壤热容， $\text{J}/\text{K}$ 。

简化 RC 模型的传热特性主要由其热阻和热容决定，一旦这两个参数被确定，即可准确描述对应的传热系统性能。通廊围壁简化模型各结构层的 R、C 参数值的确定参照文献<sup>[17]</sup>中的方法进行计算，计算得到的结果如表 1 所示。

表 1 RC 参数计算结果

Table 1 Calculation Results of RC Parameters

上结构层参数				
$RS_1/(K/W)$	$RS_2/(K/W)$	$RS_3/(K/W)$	$CS_1/(J/K)$	$CS_2/(J/K)$
0.0025	0.8812	0.8812	$5.5717 \times 10^6$	$3.9002 \times 10^9$
核心层参数				
$RS_4/(K/W)$	$RS_5/(K/W)$	$RS_8/(K/W)$	$RS_9/(K/W)$	$CS_3/(J/K)$
0.0228	0.2284	0.6928	0.0034	$8.3096 \times 10^7$
下结构层参数				
$RS_6/(K/W)$	$RS_7/(K/W)$	$CS_6/(J/K)$	$RS_6/(K/W)$	$RS_7/(K/W)$
0.1559	0	$2.6449 \times 10^8$	0.1559	0

2.3 通廊围壁与冷却水管耦合模型

隧道内换热过程一般包括热传导、热对流及热辐射等过程, 目前文献研究在考虑隧道内部物体的换热时, 往往仅考虑了物体导热及空气对流换热过程, 忽略围岩内壁辐射换热<sup>[22-24]</sup>。文献[22]分析地铁隧道衬砌内毛细管前端换热器 (CHE) 在全年典型运行工况下的传热特性, 其换热模型考虑了隧道空气与隧道壁面的对流换热、CHE 内水与其内壁面的对流换热、CHE 管壁及围岩的导热, 并对隧道内表面辐射换热进行了忽略。文献[23]评估地铁隧道岩土体取热蓄冷系统运行效果, 并分析水流速和系统运行模式对岩土体温度的影响, 换热过程包括围岩与混凝土管片的导热、热交换管壁与混凝土

管片热传导、热交换管内流体与热交换管壁对流换热、洞内空气与隧道内壁对流换热等, 也对围岩内表面的辐射换热进行了忽略。这些文献在分析隧道内管道换热过程时, 均只考虑导热与对流换热。在本文研究中, 当空气在通廊中流动时, 冷却水管管壁与通廊内的空气之间发生对流换热并起主导作用, 通风廊道内壁温度与水管管壁温度差较小, 本研究在分析冷却水的传热过程中主要考虑热对流方式, 即与通廊内的空气进行换热, 故可通过通廊空气将上述简化模型耦合在一起并进行求解。将隧道空气 RC 模型与通廊围壁 RC 模型、冷却水供水管 RC 模型、冷却水回水管 RC 模型耦合可得到如图 5 所示的管道通廊 RC 模型。

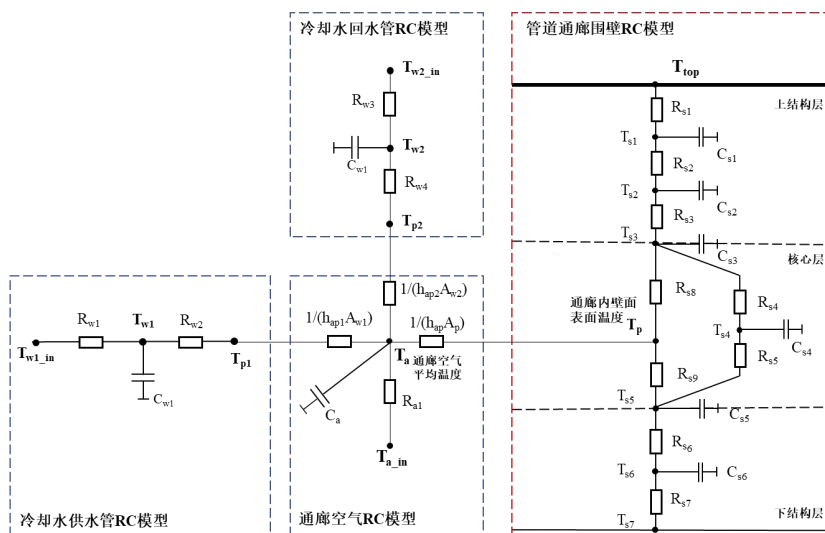


图 5 管道通廊 RC 模型

Fig.5 RC Model of the Pipeline Corridor

在管道通廊 RC 模型中, 节点热流平衡方程的数量和未知参数的数量相同时即可求解得到各个

节点的温度值, 然而方程中除了节点处的温度参数是未知参数外, 还存在  $T_p$ 、 $T_{p1}$ 、 $T_{p2}$  等 3 个未知参

数,故需要用已知参数和节点处的温度参数来表示上述 3 个参数,以便对整个模型进行求解。求解  $T_{p1}$ 、 $T_{p2}$  的公式如式 (12)、式 (21) 所示。通廊壁面温度  $T_p$  处的热流平衡方程如式 (22) 所示。

$$T_{p2} = \frac{h_{wp2}T_{w2} + h_{ap2}T_a}{h_{wp2} + h_{ap2}} \quad (21)$$

$$\frac{T_{s3} - T_p}{R_{s8}} + \frac{T_{s5} - T_p}{R_{s9}} + \frac{T_a - T_p}{1/(h_{ap}A_p)*L_p} = 0 \quad (22)$$

再根据上述公式进行变换即可得到求解  $T_p$  的公式如式 (23) 所示。将这些公式代入节点方程中进行替换,经过微分方程求解后可得到各个节点处的温度值,进一步还可求解得到其他未知参数。

$$T_p = \frac{L_p R_{s9} T_{s3} + L_p R_{s8} T_{s5} + h_{ap} A_p R_{s8} R_{s9} T_a}{L_p R_{s8} + L_p R_{s9} + h_{ap} A_p R_{s8} R_{s9}} \quad (23)$$

式中:  $T_a$  为通廊空气的平均温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $h_{ap}$  为空气与通廊围壁的对流换热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ;  $A_p$  为通廊的内表面面积,  $\text{m}^2$ ;  $L_p$  为通廊的长度,  $\text{m}$ ;  $D_p$  为简化后的通廊直径,  $\text{m}$ 。

一般情况,可以采用一个 2R1C 模型来表示通廊空气的传热。然而,此模型中,通廊空气又与冷却水供、回水管的管壁有传热过程,需要在空气节点处增加两个对流换热热阻表示冷却水供、回水管与隧道空气之间的传热。因此,通廊内空气平均温度  $T_w$  的节点平衡方程如式 (24) 所示。其中,参数  $R_{a1}$  的公式如式 (25) 所示。

$$C_a \frac{dT_a}{dt} = \frac{T_{a,in} - T_a}{R_{a1}} + \frac{T_p - T_a}{1/(h_{ap}A_p)} + \frac{T_{p1} - T_a}{1/(h_{ap1}A_{w1})} + \frac{T_{p2} - T_a}{1/(h_{ap2}A_{w2})} \quad (24)$$

$$R_{a1} = \frac{1}{2M_a c_{p,a}} \quad (25)$$

式中:  $C_a$  为通廊中空气的热容,  $\text{J}/\text{K}$ ;  $M_a$  为通廊空气的质量流量,  $\text{kg}/\text{s}$ ;  $c_{p,a}$  为通廊空气的比热,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

### 3 管道通廊传热模拟实现

在 TRNSYS 软件中,将上述管道通廊的简化 RC 模型编写成一个新的模块。该模块可根据实际管道通廊的尺寸、位置以及所处位置的气象参数,设置模块中的常量参数、输入参数等,模拟分析不同条件下管道通廊内的传热情况。模块中的常量参数有比热、密度、长度、直径、内表面面积等,可

根据实际系统获得相关数值。模型的输入参数包括多个变量,如:冷却水流量、进入通廊前的冷却水温度、空气质量流量、通廊空气进口温度、通廊风速、地面温度等。将管道通廊传热计算模块与输入、输出模块连接起来,然后搭建模拟管道通廊内冷却水管传热情况的模拟平台界面,可用于分析冷却水管道经过通廊的传热情况以及温度变化。输入边界条件及相关参数,经 RC 模型的微分方程求解之后,可以得到冷却水管出通廊后的温度、空气温度以及水管与空气的换热量。

## 4 管道通廊冷却效果分析

### 4.1 边界条件描述

本文选取的地铁站在夏季开启空调的时间为 6 月 1 日到 10 月 1 日,故对管道通廊中冷却水管道的传热过程进行全年模拟分析时,只选取 6~9 等 4 个月份的室外空气温度作为边界条件,空气温度如图 6 所示。室外空气的最高温度在 7、8 月份,最高气温为  $36.5^{\circ}\text{C}$ 。通廊内的空气主要来自隧道,其初始温度与隧道空气温度一致。受活塞效应的影响,隧道空气温度与室外空气温度并不一致,其温度可根据文献[20]中的地铁隧道围岩传热模型进行计算。在分析管道通廊中冷却水管道的传热过程时,同样只选取 6~9 等 4 个月份的通廊进口空气温度作为边界条件,计算得到通廊进口空气温度如图 6 所示。

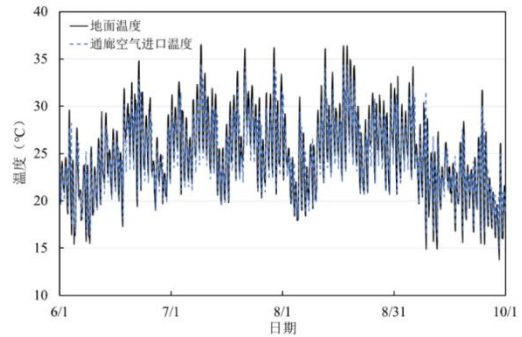


图 6 地面温度及通廊空气进口温度

Fig.6 Ground Temperature and Air Inlet Temperature of the Pipeline Corridor

为简化研究,假定冷却水供水管入口水温(即主机出水温度)为  $37^{\circ}\text{C}$ ,回水管入口温度(即冷却塔出水温度)为  $32^{\circ}\text{C}$  恒定,冷却水供、回水管中的水流量均为  $22\text{kg}/\text{s}$ (管径为  $200\text{mm}$ )。关于

土壤的初始温度, 本文参考重庆某地温监测系统监测得到的不同深度的土壤温度值用于土壤中各节点处的温度初始值设置<sup>[14]</sup>。

## 4.2 结果分析

在 TRNSYS 中进行模拟计算, 模拟得到的结果如图 7~图 9 所示。由图 7 可知, 冷却水供水管经过通廊后其出水温度在 36.76~36.97℃ 间波动, 说明冷却水供水管在供冷季会向通廊空气散热, 散热量的大小受室外空气温度影响。

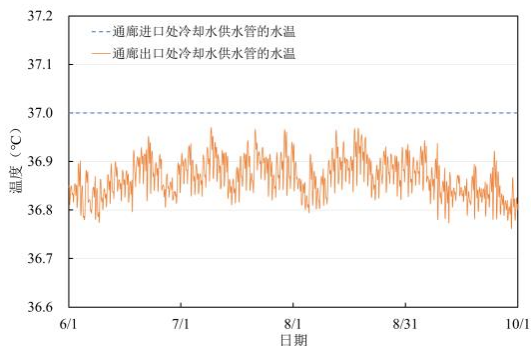


图 7 冷却水供水管在通廊进、出口处的水温变化

**Fig.7 Temperature Profile of the Cooling Water Supply Pipe at the Inlet and Outlet of the Pipeline Corridor**

图 8 为冷却水回水管经过通廊后的温度变化, 其温度波动范围是 31.82~32.03℃。可以看到, 在大部分时刻, 冷却水温度低于冷却水回水管入口温度 (32℃), 即冷却水向通廊内空气散热。

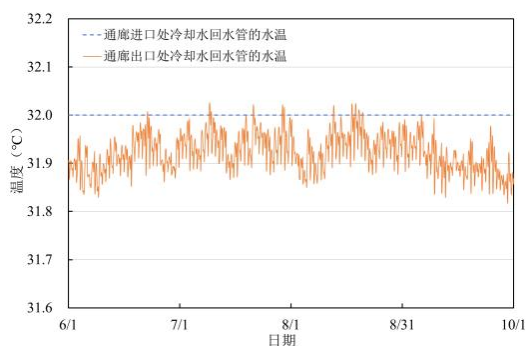


图 8 冷却水回水管在通廊进、出口处的水温变化

**Fig.8 Temperature Profile of the Cooling Water Return Pipe at the Inlet and Outlet of the Pipeline Corridor**

冷却水供、回水管经过通廊后的温差变化如图 9 所示。冷却水供、回水管的温差变化趋势与通廊空气进口温度的变化趋势相反, 当通廊空气进口温度越低时, 冷却水供、回水管的温差越大, 管道通

廊的冷却效果越好。冷却水供水管经过通廊后的温降最高达 0.24℃, 而冷却水回水管最高达 0.18℃。研究结果进一步表明, 冷却水系统在经过较长的管道通廊后, 进一步提高冷却水整体的供回水温差, 提高系统能效。

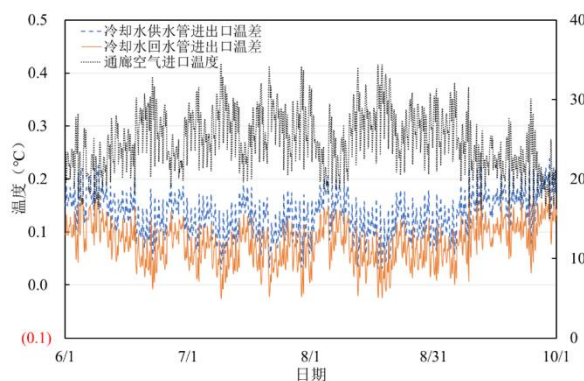


图 9 冷却水供、回水管中水的通廊进出口处温差

**Fig.9 Temperature Difference of the Water in Cooling Water Supply and Return Pipes at the Inlet and Outlet of the Pipeline Corridor**

在供冷季, 冷却水供水管始终向管道通廊放热, 最高可达 22.0kW。冷却水回水管大部分时段向管道通廊放热, 平均放热量为 7.1kW。总的来看, 管道通廊对冷却水管中的水体有一定的冷却效果, 冷却水供、回水管在通廊中的总散热量最高时可达 38.9kW, 平均散热量大 19.4kW, 这一部分散热量可用于冷却塔散热量的补充, 可进一步提高冷却水系统的散热能力。

## 5 结论

本文对深部地铁车站管道通廊内的冷却水传热过程进行了深入分析, 以实际管道通廊为原型, 建立了冷却水管和管道通廊围壁简化传热模型, 然后利用通廊空气节点模型构建通廊围壁与冷却水之间的耦合模型, 并详细描述了求解流程。耦合后的管道通廊简化传热模型能够综合考虑冷却水流动和通廊围壁对传热过程的影响, 为分析冷却水在管道通廊的冷却效果提供了重要的分析工具。进一步以具体地铁车站为例, 对车站供冷季下冷却水系统在管道通廊的冷却效果进行了模拟分析。结果表明: 在供冷季期间, 当冷却水供水温度为 37℃、冷却水回水温度为 32℃、冷却水流量为 22kg/s 时, 冷却水供水管经过通廊后的温降最高可为 0.24℃,



而冷却水回水管最高可为  $0.18^{\circ}\text{C}$ ，冷却水供、回水管在通廊中的总散热量最高时可达  $38.9\text{kW}$ ，管道通廊对冷却水系统散热有一定的促进作用。本文研究成果可为地铁车站长管道通廊下冷却水系统优化控制运行提供参考。

### 参考文献:

- [1] 易京凤,邓志辉.与地铁结构共建综合管廊通风散热研究[J].制冷与空调,2022,36(4):643-649
- [2] 谷雅秀,马壮壮,王鼎元,等.寒冷地区地铁站秋冬季热湿环境与热舒适实测分析:以西安地 2 号线为例[J].建筑科学,2023,39(4):70-80
- [3] 谷雅秀,翟彤,潘嵩,等.长春地铁热环境与热舒适实测分析[J].都市轨道交通,2019,32(5):25-32
- [4] 刘一杨,鲁德欣,王源.超深地铁车站建筑疏散要点初探[J].中国设备工程,2023,(24):191-193
- [5] 熊武标,冯炼,刘江,等.重庆深埋地铁车站公共区环境实测研究[J].制冷与空调,2019,33(1):82-86
- [6] 王威,姜建中,叶茂林,等.温湿度独立控制空调系统在地下工程中的节能模拟研究[J].制冷与空调,2022,36(6):903-908,962
- [7] 刘冰,李坤.高铁地下站内气流流动对空调系统的影响研究[J].制冷与空调,2022,36(2):237-242
- [8] Guo J N, Li A Q, Zhan C, et al. Modeling effective heat transfer and ventilation in deeply buried underground tunnels[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2023,184:107949
- [9] 苏祖坚,伏龙,丁国良,等.螺杆冷水机组稳态仿真[J].低温工程,2002,(1):53-60
- [10] Jaber H, Webb R. Design of cooling towers by the effectiveness-NTU method[J]. J Heat Tran, 1989,111: 837-843
- [11] Khamis Mansour M, Hassab M A. Innovative correlation for calculating thermal performance of counterflow wet-cooling tower[J]. Energy, 2014,74:855-862
- [12] Bornman W, Dirker J, Arndt D C, et al. Operational energy minimisation for forced draft, direct-contact bulk air cooling tower through a combination of forward and first-principle modelling, coupled with an optimisation platform[J]. Energy, 2016,114:995-1006
- [13] Figueroa A, Hadengue B, Leitão J P, et al. A distributed heat transfer model for thermal-hydraulic analyses in sewer networks[J]. Water Research, 2021,204:117649
- [14] 刘俊,刘俊媛,车轮飞,等.地铁隧道围岩简化模型研究[J].制冷与空调,2022,36(4):570-577
- [15] Mao H Z, Gao X K, Liu Y A, et al. Fast calculation model for heat and mass transfer in a deep-buried underground air tunnel using Z-transfer coefficient method[J]. Energy and Buildings, 2021,247:111139
- [16] 王丽慧,尹立元,胡田伟,等.地铁车站围岩蓄放热特性实测研究[J].暖通空调,2023,53(4):93-99
- [17] 王丽慧,张娜,杜志萍,等.地铁隧道围岩土体各影响因素显著性研究[J].制冷学报,2019,40(4):135-143.
- [18] 黄木田,巩天才,于金龙,等.深埋大断面地铁车站双侧壁导坑核心岩直立开挖施工技术研究[J].土木工程, 2019,8(1):144-152
- [19] 周世玉.重庆典型地层热物性及地源热泵系统运行特性[D].重庆:重庆大学,2016
- [20] 刘俊媛.地铁区间隧道传热特性研究[D].武汉:华中科技大学,2022
- [21] 卢昌宪.重庆地铁六号线隧道运营通风系统实测和数值模拟研究[D].成都:西南交通大学,2018
- [22] 姚曙光,夏才初.地铁隧道岩土体取热蓄冷系统的效果及参数分析[J].施工技术 2024,53(5):83-89.
- [23] 毕金锋,姜弘,丁文其,等.能源隧道换热过程中的地层热补给能力研究[J].隧道建设,2023,43(S1):163-170.
- [24] 季永明,吴汶泽,胡松涛,等.地铁隧道衬砌内毛细管换热器传热特性分析[J].建筑科学,2022,38(4):183-189.