文章编号:1673-9469(2021)03-0097-05 DOI:10.3969/j.issn.1673-9469.2021.03.014

煤矿井筒保温全风量送风系统设计及热管阻力的优化研究

白金发,鲍玲玲*

(河北工程大学 能源与环境工程学院,河北 邯郸 056038)

摘要:为了探究热管换热单元阻力特性和优化井筒保温全风量送风系统设计,建立了热管单个模块阻力分析模型,分析了不同并联模块的阻力特性,在此基础上提出了热管阻力平衡计算方法;同时分析了不同工况下,井筒不同进风口进风量的规律。结果表明:通过改变管排数量,风速分布较原设计更加均匀,阻力减少。最大风速差由2.1 m/s降低至1 m/s内,系统风速不平衡率由80%降低至20%以下。全风量送风系统运行过程中,密闭性是决定新风风道进风量的最主要因素;当辅助风道开启时,进风风量可达2 600 m^3/min,占总进风量比例26.8%。

关键词:热管换热;阻力特性;井筒保温;全风量送风系统

中图分类号:TB657.2 **文献标识码**:A

Study on the Design and Optimization of Heat Pipe Resistance of the Full Air Supply System for Shaft Insulation in Coal Mine

BAI Jinfa, BAO Lingling*

(School of Energy and Environmental Engineering, Hebei University of Engineering, Handan, Hebei 056038, China)

Abstract: In order to explore the resistance characteristics of heat exchange unit in heat pipes and optimize the design of the whole air supply system for the Mine ventilation shaft, the resistance analysis model of single module of heat pipe was established, and the wind resistance characteristics of different parallel modules were analyzed. On this basis, the resistance balance calculation method of heat pipe was proposed. At the same time, the laws of air inlet volumes in different shafts under different working conditions were analyzed. The results show that by changing the number of pipe exhaust, the distribution of wind speed is more uniform than the original design, and the resistance is reduced. The maximum wind speed difference is reduced from 2.1 m/s to 1 m/s, and the wind speed imbalance rate of the system is reduced from 80% to less than 20%. During the operation of the total air supply system, the air tightness is the most important factor to determine the fresh air intake. When the auxiliary air duct is opened, the intake air volume can reach 2600 m^3/min, accounting for 26.8% of the total intake air volume.

Key words: heat exchanger; resistance characteristic; shaft insulation; full air supply system

据《煤矿安全规程》(2016版)规定:进风井口混合送风温度必须在2 ℃以上[1],传统采用混合送风方式,即:通过室外冷风和井口加热器处理后的热风混合后送入井筒,井筒进风量具备风量大、负荷大的特点,目前热源主要为:燃煤锅炉、燃气锅炉和余热利用热泵等方式,其通过加热热水或制取蒸汽,井口加热器供水温度高于50 ℃,通过风量配比实现井口混合送风温度≥2 ℃。采用混合送风技术,当室外温度高于2 ℃时系统仍在运行,因此造成了大量能源浪费。目前低温送风技术发展尤为迅速,如:风风换热的低温热管送风方式以及大风量低温送风方式。国内外学者,针对翅片

收稿日期:2021-04-13

基金项目:河北省教育厅重点项目(ZD2018088);河北省自然科学基金资助项目(E202002052)

作者简介:白金发(1997-),男,山西长治人,硕士研究生,从事热管换热方面的研究。

*通讯作者:鲍玲玲(1982-),女,河北藁城人,博士,副教授,从事建筑节能及可持续能源利用方面研究。

型热管换热器进行了大量的实验和理论研究[2-5]，对翅片型换热器结构参数、管排间距、管排数量以及外部流场做了优化研究。但矿井回风用热管换热器整体设计和工程应用仍存在很多问题，如：截面面积过长造成风室风量分配不均、热管换热器外部流场压降不平衡等。本文，对羊场湾煤矿15、16立井井筒保温工程进风情况进行了测试，为优化系统设计提供重要的参考依据。

1 物理模型

图1为单台热管换热器侧视图，管排数10排，布置方式叉排排列，其外形尺寸及翅片参数详见图1。

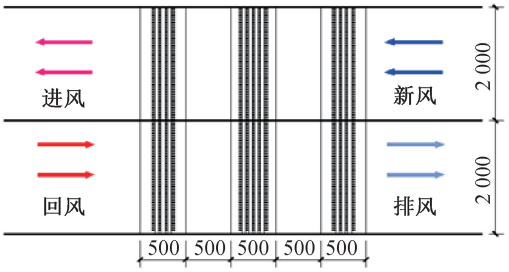


图1 热管换热器侧视图(单位：mm)

Fig. 1 The side view of heat exchanger

关于翅片型换热器的阻力，通过大量的实验研究得到了适应范围比较广的经验公式[6]

$$\Delta p = f\frac{G_{\max}}{\rho g}N \tag{1}$$

式中：Δp—阻力损失，Pa；f—摩擦阻力系数；$G_{\max}$—最窄截面处气体质量流量，kg/(m²·s)；ρ—气体密度，kg/m³；g—9.8 m/s²；N—管排数。

最窄截面处气体质量流量 $G_{\max}$ 计算公式为[6]

$$G_{\max} = \frac{Q}{A_1}\cdot\frac{A_1}{A_2} \tag{2}$$

式中：A_1—断面面积，m²；A_2—最窄截面处断面面积，m²，叉排翅片管束一般是断面面积的一半；Q—气体的质量流量，kg/s。

摩擦阻力系数 f 计算公式为[6]

$$f = 18.93\cdot\left(\frac{d_0\cdot G_{\max}}{\mu_1}\right)^{-0.316}\cdot\left(\frac{S_1}{d_0}\right)^{-0.927}\cdot\left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{0.515} \tag{3}$$

式中：d_0—基管直径，m；μ_1—气体的动力粘度，Pa·s；S_1—翅片管横向间距，m；S_2—翅片管纵向间距，m；实际阻力 $\Delta p_{实际}=\varepsilon\times\Delta p_{理论}$；$\varepsilon$—修正系数，$\varepsilon=0.54$。

2 系统设计

2.1 工艺路线

矿井乏风自扩散塔由乏风风道引入乏风等静压配风室内，伴随乏风的低焓热量经热管蒸发段吸收后，汇入乏风等静压合风室，再集中扩散排放。

室外新风负压状态进入新风等静压配风室内，与热管冷凝段进行热量交换，实现对室外新风的加热。被加热到符合温度要求的新风在新风等静压合风室内汇流，由新风风道引入井口房内，经负压作用，通过井筒送入井下，满足矿井通风量和温度要求。

为克服热管换热器的传热流通阻力，在新风等静压配风室热管换热分流通道内设置诱导平衡风机；通风量维持井口房微正压状态，不但保证矿井通风需求，而且可以避免室外空气的漏入，降低热损失。

在原有回风扩散口建设风室用于收集回风，并建设风道将矿井回风通过回风(加压)风机引入热管换热器蒸发侧换热后放散，新风侧通过新风(加压)风机送入热管换热器冷凝侧加热后送入进风井。低温热管余热回收工艺项目原理见图2。

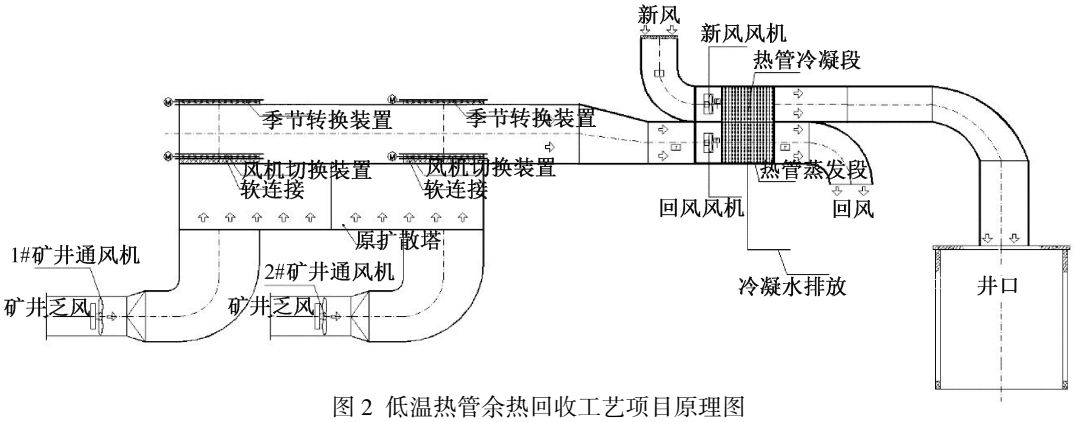


图2 低温热管余热回收工艺项目原理图

Fig. 2 The schematic diagram of waste heat recovery process in heat pipes of lower temperature

表 1 热管换热器基本参数

Tab. 1 Table of basic parameters of heat exchanger

光管外径/mm	光管内径/mm	光管壁厚/mm	翅片外径/mm	翅片厚度/mm	翅片高度/mm	翅片节距/mm
26	20	3.0	53	0.5	13.5	3.5

2.2 工程设计

羊场湾煤矿 15、16 采区基本参数(2021 年 10 月实测数据):回风风量:14 400 m^3/min;回风温度 20 ℃;进风量:9 800 m^3/min;按文献[3]计算公式可得到,热管系统供热能力为 12 333 kW,考虑 1.2 倍富裕系数,井口防冻热负荷为 7 060 kW,设计满足室外极端环境温度-27.2 ℃,进风温度≥2 ℃。

该系统核心设备为阻力平衡风机和热管换热器。目前工程选用 36 台防爆轴流风机,风压 400 Pa,风量 1 000 m^3/min。选用热管换热器 18 台,单台名义制热量 500 kW,单台热管外形尺寸:1 750 mm×4 070 mm×2 500 mm,其详细基本参数如表 1 所示。工程测试仪器如表 2 所示:

表 2 现场试验测试主要仪器汇总表

Tab. 2 Table of main instruments for field testing

仪器名称	型号	测试功能
热电偶	T 型	主要用于测量气流温湿度
多路温度测试仪	TR230X	主要用于搭配多路温度测试仪使用
HOBO 温湿度测试仪	U12-013	主要用于测量矿井回风、新风温度
毕托管倾斜微压计	YYT-2000	主要用于测量压损
智能风速风量仪	HT-628	主要用于测量风速、风量

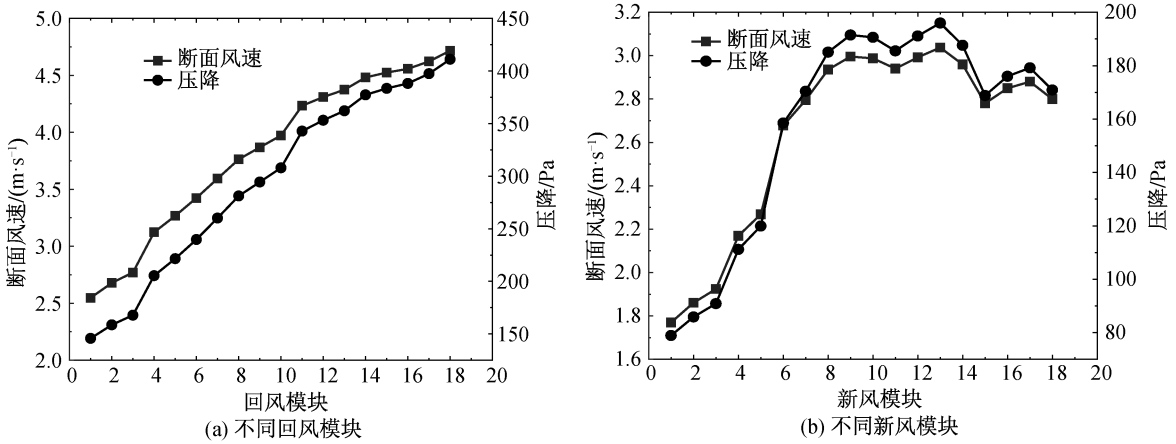
3 流动阻力分析

对低温热管送风系统进行阻力分析,研究模块断面风速和压降的变化关系,优化热管模块结构,提高换热效果。由于风室结构特性,虽然各模块结构相同,但模块风量不同,断面风速也不同。低温热管送风系统在换热平台均匀布置 18 台热管换热器,热管蒸发段位于回风风室内,冷凝段位于新风风室内。新风侧和回风侧各 18 个模块,单个模块管排数为 10 排。对新风侧、回风侧各模块断面风速和压降进行测试,绘制不同模块断面风速与压降关系曲线,如图 3 所示。

图 3(a)和图 3(b)为 2021 年 10 月,采用表 2 中的仪器对低温热管送风系统进行实测,得到回风侧和新风侧 1—18 不同模块断面风速与压降关系曲线。从图 3(a)可以看出,不同模块下,回风侧断面风速与压降之间的变化趋势趋于一致。随着回风侧断面风速的不断增加,热管换热器内部产生的压降也随之增大。当断面风速为 2.55 m/s 时,热管换热器所产生的压降为 145.81 Pa;断面风速提升到 4.72 m/s,压降达到 411.18 Pa。图 3(b)为不同模块新风侧断面风速与压降关系曲线。不同模块下,新风侧断面风速与压降的变化趋势也趋于一致。随着断面风速的增加,压降随之增大;断面风速减小时,压降也随之减小。

由图 3 可以看出,回风模块和新风模块 1—8 的断面速度均较小,即回风量和进风量均较小。风量分配很不均匀,最大风速差可达到 2.3 m/s,系统风速不平衡率超过 80%。

通过改变不同模块管排数量,对热管换热器进行重新设计,设计方案:模块 1—8 管排数量降低至 8 排管,模块 9—18 增加至 14 排管。改变管排数后,按照式(1)、(2)、(3)重新进行设计计算



(a) 不同回风模块　　(b) 不同新风模块

图 3 不同模块断面风速与压降关系曲线

Fig. 3 The relationship curves of wind speed and pressure drop at different module sections

后,计算结果如图4所示。由图4(a)和(b)可知,热管换热器改变管排数后,回风模块和新风模块风速分布更加均匀,阻力分布较原设计有所减少,综合阻力降低。从图4可发现每个模块新风和回风断面风速分布较图3均有所改善,最大风速差降低至1 m/s内,系统风速不平衡率降低至20%以下。

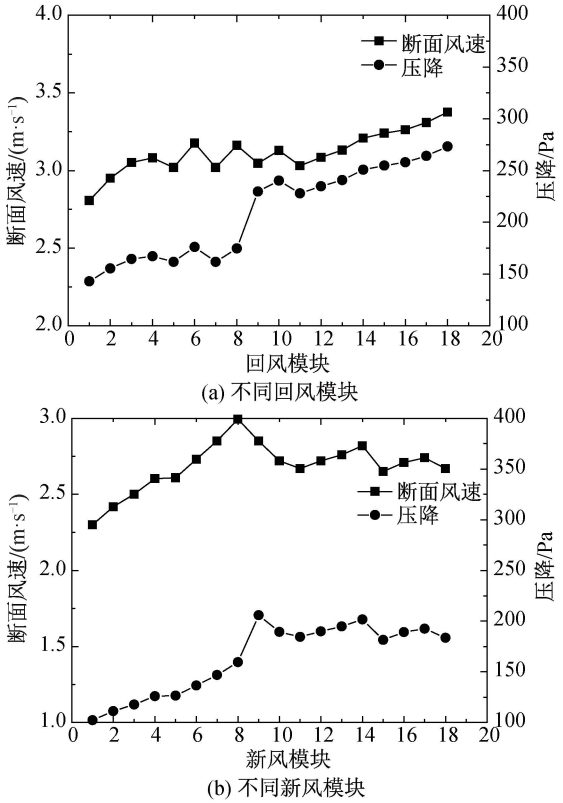


图4 不同模块断面风速与压降关系曲线

Fig. 4 The relationship curves of wind speed and pressure drop at different module sections

4 全新风送风系统风量分析

分析进风口开合以及风机启停对全新风送风系统送风风量的影响,进而优化系统设计,保证井筒送风风量及温度达到设计要求。

羊场湾15、16立井进风口的基本特征如表3所示:

表3 进风口基本参数统计表

Tab. 3 Statistical table of basic parameters of air inlet

进风口	进风口名称	断面特征/m	断面面积/m^2
G1	辅助进风风道	3×3	9
G2	西侧大门	7×4	28
G3	东侧大门	7×5	35
G4	门窗	—	6
G5	热管系统送风风道	4.1×4.1	16.8

工况1:G1—G5通风道全部打开(即:所有进风口均可进风);工况2:G1—G3关闭,风机全部开启(即:仅热管系统送风风道进风)。图5为工况1和工况2进风口进风情况对比分析图,图5(a)、(b)分别为两种工况下,进风口进风量、进风量占比分析图。由图可知,工况1情况下,进风立井依靠负压主要通过五处进风,在G1—G3进风口开启的状态下,G5进风量很小,占比不到20%;工况2立井进风依靠热管系统送风风道进风,系统投入运行后进风量9 200 m^3/min,占系统进风量的95%,但仍存在5%漏风。通过工况1和工况2对比分析可知,在G1—G3都关闭时,新风风道内的风量提高了几乎一倍。系统主要依靠进风立井负压进风。

工况3:G1—G3关闭,风机未启动;工况4:G1—G3关闭,风机开启18台。图6为工况2、3、4进风口进风情况对比分析图,工况2和工况3对比发现,G5通道内风量增加了950 m^3/min。工况3和工况4进行对比:G5通道内的进风量减少了700 m^3/min。

工况5:G1开启,G2、G3关闭。图7为工况2和工况5进风口进风情况对比分析图,G1开启后

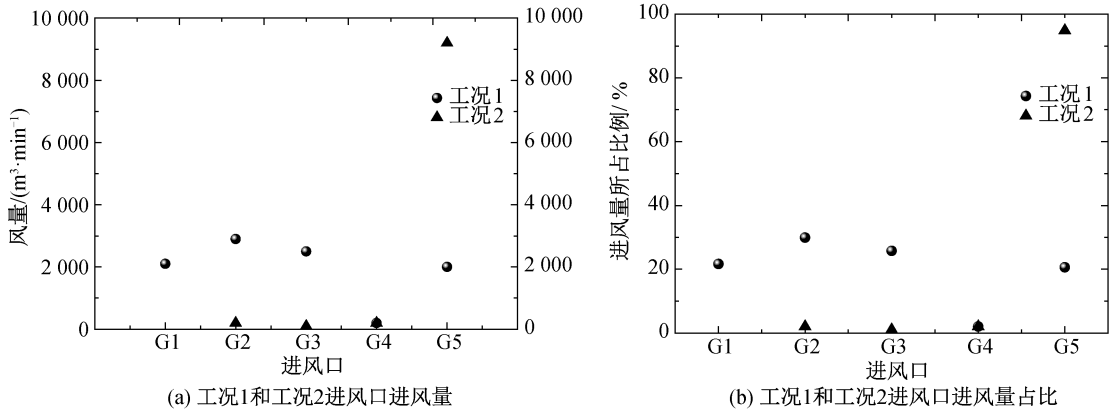
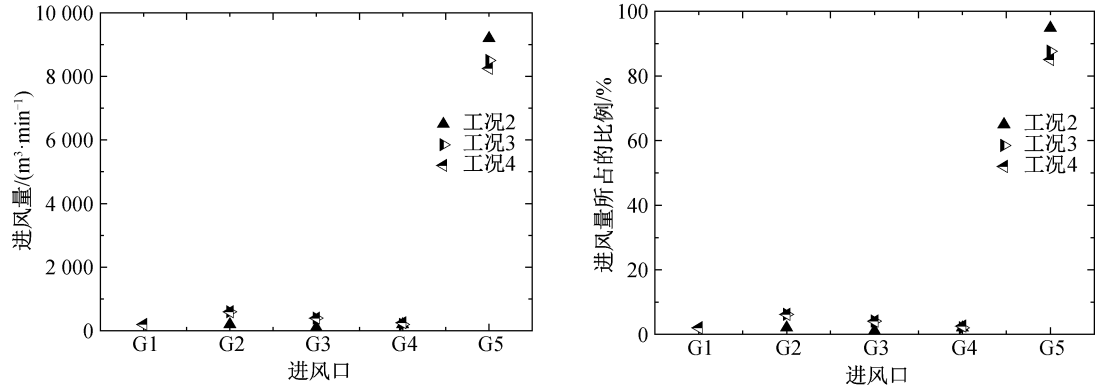


图5 工况1和工况2进风口进风情况对比分析

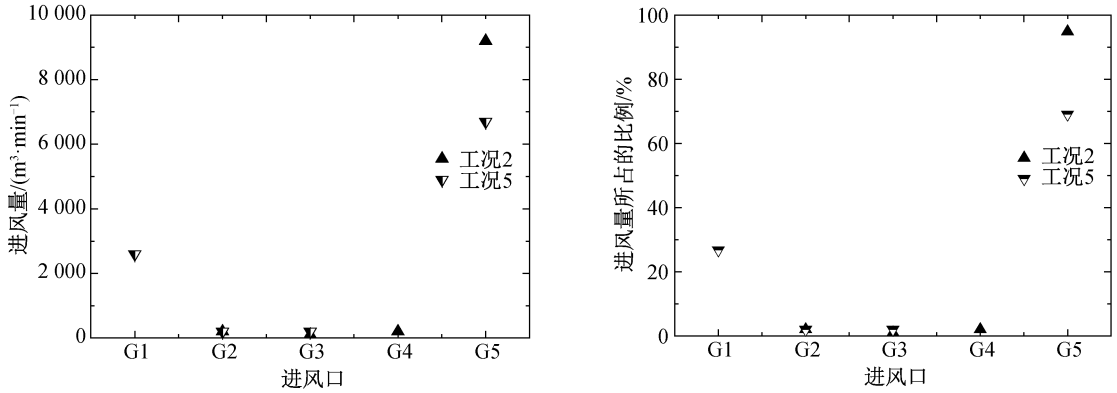
Fig. 5 The comparative analysis of air inlet conditions in condition 1 and condition 2



(a) 工况2—4进风口进风量　　(b) 工况2—4进风口进风量占比

图 6　工况 2—4 进风口进风情况对比分析

Fig. 6　The comparative analysis of air inlet conditions under different conditions



(a) 工况2和工况5进风口进风量　　(b) 工况2和工况5进风口进风量占比

图 7　工况 2 和工况 5 进风口进风情况对比分析

Fig. 7　The comparative analysis of air inlet conditions in condition 2 and condition 5

较全部关闭时,G1 通道进风量急剧上升,占总送风量的 26. 8%,同时热管送风系统送风量明显下降,降低了 2 500 m^3/min,此时 G5 送风量占比 69. 08%。G1 通道不经加热直接进入进风立井,增加了结冰的风险。

5　结论

1)通过改变管排数量,风速分布较原设计更加均匀,阻力减少。最大风速差由 2. 1 m/s 降低至 1 m/s 内,系统风速不平衡率由 80%降低至 20%以下,使系统送风效果加强。

2)影响全风量送风系统送风量的决定性因素是系统的密闭性。

3)辅助风道开启,此处进风风量较大,可达 2 600 m^3/min,占总进风量比例 26. 8%,由于辅助风道送风未经热管换热器进行加热,温度低,不利于系统送风效果,因此应避免开启辅助风道。

参考文献:

[1]姚晓晗,赵玉栋. 王庄煤矿进风立井井筒保温设计方案及投资运营分析[J]. 煤炭工程,2014,46(11):11-14.

[2]张 利,杨 昆,刘 伟. 椭圆形和圆形翅片管流动与传热的数值研究[J]. 工程热物理学报,2009(09):1571-1574.

[3]吕向阳,李亚楠,鲍玲玲. 基于热管换热技术回收矿井回风低温余热的应用研究[J]. 煤炭技术,2019,38(03):117-120.

[4]张正国,余昭胜,方晓明,等. 三维翅片管外螺旋流动传热强化[J]. 化工学报,2006(11):2531-2535.

[5]PAYAMBARPOUR S A, SHOKOUHMAND H, AHMADI M H, et al. Effect of Wetness Pattern on the FIN-TUBE Heat Exchanger Performance Under Partially WET-SURFACE Condition[J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2020:100619.

[6]方 彬. 热管节能减排换热器设计与应用[M]. 北京:化学工业出版社,2013:68-71.

(责任编辑　王利君)