

doi:10.13301/j.cnki.ct.2017.10.045

冰浆潜热输送矿井空调系统火用分析研究

董凯军^{1,2}, 刘腾庆¹, 陈照杰^{1,2}, 苏林¹

(1.中国科学院广州能源研究所, 广州 510640; 2.中国科学院大学, 北京 100049)

摘要:针对冰浆潜热输送矿井空调系统进行了设计,提出存在峰谷电价下的井上、井下设计方案。以淮南某矿井为例,根据冰浆潜热输送深井空调功能特性,将系统分为一次侧循环系统和二次侧循环系统,采用系统火用平衡分析法,代替传统的能量平衡分析法,得出了冰浆潜热矿井空调系统的火用损失分布。

关键词:冰浆;潜热输送;系统设计;火用分析

中图分类号:TD724 文献标志码:A 文章编号:1008-8725(2017)10-0113-04

Study on Exergy Analysis of Mine Air-conditioner Using Ice Slurry for Latent Heat Transportation

DONG Kai-jun^{1,2}, LIU Teng-qing¹, CHEN Zhao-jie^{1,2}, SU lin¹

(1. Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou 510640, China; 2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: A design of ice slurry mine conditioning system on ground and underground was proposed based on peak-valley price. For Huainan mine, according to the features of ice slurry mine conditioner, the system is divided into the primary and secondary circulatory system. Instead of the energy balance analysis, the exergy balance analysis obtained the exergy loss distribution of the ice slurry mine air-conditioner system.

Key words: ice slurry; latent heat transportation; system design; exergy analysis

* 广东省科技计划项目(2015B090901012;2013A011404001);广东省自然科学基金项目(2015A030310408)

若要提高定位精度,需考虑泄漏波的实际传输路径。这种情况下,泄漏源产生的声发射信号到2个传感器的传播路径由原来的直线变为螺旋线,如图1(a)所示,可设泄漏源距较远传感器的轴向距离为L,则距较近传感器的轴向距离为1000-L,设泄漏源所在母线与两传感器所在母线之间对应的圆心角为α,如图1(b)所示。根据泄漏信号的实际传播路径,结合线定位公式,通过联立以下2个方程可求得瓦斯泄漏的具体位置。管道2个不同母线位置上的传感器1的信号时延

$$\Delta t_1 = (\sqrt{L^2 + (r\alpha)^2} - \sqrt{(D-L)^2 + (r\alpha)^2}) / v \quad (2)$$

传感器2的信号时延

$$\Delta t_2 = (\sqrt{L^2 + [r(\alpha + \beta)]^2} - \sqrt{(D-L)^2 + [r(\alpha + \beta)]^2}) / v \quad (3)$$

式中 r——管道外半径,取r=84 mm;

β——两位置之间对应的圆心角,(°)。

2个不同的母线位置如图1中的位置M和位置N所示。

具体的实验验证和计算步骤为:先在管道位置M的母线上布置2个传感器S1-M和S2-M,分别距泄漏源的轴线距离为300、700 mm,即L=700 mm;互相关得到时延为91 μs;将两传感器沿周向移动一个整数值90°到位置N(沿周向移动是为了保证位置M和位置N对应的L不变)。式(3)中的“±”号表示传感器周向移动的方向,如果沿远离泄漏源的方向移动,则α增大,故应为“+”号,反之则为“-”号。由于事先并不知道泄漏源位置,故可根据前后2个

0 引言

我国预测煤炭资源总储量中53.2%储存于不同母线位置的传感器接收信号的幅值大小来判断。再对N位置上两传感器接收的信号做互相关计算,得到时延56 μs;最后将以上各参数值代入式(2)和式(3)联立求解,得L=795.7 mm,α=126°,计算出的定位点距真实泄漏源为109.3 mm,即图1中的P4位置,较原来的定位距离148.6 mm,其定位精度提高了26%,大大增加了管道泄漏检测的可靠性。

3 结语

(1)运用小波包降噪技术,提高了管道泄漏线定位的精度。

(2)结合传感器接收信号的幅值大小判断传感器的相对移动方向,通过联立2组不同位置上的传感器的线定位公式,对管道的泄漏源实现了较高精度的面定位。

(3)新算法仅采用2个传感器,避免了3个传感器算法复杂的问题,同时又降低了测试成本,精确度较高,易于实现。

参考文献:

- [1]郭寿松.一种基于超声波检测的瓦斯抽采管道检漏技术[J].矿业安全与环保,2014,41(3):88-91.
- [2]余小广,周厚权,杨利平.煤矿井下瓦斯抽采管网泄漏检测技术[J].煤矿安全,2013,44(10):75-77.
- [3]MOSTAFAPOUR A, DAVOUDI S. Analysis of leakage in high pressure pipe using acoustic emission method [J]. Applied Acoustics, 2013, 74(3):335-342.
- [4]鄂毅男,张宝琪.工业管道声发射伪定位分析[J].大庆石油学院学报,1995,19(2):83-86.

作者简介:高琳(1979-),内蒙古包头人,讲师,主要研究方向:管道泄漏检测,电子信箱:dongao521922@163.com.

责任编辑:李景奇 收稿日期:2017-02-20

1 000~2 000 m 深度,预测围岩温度为 39 ℃~45 ℃。目前我国约有 30%的煤炭开采深度进入地下千米级,使生产效率下降甚至处于停采状态,而淮南地区矿井热害尤为严重。单纯依靠机械通风隔热措施无法解决深井热害问题,必须采取人工降温技术。

本文针对冰浆潜热输送矿井空调系统进行研究,以淮南某矿井为例,进行了存在峰谷电价下冰浆潜热输送矿井空调的方案设计。此外,采用热力学火用分析法探究冰浆潜热输送矿井空调系统各环节能源品质衰减情况,建立系统火用损失模型,计算系统火用损失,得出系统火用效率的分布,为系统的节能优化提出指导。

1 空调系统方案

淮南某煤矿开采能力 300 万 t/a,井下负荷 5 500 kW,井深 1 000 m。

如图 1 所示,矿井空调分为井上循环和井下循环。井下 15 ℃的回水进入井上冷水机组,冷却至 5 ℃,送至蓄水槽与冰浆浓缩后的 0 ℃冷水混合,进入制冰主机制成 2.5 wt%的冰浆,经冰浆浓缩器浓缩至 20 wt%的高浓度冰浆输送至井下。在夜间电价低谷时,制备冰浆进行储存,在白天电力高峰段抽取冰浆送到井下供冷。

而井下供冷分为井下一次循环和井下二次循环。井下一次循环:20 wt%冰浆与井下一次循环侧部分 15 ℃回水混合,形成 0 ℃冷水,进入高低压换热器,与井下二次循环水换热供冷,生成 15 ℃回水,部分回水返回井上,另一部分再次送入井下一次循环。井下二次循环:井下二次循环水在高低压换热器中获取一次循环侧冷量,水温降至 3 ℃后,送入空冷器,供应井下冷负荷。放冷后的二次循环水升至 18 ℃。

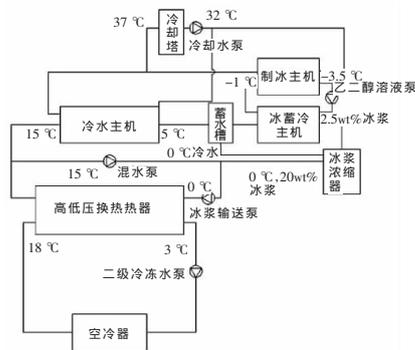


图 1 冰浆潜热输送矿井空调系统示意图

2 火用平衡分析法

在热力系统中,系统热量能转变为功的部分,称为该热量的有用能,即火用。

系统边界的输入火用

$$e_{x,in} = \sum W_i + e_{x,out} + e_q + \Pi_i \quad (1)$$

式中 W_i ——系统对外界作功;

$e_{x,out}$ ——输出火用;

e_q ——系统向环境散热中的火用;

Π_i ——系统内部火用损失。

此外,为了考察火用损分布情况,定义火用损失系数,即当前火用损失与总火用损失的比值。

2.1 系统火用平衡分析

冰浆潜热输送矿井空调系统分为一次侧循环系统和二次侧循环系统,如图 2 所示。

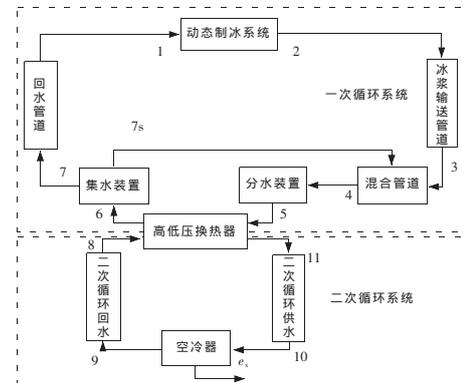


图 2 冰浆潜热输送深井空调系统火用平衡分析

根据火用平衡理论,分别列出各模块的火用平衡方程。以下各式中, h 为工质的焓值, s 为工质的熵值,下标数字对应的工质状态点如图 2 所示。

(1)动态制冰系统是冰浆潜热输送矿井空调核心模块,包括冷水机组、制冰机组、乙二醇泵、冷却水泵、冷却塔等,因而火用平衡方程

$$E_{x,1} + W_1 = E_{x,2} + E_{q1} + \Pi_1 \quad (2)$$

式中 $E_{x,1}$ ——1 入口工质携带的火用;

W_1 ——输入动态制冰系统的总功;

$E_{x,2}$ ——1 出口工质携带的火用;

E_{q1} ——系统向外界散热损失的火用;

Π_1 ——系统内部不可逆损失的火用。

对于动态制冰系统,其火用损失

$$E_{q1} + \Pi_1 = m[(h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2)] + W_1 \quad (3)$$

其中, $E_{q1} = (1 - \frac{T_0}{T_c}) Q_1$

式中 m ——系统质量流量;

T_0 ——环境温度;

T_c ——为冷凝器平均放热温度;

Q_1 ——动态制冰机组向外界散热总量。

(2)冰浆输送管道火用平衡方程

$$E_{x,2} + W_2 = E_{x,3} + E_{q2} + \Pi_2 \quad (4)$$

式中 $E_{x,2}$ ——2 入口工质携带的火用;

W_2 ——冰浆输送泵功;

$E_{x,3}$ ——2 出口工质携带的火用;

E_{q2} ——管道向外界吸热损失的火用;

Π_2 ——管道内部不可逆损失的火用。

对于冰浆输送管道,其火用损失

$$E_{q2} + \Pi_2 = m[h_2 - h_3 - T_0(s_2 - s_3)] + W_2 \quad (5)$$

其中, $E_{q2} = (\frac{T_0}{T_2} - 1) Q_2$

式中 \bar{T}_2 ——管道平均温度;
 Q_2 ——管道向外界吸热总量。

(3)混合管道是冰浆与一次循环侧部分回水混合设备,由于管程较短,混合换热快,假定为绝热混合。混合管道的火用损失主要由高、低温流体混合的不可逆性引起。其火用平衡方程

$$E_{x,3}+E_{x,7s}+W_3=E_{x,4}+\Pi_3 \quad (6)$$

式中 $E_{x,3}$ ——入口冰浆携带的火用;
 $E_{x,7s}$ ——一次循环侧部分回水携带的火用;
 $E_{x,4}$ ——出口工质携带的火用;
 W_3 ——混水泵功;
 Π_3 ——混合管道内部不可逆性损失的火用。
 对于混合管道,其火用损失

$$\Pi_3=MT_0\left[s_4-\left(\frac{m}{M}s_3+\frac{m_s}{M}s_{7s}\right)\right]+W_3 \quad (7)$$

式中 m_s ——一次循环侧部分回水的质量流量;
 M ——混合管道总质量流量。

(4)分水装置对供冷介质进行流量分配,无功率输入输出,假定分水装置绝热,不向外界散发热量,因而分水装置整体火用损失为0。

(5)高低压换热器是连接一次循环侧与二次循环侧的关键设备。在高低压换热器内,2个循环进行热交换。高低压换热器不存在功率的输入输出,由于快速换热,假定没有热量散失,因而其火用损失主要由热交换的不可逆性引起。其火用平衡方程

$$E_{x,5}+E_{x,8}=E_{x,6}+E_{x,11}+\Pi_5 \quad (8)$$

对于高低压换热器,其火用损失

$$\Pi_5=MT_0(s_6-s_5)+M^*T_0(s_{11}-s_8) \quad (9)$$

式中 M^* ——二次循环侧工质质量流量。

(6)集水装置对供冷介质进行流量汇集,无功率输入输出,假定集水器绝热,不向外界散发热量,因而集水装置整体火用损失为0。

(7)回水管道将井下回水输送至地面,其火用平衡方程

$$E_{x,7}+W_7=E_{x,1}+E_{q7}+\Pi_7 \quad (10)$$

对于回水管道,其火用损失

$$W_{q7}+\Pi_7=m[(h_7-h_1)-T_0(s_7-s_1)]+W_7 \quad (11)$$

其中, $E_{q7}=(\frac{T_0}{T_7}-1)Q_7$

式中 W_7 ——回水管道输送泵功;
 \bar{T}_7 ——回水管道平均温度。

(8)二次循环回水管道火用平衡方程

$$E_{x,9}+W_8=E_{x,8}+E_{q8}+\Pi_8 \quad (12)$$

对于二次循环回水管道,其火用损失

$$W_{q8}+\Pi_8=M^*[h_9-h_8-T_0(s_9-s_8)]+W_8 \quad (13)$$

其中, $E_{q8}=(\frac{T_0}{T_8}-1)Q_8$

式中 W_8 ——二次循环回水管道输送泵功;
 \bar{T}_8 ——二次循环回水管道平均温度。

(9)空冷器是井下的放冷设备,冷量释放到井下空间,均为有用冷量火用,不存在冷量损失,因而空冷器的火用损失主要是放冷时的不可逆性引起。

空冷器火用平衡方程

$$E_{x,10}=E_{x,9}+E_x+\Pi_9 \quad (14)$$

对于二次循环回水管道,其火用损失

$$\Pi_9=M^*[h_{10}-h_9-T_0(s_{10}-s_9)]-(\frac{T_0}{T_a}-1)Q \quad (15)$$

其中, $Q=M^*(T_9-T_{10})c_p$

式中 \bar{T}_a ——空冷器放冷平均温度;
 Q ——空冷器放出的冷量。

(10)二次循环供水管道火用平衡方程

$$E_{x,11}+W_{10}=E_{x,10}+E_{q10}+\Pi_{10} \quad (16)$$

对于空冷器,其火用损失

$$W_{q10}+\Pi_{10}=M^*[h_{11}-h_{10}-T_0(s_{11}-s_{10})]+W_{10} \quad (17)$$

其中, $E_{q10}=(\frac{T_0}{T_{10}}-1)Q_{10}$

式中 W_{10} ——二次循环供水管道输送泵功;
 E_{q10} ——供水管道吸热损失的冷量火用;
 \bar{T}_{10} ——二次循环供水管道平均温度。

2.2 系统火用平衡数据分析

系统各状态点参数如表1所示,设环境温度 $T_0=33\text{ }^\circ\text{C}$ 。

表1 系统状态参数

状态点	温度/ $^\circ\text{C}$, 含冰率	质量流量 / $\text{kg}\cdot\text{s}$	焓值 / $\text{kJ}\cdot\text{kg}$	焓值 / $\text{kJ}\cdot(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})^{-1}$
1点	15	41.5	63	0.224
2点	0,20%	41.5	-66.7	-0.244
3点	0,19.5%	41.5	-65	-0.238
4点	0	85.1	0	0
5点	0	85.1	0	0
6点	14.8	85.1	62.2	0.221
7点	14.8	41.5	62.2	0.221
7s点	14.8	44.1	62.2	0.221
8点	18	84	75.5	0.268
9点	14.3	84	60.1	0.214
10点	3.8	84	16.1	0.058
11点	3	84	12.7	0.046

系统输入功率如表2所示。

表2 系统输入功率表

子模块输入功率	数值/kW
动态制冰系统功耗 W_1	1 474
冰浆输送功耗 W_2	10
混水泵功耗 W_3	9
回水输送功耗 W_7	10
二次循环回水功耗 W_8	50.5
二次循环供水功耗 W_{10}	50.5

代入状态点参数,平均温度的取值为模块进出口温度平均值,计算得各模块火用损值、火用损失系数,如表3所示。

系统最终获得的有益火用为空冷器的冷火用

doi:10.13301/j.cnki.ct.2017.10.046

采煤工作面局部降温技术研究

苗德俊, 徐越

(山东科技大学 矿业与安全工程学院, 山东 青岛 266590)

摘要: 针对采煤工作面风温分布不均及局部温度过高问题, 提出了一种工作面局部降温技术。采用在工作面设置多个冷风口的方式对局部进行降温设计, 通过 ANSYS FLUENT 软件进行数值模拟, 对其降温效果进行验证。

关键词: 高温热害; 采煤工作面; 局部降温

中图分类号: TD727 文献标志码: A 文章编号: 1008-8725(2017)10-0116-04

Research on Local Cooling Technology of Coal Face

MIAO De-jun, XU Yue

(College of Mining and Safety Engineering, Shandong University of Science and Technology, Qingdao 266590, China)

Abstract: In view of the uneven air temperature distribution and high local temperature in coal face, a local cooling technology of coal face is put forward. Several cold wind outlets for cooling are designed to set up in local areas of coal face. Using ANSYS FLUENT software to carry on the numerical simulation, the cooling effect of local cooling design is verified.

Key words: high temperature harm; coal face; local cooling

$$E_x = \left(\frac{T_0}{T_a} - 1\right)Q = 313.5 \text{ kW} \quad (18)$$

表3 系统火用参数表

模块	火用损失/kW	火用损失系数/%
动态制冰系统	913.4	70.59
冰浆输送管道	15.6	1.21
混合管道	82.9	6.41
分水装置	0	0
高低压换热器	48.7	3.76
集水装置	0	0
回水管道	14.9	1.15
二次侧供水管道	73.3	5.66
空冷器	0.317	0.02
二次侧回水管道	144.9	11.20
总计	1 294	100

由表3可知, 冰浆潜热输送矿井空调主要火用损失在冰浆制取系统。虽然空冷器在井下释放冷量最多, 但空冷器释放冷量属于有用能, 因此空冷器的火用损失非常小。

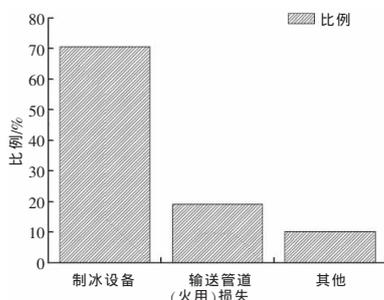


图3 系统火用损失分布特性

图3揭示了系统火用损失分布特点, 为冰浆潜热输送矿井空调系统节能优化指明了方向

(1) 冷量火用与总体耗功的比值为系统火用效率, 为 19.5%, 冰浆潜热输送矿井空调技术存在提升空间。

(2) 冰浆制备设备火用损失。冰浆制取系统的火用损失系数为 75.3%, 研发高效冰浆制备设备任重道远。

(3) 管道输送节能空间大。一次循环侧与二次循环侧的供回水管道, 总计火用损失为 19.22%, 超过了除制冰设备外的所有其他设备火用损失之和。

(4) 高载冷密度冷媒有利于降低火用损失。一次循环火用损失系数为 2.36%, 二次循环火用损失为 16.86%。相比于冷水, 冰浆能降低输送火用损失。因而, 冰浆能有效提升系统效率, 减少火用损失。

3 结语

(1) 冰浆潜热输送矿井空调系统火用效率为 19.5%, 冰浆潜热输送矿井空调能量利用率还有较大提升空间。

(2) 冰浆潜热输送矿井空调主要火用损失在于冰浆制备系统, 其次在于输送管道, 新型冰浆制取技术和冰浆流动理论是未来冰浆潜热输送矿井空调节能技术重要的发展方向。

(3) 相比于传统冷媒, 高载冷密度冷媒能大幅降低输送火用损失, 因而, 冰浆能有效提高系统效率, 从而减少火用损失。

参考文献:

- [1] 卫修君, 胡春胜. 矿井降温理论与工程设计[M]. 北京: 煤炭工业出版社, 2007.
- [2] 袁亮. 淮南矿区矿井降温研究与实践[J]. 采矿与安全工程学报, 2007(3):298-301.
- [3] 卜凡秀, 张明光, 孟祥喜, 等. 自然制冰蓄冷在矿井降温中的应用[J]. 煤炭技术, 2015, 34(12):158-160.
- [4] 赵红霞, 孙冰洁, 冀翠莲, 等. 真空闪蒸制取冰浆系统(火用)分析[J]. 化工学报, 2013, 64(8):2 724-2 729.
- [5] 王继红, 王树刚, 张腾飞, 等. 基于非均质性流动过程量化冰浆流动管道压降[J]. 高校化学工程学报, 2015, 29(5):1 065-1 072.
- [6] 董凯军, 冯自平, 郑瑞芸, 等. 冰浆潜热输送矿井空调设计及其经济分析[J]. 制冷与空调(四川), 2011, 25(1):1-6.

作者简介: 董凯军(1971-), 安徽安庆人, 研究员, 博士, 研究方向: 制冷新技术、工业冷却节能与储能技术; 通信作者: 刘腾庆, 电子信箱: liutq@ms.giec.ac.cn.

责任编辑: 李景奇 收稿日期: 2017-02-24