



移动扫码阅读

魏京胜,岳丰田,杜晓丽,等.回风散热采掘工作面降温系统炯分析[J].煤炭科学技术,2020,48(1):174-181. doi:10.13199/j.cnki.cst.2020.01.022  
WEI Jingsheng, YUE Fengtian, DU Xiaoli, et al. Exergy analysis of cooling system in return air cooling mining face [J]. Coal Science and Technology, 2020, 48(1): 174-181. doi: 10.13199/j.cnki.cst.2020.01.022

## 回风散热采掘工作面降温系统炯分析

魏京胜<sup>1</sup>,岳丰田<sup>1</sup>,杜晓丽<sup>2</sup>,高 涛<sup>1</sup>,孙 猛<sup>1</sup>

(1.中国矿业大学 力学与土木工程学院,江苏 徐州 221116;2.安徽理工大学 土木建筑学院,安徽 淮南 232001)

**摘 要:**为了提高回风散热矿井采掘工作面局部降温系统的能效以及提供系统优化依据,根据能量系统分析理论建立了局部降温系统的炯分析模型,给出了炯分析理论计算方法。通过分析表明:该降温系统能效比约为 3.08,回风散热局部降温系统能效高;降温系统总炯损失约占总输入炯的 85.41%,有效利用的冷量炯约占总输入炯量的 14.59%,炯损失系数分布合理;虽然采用冷却水系统和冷冻水系统增加了系统炯损失,但提高了系统炯效率;在设计时应根据炯损失分析,采取有效措施降低炯损失,提高系统能效。

**关键词:**矿井降温;回风散热;局部降温系统;炯分析

**中图分类号:**TD727;TB69 **文献标志码:**A **文章编号:**0253-2336(2020)01-0174-08

### Exergy analysis of cooling system in return air cooling mining face

WEI Jingsheng<sup>1</sup>, YUE Fengtian<sup>1</sup>, DU Xiaoli<sup>2</sup>, GAO Tao<sup>1</sup>, SUN Meng<sup>1</sup>

(1.School of Mechanics and Civil Engineering, China University of Mining and Technology, Xuzhou 221116, China;

2.School of Civil Engineering and Architecture, Anhui University of Science and Technology, Huainan 232001, China)

**Abstract:** In order to improve the energy efficiency of the local cooling system in the mining face of the return air cooling mine and provide a basis for system optimization, an exergy analysis model for the local cooling system was established based on the energy system analysis theory, and an exergy analysis theoretical calculation method was provided. The results show that the energy efficiency ratio of the cooling system is about 3.08, and the local cooling system of the return air cooling system has high energy efficiency; the total exergy loss of the cooling system accounts for approximately 85.41% of the total input exergy. And the rational in distribution of exergy loss because the effectively used cold exergy accounts for approximately 14.59% of the total input exergy usage, and the exergy loss coefficient is reasonably distributed. Although the use of cooling water systems and chilled water systems increase the exergy loss of the system, the exergy efficiency is improved. In the design the appropriate measures should be taken to effectively improve the system efficiency based on exergy loss analysis.

**Key words:** mine cooling; returning air cooling; local cooling system; exergy analysis

## 0 引 言

随着煤矿采掘深度增大,热害问题成为深井开采必须面对的矿井灾害之一,也成为制约煤矿向深部延深安全生产的重要瓶颈之一<sup>[1-3]</sup>。为了创造安全舒适的井下生产环境及设备耐受温度环境,势必在开采的高温高湿矿井中采取必要的人工制冷降温措施<sup>[4-7]</sup>。但目前现有矿井降温系统大多存在能量损耗高、冷量损失大的问题<sup>[8-10]</sup>,且也没有降温效果

较好的通用降温方式或者设备。因此针对不同热害特点及需要研究开发经济可行的降温模式或者设备具有重要意义。

涡阳北某煤矿为正常地温温升型矿井,采掘深度超过 700 m。夏季高温季节回采工作面及回风巷内空气温度和湿度均较高,回风巷内的温度和湿度分别超过 30.0 ℃和 95.0%,已经出现了季节性高温热害现象,严重影响正常生产,亟需采取矿井制冷降温措施改善井下热环境。如果对季节性热害或者常

收稿日期:2019-08-25;责任编辑:王晓珍

基金项目:中国博士后科学基金资助项目(2013M541811)

作者简介:魏京胜(1976—),男,山东临沂人,讲师,博士。E-mail: wjvictor@163.com

通讯作者:徐 冰(1988—),男,河南南阳人,讲师,博士。Email: xubinghpu@163.com

年出现热害的局部工作面采用集中制冷矿井降温系统势必造成投资大、运行能效低等问题。因此,笔者首先根据季节性热害矿井特点研究采用输冷距离短、冷损小、设备移动灵活的局部降温系统以解决高温高湿工作面的降温问题<sup>[11-13]</sup>,该局部降温系统利用工作面回风散放工作面降温制冷冷凝热,以解决局部降温系统散热难题。继而以能量系统的焓分析理论<sup>[14-16]</sup>讨论该回风散热工作面局部降温系统的供能与用能匹配及能效问题,以期为系统优化与改进及能效分析评价提供理论依据。

1 回风散热工作面局部降温系统介绍

矿井回风散热采掘工作面局部降温系统主要由高温型防爆水冷冷水制冷机组、工作面降温除湿矿用空调器、制冷冷凝热回风散热器、冷却水泵、冷冻水泵以及软化水处理与补水定压装置等设备组成,如图1所示。其工艺流程为:放置在工作面进风巷口联络巷内的制冷机组制取冷量释放给冷冻水,经冷冻水泵加压、利用钢管或者高压软管将冷冻水输送至进风巷内的空调器,矿用空调器对进风巷内湿热空气降温除湿形成冷空气,冷空气经巷道或者风筒输送至工作面满足降温需要;而制冷机组的冷凝热用冷却水吸收后经冷却水泵加压输送至工作面回风散热器,冷凝热量被散放到回风巷末端或者无人的采区回风巷内,利用矿井回风排散至地面,从而实现了工作面制冷降温,解决了工作面制冷降温散热难题。

2 回风散热采掘工作面局部降温系统焓分析模型

一定环境条件下任意形式的能量都是由焓和熵组成。根据卡诺循环和卡诺定理得到热焓和热熵的定义式:

$$E_{x,Q} = Q \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) \tag{1}$$

$$E_{n,Q} = Q \frac{T_0}{T} \tag{2}$$

$$Q = E_{x,Q} + E_{n,Q} \tag{3}$$

式中: $T_0$ 为环境温度; $T$ 为热源温度; $E_{x,Q}$ 为热源向环境传热过程中最大可向外输出功; $E_{n,Q}$ 为散放给环境无效能; $Q$ 为总能量。

因本降温系统的组成热力设备或装置均属于稳定流动的开口系统,如图2所示。其进口参数为压力 $p$ 、温度 $T$ 、熵 $S$ 、焓 $H$ 、流速 $c$ 、相对参考系高 $z$ ;在环境为唯一热源的条件下,设系统的流出状态为环

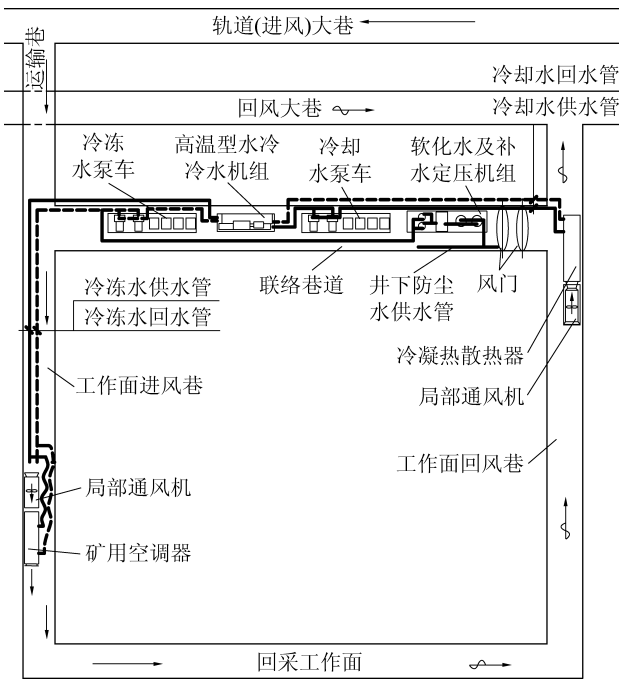
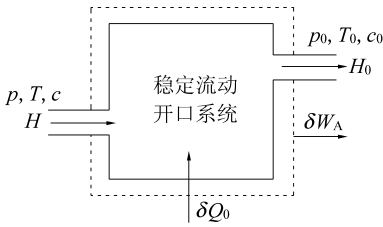


图1 回风散热工作面局部降温系统  
Fig.1 Cooling system at working face by return air to heat dissipation

境状态压力 $p_0$ 、温度 $T_0$ 、熵 $S_0$ 、焓 $H_0$ 、流速 $c_0$ 、相对参考系高 $z_0$ 、重力加速度 $g$ ,且 $c_0 = 0, z_0 = 0$ ,通过理论推导可得在上述条件下的稳定流开口系统的焓 $E_{x,H}$ 为

$$E_{x,H} = H - H_0 - T_0 \left( S - S_0 + \frac{mc^2}{2} + mgz \right)$$
$$e_{x,H} = h - h_0 - T_0 (s - s_0) + \frac{c^2}{2} + gz \tag{4}$$



$\delta Q_0$ —从环境吸收热量; $\delta W_A$ —对外做有用功  
图2 稳定流动开口系统的示意

Fig.2 Schematic diagram on the exergy in steady flow system  
其中 $E_{x,H}$ 为最大有用功、 $m$ 为质量流量,则单位质量稳定物流的比焓 $e_{x,H}$ 为

$$e_{x,H} = h - h_0 - T_0 (s - s_0) + \frac{c^2}{2} + gz \tag{5}$$

式中: $h, s$ 分别为系统进口比焓、比熵, $h_0, s_0$ 分别为系统出口比焓、比熵。

假设系统或设备中被利用或收益的焓 $E_{x,gain}$ 与支付或耗费的焓 $E_{x,pay}$ 之比为焓效率,以 $\eta_{e,x}$ 表示:

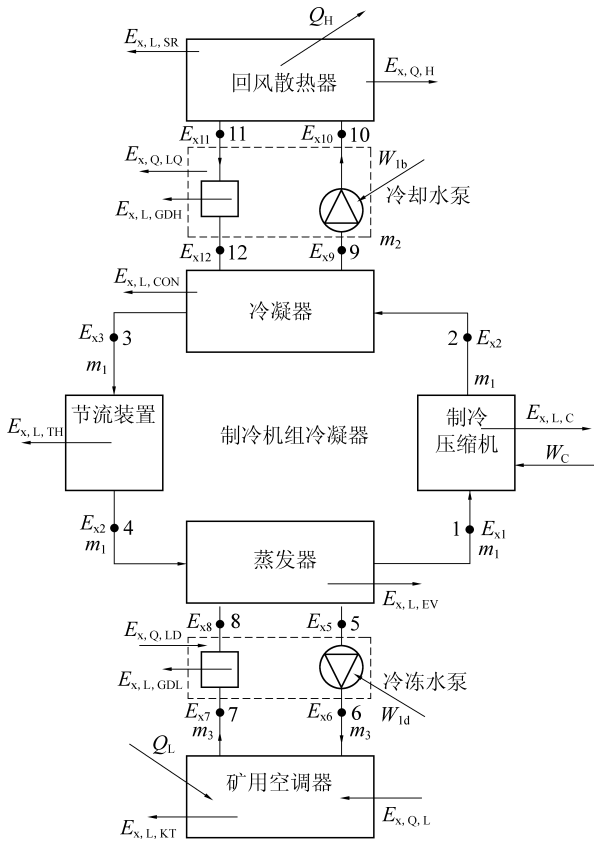
$$\eta_{e,x} = E_{x,gain} / E_{x,pay} \tag{6}$$

如果系统或设备热力过程的不可逆熵损失为  $E_{x,L}$ , 则:

$$\eta_{e,x} = \frac{E_{x,gain}}{E_{x,pay}} = \frac{E_{x,pay} - E_{x,L}}{E_{x,pay}} = 1 - \frac{E_{x,L}}{E_{x,pay}} = 1 - \xi \tag{7}$$

式中:  $\xi = \frac{E_{x,L}}{E_{x,pay}}$  为熵损失系数。

熵效率的定义因具体场所和用途不同, 定义式表达形式也不同。因此, 对于同一系统或者设备的熵效率的表达形式也是多样的, 根据熵效率的公式应遵守的法则和原则<sup>[17]</sup>、参考文献“能量系统的熵分析模型”建立方法<sup>[18]</sup>, 建立回风散热工作面局部降温系统能效分析简化模型如图 3 所示。



$E_{x,Q,H}$  为热量熵;  $E_{x,Q,L}$  为冷量熵;  $E_{xi}$  为系统中位置“ $i$ ”点熵 ( $i = 1, 2, 3, \dots, 12$ );  $E_{x,L,C}$ 、 $E_{x,L,CON}$ 、 $E_{x,L,TH}$ 、 $E_{x,L,EV}$ 、 $E_{x,L,GDH}$ 、 $E_{x,L,GDL}$ 、 $E_{x,L,SR}$ 、 $E_{x,L,KT}$  分别为压缩机、冷凝器、节流装置、蒸发器、冷却水循环系统、冷冻水循环系统、回风散热器和矿用空调器的熵损失;  $Q_H$  为回风散热器向回风巷散热量;  $Q_L$  为降温空调器向进风巷空气散冷量;  $W_C$ 、 $W_{lb}$ 、 $W_{ld}$  分别为压缩机、冷却水循环泵、冷冻水循环泵输入有效功率 (非配电功率);  $E_{x,Q,LQ}$  为冷却水循环系统散热量中的熵;  $E_{x,Q,LD}$  为冷冻水循环系统散冷量中的冷量熵;  $m_1$ 、 $m_2$ 、 $m_3$  分别为制冷剂循环质量流量

图 3 回风散热采掘工作面降温系统熵分析模型

Fig.3 Exergy analysis model of mine cooling system by return air to heat dissipation

3 回风散热降温系统组成设备及系统熵效率分析

根据上述建立的回风散热工作面降温系统熵分析模型, 参照规范法则<sup>[17]</sup>及文献<sup>[18-19]</sup>对系统各个部分熵分析如下:

3.1 制冷压缩机熵分析模型

制冷压缩机熵平衡方程为  $W_C + E_{x1} = E_{x2} + E_{x,L,C}$ , 计算模型如图 4 所示, 则压缩机熵效率  $\eta_{ex,C}$  为

$$\eta_{ex,C} = \frac{E_{x2} - E_{x1}}{W_C} = 1 - \frac{E_{x,L,C}}{W_C} \tag{8}$$

熵损失为

$$E_{x,L,C} = W_C + E_{x1} - E_{x2} = (H_2 - H_1) + H_1 - H_2 - T_0(S_1 - S_2) = T_0(S_2 - S_1) \tag{9}$$

式中:  $H_1$ 、 $H_2$  分别为“1”、“2”点的焓;  $S_1$ 、 $S_2$  分别为“1”、“2”点的熵。

压缩机熵损失系数  $\xi_C$  为

$$\xi_C = \frac{E_{x,L,C}}{W_C} = 1 - \frac{E_{x2} - E_{x1}}{W_C} \tag{10}$$

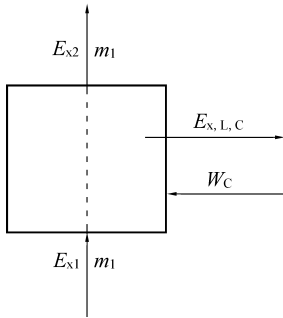


图 4 制冷压缩机熵分析模型

Fig.4 Exergy analysis model on the refrigeration compressor

3.2 冷凝器熵分析模型

水冷式冷凝器是一侧为制冷剂、另一侧为循环水换热器, 计算模型如图 5 所示。

冷凝器冷凝过程中, 熵平衡方程为  $E_{x2} + E_{x12} = E_{x9} + E_{x3} + E_{x,L,CON}$ , 则冷凝器的熵效率  $\eta_{ex,CON}$  为

$$\eta_{ex,CON} = (E_{x9} - E_{x12}) / (E_{x2} - E_{x3}) \tag{11}$$

注意公式(11)中分子与分母熵的介质不同, 则冷凝器的熵损失系数  $\xi_{CON}$  为:

$$\xi_{CON} = \frac{E_{x,L,CON}}{W_C} = \frac{(E_{x2} - E_{x3}) - (E_{x9} - E_{x12})}{W_C} \tag{12}$$

3.3 节流装置熵分析模型

节流装置熵分析模型如图 6 所示。节流过程熵平衡方程为  $E_{x3} = E_{x4} + E_{x,L,TH}$ , 制冷剂在节流阀中节流过程为焓值相等的热力学过程, 则节流装置

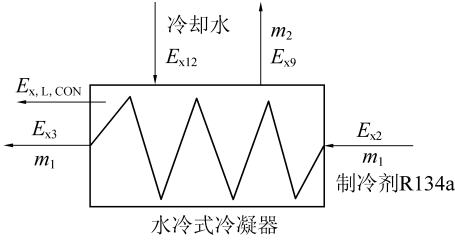


图5 冷凝器焓分析模型

Fig.5 Exergy analysis model on the condenser

焓损系数  $\xi_{TH}$  为

$$\xi_{TH} = \frac{E_{x,L,TH}}{W_C} = \frac{T_0(S_4 - S_3)}{W_C} \quad (13)$$

式中:  $S_3$ 、 $S_4$  分别为“3”、“4”点的熵。

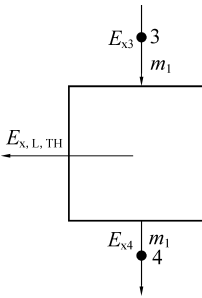


图6 节流装置焓分析模型

Fig.6 Exergy analysis model on the throttle valve

### 3.4 蒸发器焓分析模型

制取冷冻水的卧式壳管式蒸发器焓分析模型如图7所示。

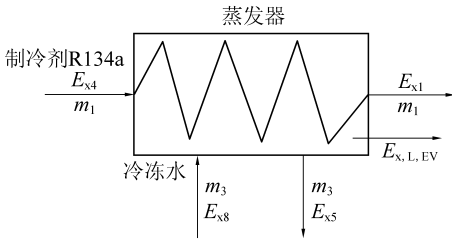


图7 蒸发器焓分析模型

Fig.7 Exergy analysis model on the evaporimeter

蒸发器内制冷剂蒸发降低冷冻水温度热力过程焓平衡方程:  $E_{x4} + E_{x8} = E_{x1} + E_{x5} + E_{x,L,EV}$ , 蒸发器焓效率  $\eta_{ex,EV}$  计算公式为

$$\eta_{ex,EV} = \frac{E_{x5} - E_{x8}}{E_{x4} - E_{x1}} = 1 - \frac{E_{x,L,EV}}{E_{x4} - E_{x1}} \quad (14)$$

蒸发器焓损失为

$$E_{x,L,EV} = (E_{x4} - E_{x1}) + (E_{x5} - E_{x8}) \quad (15)$$

蒸发器焓损失系数  $\xi_{EV}$  为

$$\xi_{EV} = \frac{E_{x,L,EV}}{W_C} = \frac{(E_{x4} - E_{x1}) + (E_{x5} - E_{x8})}{W_C} \quad (16)$$

### 3.5 冷却水循环系统焓分析模型

冷却水循环系统主要由供水管、回水管及循环泵等组成,焓分析模型简化如图8所示。根据焓平衡方程,冷却水循环系统焓效率  $\eta_{ex,GDH}$  计算公式为

$$\eta_{ex,GDH} = \frac{(E_{x10} - E_{x11}) - (E_{x9} - E_{x12}) + E_{x,Q,LQ}}{W_{lb}} = 1 - \frac{E_{x,L,GDH}}{W_{lb}} \quad (17)$$

冷却水循环系统焓损失为

$$E_{x,L,GDH} = W_{lb} - [(E_{x10} - E_{x11}) - (E_{x9} - E_{x12})] - E_{x,Q,LQ} \quad (18)$$

冷却水循环系统焓损失系数  $\xi_{GDH}$  为

$$\xi_{GDH} = \frac{E_{x,L,GDH}}{W_C} = \frac{W_{lb} - [(E_{x10} - E_{x11}) - (E_{x9} - E_{x12})] - E_{x,Q,LQ}}{W_C} \quad (19)$$

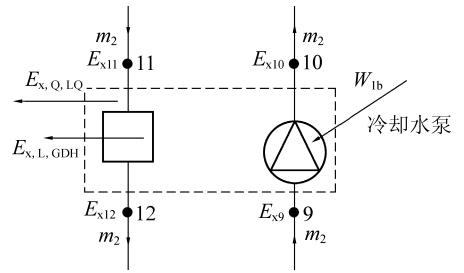


图8 冷却水循环系统焓分析模型

Fig.8 Exergy analysis model on the cooling water circulation

### 3.6 回风散热器焓分析模型

回风散放制冷冷凝热  $Q_H$  同时向热环境散放热量焓,分析模型如图9所示。回风散热器焓平衡方程:  $E_{x10} = E_{x11} + E_{x,Q,H} + E_{x,L,SR}$ , 其中  $E_{x,Q,H}$  为冷凝热焓。

$$E_{x,Q,H} = Q_H \left( 1 - \frac{T_0}{T_H} \right) = (H_{10} - H_{11}) \left( 1 - \frac{T_0}{T_H} \right) \quad (20)$$

式中:  $H_{10}$ 、 $H_{11}$  分别为“10”、“11”点的焓;  $T_H$  为回风巷内回风散热器出风温度。

一般该部分热量焓和焓损失一起散放到回风流中没有得到充分利用。可见,热量焓越大,损失也越大。因此,在冷凝散热时冷却水的温度越接近回风流的温度焓损失越小。但流量也增加、冷凝器及回风散热器换热面积增加、冷却水温度应根据回风温度及相对湿度进行计算确定。因此,在计算焓效率时仍看作有效功,则回风散热器焓效率  $\eta_{ex,H}$  为

$$\eta_{ex,H} = \frac{E_{x,Q,H}}{E_{x10} - E_{x11}} \quad (21)$$

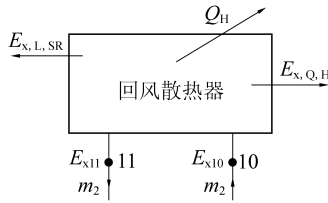


图 9 回风散热器焓分析模型

Fig.9 Exergy analysis model on the heat exchanger using return air to heat dissipation

3.7 冷冻水循环系统焓分析模型

冷冻水循环系统也是由供水管、回水管及冷冻水泵组成,焓分析简化模型如图 10 所示。该系统输送冷冻水过程中,焓平衡方程为

$$W_{ld} + E_{x5} + E_{x7} + E_{x,Q,LD} = E_{x6} + E_{x8} + E_{x,L,GDL}$$

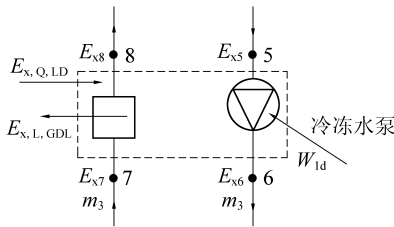


图 10 冷冻水循环系统焓分析模型

Fig.10 Exergy analysis model on the chilled water circulation

冷冻水循环系统焓效率计算  $\eta_{ex,GDL}$  公式为

$$\eta_{ex,GDL} = \frac{(E_{x6} + E_{x8}) - (E_{x5} + E_{x7}) - E_{x,Q,LD}}{W_{lb}} = 1 - \frac{E_{x,L,GDL}}{W_{lb}} \quad (22)$$

冷冻水循环系统焓损失为

$$E_{x,L,GDL} = W_{ld} + E_{x,Q,LD} + [(E_{x5} + E_{x7}) - (E_{x6} + E_{x8})] \quad (23)$$

冷冻水循环系统焓损失系数  $\xi_{GDL}$  为

$$\xi_{GDL} = \frac{E_{x,L,GDL}}{W_C} = \frac{W_{ld} + E_{x,Q,LD} + [(E_{x5} + E_{x7}) - (E_{x6} + E_{x8})]}{W_C} \quad (24)$$

3.8 矿用空调器焓分析模型

矿用空调器利用冷冻水冷量对工作面高温高湿空气进行降温除湿,向巷道内空气散冷量为  $Q_L$ 、同时向巷道送风散放冷量焓,分析模型如图 11 所示。

空调器焓平衡方程为

$$E_{x6} = E_{x7} + E_{x,Q,L} + E_{x,L,KT}$$

其中冷量焓  $E_{x,Q,L}$  为

$$E_{x,Q,L} = Q_L \left( 1 - \frac{T_0}{T_L} \right) = (H_7 - H_6) \left( 1 - \frac{T_0}{T_L} \right) \quad (25)$$

式中:  $H_6$ 、 $H_7$  分别为“6”、“7”点的焓;  $T_L$  为进风巷内空调器出风温度。

矿用空调器焓效率  $\eta_{ex,L}$  计算公式为

$$\eta_{ex,L} = \frac{-E_{x,Q,H}}{E_{x6} - E_{x7}} \quad (26)$$

矿用空调器焓损失系数  $\xi_L$  为

$$\xi_L = \frac{E_{x,L,KT}}{W_C} = \frac{E_{x6} - E_{x7} - E_{x,Q,L}}{W_C} \quad (27)$$

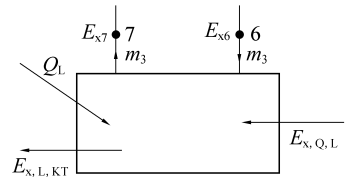


图 11 矿用空调器焓分析模型

Fig. 11 Exergy analysis model on the air conditioner of mine

3.9 回风散热采掘工作面降温系统焓效率

回风散热采掘工作面降温系统焓分析模型如图 2 所示,对整个系统列焓平衡方程:

$$W_C + W_{lb} + W_{ld} + E_{x,Q,L} = E_{x,Q,H} + (E_{x,L,EV} + E_{x,L,CON} + E_{x,L,C} + E_{x,L,TH} + E_{x,L,GDH} + E_{x,L,GDL} + E_{x,L,SR} + E_{x,L,KT}) \quad (28)$$

根据降温系统焓效率  $\eta_{ex}$  定义式为

$$\eta_{ex} = \frac{E_{x,Q,H} - E_{x,Q,L}}{W_C + W_{lb} + W_{ld}} \quad (29)$$

其中:  $E_{x,Q,H}$  为制冷机组散放冷凝热要求冷却水温度大于空气温度的温差散热量焓,在运行中没有利用而直接与焓损失一起散放至回风巷内,不应作为收益项,则系统焓效率为:

$$\eta_{ex} = \frac{-E_{x,Q,L}}{W_C + W_{lb} + W_{ld}} \quad (30)$$

因  $E_{x,Q,L}$  为该降温系统的最终收益,  $E_{x,Q,L} < 0$ , 则  $-E_{x,Q,L} > 0$ ,  $\eta_{ex} > 0$ 。

降温系统采用水冷冷水机组制冷方式后需要增加冷却水泵和冷冻水泵以克服管道阻力损失、增加了系统电功率输入,而收益不变,也就降低了系统焓效率。由于水泵对水加压做功增加了内能和静压力能,增加的内能使得水温度升高,而静压力能通过摩擦阻力最后也转变为热能进一步使得水温升高。对冷却水泵来说,输入的焓最后转换成热量一起通过回风散热器排散至回风中、同时冷却水温升高也间接增加制冷压缩机输入焓,使得降温系统能效降



低。因此,冷却水管路在设计时应尽量增大管径、降低输送功耗,并且加强冷却水管散热、不应保温。

同样对于冷冻水而言,一方面冷冻水泵输入功率最后转换为热量消耗掉部分冷量炯,造成炯损失;另一方面冷冻水管道与巷道内热空气传热造成冷量损失也消耗部分冷量炯,均会使降温系统增加功耗、降低系统能效。因此,在利用冷冻水输送冷量时,应做好保冷、隔汽防潮措施;同时应适当降低水流速和水流阻力,以减小冷量炯损失。因此,冷却水和冷冻水管路阻力越小、水泵功耗越小越有利于提高制冷降温系统炯效率。

### 4 回风散热工作面降温系统炯计算分析

根据前文所述的能量系统炯分析方法、结合现场实测数据<sup>[19]</sup>及文献计算方法<sup>[18]</sup>,将能效分析及炯计算需要的参数列于表 1 中。

计算中取回风散热环境温度( $t_0=30.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ )作为环境温度 $T_0$ ,即 $T_0=303.8\text{ K}$ 。冷冻水输送中按照技术措施<sup>[20]</sup>要求保冷与防潮,管道内传热冷损失温升不大于 $0.03\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{hm}^{[10]}$ 。

表 1 降温系统不同位置点的状态参数

Table 1 State parameters on the mine cooling system at different locations					
节点	位置	流量/ ( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ )	温度/ $^{\circ}\text{C}$	焓值/ ( $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ )	熵值/ ( $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ )
1	压缩机入口	4.79	10.00	405.60	1.744 0
2	压缩机排气	4.79	52.60	431.20	1.743 0
3	冷凝器出口	4.79	40.50	257.00	1.192 0
4	节流阀出口	4.79	3.00	257.00	1.206 0
5	蒸发器出水	20.20	6.00	25.20	0.091 3
6	空调器进水	20.20	6.23	26.14	0.094 7
7	空调器出水	20.20	14.23	59.57	0.212 7
8	蒸发器进水	20.20	14.45	60.51	0.216 8
9	冷凝器出水	29.35	42.00	175.31	0.597 3
10	散热器进水	29.35	41.60	173.64	0.592 0
11	散热器出水	29.35	34.80	145.26	0.500 8
12	冷凝器进水	29.35	34.60	144.42	0.498 1

#### 4.1 系统炯计算

该降温系统实测制冷量 $Q_0$ 约 $697.0\text{ kW}$ 、系统总输入电功率 $226.3\text{ kW}$ 、环境温度为 $30.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ( $T_0=303.8\text{ K}$ )、采掘工作面空调器处理后实测冷空气温度为 $24.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ ( $T_L=297.4\text{ K}$ )、回风散热器出风温度为 $35.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ( $T_H=308.8\text{ K}$ )、制冷压缩机最小耗功量 $151.8\text{ kW}$ 、冷冻水泵直接用于对水做功的功率约

$7.68\text{ kW}$ 、冷却水泵对水做功功率约 $8.58\text{ kW}$ 。计算方法如前文所述,计算系统各部分的炯效率及炯损失见表 2。

表 2 降温系统炯损失及炯效率

Table 2 Exergy loss and efficiency of the cooling system						
系统组成部分	输入功率/ $\text{kW}$	冷量或热量传递携带 炯/ $\text{kW}$	炯效率/ %	炯损失/ $\text{kW}$	炯损失系数/%	实际炯损失比 例/%
压缩机	151.8	—	81.7	27.72	16.50	16.50
冷凝器	—	—	67.0	10.76	6.40	6.40
节流装置	—	—	—	20.37	12.12	12.12
蒸发器	—	—	79.8	14.36	8.55	8.55
冷却水系统	8.58	2.10/损失	0.4	8.54	5.08	6.33
散热器	—	13.49/损失	68.2	6.29	3.74	11.77
冷冻水系统	7.68	1-9.991/有益	29.6	5.41	3.22	3.22
空调器	—	1-14.531/有益	29.6	34.49	20.52	20.52
合计	168.06	24.52/有益	—	127.94	76.13	85.41

整个降温系统冷量炯为

$$E_{\text{x,Q,L}}=Q_{\text{L}}\left(1-\frac{T_0}{T_{\text{L}}}\right)=-14.53\text{ kW}$$

由式(30)计算降温系统炯效率为

$$\eta_{\text{ex}}=\frac{-E_{\text{x,Q,L}}}{W_{\text{C}}+W_{\text{lb}}+W_{\text{ld}}}=0.086\ 45\approx8.6\%$$

#### 4.2 回风散热工作面降温系统的炯分析

实际运行回风散热采掘工作面降温系统能效比约为 3.08,相对一般井上制冰井下降温系统<sup>[19]</sup>的能效比 1.74 左右,该降温系统能效较高、运行费用低,且该系统所有设备及管材可重复利用。对比表 2 炯分析结果数据可知,系统各部分的炯损失分布相对较合理,系统输入总有效电功率为 $168.06\text{ kW}$ ,其中制冷机组运行自身消耗 $73.21\text{ kW}$ 、约占 $43.57\%$ ,其次为空调器散冷消耗的炯约为 $34.49\text{ kW}$ ,而其冷量炯仅占 $8.6\%$ 。制冷机组本身炯损失比例相对较低,而其他部分所占的总比例偏高,主要原因分析及优化措施论述如下:

1) 制冷机组炯损失较大,除了压缩机结构方面的原因外,主要表现在压缩机吸气过热和节流损失较大,并且压缩比越大、过热损失和节流损失越大。制冷系统设计时,当压缩比较大( $P_{\text{K}}/P_0>10$ )时,宜使用中间冷却的双级压缩制冷循环。而降温系统设计时适当增加冷却水量、合理布置回风散热器位置,可有效降低冷凝温度,也使节流阀前过冷降低节流损失,并对压缩机吸气管做好保冷防潮,避免吸气管吸热增加过热压缩功。

2)降温系统的冷却水系统和冷冻水系统,增加了焓损失,其中冷却水系统是散热必不可少的部分,可通过优化措施以减少焓损失。同样采用冷冻水循环系统输送工作面降温所需冷量也增加了焓损失,但采用冷冻水系统后,制冷机组可作为一个相对独立的整体,不需要安装在矿用空调器附近,也不存在制冷剂泄露及回收问题,制冷机组安装与布置较灵活、搬运方便,可根据需要通过增加或者减少冷水管长度来控制空调器距离工作面的远近。

3)冷却水循环系统焓效率接近0、焓损失为8.54 kW;通过管道散热带走热量焓为2.1 kW,实际焓损失为10.64 kW 大于循环水泵直接对水做功功率,说明冷却水循环系统水泵输入直接对水做功功率推动水循环流动、克服阻力转换为摩擦热与管道传热量一起以热的形式释放到环境中。因此,矿井降温冷却水管道如果布置在非进风巷内时不应保温,而应选择导热系数较高的管材作为冷却水循环管较好。

4)回风散热器虽然效率较高,但是除了焓损失之外,散放的热量中所含的焓没有回收利用,也一起散到回风巷中,实际焓损失为19.78 kW、约占输入总焓量的11.77%,且回风换热器的冷却水进水温度越高、焓损失越大。因此,在系统设计时应选择回风温度较低的回风巷作为散热回风较好。

5)冷冻水循环系统焓效率为29.6%,相对较低,主要是由于:一是管道传热造成的冷量损失;二是循环水泵运行克服水流阻力输入功率转换成热量抵消了部分冷量焓、焓损失约为5.41 kW、相对较小。但管道传热冷量损失造成冷量焓损失为9.99 kW。如果管道布置在需要降温的进风巷内,则该部分冷量焓应属于有益焓损失,可作为焓收益;如果冷冻水管道在非相关降温巷内或者回风巷内该部分冷量焓属于无益焓损失,应加强管道保冷防潮工作,有效降低冷量损失。因此,在冷冻水管道设计中应采取有效措施降低冷量有益焓损失。主要采取措施有:一是在满足降温需要同时尽量将空调器靠近制冷机组布置减少管道长度、减小冷量焓损失;二是加强管道保冷与防潮,特别应保证管道保冷绝热层的隔汽与防潮层不应有破损现象、避免水蒸气凝结润湿绝热材料,有效降低冷量焓损失;三是在条件允许情况下适当放大冷却水与冷冻水系统的管径、减小阻力、降低水泵功耗,也降低焓损失。

## 5 结 论

1)根据季节性热害矿井特点提出了采掘工作

面回风散热的局部降温系统,并建立了该降温系统及其组成设备的焓分析模型。根据实际工程实测数据进行了降温系统的焓分析,为系统优化设计提供了理论依据。该系统具有结构简单、布置灵活,且输冷距离短、系统能效较高等特点。

2)回风散热工作面局部降温系统与周围环境的冷量、热量传递过程中,如果冷量焓得不到有效利用或冷凝热散热不良,则会造成系统焓损失增加、系统焓效率降低、系统功耗增加、系统能效降低。因此,在降温系统设计时应加强输冷系统的保冷与防潮、降低冷损失、提高冷量利用效率,同时合理确定回风散热位置、回风温度越低、流量越稳定、焓损失越小,有利于提高系统能效。

3)回风散热工作面局部降温系统各部分焓损失分布合理、焓效率相对较高。而其中空调器和制冷机组是该系统中焓损失相对较大的组成部分,分别为20.52%、16.5%。空调器作为最后的冷量释放装备,热湿空气与冷冻水冷量交换焓损失较大,因此应通过提高空调器换热效率以提高降温系统焓效率。而对制冷机组,当压缩比较大( $P_k/P_0 > 10$ )时,建议采用中间冷却的双级压缩制冷循环、以提高制冷机组的焓效率。

## 参考文献(References):

- [1] 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,2007,24(3):298-301.  
YUAN Liang. Theoretical analysis and practical application of coal mine cooling in Huainan mining area [J]. Journal of Mining & Safety Engineering, 2007, 24(3): 298-301.
- [2] 何满潮,郭平业.徐州矿区深部开采热害治理现场试验研究[J].煤炭工程,2015,47(4):1-4.  
HE Manchao, GUO Pingye. Field experimental study on heat disaster control in Xuzhou mining area [J]. Coal Engineering, 2015, 47(4): 1-4.
- [3] 蓝 航,陈东科,毛德兵.我国煤矿深部开采现状及灾害防治分析[J].煤炭科学技术,2016,44(1):39-46.  
LAN Hang, CHEN Dongke, MAO Debing. Current status of deep mining and disaster prevention in China [J]. Coal Science and Technology, 2016, 44(1): 39-46.
- [4] QI Ping, HE Manchao, MENG Li, et al. Working principle and application of HEMS with lack of a cold source [J]. Science and Technology, 2011(3): 433-438.
- [5] 蒋正君.井下回风冷却站在矿井降温工程中的应用[J].煤炭工程,2013(1):19-21.  
JIANG Zhengjun. Application of air retuning refrigeration station in underground mine to mine temperature cooling project [J]. Coal Engineering, 2013(1): 19-21.
- [6] 魏京胜,岳丰田,杜晓丽,等.多功能变工况热泵机组制冷系统优化设计与应用[J].煤炭工程,2014,46(1):36-40.

- WEI Jingsheng, YUE Fengtian, DU Xiaoli, *et al.* Optimized design and application of refrigeration system with multi-function varied performance heat pump unit[J]. *Coal Engineering*, 2014, 46(1): 36-40.
- [7] 潘爱民, 石乃敏. 矿井深部开采降温技术的研究[J]. *煤矿机电*, 2016(6): 79-81.
- PAN Aimin, SHI Naimin. Study on the cooling technology in deep mining of coal mine[J]. *Colliery Mechanical & Electrical Technology*, 2016(6): 79-81.
- [8] 李红阳. 矿井降温系统技术经济分析[J]. *煤矿安全*, 2009, 40(3): 93-96.
- LI Hongyang. Technical and economic analysis of the mine cooling system[J]. *Safety in Coal Mines*, 2009, 40(3): 93-96.
- [9] 亓玉栋, 程卫民, 潘刚, 等. 矿井冰制冷降温系统预冷机组能效测试与分析[J]. *矿业安全与环保*, 2014, 41(2): 111-114.
- QI Yudong, CHENG Weimin, PAN Gang, *et al.* Measurement and analysis on COP of Pre-cooling Units of Ice-cooling system for coal mine[J]. *Mining Safety & Environmental Protection*, 2014, 41(2): 111-114.
- [10] 岳丰田, 刘存玉, 魏京胜, 等. 建井期间矿井降温系统能耗分析与优化[J]. *煤炭科学技术*, 2014, 42(4): 57-60.
- YUE Fengtian, LIU Cunyu, WEI Jingsheng, *et al.* Energy consumption analysis and optimization of mine cooling system during mine construction[J]. *Coal Science and Technology*, 2014, 42(4): 57-60.
- [11] 吉春和, 常嘉林. 新型矿井移动式局部降温技术及应用[J]. *煤炭科学技术*, 2015, 43(10): 103-106.
- Ji Chunhe, CHANG Jialin. New mine mobile local cooling technology and application[J]. *Coal Science and Technology*, 2015, 43(10): 103-106.
- [12] 吴海军. 热害矿井局部控温一体化技术及装备[J]. *煤矿安全*, 2017, 48(7): 116-118.
- WU Haijun. Integrated technology and equipment for local temperature control of heat disaster mine[J]. *Safety in Coal Mines*, 2017, 48(7): 116-118.
- [13] 张延松, 胡凯, 孟祥豹, 等. 一种应用在井下局部工作面的新型降温系统[J]. *金属矿山*, 2019, 48(4): 189-193.
- ZHANG Yansong, HU Kai, MENG Xiangbao, *et al.* A new type of cooling system applied to the underground working face[J]. *Metal Mine*, 2019, 48(4): 189-193.
- [14] DINCER I, ROSEN M. Exergy as a drive for achieving sustainability[J]. *International Journal of Green Energy*, 2004, 1(1): 1-19.
- [15] MARC A Rosen, DAVID S Scott. Entropy production and exergy destruction: Part I hierarchy of Earth's major constituencies[J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2003(28): 1307-1313.
- [16] 程永伟, 营从光, 朱晓飞. 矿井冰制冷空调系统焓分析[J]. *矿业研究与开发*, 2009, 29(2): 63-65, 105.
- CHENG Yongwei, JIAN Congguang, ZHU Xiaofei. Exergy analysis of ice-cooling air-conditioning system for mine[J]. *Mining Research and Development*, 2009, 29(2): 63-65, 105.
- [17] GB/T 14909—2005, 能量系统焓分析技术导则[S].
- [18] 傅秦生. 能量系统的热力学分析方法[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2005: 169-181, 189-193.
- [19] 刘存玉. 多功能变工况热泵系统分析及其应用研究[D]. 北京: 中国矿业大学(北京), 2013.
- [20] 建设部工程质量安全监督与行业发展司、中国建筑标准设计研究院. 全国民用建筑工程设计技术措施-节能专篇(暖通空调·动力)[M]. 北京: 中国计划出版社, 2007: 88-93.