

对《煤矿井下热害防治设计规范》 部分条文的商榷

亓玉栋*

(山东科技大学 山东省土木工程防灾减灾重点实验室, 山东 青岛 266590;
辽宁工程技术大学 矿山热动力灾害与防治教育部重点实验室, 辽宁 阜新 123000)

摘要:针对现行国家标准《煤矿井下热害防治设计规范》(GB 50148-2007)中关于专业术语、制冷设备及井下冷水泵扬程确定中存在的 inaccurate 或不明确之处,指出专业术语应易于专业及相关技术人员的理解与掌握;对相关设备性能参数的要求应建立在对国内相关设备性能参数充分调研的基础上.通过对井下冷水管路系统形式的分析,给出了扬程的计算方法并对其差异进行了比较,指出水泵扬程的确定应根据管路系统形式的差异进行具体分析.

关键词:规范;专业术语;供冷参数;水泵

中图分类号:TD727.2 **文献标志码:**A **文章编号:**1674-5876(2016)03-0026-05

Discussion on some rules in *Code for Design of Prevention and Elimination of Thermal Disaster in Coal Mines*

QI Yudong

(Shandong Provincial Key Laboratory of Civil Engineering Disaster Prevention and Mitigation, Shandong University of Science and Technology, Qingdao 266590, China; Key Laboratory of Mine Thermo-motive Disaster and Prevention, Ministry of Education, Fuxin 123000, China)

Abstract: This paper aims at some unclear or inaccurate points in *Code for Design of Prevention and Elimination of Thermal Disaster in Coal Mines* (GB 50418-2007), such as technical terms, refrigerating plant and lift head of the pump. It points out that the terms should be easy to understand for engineers, and the demands for the parameters of the refrigerating plants should be based on the full investigation in the internal. It also provides calculation methods and difference of the pump lift for different systems, suggesting that the lift head calculation should be in light of the pipeline system and revises some related rules in the Code in the near future. It is expected that some rules will be revised in the new edition.

Key words: technical term; parameters for cooling supply; pump

随着浅层煤炭资源的枯竭,我国煤炭资源将逐渐进入深部开采,目前我国已有47处矿井采深超过1 000 m^[1].伴随着采掘机械化程度的提高,深井高温热害问题将更加突出^[2].为在煤矿井下热害防治设计中,贯彻执行国家现行有关法律法规与方针政策,保障井下安全生产和人员的身体健康,改善劳动条件和提高劳动生产率,2007年建设部和国家质量监督检验检疫总局联合发布并实施了《煤矿井下热害防治设计规范》(GB 50418-2007)(下文简称为《规范》),用以指导煤矿井下热害防治设计^[3].该规范的实施至今已有8年,笔者对《规范》逐条细究,对其中的部分条文存在疑惑,遂撰写此文以便与从事矿井降温的科

收稿日期:2015-12-10

基金项目:山东省高等学校科技计划资助项目(J15LH03);矿山热动力灾害与防治教育部重点实验室基金资助项目(JSK201209);山东科技大学人才引进科研启动基金资助项目(2015RCJJ059)

*通信作者, E-mail: yudong_qi@163.com

研工作者进行探讨.

1 专业术语

规范第2.0.2条,等效温度(Effective Temperature),其解释为“在风速为零,相对湿度为100%的条件下,使人产生某种热感觉的空气干球温度(气温),来代表使人产生同一热感觉的不同风速、相对湿度和气温的组合,该气温定义为等效温度.”在相对湿度为100%时,空气干球温度与湿球温度相等,本文认为没有必要再注明是“干球温度”;另该解释有些含混不清,难于理解.建议采用相关文献中的定义:干球温度、湿度、空气流速对人体温暖感或冷感影响的综合数值,该数值等效于产生相同感觉的静止饱和空气的温度^[4].

规范2.0.3条,矿井热害,翻译为Hot Mines.但英文“Hot Mine”一般指热害矿井或高温矿井,笔者认为“矿井热害”强调的是热害,宜译为“Mine Thermal Disaster”或“Mine Heat Hazard”等更为合适.

规范2.0.11条,载冷剂高低压耦合装置,其解释为:“利用高压低温载冷剂来冷却低压载冷剂或将高压低温载冷剂降压后送入矿井空气冷却器的装置”.该装置适用于制冷设备安设于地面的深井降温系统,制冷设备制取的冷水通过管路输送至井下需冷地点时,为防止因地面和井下高差导致井下静水压力过大,井下若采用高压管路及空冷器造价昂贵,同时存在安全上的隐患^[5].该装置的作用是隔断因地面与井下高差所引起的静水压力在井下管网与空冷器等设备的传递,但能实现地面载冷剂所携带冷量传递给井下冷水管路(或者说能实现将井下空冷器吸热量通过该装置将热量转移给地面制冷设备所制备的冷水或其他载冷剂).其形式主要由高低压换热器、水能回收装置、高低压转换器.而“耦合”一词一般是指2个或2个以上的体系或2种运动形式间通过相互作用而彼此影响以致联合起来的现象^[6],也就是2个或多个物理量之间互为变量,互相影响.笔者认为:(1)该装置其作用是防止过高的水静压力向井下管网及设备传递,而不是高压与低压之间的相互作用,因此带“耦合”二字不太合适;(2)任何换热器都是冷、热2种流体的相互热交换过程,必然是耦合的,但大家更习惯称为“换热器”或“热交换器”,英文称为“Heat Exchanger”,并不带有耦合二字,矿井中应用该装置功能更在于防止井下管网压力过高,叫做高低压换热器或换热装置均可,所以《规范》叫做“载冷剂高低压耦合装置”也不太合适;(3)该名词对于外行及部分专业人员也容易产生误导,不如简单称为“高低压换热装置”,也没有必要带有“载冷剂”字样.

2 制冷设备供冷参数的规定

矿井降温系统因输冷距离远,特别是制冷设备布置于地面时冷水须经过高低压换热设备等,为保证到达采掘工作面等用冷点空冷器的冷水水温不至过高,《规范》对冷水机组出水水温做了相关规定.《规范》第5.3.11条中的第1条规定:采用地面集中制冷降温方式时,不应高于3℃;其中第3条规定:采用地面与井下联合制冷降温方式时,制冷机位于地面时,出水温度不应高于3℃;制冷机位于井下时,出水温度不应高于5℃.但目前我国工业及商业用途、户用及类似用途的冷水机组均规定:名义工况冷水机组出口水温7℃,低温工况5℃.目前机组蒸发器制冷剂的蒸发温度比冷水出口温度低2~3℃,为防止冷水在蒸发器内因温度过低发生结冰,蒸发温度须在0℃以上,国产制冷机组蒸发温度一般在2℃左右,冷水出口水温在5℃以上;德国产WAT制冷机组蒸发温度在1℃左右,冷水出口水温在3℃以上.本文认为水温的高低应根据矿井热害情况,经详细的水温计算,并考虑机组性能确定,而原文中“采用地面集中制冷降温方式时,不应高于3℃”的说法欠妥.根据笔者对多处矿井降温系统的测试结果,并未发现地面冷水机组出口水温不高于5℃的系统.但也并不是说制冷设备布置于地面时无法制取3℃以下的低温冷水,如果采用冰蓄冷系统则可获得2~3℃的低温冷水;若采用盐水或乙烯乙二醇溶液则可制取低于0℃的载冷剂.但《规范》中要求的是冷水机组出口水温不高于3℃,这在实际设计及机组的采购中可能存在难度.

3 冷水泵扬程确定

《规范》5.3.18条规定:载冷剂传输水泵流量的确定,应符合下列规定:(1)闭式水系统应根据载冷剂的循环流量乘以1.1~1.2的附加系数确定;(2)开式水系统应结合其特点根据计算确定.第5.3.19条规定:载冷剂传输水泵扬程不应小于下列各项数值之和:①载冷剂传输管道及附件的阻力乘以1.2的附加系数所得值;②空气冷却器的阻力或喷淋式空气冷却器的喷嘴阻力;③蒸发器或压力交换系统或载冷剂高低

压耦合装置出水口与作业地点最高点的高程差引起的静压力。

井下空冷器降温用载冷剂目前国内外均为冷水,水泵可对应称为冷水泵,如果为区分地面及井下冷水泵的差异可分别称为地面冷水泵、井下冷水泵,或者参照地面空调系统分别称为一次冷水泵与二次冷水泵,水泵的功能是借助于对流体的输送而实现对冷量/热量的转移与输送,而“载冷剂传输水泵”的叫法有些复杂。冷水管网的系统形式有开式系统(如图 1 所示)和闭式系统(如图 2 所示。本文图中采用的高低压换热器,如采用蒸发器或压力交换系统其原理相同,仅需将高低压换热器更换为其他设备即可)。开式系统中,循环水存在有与空气接触的自由液面,闭式系统中的循环水对外封闭而不与空气接触(不参与系统正常循环的定压系统与补水系统除外)。对于开式系统与闭式系统冷水泵扬程的确定与计算方法,本文认为《规范》

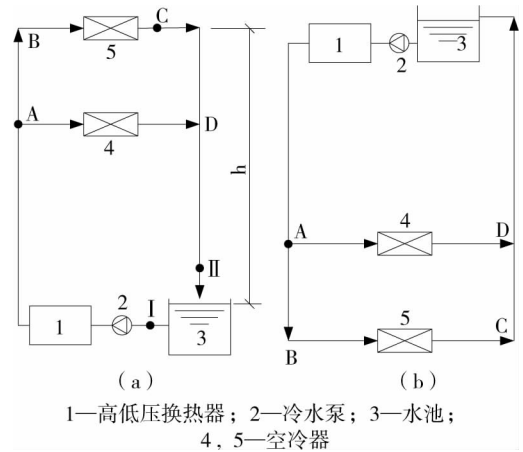


图 1 开式管网供水系统

5.3.19 条的规定过于笼统,应根据冷水管网系统具体形式的不同分别考虑。

3.1 开式供水管网

根据水泵与空冷器相对高度的不同,开式供水系统可分为 2 种形式,如图 1 所示。管网最不利环路: 1→A→B→5→C→D→3→2→1。由伯努利(Bernoulli)能量方程可得在图 1a 中,水流由水池中的液面供至 C 点的能量方程为

$$\frac{p_3}{\rho g} + z_3 + \frac{\alpha_3 v_3^2}{2g} + H = \frac{p_c}{\rho g} + z_c + \frac{\alpha_c v_c^2}{2g} + h_{B \rightarrow c} \quad (1)$$

式中, p : 压强, Pa; z : 相对于参考点的标高, m; α : 动能修正系数(无量纲),可取 $\alpha_3 = \alpha_c = 1.0$; v : 水流速度, m/s; H : 水泵扬程, m; $h_{B \rightarrow c}$: 水流沿最不利环路先后由水池(3)经水泵、高低压换热器和空冷器到达 C 点时的能量损失, m; 下标 3, c: 水池液面与 C 点管道断面处。

冷水泵、高低压换热器及水池一般位于井下同一硐室,高度相差不大,选择水池液面为 0 势能参考面(即 $z_3 = 0$)。假设:(1)忽略水池液面与冷水泵轴线之间的高差;(2)压强采用相对压强(即 $p_3 = 0$);(3)系统最高处空冷器出口距水池液面高度为 h ,即 $z_c = h$;(4)水池断面面积相对于管道面积为无限大,即 $v_3 = 0$ m/s;(5)C 点为空冷器出口且为系统最高点,为保证管网内为正压一般规定系统最高点相对压强不应为负压,参考相关文献取 C 点压强为 $0.5 \text{ m H}_2\text{O}^{[7]}$;(6)不考虑供、回水温差所引起密度差而导致供回水管路自然作用压头。由式(1)可得所需水泵扬程为

$$H = h + \frac{v_c^2}{2g} + h_{B \rightarrow c} + 0.5 \quad (2)$$

水流在 C 点相对于水池(3)液面,其作用水头 H_c 为

$$H_c = 0.5 + h \quad (3)$$

在水流由 C 点流至水池 3 的过程中,假设其水头损失为 $h_{B \rightarrow c}$,若作用水头 $H_c > h_{B \rightarrow c}$,即 C 点水流在作用水头 H_c 的作用下,能够克服管路水头损失流至水池,此时按式(2)计算所得水泵扬程能保证系统水流正常工作;反之,若 $H_c < h_{B \rightarrow c}$,说明在作用水头 H_c 的作用下,水流不足以克服回水管路水头损失流至水池,由式(2)所得水泵扬程过小。为保证管路系统水流正常流动,所需水泵扬程应为

$$H = \frac{\alpha_c v_c^2}{2g} + h_f$$

式中, h_f : 图 1a 中水流沿最不利环路(1→A→B→5→C→D→3→2→1)的总能量损失。综上分析可得,对于开式冷水管路,当用冷地点空冷器高于水泵(高低压换热器或水池)时,管路系统所需水泵扬程为

$$H = \begin{cases} h + \frac{\alpha_c v_c^2}{2g} + h_{B \rightarrow c} + 0.5 & (H_c \geq h_{f_{c-3}}); \\ \frac{\alpha_c v_c^2}{2g} + h_f & (H_c \leq h_{f_{c-3}}). \end{cases} \quad (5)$$

当高压换热器、水泵及水池位置高于用冷地点空冷器时,如图 1b 所示,在不考虑因供回水温差引起密度差而产生的自然压头作用时,水静压力在最不利环路(1→A→B→5→C→D→3→2→1)中的供、回水管路两侧压强互相抵消,此时易得所需水泵扬程为:

$$H = \frac{v_3^2}{2g} + h_f \quad (6)$$

式中, v_3 : 水流返回水池时的流速, m/s.

3.2 闭式供水管网

对于如图 2 所示的闭式管网供水系统,无论水泵与空冷器安设相对高度如何,在不考虑供、回水管路产生的自然压头作用时(图 2a 自然压头有利于水的流动,可降低水泵扬程;图 2b 自然压头增大水泵扬程.但自然压头较小,产生的影响也很小,可忽略不计),供、回水管路产生的静水压力互相抵消,故所需水泵扬程仅用于克服系统最不利环路(2→1→4→2)水头损失,包括高压换热器冷水侧、空冷器与所有沿程及局部水头损失之和,即:

$$H = h_f \quad (7)$$

式中, h_f : 沿图 2 所示最不利环路(2→1→4→2)的水头损失.

3.3 开式与闭式供水管路的比较

对如图 1a 所示的开式供水管网,因管路及空冷器位置相对较高,一般应在水泵吸水管段(I点)及连接水池的回水管路出口处(II点)设置常开电动或手动阀门,在水泵停止运行、系统检修及出现故障时关闭阀门,以防停泵期间管路中大量冷水倒流入水池溢出.由式(5)~式(7)可得,当用冷地点高于水泵所在水平时,图 1a 所示开式系统所需水泵扬程高、能耗大;而闭式系统所需水泵扬程较小;当水泵所在位置高于用冷地点时,闭式系统(图 2)与开式系统所需冷水泵扬程相差不大,但闭式系统需落地膨胀水箱,其价格比开式系统水池要高.建议需供冷地点相对水泵位置较高时,选择闭式系统,反之当用冷地点位置较低时,可选择开式系统.

3.4 高低压转装置

矿井降温系统高低压转换装置有多种形式^[8-10],对于图 3 所示的一种带有贮水室的新型水能转换装置,其特点在于利用高压侧冷水(即地面制冷设备供回水管内的压力)驱动井下低压管路冷水进行循环,将流经空冷器进行吸热升温后的高温冷水直接送到地面,井下无需使用高低压换热器及冷水泵.

该装置主要包括低压水转换行程(如图 3a 所示)及高压水转换行程(如图 3b 所示).在低压水转换行程中,阀门 A 关闭而阀门 B 打开,流向转换器 C, D 连通,地面高压冷水流向高压贮水室,推动活塞及活塞连杆向上运动,低压贮水室的活塞也向上运动.使原来位于高压贮水室上部的高温冷水便被排送到地面,井下低压贮水室上部的高温冷水被压入低压转换器上部,低压转换器下部的冷水被压入井下低压冷水管路及低压贮水室下部.当高压贮水室及低压贮水室活塞移动至最上部时,低压水转换行程结束,阀门 B 关闭而阀门 A 打开,流向转换器 C, E 连通,高压水转换行程(如图 3b 所示)开始,地面制冷设备制取的冷水由高压贮水室下部进入高压转换器下部,推动高压转换器活塞向上运动,将井下高温冷水压入通往地面的高温冷水管路及高压贮水室上部,推动高压贮水室活塞及连杆向下运动,井下高温冷水进入低压贮水室上部,随活塞向下运动将低压贮水室下部的冷水压入井下低压冷水管路,当高压贮水室及低压贮水室的活塞运动到最下部时高压水转换行程结束,并重复上一个循环.

由以上可以看出,该装置最大的特点是井下不需安设冷水泵,并且该装置与高低压换热器相比其温升较小,但该装置系统复杂,地面高压循环水需要由更大功率的水泵提供系统水流的动力,立管底部仍需承受高压.

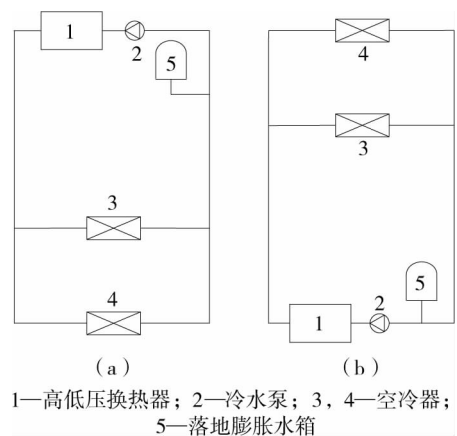


图 2 闭式管网供水系统

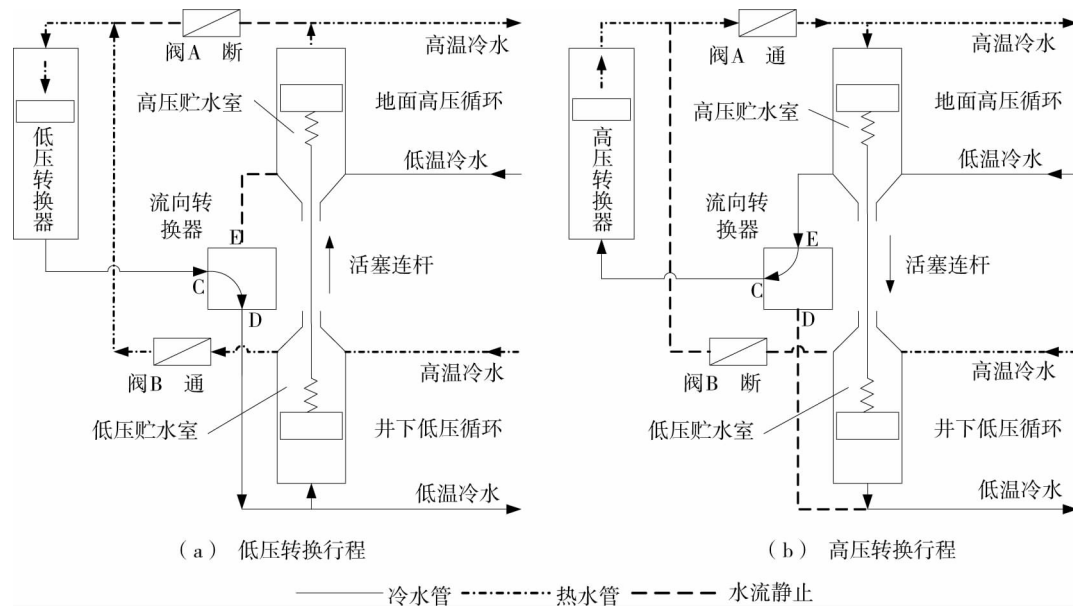


图3 高低压转换器结构示意图

3.5 井下冷水泵扬程的确定

考虑计算误差、施工误差及管道内壁结垢、生锈、管路漏水等因素,一般在最终选择水泵扬程与流量时将计算扬程和计算流量分别乘以 1.1 ~ 1.2。

由以上分析可知,表面式空冷器或喷淋式空冷器阻力、流速水头、蒸发器或压力交换系统出口与系统最高点与作业地点最高点高差引起的静压力差等是影响水泵扬程的因素,但井下不同的管路系统形式其对应的冷水水泵扬程的确定是不同的,扬程的确定应根据管路系统形式的不同而采用不同的确定方法及计算公式。笔者认为原《规范》5.3.19 条对井下冷水泵扬程的确定并未考虑不同的管路系统形式。

4 结论

1)《规范》中的专业术语应易于专业技术人员的理解和掌握,并考虑相关专业对功能相同或相近设备的称谓;而其英文称谓应和国外相关权威杂志及网站的称呼相近,否则在利用相关数据库进行文献检索时可能难于找到专业的资料。

2)《规范》对相关设备及产品性能的要求应建立在对国内外产品性能参数充分调研的基础上,特别要充分考虑到国内相关产品性能参数,对产品性能参数要求的目的是淘汰落后产品,鼓励选用节能型产品,但对产品性能参数的要求不能过高。

3)对井下冷水泵扬程的确定应根据井下管路系统形式的差异而采用不同的计算公式,系统形式不同其计算公式各异。

参考文献:

- [1] 姜耀东,潘一山,姜福兴,等.我国煤炭开采中的冲击地压机理和防治[J].煤炭学报,2014(2):205-213.
- [2] 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.
- [3] 中华人民共和国建设部,中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局.GB50418—2007 煤矿井下热害防治设计规范[S].北京:中国计划出版社,2007.
- [4] 朱颖心.建筑环境学[M].3.北京:中国建筑工业出版社,2010:342.
- [5] 严荣林,侯贤文,黄国纲,等.矿井空调技术[M].北京:煤炭工业出版社,1994:438.
- [6] 中国社会科学院语言研究所词典编辑室.现代汉语词典[M].北京:商务印书馆,2012.
- [7] 中华人民共和国住房和城乡建设部.GB50736-2012 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S].2012.
- [8] 徐广才,陈炬,李爱民,等.高低压流体交换器:山东 37,F28[P].2013-01-30.
- [9] 陈孜虎,姬建虎,王长元,等.一种在矿井中使用的高低压水能交换系统:重庆 85,E21[P].2012-01-18.
- [10] 陈孜虎,姬建虎,张习军,等.可调压力的矿用高低压水能交换系统:重庆 85,E21[P].2012-08-01.