

水平同心环自然对流换热和隔热特性

李文菁^{1,3}, 邹声华^{2*}, 杨万鑫², 胡琦²

(1.湖南科技大学 资源环境与安全工程学院,湖南 湘潭 411201;2.湖南科技大学 土木工程学院,湖南 湘潭 411201;
3.湖南工程学院 建筑工程学院,湖南 湘潭 411104)

摘要:随着开采深度的不断加深,高温矿井中掘进工作面的热害日益突出,严重危害作业人员的身心健康.结合空气层在围护结构中保温隔热的作用,提出应用空气夹层控制围岩传热量的结构.采用理论分析、数值模拟相结合的方法,研究了同心环夹层结构自然对流的传热机理.利用 ANSYS 进行建模分析得出:在内外直径比接近1的水平同心环中,瑞利数 Ra 与空气自然流动形式的关系;用自然对流传热强化系数 K 表示自然对流对传热的强化程度,并拟合出环形空气层的平均 K 值与 Ra 的关系式为 $K_{ave} = 0.091\ 63Ra^{0.282\ 6}$,适用于矿井传热的自然对流传热强化系数计算公式为 $K_m = 0.034\ 57Ra^{0.291\ 7}$. 并通过实例计算得到空气夹层厚度对散热量影响并不显著,最佳厚度为 8 cm 以内.

关键词:同心环夹层结构,自然对流强化系数,数值模拟,围岩传热量

中图分类号:TD727 文献标志码:A 文章编号:1672-9102(2021)04-0053-07

The Simulation Study of Natural Convection Heat Insulation in Concentric Horizontal Cylindrical Annuli

LI Wenjing^{1,3}, ZOU Shenghua², YANG Wanxin², HU Qi²

(1. School of Resource & Environment and Safety Engineering, Hunan University of Science and Technology, Xiangtan 411201, China;
2. School of Civil Engineering, Hunan University of Science and Technology, Xiangtan 411201, China;
3. School of Architectural Engineering, Hunan Institute of Engineering, Xiangtan 411104, China)

Abstract: With the deepening of mining depth, the heat damage of the tunneling face in the high-temperature mine is increasingly prominent, which seriously endangers the physical and mental health of the workers. Combined with the effect of air layer on heat insulation in the building envelopes, a structure of controlling heat transfer from surrounding rock to roadway by air layer is proposed. Based on numerically simulating, the heat transfer mechanism of natural convection in concentric horizontal cylindrical annuli is studied. The relationship between Ra number and air flow characteristics is concluded with an internal and external diameter ratio close to 1. The enhancement degree of natural convection to heat transfer is expressed by the heat transfer enhancement coefficient K , the relationship between K average values of Ra is $K_{ave} = 0.091\ 63Ra^{0.282\ 6}$. And the formula that can be applied in the mine is $K_m = 0.034\ 57Ra^{0.291\ 7}$. The calculation results of an engineering case show that the thickness of air interlayer has no significant effect on heat dissipation, and the optimal thickness is within 8 cm.

Keywords: concentric horizontal cylindrical annuli; natural convection heat transfer enhancement coefficient; numerically simulating; surrounding rock heat transfer

随着矿井开采深度日益加深,受到高温热害威胁的矿井日益增多,矿井高温热害已成为制约矿井安全

收稿日期:2021-04-23

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51274098; 51134005);湖南省教育厅资助项目(21B0660)

*通信作者,E-mail:784923017@qq.com

高效开采的重大问题。据统计,全国千米深煤矿井在 2015 年已达 80 余座,千米深金属矿井约 32 座,最深的为辽宁抚顺红透山铜矿已达 1 600 m^[1],其原岩温度大多超过 35 ℃,接近 40 ℃,个别甚至达到 50 ℃,许多矿井早已处于二级热害区^[2]。

高温高湿环境会导致井下工作人员产生一系列不适反应,严重危害工人身体健康^[3],同时会降低劳动生产率,甚至成为诱发矿山事故的重要原因。高温矿井热害的热源主要有围岩散热、机电设备散热、热水散热、压缩热及氧化热等,而掘进巷道内的高温热源主要是原岩放热和掘进设备散热,其中部分矿井围岩散热高达 40%^[4],因此控制围岩传热成为治理矿井热害的有效手段之一。

空气夹层结构的保温隔热最先应用于建筑领域,最早可追溯到 1881 年美国工程师 Edward Morse 提出的特朗勃墙^[5],随后双层玻璃、双面屋顶、通风屋顶等封闭或流通空气夹层结构开始被广泛使用^[6-8]。因此吸引了大量国内外学者对不同宽高比、倾斜角度的矩形封闭夹层结构进行研究。Aydin O 研究表明双层玻璃窗中空气夹层的最佳宽度为 12~21 mm^[9];Susanti L 等在一间日本厂房中使用通风屋面,使室内气温降低了 4.4 ℃^[10]。在隧道防冻中,挪威在 20 世纪 90 年代首次提出利用封闭空气夹层隔热的离壁式衬砌防冻结构,并成功应用在 20 余千米的防冻隧道上^[11]。这些研究结果充分说明了空气夹层结构在保温隔热性能方面的作用,但其在矿井热害治理领域却鲜少应用。

在深入了解围岩散热散湿与空气夹层结构传热特性的基础上,针对围岩散热散湿问题突出的掘进巷道,探索一种隔热技术(如图 1 所示)。通过加入隔热板,在主巷道与围岩之间构成封闭的空气夹层,隔热板与巷道围岩组成一种多组分、非匀质的复合传热结构(巷道围岩、隔热板及其之间的空气层),从而增大巷道周壁的传热热阻,减少巷道围岩向巷道空间的导热热量,使围岩向主巷道的对流传热量与辐射传热量大幅降低,同时隔绝湿润壁面向主巷道散湿。

对于矿井巷道中围岩与风流的传热,研究者将巷道抽象为圆柱形结构进行数值模拟计算,并将其围岩内部温度场分布与在矿井内现场测试结果进行比较,发现地温变化曲线一致^[12-13]。这证明将巷道抽象为圆柱形结构是合理的,因此本文在研究隔热板与巷道围岩结构之间的空气层的传热特性时将其抽象为水平同心环空气夹层。国外也有大量学者针对水平同心圆柱间的流体传热和流动特性进行研究^[14-16],例如,Beckmann 于 1931 年首先研究了水平同心等温圆柱之间的自然对流,他使用空气、氢和二氧化碳来实验获得总传热系数^[17];T H Kuehn 等^[14]利用氮气在不同压力和温差下对水平同心和偏心圆柱间夹层的自然对流传热特性进行了实验研究,并给出了关于表征换热强度的无量纲数 Nu 的拟合计算公式。但这些公式多数基于特定的几何特征,具有较大的局限性,且同心环流体传热多集中在微、小尺寸中,关于大、中尺寸的研究还很少。本文将主巷道和围岩间的空气夹层结构,抽象为同心圆环,以研究其自然对流条件下的传热特性,推导出空气夹层在不同厚度和不同温差条件下,实际传热量与静止空气夹层理论传热量之间的关系,以指导空气夹层隔热技术在矿井中的应用。

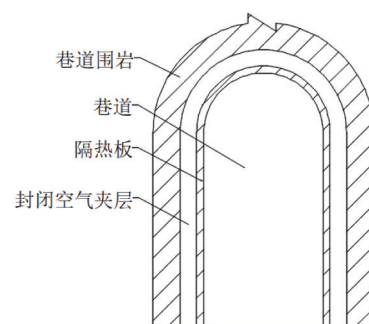


图 1 空气夹层隔热结构

1 数值模拟计算

1.1 数学模型

水平同心环空气夹层如图 2 所示。对水平同心环空气夹层内部的自然对流现象进行研究,其数学模型应满足连续性方程和动量方程,由于流动是由两壁面温差引起的,因此还需要满足能量守恒方程。

连续性方程:

$$\frac{\partial v_r}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{v_r}{r} = 0. \quad (1)$$

动量方程:

r 分量

$$v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} - \frac{v_\theta^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} + \nu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial (rv_r)}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} \right] + \rho g \beta (T_o - T_i) \sin \theta. \quad (2)$$

θ 分量

$$v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + \frac{v_\theta v_r}{r} = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \nu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial (rv_\theta)}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} \right] + \rho g \beta (T_o - T_i) \cos \theta. \quad (3)$$

能量方程:

$$v_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} = a \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} \right]. \quad (4)$$

$$\text{瑞利数: } Ra = \frac{g \beta \Delta T L^3}{\nu \alpha}. \quad (5)$$

式中: r 为半径,m; v_r 为径向速度,m/s; v_θ 为角速度,rad/s; θ 为极轴角; P 为静压,Pa; ρ 为空气密度,kg/m³; ν 为运动黏度,m²/s; g 为重力加速度,m/s²; β 为热膨胀系数,1/K; T_i, T_o 分别为内外壁面温度,空气定性温度为 $T = (T_i + T_o)/2$; ΔT 为内外壁面温差,℃, $\Delta T = T_o - T_i$; α 为热扩散系数,m²/s; L 为特征长度,取空气夹层宽度 δ ,m.

水平环空气夹层外半径为 R_o ,内半径为 R_i ,空气层厚度为 δ .在封闭情况下环内气体因内外壁面温差和重力作用动力形成自然对流,假设空气为不可压缩的理想气体,忽略其流动黏性耗散,密度满足 Boussinesq 假设,除密度外,空气的物性参数不随温度变化.利用 ANSYS 进行建模分析,为了加快计算速度,在建模时进行轴对称处理,根据一般巷道尺寸定义半径 $r=2$ m,并假设通风时间足够长,围岩与巷道内风流已经达到稳定状态,风流与围岩温度沿长度方向不变,则环隙内外壁面可定义为等温壁面.

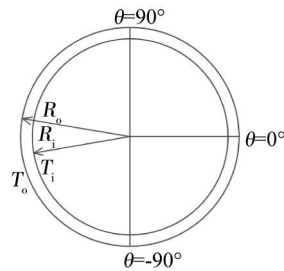


图2 水平环形空气夹层结构

1.2 网格无关性验证与模型验证

为保证计算精度,首先对网格进行无关性验证,以半径 $r=2$ m, $\delta=3$ cm,内外壁面温差 $\Delta T=5$ K 为例,建立模型,使用面网格划分法,并在内外壁面进行网格加密,按单元数 12 000,36 000,48 000 这3种网格密度进行计算,模拟过程中发现环隙顶部和侧面层流线平行度更好,底部容易出现涡流,因此取上部对称轴线上的温度进行对比,结果如图3所示.单元数为36 000和48 000的结果十分接近,曲线近乎重合,考虑到计算速度,在后续计算中选择大于36 000的网格数进行计算.

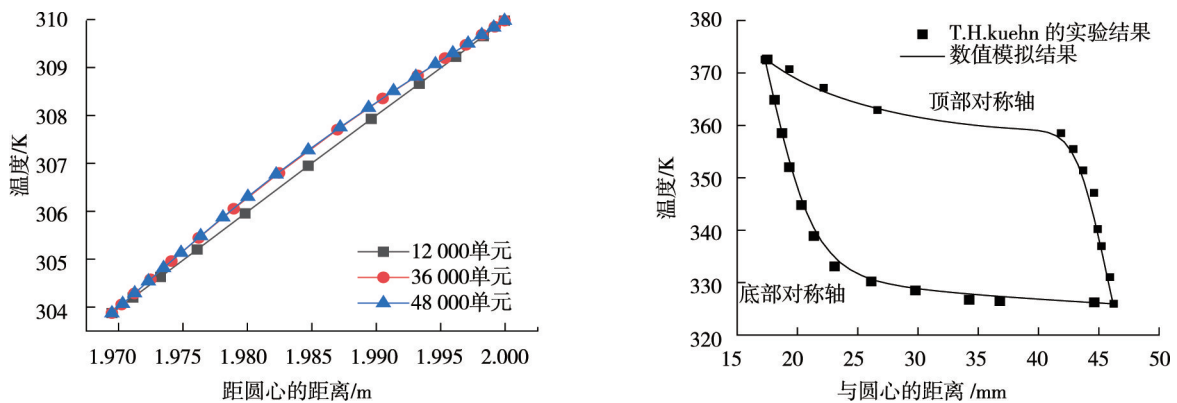


图3 网格无关性验证与 T.H. Kueden 的实验结果值的比较

利用 T H Kueden 水平同心圆柱间气体自然对流传热特性的实验结果^[14],对 ANSYS 同心环隙自然对流模拟计算结果的可靠性进行验证.实验采用两根同心圆管,内管径为 17.80 mm,温度 373 K;外管内径为 46.25 mm,温度为 327 K,实验用介质为氮气.据此数据建立模型,比较管道垂直轴线的温度分布的数值解算值和实验值,温度分布情况吻合度高,见图 3.令 q_{cond} 为静止空气的理论导热率, q_{act} 为实际空气传热率,用自然对流传热强化系数 K 表示自然对流传热的强化程度,为实际导热率与理论导热率的比值,计算公式如式(6)和式(7):

$$q_{\text{cond}} = \frac{2\pi\lambda\Delta T}{\ln(R_o/R_i)}; \quad (6)$$

$$K = \frac{q_{\text{act}}}{q_{\text{cond}}}. \quad (7)$$

式中: R_o, R_i 分别代表外管半径和内管半径, m; λ 为空气的导热系数, W/(m·K).

计算得理论导热量为 9.316 W/m,而模拟中的实际传热量为 13.279 W/m,计算得 K 为 1.36 与实验值 1.38 很接近.因此用 ANSYS 可以比较准确的模拟同心环自然对流现象.

2 结果与分析

2.1 Ra 大小对流态的影响

图 4 是在空气层厚度为 5 cm 时, Ra 从 $10^3 \sim 10^7$ 情况下,环内的等温线的分布.从图 4 中可以看出在 $Ra < 10^3$ 时流线和等温线非常的均匀,且环隙 $\theta = 54^\circ \sim 90^\circ$ 的顶部区域、 $\theta = -18^\circ \sim 18^\circ$ 区域和 $\theta = -90^\circ \sim -54^\circ$ 的底部区域均保持在层流状态.从 $Ra = 10^4$ 开始, $\theta = -90^\circ \sim -54^\circ$ 区域等温线开始呈现弯曲波动状态,这种波动现象沿环隙从底部向侧上移动,慢慢减弱,至顶部消失.该特征符合 Ostrach^[15] 提出的观点,在密度梯度方向与重力方向相反时流体出现不稳定的平衡状态,在密度梯度超过某个阈值后发生对流.

在本研究对象中,原始围岩的温度较高,因此热面在下,底部的空气受热后在热浮升力的作用下开始上升,触到顶部内环后,向两边扩散,在此过程中被温度较低的内环冷却,然后在重力的作用下返流补充底部热空气上升形成的低压空间,与此同时流体间的黏滞力会阻碍空气上升,热浮升力与黏滞力对流动的综合影响可由 Ra 来体现, Ra 越大浮升力作用越显著.因此随着 Ra 的增大,如图 4c 所示,热浮升力越来越明显,空气上升速度越快.进一步分析发现,在 $Ra = 2.4 \times 10^3$, $\theta = -90^\circ$ 区域等温线开始出现明显波动,但此时其他位置还处于层流状态,理论传热量与导热公式计算传热量十分接近,因此可以认为仍处于导热状态.至 $Ra = 10^4$ 时,空间内最高流速增加到 0.04 m/s,数值计算传热量是理论导热量的 1.6 倍,因此可以认为导热与自然层流换热的转折出现在 $Ra = 2.4 \times 10^3 \sim 10^4$.在 $Ra > 10^5$ 后整个区域的温度线呈现多个不规则涡形,区域内空气形成多个涡流区,因此底部层流换热与紊流换热的转折点在 $Ra = 10^4 \sim 10^5$.

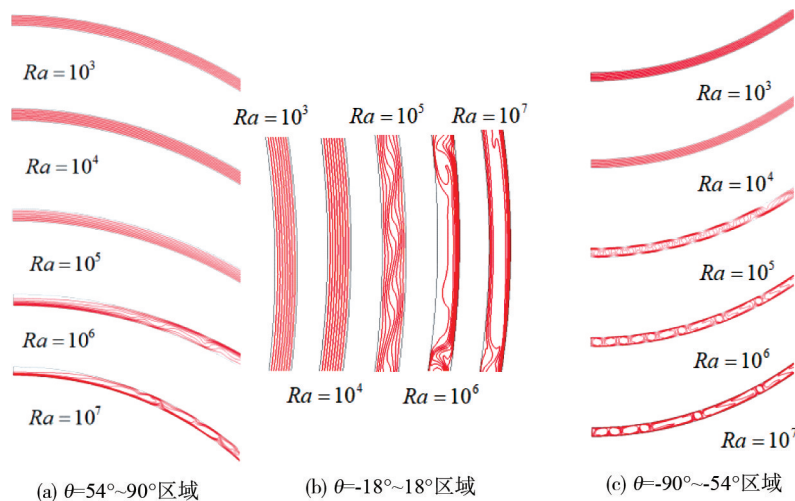


图 4 不同 Ra 数空间内等温线分布

2.2 自然对流传热强化系数 K 与 Ra 的关系

2.2.1 环形空间平均自然对流传热强化系数 K 与 Ra 的关系

环形空间内因内外壁面温差引起的自然对流强化了空气夹层的导热,分析发现平均自然对流传热强化系数 K_{ave} 与 Ra 之间有密切关系,其曲线如图5所示.由图5知, $Ra = 4 \times 10^3 \sim 4 \times 10^5$, 平均自然对流传热强化系数 K_{ave} 随着 Ra 的增加而增大.

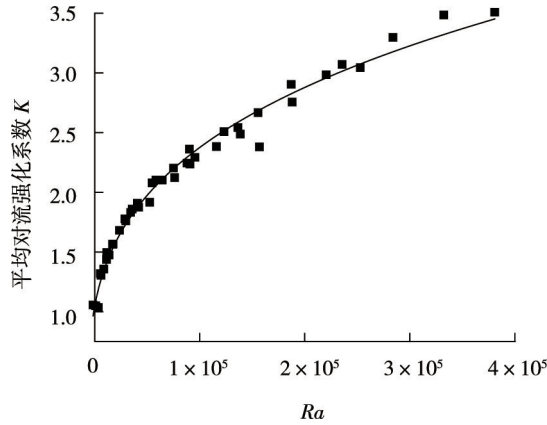


图5 环形封闭空气夹层在不同 Ra 下的 K 值拟合曲线

同时,对数据进行拟合,得到平均对流传热强化系数 K_{ave} 与瑞利数的关联式:

$$K_{ave} = 0.091\ 63Ra^{0.282\ 6}, R^2 = 0.984\ 6. \tag{8}$$

2.2.2 分区域讨论自然对流传热强化系数 K 与 Ra 的关系

在实际应用中,巷道底部无法使用空气夹层结构进行隔热处理,而上述分析说明环形空气夹层内底部涡流现象最为明显,实际工程中按 K_{ave} 计算可能会造成较大误差.因此将圆环分为上 ($\theta = 45^\circ \sim 90^\circ$)、侧 ($\theta = -45^\circ \sim 45^\circ$)、下 ($\theta = -90^\circ \sim -45^\circ$) 三部分分别计算其自然对流传热强化系数 K ,并分析其与 Ra 的关系,如图6所示.其中环形空气层上部因密度梯度方向与重力方向相反时流体呈现不稳定的平衡状态,自然对流传热强化系数 K_{Top} 值多在 $0.8 \sim 1.2$ 内波动,这说明在研究的 Ra 范围内,环形空气层上部的传热工况一直比较接近导热状态.而环形空气层的侧面的自然对流传热强化系数 K_{Side} 和底部的自然对流传热强化系数 K_{Bot} 则与 Ra 数相关性明显,且底部空气的自然对流传热强化作用更加强烈,通过非线性拟合得到相应公式:

$$K_{Side} = 0.018\ 82Ra^{0.352\ 8}, R^2 = 0.922; \tag{9}$$

$$K_{Bot} = 0.082\ 4Ra^{0.286\ 4}, R^2 = 0.901. \tag{10}$$

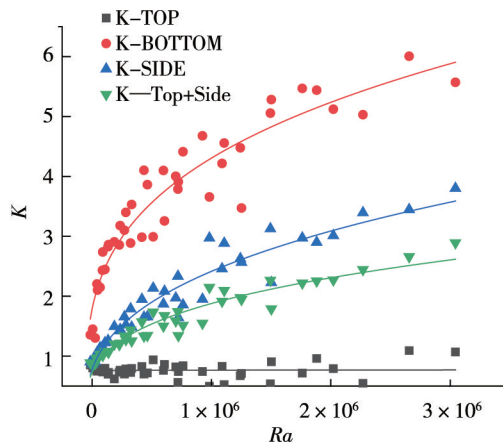


图6 不同区域内 K 与 Ra 的关系

只考虑环形空气夹层上部和侧部传热时,计算其平均自然对流传热强化系数可得到拟合公式为

$$K_m = 0.034\ 57Ra^{0.291\ 7}, R^2 = 0.925\ 7. \tag{11}$$

3 实例分析

将环形模型置于巷道中,假设底部 1/4 的圆周不隔热,其他 3/4 采用空气夹层隔热, R_4 为调温圈半径(其计算方法已经比较成熟^[13,18]), R_3 为巷道半径, δ_1 为保温层厚度, δ_2 为空气夹层厚度,并假设保温层导热系数为 λ_1 , 空气导热系数为 λ_2 , 围岩导热系数为 λ_3 , T_{gu} 为岩石原始岩温, $^{\circ}\text{C}$; T_f 为巷道中风流温度, $^{\circ}\text{C}$. 根据传热学^[19]考虑空气夹层的自然对流现象的影响后,空气夹层的导热量会由 q_{cond} 增加到 $q_{\text{act}} = K_{\text{mine}} q_{\text{cond}}$, 相当于其导热系数增加到 $\lambda_2' = K_{\text{mine}} \lambda_2$, 因此巷道传热量计算式为

$$q_{\text{act}} = \frac{0.75\pi(T_{\text{gu}} - T_f)}{\frac{1}{2\alpha_1(R_3 - \delta_2 - \delta_1)} + \frac{1}{2\lambda_1 \ln \frac{R_3 - \delta_2}{R_3 - \delta_2 - \delta_1}} + \frac{1}{2K_{\text{mine}}\lambda_2 \ln \frac{R_3}{R_3 - \delta_2}} + \frac{1}{2\lambda_3 \ln \frac{R_4}{R_3}}} + \frac{0.25\pi(T_{\text{gu}} - T_f)}{\frac{1}{2\alpha_1 R_3} + \frac{1}{2\lambda_3 \ln \frac{R_4}{R_3}}}. \quad (12)$$

参照文献[12],假设有温度为 26 $^{\circ}\text{C}$ 的风流进入半径为 2 m 的巷道,围岩初始温度为 45 $^{\circ}\text{C}$,岩石导热系数为 0.59 W/(m·K),岩石导温系数为 $1.13 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 壁面与风流间的换热系数为 14.0 W/($\text{m}^2 \cdot \text{K}$),隔热板厚度为 50 mm,导热系数为 0.072 W/(m·K).

由于静止空气夹层的热阻与空气层厚度呈线性关系,而与自然对流换热系数成反比,根据式(11)可知自然对流强化系数与空气层厚度的 0.87 次方成正比,在二者综合影响下空气热阻仅与空气层厚度的 0.13 次方成正比,因此随着空气层厚度的增加,散热量略有降低但变化不大.图 7 所示为在不同厚度的空气夹层下所计算的巷道单位长度的散热量,从图 7 中可以看出,随着空气夹层厚度由 2 cm 增加到 8 cm,散热量下降 5% 左右,而空气夹层厚度从 8 cm 增加到 11 cm 时,散热量基本不变.因此推荐最佳的空气夹层厚度不超过 8 cm,继续增大无明显节能意义.同时也可以看出,空气夹层隔热效果明显,巷道通风时长为 1 个月时,隔热量可达 60% 以上,但隔热效果随着通风时间的增加迅速降低,在通风达 3 年后仍高达 1/3.

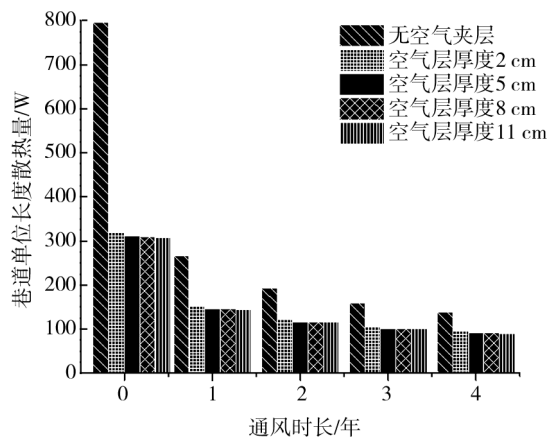


图 7 巷道单位长度散热量

4 结论

1) 环形空气夹层导热与自然层流换热的转折出现在 $Ra = 4 \times 10^3 \sim 4 \times 10^4$, 层流换热与紊流的转折点在 $Ra = 10^4 \sim 10^5$.

2) 环形空气层均自然对流传热强化系数 $K_{\text{ave}} = 0.091 63Ra^{0.282 6}$, 而可实际应用于矿井中的自然对流传热强化系数为 $K_m = 0.034 57Ra^{0.291 7}$.

3. 空气夹层隔热方法可有效降低巷道壁面的总放热量,但其厚度对围岩壁面散热量的影响并不显著,空气夹层厚度以 8 cm 以内为佳.

参考文献:

- [1] 谢和平.“深部岩体力学与开采理论”研究构想与预期成果展望[J].工程科学与技术,2017(2):1-16.
- [2] 何满潮,张毅,严玉彪,等.我国煤矿高碳行业低碳生产技术研究进展[J].太原理工大学学报,2010,41(5):623-626.
- [3] 张景钢,杨诗涵,索诚宇,等.高温高湿环境对矿工生理心理影响试验研究[J].中国安全科学学报,2015,25(1):23-28.
- [4] 李瑞.深井掘进巷道热灾害预测模型研究[D].西安:西安科技大学,2009.
- [5] Saadatian O, Sopian K, Lim C H, et al. Trombe Walls: A review of Opportunities and Challenges in Research and Development [J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2012, 16(8):6340-6351.
- [6] Chow T T, Lin Z, Fong K F, et al. Thermal Performance of Natural Airflow Inflow in Subtropical and Temperate Climate Zones- A Comparative Study [J]. Energy Conversion & Management, 2009, 50(8):1884-1890.
- [7] Dimoudi A, Androutsopoulos A, Lykoudis S. Summer Performance of a Ventilated Roof Component [J]. Energy & Buildings, 2006, 38(6):610-617.
- [8] Imran A A, Jalil J M, Ahmed S T. Induced Flow for Ventilation and Cooling by a Solar Chimney [J]. Renewable Energy, 2015, 78:236-244.
- [9] Aydin O. Determination of Optimum Air-layer Thickness in Double Pane Windows [J]. Energy & Buildings, 2000, 32(3):303-308.
- [10] Susanti L, Homma H, Matsumoto H. A Naturally Ventilated Cavity Roof as Potential Benefits for Improving Thermal Environment and Cooling Load of a Factory Building [J]. Energy & Buildings, 2011, 43(1):211-218.
- [11] 吴根强,王志杰.高地温铁路隧道隔热层方案研究[J].铁道科学与工程学报,2017,14(8):1715-1726.
- [12] 邹声华,李孔清,张登春,等.掘进巷道隔热分流排热降温技术的理论与实践研究.安全与环境学报,2016,16(2):99-102.
- [13] 侯祺棕,沈伯雄.调热圈半径及其温度场的数值解算模型[J].湖南科技大学学报(自然科学版),1997(1):9-16.
- [14] Kuehn T H, Goldstein R J. An Experimental Study of Natural Convection Heat Transfer in Concentric and Eccentric Horizontal Cylindrical Annuli[J]. Journal of Heat Transfer, 1978, 100(4):635.
- [15] Ostrach S. Natural convection in enclosure[J]. Advances in Heat Transfer,1972,8:161-227.
- [16] Abu-Nada E. Effects of variable viscosity and thermal conductivity of Al₂O₃ - water nanofluid on heat transfer enhancement in natural convection[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2009, 30(4):679-690.
- [17] Beckmann W. Die Wärmeübertragung in Zylindrischen Gasschichten bei Natürlicher Konvektion [J]. Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens, 1931,2(5):165-178.
- [18] 朱帅,吴世跃,朱世昕.巷道围岩调热圈厚度分析及实测[J].煤炭技术,2017(5):142-145.
- [19] 杨世铭,陶文铨,编著.传热学[M].北京:高等教育出版社,1998.