

文章编号:1000-582X(2004)11-0088-04

空气-水鼓泡流动的阻力与蒸发传热特性*

崔文智¹,陈清华¹,李隆键¹,周琳莉²

(1.重庆大学动力工程学院,重庆 400030;2.后勤工程学院军事供油工程系,重庆 400042)

摘要:实验研究了一种新的适用于蒸发冷却过程的鼓泡装置的阻力与传热特性。实验中将换热盘管浸没于空气-水的鼓泡层中,空气-水两相流通过盘管的表面。这种换热方式可以极大的提高换热管与空气之间的换热系数,降低水泵功率的消耗,而且对气流速度的要求低于空冷式冷凝器。文中给出了空气穿过空气-水鼓泡层的压降以及盘管与冷却水之间换热的实验数据,该结果显示影响压降及换热系数的因素包括多孔板的几何尺寸,鼓泡层的高度,空塔速度及热流密度。换热盘管与冷却水之间的换热系数比管外降膜冷却的换热系数大2倍多。

关键词:空气-水鼓泡流动;冷却;流动阻力;蒸发传热

中图分类号:TK124

文献标识码:A

目前在工业应用中主要使用3种形式的冷凝器,即:空冷式,水冷式和蒸发式冷凝器。空冷式冷凝器的热量传递在换热盘管和空气流之间进行。由于空气导热系数低,比热容小,空冷式冷凝器为获得较好的换热性能就需要更高的气流速度或更大的传热面积(通常采用翅片式扩展表面),从而导致运行费用增加和设备体积庞大。水冷式冷凝器的换热系数高于空冷式冷凝器。但这种形式的换热器为了降低用水量,需要水泵进行冷却水的循环,并通过冷却塔将水温降低,同时还应对冷却水进行化学处理以减少换热表面的结垢。

蒸发式冷凝器被广泛用于强化换热和提高冷却系统的性能。蒸发式冷凝器的一般设计是将水喷淋到冷凝器的换热盘管表面,同时空气在其中逆向流动。热量通过管壁的导热从管道的内表面传到外表面,然后被管壁上的喷淋水吸收,水再蒸发进入空气流中完成冷却过程。未蒸发的水流到冷凝器底部的水盘中,由水泵将其循环送至喷淋装置中。这种冷却方式简化了水冷式冷凝器的冷却水循环系统以及水的化学处理过程。同时,空冷式冷凝器要求的高气流速度在此也可以得到明显的降低。因此,目前在化工、食品、饮料、啤酒等行业中越来越多的采用蒸发式冷凝器。

大多数情况下,蒸发式冷凝器换热盘管表面的液

膜成了蒸发式冷却过程的主要热阻。因此寻求有效降低液膜对流热阻的方法,可以明显强化蒸发冷凝传热过程。

笔者设计了一种新颖、独特的空气-水鼓泡流动换热装置,通过实验研究了鼓泡流动的压降和冷却水与换热盘管之间的传热特性,探索其在蒸发式冷却过程中的应用前景。

鼓泡流可见于很多技术及工业过程中,例如污水的净化,浮选设备,鼓泡塔反应器等^[1-4]。水科和宫下^[5]对于将空气-水鼓泡流作为气-液接触式换热器在蒸发冷却中的应用进行了研究。由于气泡在水层中的上升引起扰动,这使得鼓泡层的传热传质过程得到极大的强化。他们的实验数据显示冷却水与换热管之间的传热系数比水平管上的降膜冷却传热系数大很多。普通设计的水平管上的降膜流动换热系数约为 $2 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$,而鼓泡接触式换热系数达到了 $7 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$ 。尽管换热强化很明显,但由于水科和宫下设计的鼓泡层堰高较高,因此空气通过鼓泡层的压降也很大,这就使得该形式的空气-水鼓泡流难以在实际的蒸发冷却设备中得以应用。

笔者尝试使用水泵循环冷却水以降低鼓泡层的厚度,在减小鼓泡层压降的同时仍能维持较大的传热系

* 收稿日期:2004-06-22

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50276073)

作者简介:崔文智(1973-),男,安徽泗县人,重庆大学博士,主要从事两相流与传热强化研究。

数。文中研究了多孔板开孔率、堰高、空塔速度以及加热热流密度对鼓泡层压降和传热的影响。

1 实验装置与测量

实验装置示意图如图 1 所示。该装置包括空气-水鼓泡流蒸发冷却系统, 盘管加热系统和数据采集系统。空气经由离心风机从底部进入空气-水鼓泡流蒸发冷却系统并穿过多孔板。多孔板上水平布置有 10 根换热管, 内插电加热棒加热。在空气流过多孔板的同时, 冷却水经由水泵输送到多孔板上部。空气和水的流动形成鼓泡流, 所形成的泡沫层将加热盘管浸没。通电加热盘管, 加热盘管的表面发生蒸发换热。图 2 是多孔板上绝热条件下空气-水鼓泡流动的照片。实验中使用的多孔板几何参数见表 1。实验中使用的仪器设备及其误差列于表 2。在进气管道的直管段上用皮托管结合微差压计测出气流的动压, 进而计算出空气的流量。实验中, 加热盘管的外壁温度, 水的进出口温度, 空气的进出口温度, 通过孔板的压降以及空气的体积流量都由一套在线的 HP3457A/HP3488A 高精度数据采集系统来完成的。

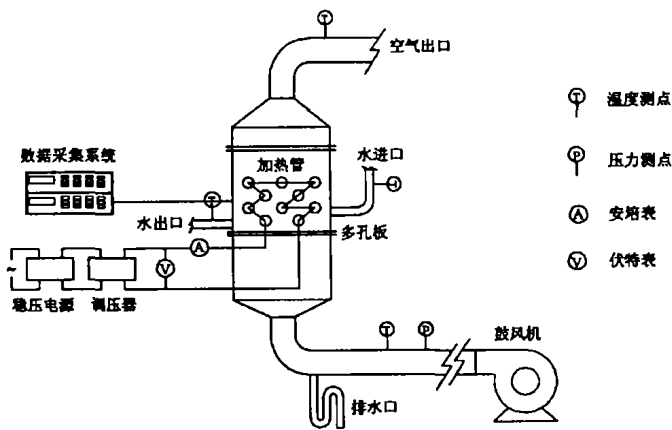


图 1 实验装置示意图

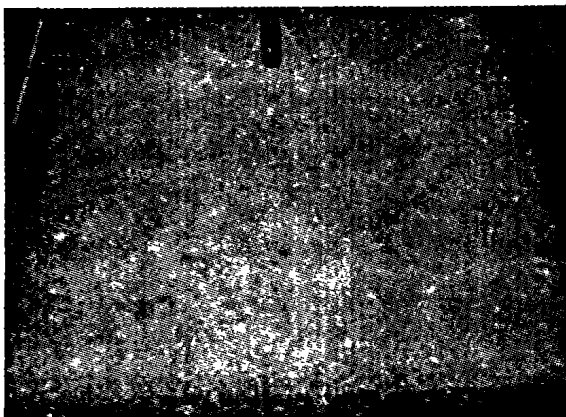


图 2 多孔板上绝热鼓泡流动状态照片

表 1 多孔板几何尺寸

板号	孔径/mm	孔间距/mm	孔数	开孔率/%
1	4	20	184	3.61
2	3	14	396	4.37
3	6	20	184	8.13

表 2 测量仪器的误差

参数	仪器	绝对误差	相对误差/%
温度	φ0.2 铜-康铜热电偶	±0.15 °C	0.15
压差	U 型管差压计	1 mmH ₂ O	0.5
电压	伏特表	0.5 V	0.5
电流	安培表	0.2 A	0.5

2 鼓泡层压降特性

实验首先进行了 3 块不同开孔率的多孔板在没有冷却水喷淋到板上时的空气压降 ΔP (称为空塔压降) 随空塔速度 V (即空气通过多孔板截面的平均速度) 的变化情况。如表 1 所列, 多孔板 1、2、3 的开孔率依次增大。图 3 给出了实验结果, 从图中可以看出空塔压降随空塔速度的增加而逐渐增加, 随多孔板开孔率的增大而减小。

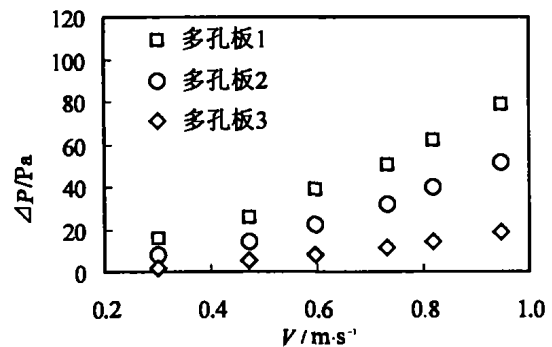


图 3 空塔压降随空塔速度的变化

通过调整多孔板上围堰的高度 H (分别为 30、60、80 和 100 mm), 进行了不同泡沫层厚度条件下, 空气穿越多孔板和泡沫层的阻力实验。由于空气穿过泡沫层的速度难以直接测量, 所以这里仍采用空塔速度 V 进行比较。

图 4 给出了 3 块多孔板在堰高 H 为 30 mm 时, 随空塔速度的增加, 通过多孔板和鼓泡层的压降变化。图中实验结果表明空塔速度越大, 则压降越大。开孔率较小的多孔板其压降较大, 且随空塔速度的增加较快, 而开孔率较大的多孔板则相反。堰高 H 为 60 mm 时, 有类似的实验结果。空气通过鼓泡层的压降主要和鼓泡层的空隙率有关, 而鼓泡流的空隙率则与空塔

速度相对应。

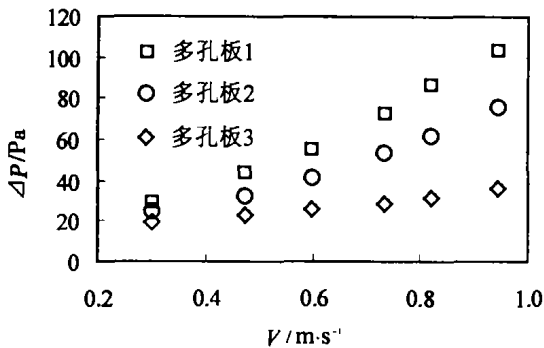


图4 堰高 30 mm 时鼓泡流压降随空塔速度的变化

当围堰高度增加到 80 mm 以上时,实验显示 2、3 号多孔板的压降特性呈现出不同的特点,如图 5 所示。当空塔速度较小时,开孔率大的 3 号板压降反倒比开孔率小的 2 号板还要大,当空塔速度大于 0.5 m/s 后,2 号板的压降又重新高于 3 号板。这是因为空气-水鼓泡两相流动在不同的工况下会在孔板上形成不同的流动形态,流型也会影响空气通过鼓泡层的压降大小,因此单纯的用空塔速度并不能完整的描述鼓泡流在各种工况下的压降大小,有必要对这一问题做进一步的研究。

图 6 是 2 号孔板在不同堰高时的压降实验结果及其与板上无水时($H=0$)压降的比较。该图表明随着鼓泡层的增加压降增加并不明显。这一特性对蒸发冷却的应用是有益的。

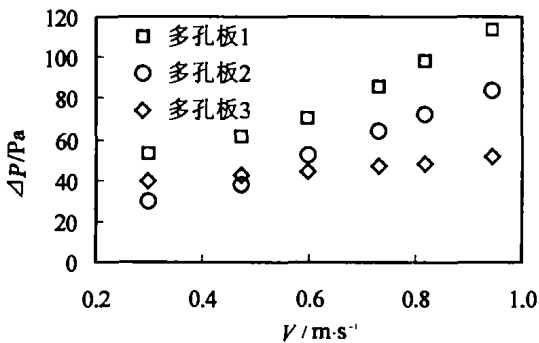


图5 堰高 80 mm 时鼓泡流压降随空塔速度的变化

3 鼓泡层蒸发传热特性

图 7 给出 2 号多孔板在鼓泡层高为 30 mm 时,在 3 种不同热流密度下换热系数随空塔速度的变化。结果表明,在鼓泡层高较低的情况下,当空塔速度超过 0.8 m/s 时,鼓泡流换热系数也超过了 $5 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$ 。如前所述,普通设计的水平管上的降膜流动换热系数大约为 $2 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$,因此文中提出的将空气-水鼓泡流动用于蒸发冷却过程,由于管壁面薄液膜的蒸发,

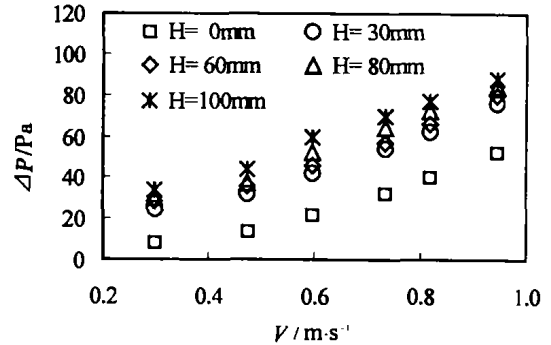


图6 不同堰高时压降随空塔速度的变化

鼓泡流可以明显的强化蒸发冷却系统中盘管与冷却水之间的换热系数。

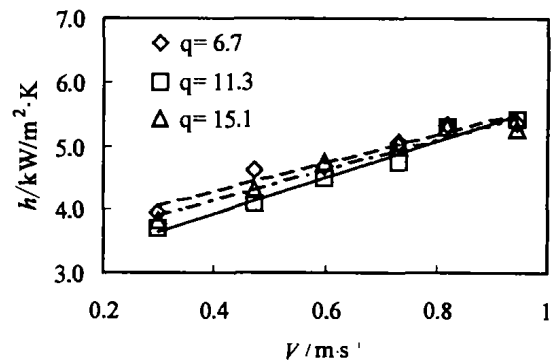


图7 2号板堰高 30 mm 时不同热流密度下传热系数随空塔速度的变化

从图 7 中也可以看出在实验中盘管加热热流密度对换热系数的影响不明显,换热系数主要随空塔速度的变化而变化。

另一方面,实验结果还表明,由于采用了相当低的鼓泡层高,这样可以大大降低穿过鼓泡层的压降,当将其用于实际设备时,可以显著降低鼓风机的功耗,这是水科和宫下的气-液接触式换热器所不具备的优点。

4 结论

1)多孔板的空塔压降随空塔速度的增大,开孔率的降低而增大。

2)空塔速度越高,穿过多孔板和鼓泡层的压降越大。低堰高时,鼓泡流压降随开孔率增大而降低;高堰高时,由于流型的影响,压降呈现略为不同的规律。

3)低开孔率的多孔板比高开孔率的多孔板的压降随空塔速度的增加明显。鼓泡层高对压降的影响不明显。

4)在鼓泡层高较低的情况下($H=30 \text{ mm}$),当空塔速度超过 0.8 m/s 时,换热系数可达到 $5 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$ 。加热热流密度对换热系数的影响并不明显,换热系数主要受空塔速度的影响。

参考文献:

- [1] ESMAEELI A, TRYGGVASON G. Direct numerical simulations of bubbly flows. Part I. Low Reynolds number arrays [J]. *J Fluid Mech*, 1998, 377:313 - 345.
- [2] DUDUKOVIC M P, DEVANATHAN N. Bubble column reactors; some recent developments in chemical reactor technology for environmentally safe reactors[J]. *NATO ASI Series E Appl Sci*, 1993, 225:379 - 408.
- [3] KUMAR S B, DEVANATHAN N, MOSLEMIAN D, et al. Effect of scale on liquid recirculation in bubble columns[J]. *Chem Eng Sci*, 1994, 49(24B):5 637 - 5 652.
- [4] ADKINS D R, SHOLLENBERGER K A I, O'HERN T J, et al. Pressure effects on bubble column flow characteristics [A]. *ANS Proceedings of the National Heat Transfer Conference* [C]. American Nuclear Society, Lagrange Park, IL., 1996:318 - 325.
- [5] 尾花英朗. 热交换器设计手册[M]. 北京:石油工业出版社, 1981.
- [6] MIZUSHINA, MIYASHITA. A new design of gas - liquid contacting heat exchanger [J]. *Journal of Chemical Engineering Japan*, 1968, 32(10): 987 - 992.

Pressure Drop and Evaporative Heat Transfer Characteristics of Air-water Bubbling Flow

CUI Wen-zhi¹, CHEN Qing-hua¹, LI Long-jian¹, ZHOU Lin-lf²

(1. College of Power Engineering, Chongqing University, Chongqing 400030, China;

2. Department of Military Oil Supply Engineering, Logistical Engineering University, Chongqing 400042, China)

Abstract: A new kind of evaporative heat transfer experiment for the cooling process of condensers is conducted. The test coil is immersed in an air-water bubbling layer. The air-water two-phase flow passes through the heating tubes of the coil. Due to the motion of the air bubbles in the water, a thin water film forms on the surface of the heating tubes. As the air bubbles passing by the tubes the water is evaporated into the air. The tubes of coil reject heat to the water film, and the evaporation of the water film then rejects heat to the air bubble stream. This heat transfer mode significantly increases the heat transfer coefficient between tubes and air. The consumption of the power of a water pump can be decreased. Moreover, the airflow rate required is less than that of an air-cooled condenser. The pressure drop of air through air-water bubbling layer and the heat transfer between the tubes and water are experimentally investigated in the paper. The results show that the factors affecting the pressure drop and the heat transfer coefficient involve the pore geometry of sieve plate, the height of the air-water bubbling layer, the air flow rate through the sieve plate and the heat flux of tubes. The heat transfer coefficient between tube and water is two times larger than that of falling film of water on the outer surface of tube.

Key words: Air-water bubbling flow; cooling; pressure drop; evaporative heat transfer

(编辑 陈移峰)