

非能动余热排出换热器 运行初始阶段换热特性研究

李 勇¹, 阎昌琪¹, 孙福荣², 孙立成¹

(1. 哈尔滨工程大学 核科学与技术学院, 黑龙江 哈尔滨 150001;

2. 国电环境保护研究院, 江苏 南京 210031)

摘要:以非能动余热排出换热器运行初始阶段二次侧水箱水的升温过程为原型,通过实验研究了高位水箱内竖直换热管束在主流水温达到饱和前的换热特性。结果表明,换热管束运行初期热量依靠水的单相自然对流带走,水箱竖直方向上出现温度分层,换热量随主流的升温而下降。随着主流欠热度的减小,从管束上端开始换热机理逐渐向欠热沸腾转变;之后,主流水温逐渐达到饱和,沸腾成为换热的主要手段。在实验研究基础上,利用 Churchill & Chu 公式从管外平均换热系数中分离出自然对流换热系数,分析了不同阶段自然对流和欠热沸腾在管外换热系数中所占的比例。本文的研究对非能动余热排出换热器的设计有一定的指导意义。

关键词:非能动余热排出换热器;自然对流;欠热沸腾

中图分类号:TL33

文献标志码:A

文章编号:1000-6931(2011)08-0931-06

Research on Heat Transfer Characteristic of PRHR HX at Initial Operating Stage

LI Yong¹, YAN Chang-qi¹, SUN Fu-rong², SUN Li-cheng¹

(1. College of Nuclear Science and Technology, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China;

2. State Power Environmental Protection Research Institute, Nanjing 210031, China)

Abstract: Aiming at the temperature rising in the secondary side of the passive residual heat removal heat exchanger (PRHR HX) at initial operating stage, experiments on the heat transfer of vertical tube bundle immersed in an elevated tank during the heating up period were performed. The results show that in the early stage of experiments, heat is transferred by single-phase natural convection due to the large subcooling of water. The water temperature rises gradually which leads to a thermal stratification phenomenon in the tank and the heat transfer capability decreases with the water temperature increasing. As the subcooling decreasing, the heat transfer mechanism transforms from single-phase convection to subcooling boiling gradually. After water reaches the saturation temperature, saturated pool boiling is the primary mechanism of heat transfer. Adopt-

ting Churchill & Chu correlation, the natural convection heat transfer coefficient was separated from the total heat transfer coefficient. The proportion of single-phase natural convection and subcooling boiling at different heat transfer stages was analyzed. This work provides certain directive significance to the design of PRHR HX.

Key words: passive residual heat removal heat exchanger; natural convection; subcooled boiling

余热排出系统是核电站二级安全辅助系统,主要作用是在完全丧失二次侧热阱事故时为堆芯提供应急余热排出,防止堆芯烧毁^[1]。第二代核电站余热排出系统采用能动设计,具有设备冗余、结构复杂、运行时需提供外部动力等缺陷,已不能满足核电安全的技术要求,采用非能动安全技术的非能动余热排出系统是新一代核电的发展趋势。

非能动余热排出换热器是非能动余热排出系统的关键设备。以 AP1000 核电厂^[2]为例,该换热器布置在换料水箱内,水箱水作为非能动余热排出的热阱。系统运行时,隔离主冷却剂系统与非能动余热排出换热器之间的气动隔离阀自动打开,冷却剂依靠自然循环将热量带至非能动余热排出换热器并被换料水箱水吸收。

非能动余热排出系统运行初期,反应堆刚停堆不久,堆芯衰变功率还很高。此时换料水箱初始水温为室温,单相自然对流是水箱内的主要换热机理。在自然对流换热阶段,管壁附近的流体被加热,温度升高、密度减小。热流体在浮力驱动下向上流动并逐渐积聚于水箱上部。一段时间后,除壁面附近,水箱内大部分区域将形成稳定的热分层。热分层的出现会阻碍水箱内水流动,使自然对流换热受到抑制^[3]。另一方面,在管内高温流体加热下,换热管壁温迅速上升,而流体主流的升温速度要缓慢得多。因此,尽管主流欠热度很大,但当贴壁薄层内的流体达到饱和温度后壁面上即开始产生气泡。气泡不能脱离管壁进入流体主流区,大量气泡附着在管壁上使换热能力严重削弱^[4]。可见,非能动余热排出换热器运行初始阶段的换热行为非常复杂。本文通过实验研究,模拟非能动余热排出换热器二次侧水箱的升温过程,力图揭示其在这一运行阶段的换热特性。

1 实验系统

图1为非能动余热排出换热器实验系统及换热管束示意图。该实验系统可模拟非能动余热排出换热器管外侧从单相自然对流到大容积饱和和沸腾的整个换热过程。本文主要研究非能动余热排出换热器运行初期高位水箱水达到饱和和前的升温过程的换热特性。

实验采用电加热锅炉产生的饱和蒸汽作为加热热源,其压力由精密压力表监测。为排除蒸汽回路中不凝性气体的影响,实验开始前,加热锅炉水至沸腾,同时打开旁通排气阀V3,排除锅炉及蒸汽回路中的不凝性气体。为防止排气过程高位水箱中的蒸馏水被蒸汽加热,在排气前先将水箱内的水排至蒸馏水储存箱,排气结束后再用泵将其抽回高位水箱并维持水箱水位为1 000 mm。实验过程中,维持加热蒸汽入口压力不变,将饱和蒸汽通入管束上封头,蒸汽经匀汽孔板后均匀进入换热管束。蒸汽在管内冷凝并释放热量,冷凝水汇入储液罐后依靠重力返回锅炉,热量经管壁导出后加热高位水箱内的水。水箱水温逐渐由室温上升至饱和,换热机理先后经历单相自然对流、高欠热沸腾和低欠热沸腾,最终达到饱和沸腾。实验监测这一过程换热管壁温及主流水温变化规律,结合对壁面汽泡行为的可视化观察,揭示非能动余热排出换热器管外侧处于单相自然对流和欠热沸腾时的换热特性。

换热管束由7根 $\phi 16\text{ mm} \times 2\text{ mm}$ 的B30铜镍合金光管组成。管束采用三角形排列方式,管心距 $d=26\text{ mm}$ 。根据位置特点,可将管束看成由1根中心管和均布于中心管周围的6根外部管组成。换热管总长600 mm,为降低蒸汽入口效应的影响^[5],换热管上部100 mm的蒸汽入口段包覆保温涂料,使有效换热长度维持为500 mm。管束通过支座竖直安装在尺寸为700 mm $\times$ 500 mm $\times$ 1 400 mm的高位水

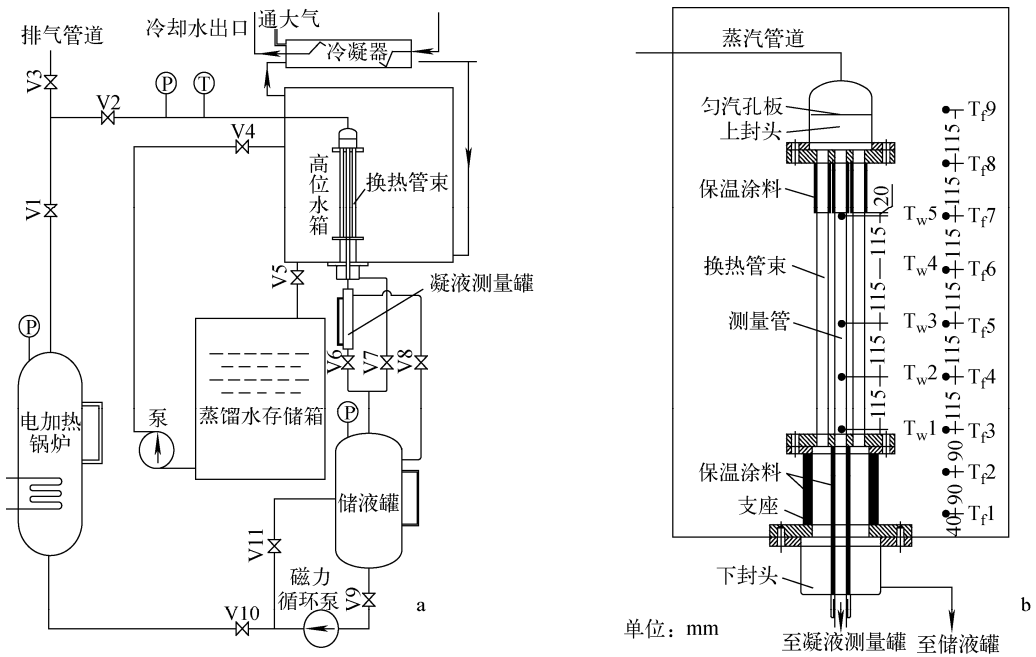


图1 实验系统(a)及换热管束(b)示意图
Fig. 1 Schematic diagrams of experimental system (a) and heat transfer tube bundle (b)

箱内,管束底部距水箱底 200 mm。实验测量参数包括加热蒸汽温度和压力、冷凝液温度和体积流量、管壁温度分布、高位水箱内水温分布。其中,管壁温度和高位水箱内水温分别由焊接在管壁上的 10 对热电偶和布置在水箱内部、距管束轴线 100 mm 的 9 对热电偶测得,热电偶测点位置示于图 1b。由于非能动余热排出换热器中换热管数量多达数百根,大部分换热管位于管束内部,它们的换热特性对非能动余热排出换热器的换热能力起决定作用。因此,实验仅研究了管束中心管的换热特性。这通过改进管束下封头结构,将中心管连接至凝液测量罐,单独测量它的冷凝液流量;将处于管束外围的 6 根换热管直接与储液罐连接得以实现。实验系统保温良好,散热损失可忽略,所有仪表使用前经过标定,满足实验精度要求。

2 实验结果分析

实验通过微调电加热锅炉功率使管束入口处蒸汽压力(表压)分别维持为 0.04、0.08 和 0.12 MPa。图 2 所示为加热蒸汽入口压力 0.04 MPa 时水箱内 9 个水温测点的升温曲线。图 3 为对应于图 2 所示的升温过程中不同时刻时水箱竖直方向上的温度分布。热电偶 T_{f1}~

T_{f9} 分别布置在距水箱底 40、130、220、335、450、565、680、795、910 mm 的位置。根据所处位置特点,可将这 9 个水温热电偶划分为 3 组: T_{f1} 和 T_{f2} 位于管束加热段下方; T_{f3}~T_{f7} 位于管束加热段区域,其高度分别与壁温热电偶中的 T_{w1}~T_{w5} 对应; T_{f8} 和 T_{f9} 位于管束加热段上方。

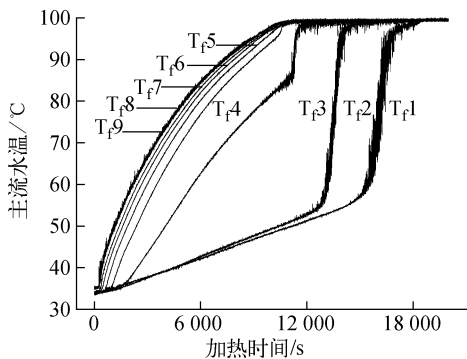


图2 高位水箱内主流升温曲线
Fig. 2 Time development of temperatures in tank

由图 2、3 可知,升温阶段主流水在竖直方向上具有明显的温度梯度,从上往下主流达到饱和所需的时间逐渐增长;位于加热段上方的 T_{f8} 和 T_{f9} 测点温度上升最快,约经过 12 000 s

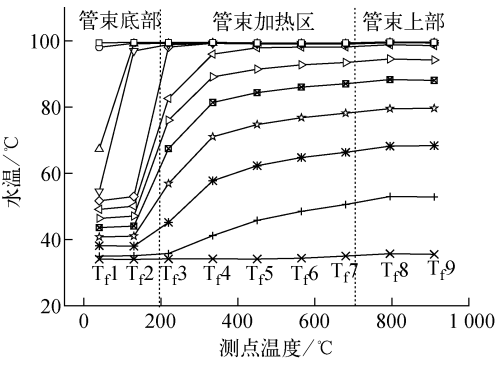


图3 高位水箱内的热分层现象

Fig. 3 Thermal stratification phenomenon in tank
×——600 s; +——1 200 s; *——3 000 s; ☆——4 800 s;
⊠——6 600 s; ▷——8 400 s; ◁——10 200 s;
◇——12 000 s; ▽——13 800 s; △——15 600 s;
○——17 400 s; □——19 200 s

后最先达到饱和;而处于水箱底部的 T_f1 测点约经过 20 000 s 才达到饱和。在实验初期,水箱内换热以自然对流为主。贴近加热管壁的薄层内,流体受管壁加热,温度升高;在离开加热管壁的主流区域,流体温度迅速下降至主流温度。贴壁薄层内的不均匀温度场造成不均匀密度场,由此产生的浮升力驱动热流体向上运动。当热流体上升到自由液面后,由于其密度较小,它并不能向下流动,只能沿自由液面流向水箱侧壁。由于管壁附近的热流体源源不断地上升,导致其逐渐积聚在水箱上部形成一热流体层。随着运行时间的增长,热流体层界面逐渐向水箱下部移动。一段时间后,除管壁附近,水箱内大部分区域将形成稳定的热分层。热分层形成后,密度小的热流体处于密度大的冷流体

之上,主流趋于稳定,宏观流速为零。主流温度的上升依赖于上部流体和管壁附近热流体的导热作用。在管束加热段下方,热量只能通过上部流体的导热传递。因而在很长一段时间内,处于这个区域的 T_f1 和 T_f2 测点的温度上升得很缓慢。只有当热流体层界面向下移动到这两个测点位置时,温度才迅速上升并很快达到饱和温度,这也证实了水箱内热分层现象的存在。加热蒸汽入口压力为 0.08 MPa 和 0.12 MPa 时,水箱内主流升温规律与此类似,分别约经过 11 000 s 和 7 500 s 后水箱水全部达到饱和温度。

图 4 所示为加热蒸汽入口压力 0.04 MPa、不同时刻换热管上部和下部的实验照片。图 5 为相应时刻的管壁温度分布。 $t=120$ s 时,加热壁面就已附着大量气泡。此时壁温还较低(约 89.1~95.6 °C),管壁附近的液膜未能达到饱和温度,因而可断定这些气泡为溶解在水中的不凝性气体受热析出。由于气体导热系数低,壁面气泡覆层会削弱管束的换热能力;继续加热,主流温度逐渐升高,水中不凝性气体减少。 $t=4 860$ s 时,换热管上部壁温达到 101.7 °C,下部壁温为 97.1 °C。靠近换热管上部壁面的液膜达到饱和温度,管壁上开始产生汽泡。因为主流欠热度还很大,汽泡附着在管壁上,不能脱离管壁而在主流中生存。汽泡尺寸时而长大,时而缩小; $t=6 480$ s 时,管束上部主流欠热度约为 15 °C。换热管上部产生大量直径小于 1 mm 的小汽泡。小汽泡在产生位置停留数秒后沿管壁向上滑移 5~10 mm 后消

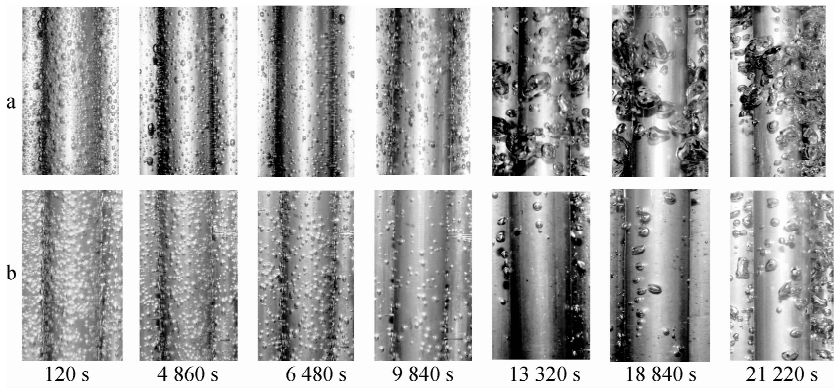


图4 不同时刻管束上部(a)和下部(b)实验照片

Fig. 4 Experimental photographs on the upper (a) and lower (b) part of tube bundle at different time

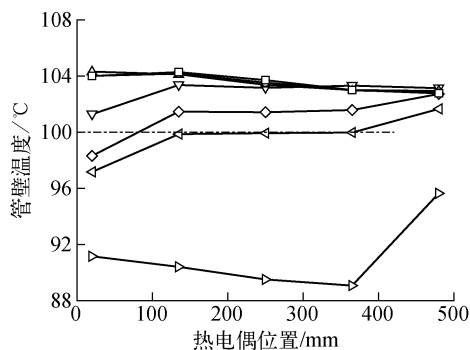


图5 不同时刻管束中心管壁温度分布

Fig. 5 Wall temperature distributions of central tube at different heating time

◇——120 s; ▽——4 860 s; ◇——6 480 s; ▽——9 840 s;
△——13 320 s; ○——18 840 s; □——21 200 s

失。换热管下部壁温依然低于饱和水温,管壁上仍附着有少量不凝性气体; $t=9\,840\text{ s}$ 时,整个换热管壁温均已超过水的饱和温度且管束上部和下部位置处的主流水温分别达到 $96.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $80.9\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。换热管上部已处于低欠热沸腾,大量沸腾小气泡从管壁脱离进入主流。部分气泡被主流中的过冷水冷凝,另一部分来不及冷凝的气泡逸出液面。换热管下部处于高欠热沸腾区,壁面上开始生成气泡; $t=13\,320\text{ s}$ 以后,换热管上部已达到饱和沸腾,大量沸腾气泡从管壁上脱离。随着热流体层界面下移至管束底部,管束下部主流欠热度迅速减小,换热管下部进入低欠热沸腾并最终达到饱和沸腾。

图6为加热蒸汽入口压力分别为 0.04 、 0.08 和 0.12 MPa 时中心管传热功率随运行时间的变化关系。实验初期,高位水箱内主流水温很低,热量主要通过自然对流换热带走。尽管自然对流换热系数很低,但由于换热温差大,换热管总传热功率也大。随着主流温度升高,换热温差逐渐减小,自然对流换热能力减弱导致换热管传热能力下降。主流欠热度减小至某一值后,管束上端开始出现欠热沸腾。运行时间继续增长,主流水从顶部开始逐渐达到饱和,沸腾起始点位置向管束下方移动。沸腾成为热量传递的主要手段,管束传热功率不再下降,在加热蒸汽压力较高时传热功率甚至会上升。这是因为提高加热蒸汽参数后管壁温度升高,沸腾换热能力增强。

反应堆停堆瞬间,仅裂变产物的衰变功率

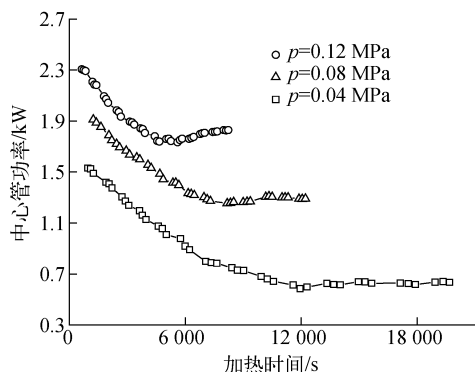


图6 管束中心管换热功率随时间的变化关系

Fig. 6 Thermal power of central tube vs. time

即高达运行功率的 7% ;停堆 1 h 后堆芯剩余功率仍超过运行功率的 1% ^[6]。如此大且持久的释热量如果不能及时导出,将严重威胁反应堆安全。非能动余热排出换热器须保证停堆后安全可靠地导出这些热量,确保反应堆在任何情况下均处于安全状态。然而,在停堆初期非能动余热排出换热器管外侧处于单相对流换热。随着运行时间的增长,传热温差减小,换热能力有下降的趋势。因此,非能动余热排出换热器的设计应重点关注这一时期的换热能力是否满足堆芯余热排出的要求。

为分析非能动余热排出换热器运行初始阶段换热水箱水升温时单相自然对流和欠热沸腾分别占总换热量的比例,本文利用 Churchill & Chu 公式^[7]将自然对流换热系数从换热管束管外侧平均换热系数中分离出来。

对于竖直平壁和圆管上的自然对流换热,Churchill 和 Chu 建议当 $Ra>10^9$ 、流动处于紊流时采用式(1)计算自然对流换热系数。实验 Ra 范围为 $7.6\times 10^{10}\sim 5.3\times 10^{11}$,满足公式要求。

$$Nu = \left(0.825 + \frac{0.387Ra^{1/6}}{(1 + (0.492/Pr)^{9/16})^{8/27}} \right)^2 \quad (1)$$

图7为加热蒸汽入口压力 0.04 MPa 时中心管外平均换热系数和利用 Churchill & Chu 公式分离出的自然对流换热系数曲线。实验初期,换热管壁温和主流水温均较低(图4、5),热量全部依靠水的单相自然对流带走,换热管平均换热系数低于 Churchill & Chu 公式计算值。实验开始时换热管外平均换热系数较

Churchill & Chu 公式计算值最大约低 16%。这是因为加热过程中溶解在水中的不凝性气体受热析出附着在管壁上,热量须以导热方式穿过导热系数很低的气体层才能传递出来,使换热性能降低。随着主流的升温,不凝性气体含量减少,单相自然对流换热系数略有上升。平均换热温差小于 35 °C 后,欠热沸腾的作用开始显现,沸腾逐渐成为换热的主力。管外平均换热系数随换热温差的减小迅速增大,而自然对流换热系数受水物性变化的影响呈下降趋势。实验后期自然对流换热系数仅占管外平均换热系数的 11% 左右。

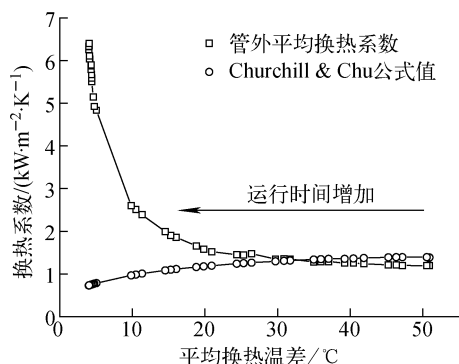


图7 自然对流换热系数与管外平均换热系数的比较

Fig.7 Comparison between natural convection heat transfer coefficient and average heat transfer coefficient

3 结论

本文模拟非能动余热排出换热器二次侧水箱的升温过程,采用饱和蒸汽作为加热热源,研究了高位水箱内竖直换热管束在主流水温达到饱和前的换热特性。通过实验得出以下结论。

1) 加热过程中,高位水箱水逐渐由室温上升至饱和温度,主流在竖直方向上出现温度分层。随着主流欠热度的减小,换热机理由单相自然对流向欠热沸腾转变,最终达到饱和沸腾。相同时刻水箱不同标高处主流欠热度可能相差很大,管束不同位置可处于不同的换热状态。

2) 主流欠热度很大时,热量依靠水的单相自然对流出,换热量随主流的升温而下降。同时,溶解在水中的不凝性气体受热析出附着在管壁上,使单相对流换热能力削弱。

3) 换热管壁温超过水的饱和温度后,管壁上开始产生欠热沸腾小气泡。在高欠热沸腾阶段,气泡不能脱离管壁,管束换热能力继续下降。随着运行时间的增长,主流水温从顶部开始逐渐达到饱和,沸腾成为热量传递的主要手段,管束传热功率不再下降。

参考文献:

- [1] 顾全生. 余热排出系统与核电站的安全运行[J]. 核电工程与技术, 2001, 14(4): 9-12.
GU Quansheng. The residual heat removal system and safety operation of nuclear power plants [J]. Nuclear Power Engineering and Technology, 2001, 14(4): 9-12(in Chinese).
- [2] MATZIE R, WORRALL A. The AP1000 reactor-the nuclear renaissance option [J]. Nuclear Energy, 2004, 43(1): 33-45.
- [3] GUPTA A, ESWARAN V, MUNSHI P, et al. Thermal stratification studies in a side heated water pool for advanced water reactor applications [J]. Heat and Mass Transfer, 2009, 45(3): 275-285.
- [4] KREPPER E, HICKEN E, JAEGER H. Investigation of natural convection in large pools [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2002, 23(3): 359-365.
- [5] OH S, REVANKAR S. Experimental and theoretical investigation of film condensation with noncondensable gas [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, 49(15): 2 523-2 534.
- [6] 阎昌琪. 核反应堆工程[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2004: 151-157.
- [7] CHURCHILL S, CHU H. Correlation equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1975, 18(11): 1 323-1 329.