

中国工程热物理学会

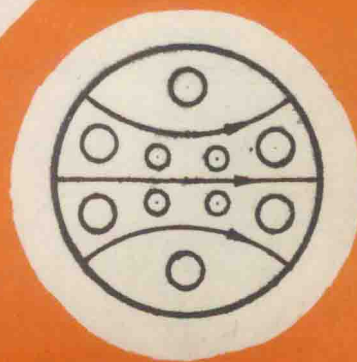
第七届年会论文集

第五分册

多相流热物理

一九九〇

南京



目 录

I. 气液两相流动

螺旋管内高压汽—水两相流动密度波型脉动试验研究	周云龙 陈听宽 毕勤成	1-1-1-6
螺旋管内高压汽—水两相流动起始点脉动试验研究	周云龙 陈听宽 毕勤成	1-7-1-12
大型热交换器中由于流动所引起的振动的研究	黄素逸 魏秉武	1-13-1-18
湿蒸汽汽轮机内置式汽水分离器的两相流数值计算	董为民 俞茂铮	1-19-1-24
液滴撞击固体表面时的流体动力特性实验研究	毛靖儒 施红辉 俞茂铮 蔡颐年	1-25-1-30
二元混合工质汽液共存曲线关系	阴建民 谭连城 陈学良	1-31-1-36
管道内气液两相流动的数值计算	刘伟 严传俊 王宏基	1-37-1-41

I. 气固两相流动

三维湍流气粒两相流中 $K-\epsilon-K_p$ 两相湍流模型的应用	黄晓晴 周力行	2-1-2-6
多相粘性流体运动微分方程组	翟庆良	2-7-2-12
气固垂直并流上升两相流不均匀性的机理	李静海 郭慕孙 L. Reh	2-13-2-18
喷腾式分解炉气固两相流与结构性能的研究	苏达根 黄其秀 刘辉	2-19-2-24
颗粒因素与气固磁稳流态化	归柯庭 王荣年	2-25-2-30
燃煤流化床中固体颗粒粒度分布	陆慧林 杨励丹等	2-31-2-36
稻壳流化床中颗粒的混合	鲍亦令 陆慧林等	2-37-2-42
双室流化床中颗粒循环特性研究	陆断东 童蕾等	2-43-2-48

III. 两相流试验设计及测量

气固两相平面叶栅气动特性的试验研究	伊景海 马材芬	3-1-3-6
流化床纯蒸汽鼓风烟煤气化试验研究	方梦祥 骆仲夫 倪明江 岑可法	3-7-3-12
利用光电线阵器件测量气固两相流中燃烧粒子的表面温度	张学锋 王式民 吴月珠	3-13-3-16
低含汽量蒸汽—水两相临界流	魏连海 丁传仪 施国馨 李惠民等	3-17-3-22
管内气液两相流测量中使用高速摄影技术的理论与实践	郭烈锦 陈学俊	3-23-3-29

两相流自吸三元理论优化自吸离心泵结构形状设计	汤高陵	3-30-3-35
垂直下降沸腾管的壁温工况	陈听宽 刘尧奇 陈学俊	3-36-3-41
研究稀疏气固两相流中颗粒运动的薄片状脉冲激光摄影法	方青 徐旭常 王云山	3-42-3-46
沸腾核化稳定性判据的分析解	赵孝保 张洪济	3-47-3-52
汽化分离式喷管的实验研究	徐守一 翁泽民	3-53-3-58

螺旋管内高压汽-水两相流动密度波型脉动试验研究

周云龙 陈听宽 毕勤成

西安交通大学

摘 要

本文对立式上升流动螺旋管内高压汽-水两相流动密度波型脉动进行了研究。通过试验得到了密度波型脉动的入口流量、出入口阻力、螺旋管压差以及壁温的脉动曲线,研究了各种运行参数诸如:压力、质量流速、热负荷、入口过冷度、出入口阻力系数等对密度波型脉动的影响。根据试验结果得到了判定系统稳定性的界限图,并采用无因次分析法得到了依据独立的系统参数预测界限热负荷的经验关系式。

关键词: 高温堆、蒸汽发生器、螺旋管、两相流不稳定性

一、前 言

密度波型不稳定性现象是核反应堆、蒸汽动力厂以及其他工业用换热设备中常见的一类两相流动不稳定现象。Stenning和Veziroglu^[1]首先对其进行了研究,其特性是:两相混合物以高低交替变化的混合物密度流过管道,其周期与流体质点通过管道所需时间成比例,并且常发生在稳态系统水动力特性曲线的正斜率段部分^[2]。有关两相流体流动不稳定性研究大多集中在垂直上升管中,对水平管的研究较少,而对螺旋管国内外的研究就更少了。并且已有的对垂直上升管和水平管研究大多是在用 Freon 为工质的台架上进行的。由于螺旋管具有占地面积少、设备紧凑、传热性能好等优点,在高温气冷反应堆、化工工艺设备等方面得到广泛应用。所以了解并掌握螺旋管内汽-液两相流体不稳定流动的规律,找出流动不稳定的界限,进而为工程设计提供可靠的预测和防止设备发生流动不稳定性的方法。

二、试验装置及试验方法

高压水回路试验系统如图 1 所示。给水由高压柱塞泵升压后分为两路,一路作为旁路系统,满足压力和流量调节需要;另一路经流量调节阀和流量孔板后进入预热段。预热段总加热功率为 400 kW,预热段出来的工质进入试验段,而从试验段出来的汽水混合物经冷却器后回到贮水箱。预热段和试验段均采用交流电通过管子本身直接加热,电功率由调压变压器连续调节,试验段加热功率为 340 kW。

试验段由 $\phi 16 \times 2 \text{ mm}$ 1Cr18Ni9Ti 不锈钢管制成,加热长度 19.17 m,电压 0~72 V,最大电流 2500 A。在试验段外壁沿周向和轴向布置有 $\phi 0.5 \text{ mm}$ 镍铬-镍硅热电偶,以测量管壁温度沿管子长度和周向的分布。试验段压降、试验段进出口压降、入口流量脉动均采用 1151HP 电容式差压变送器测量,工质压力用 DBY-140 型压力变送器测量。在试验段进出口处装有 $\phi 3 \text{ mm}$ 镍铬-镍硅铠装热电偶来测量工质温度,在试验段入口处装有自行设计的文

丘利管来测量入口流量脉动。

试验所涉及的各种测量参数的平均值用IMP 3595分散式数据采集系统与 IBM-PC/XT 计算机连接采集测量；瞬时值由 MS-1215数据采集系统与 IBM-PC/XT 计算机连接进行采集测量，另外还用多笔函数记录仪来记录脉动过程中的脉动曲线。

试验时，保持系统压力、质量流速和进口过冷度不变，用逐渐增加试验段功率的方法经一定的稳定时间再记录各个参数，随热负荷的增加在脉动出现后，在常规记录的同时，进行瞬时值的记录，为了找到稳定性的界限值，每次增加的热负荷都很小。

试验参数范围为：

螺旋直径：1.37m

螺旋上升角：3.94°

系统压力：3~10 MPa

热负荷：0~450 kW/m²

质量流速：400~1200 kg/m² s

入口过冷度：10~150 °C

三、试验结果及讨论

1. 试验观察到的现象：

图 2 是当系统到达稳定极限状态以后，在某一瞬时使加热负荷有一微小的增加，系统从稳态进入非稳态，入口流量发生脉动，入口文丘利流量计所指示的入口流量随时间变化的脉动曲线。图 3 是当脉动进入自维持状态以后，试验段压差、试验段入口压差、试验段出口压差、壁温波动的脉动曲线。从图中可以看出试验段入口压差和试验段出口压差的相位接近180°，试验段压差和试验段入口压差变化有一个相位差，壁温波动的频率很高，但波动幅值很小，一般为10~30°C。从图 2 中可以看出入口流量脉动出现负值，脉动进入自维持状态以后，脉动的周期范围为 3~14秒，是流体质点通过加热段所需时间的1~2倍。如图 4 所示。

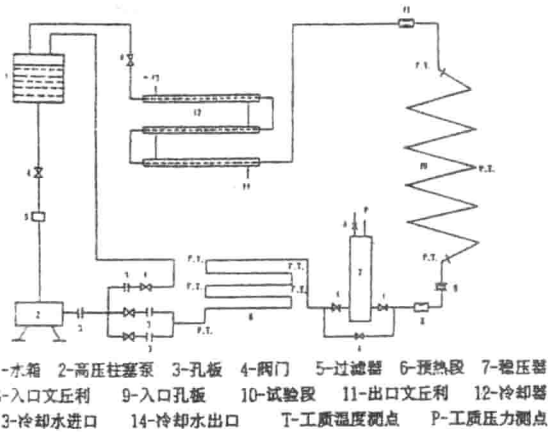


图 1 高压水回路系统

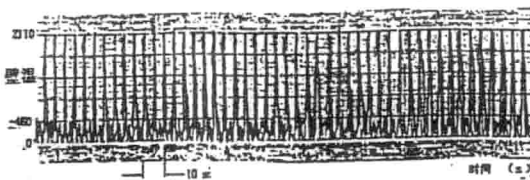


图 2 密度波型脉动曲线

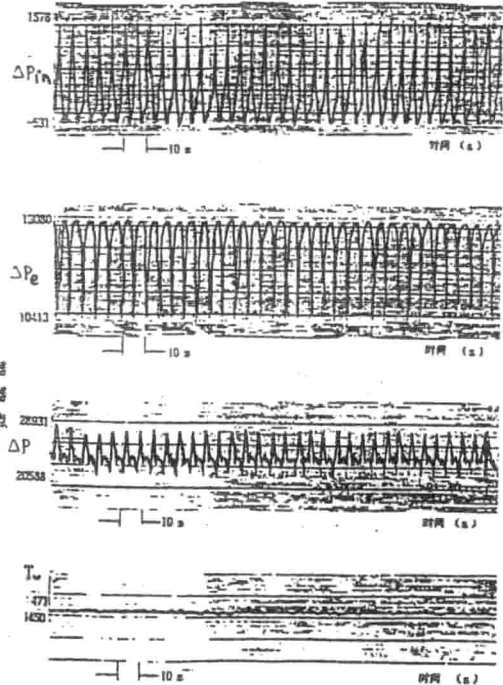


图 3 密度波型脉动曲线

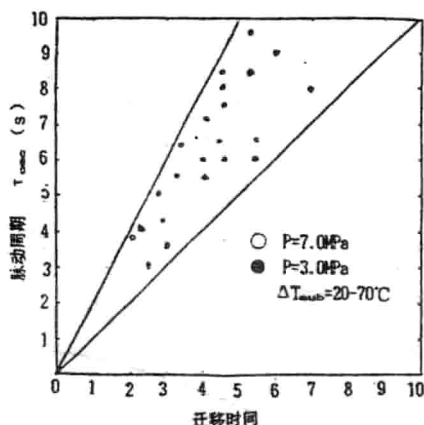


图4 脉动周期与迁移时间的关系

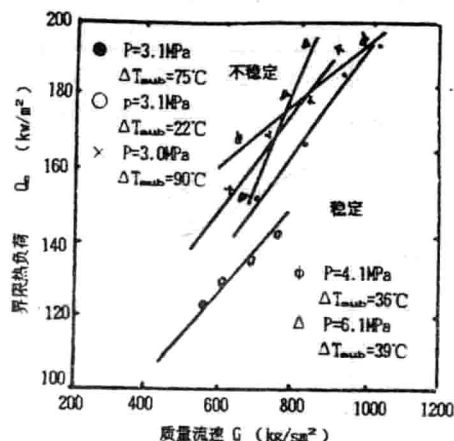


图5 稳定性界限图

从本实验的边界条件（试验段进、出口压力变化很小），试验段进出口压差变化互为反相，流体迁移时间与周期的关系和流量脉动发生在压降与流量稳态特性曲线的正斜率段等判断，所观察到的流量脉动属于密度波型脉动。

2. 系统稳定性界限图及各运行参数对密度波脉动的影响

图5以反映界限热负荷与界限流量之间相互关系的方式，给出了系统稳定性界限图。图中的实验点所对应的质量流速和热负荷都是发生脉动的界限状态的值。每条曲线对应于不同系统压力、过冷度。曲线的右下方为系统稳定区域，曲线的左上方为发脉动的不稳定区域，对于给定系统独立参数，诸如压力、质量流速、热负荷和入口过冷度，利用本图就可以判定系统是否会出现流量脉动，如不出现脉动其稳定性的裕度，从图中可以看出随着质量流速的增加，发生脉动的界限热负荷增加。

试验表明：系统压力对密度波型脉动有较大的影响，如图6所示。随系统压力增加，界限热负荷和界限干度增加。随压力增加，密度波型脉动周期增加，见图7。系统压力增加，系统的稳定性增加，压力提高使汽液两相间的密度差减小，在相同的含汽率下，增加相同的热负荷，高压下引起的压差扰动小于低压下引起的压差扰动，不足以产生持续的流量脉动。

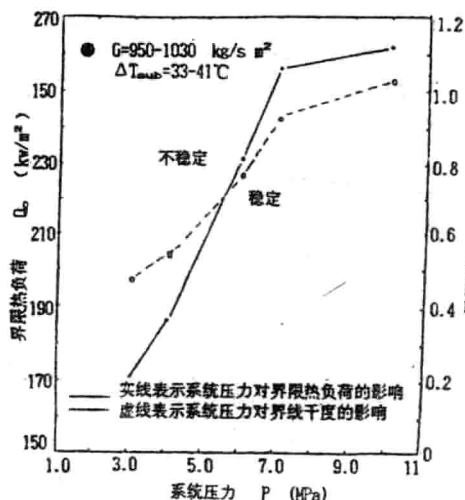


图6 压力对界限热负荷和干度的影响

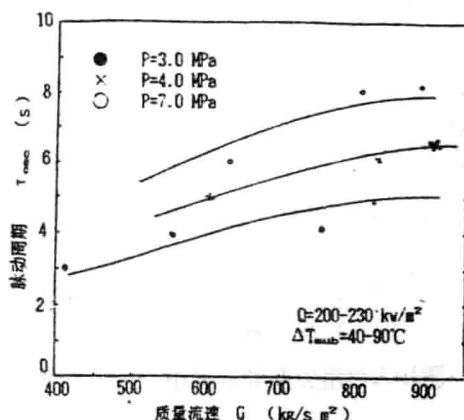


图7 质量流速和压力对周期的影响

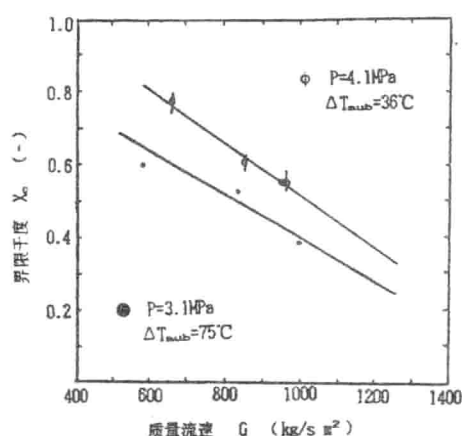


图8 质量流速对界限干度的影响

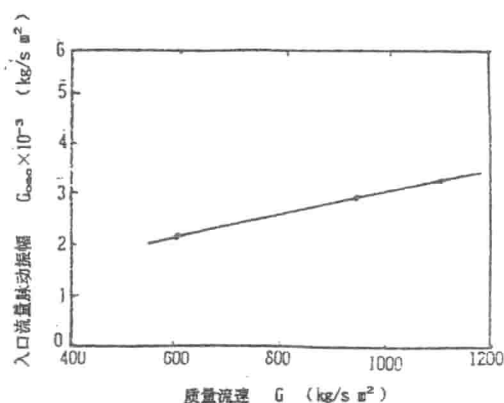


图9 质量流速对脉动振幅的影响

质量流速的增加,使系统的稳定性增加,图8是本文的试验结果。随着质量流速增加发生密度波型脉动的界限干度减小,对应的界限热负荷增加。质量流速增加,脉动周期变长,见图7;入口流量脉动振幅增加,如图9所示。在相同的单位工质焓增下,质量流速提高,相应的热负荷和流量的脉动范围增加,使其它各参数的脉动量同时增加。而在热负荷一定时,质量流速增加总是使系统趋于稳定。

进口阻力系数增加,使单相阻力大大增加,因而能对脉动时进口流量的增减起阻尼作用,所以增加进口阻力系数,系统趋于稳定。图10为入口阻力系数与界限干度的稳定性界限图,增加入口阻力系数,在相同的压力、流量、入口过冷度时,对应发生密度波型脉动的界限干度和界限热负荷增加。

出口阻力系数增加,使两相区阻力大大增加,从而促进了密度波型脉动的产生。图11为出口阻力系数和界限干度的稳定性界限图,增加出口阻力系数,在相同的压力、流量、入口过冷度时,对应发生密度波型脉动的界限干度和界限热负荷降低。可见出口阻力系数的提高,使系统不稳定的产生起了推波助澜的作用。

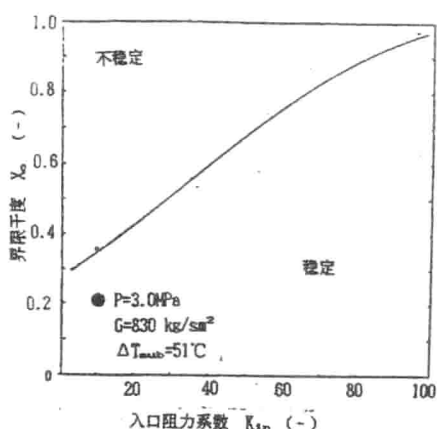


图10 入口阻力系数对界限干度的影响

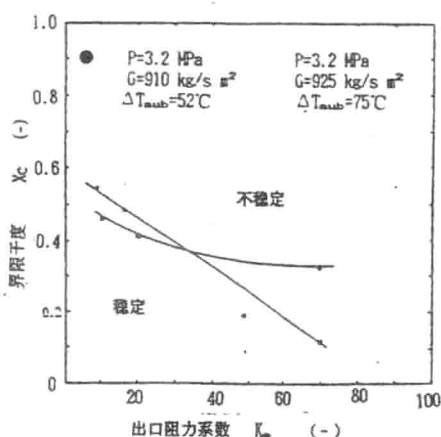


图11 出口阻力系数对界限干度的影响

从上述试验结果可以看到影响系统不稳定性的参数很多, 流量脉动事实上是不同的系统参数相互作用的综合结果。但是已有的文献中缺乏相应的综合分析, 为了定量研究各个系统参数对于流动不稳定性的影响规律, 并能根据已知的系统独立参数预测界限热负荷。本文采用了无因次分析方法来得到判断系统发生不稳定性的经验关系式。

$$\left(\frac{Q}{Gh_{re}}\right) = 1.55 \left(\frac{G^2}{gD\rho r^2}\right)^{0.12} \left(\frac{\Delta h_{in}}{h_{re}}\right)^{0.21} (\beta_e)^{0.54} (\beta_{in})^{-0.85} \left(\frac{u_e}{u_r}\right)^{-0.795} \quad (1)$$

由已知的试验参数 $P, G, \Delta h_{in}, \beta_{in}, \beta_e$ 用(1)式就能预测发生脉动的界限热负荷, 并将预测值与界限热负荷的试验值进行了比较, 其相对误差为 $\pm 20\%$, 如图12所示。

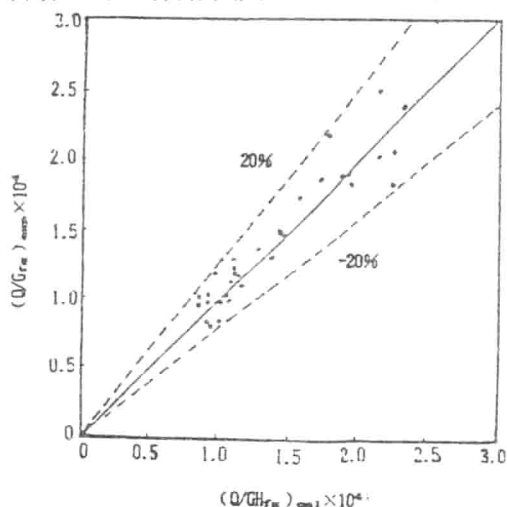


图12预测值和试验值的比较

四、结 论

1. 密度波型不稳定性发生时, 在一定条件下总会有加热段出口管外壁温度随时间的高频低幅波动, 加速管子的热疲劳损坏。
2. 密度波型不稳定发生在压差—流量特性曲线的正斜率段。
3. 密度波型脉动出口压差和入口压差变化的相位接近 180° , 试验段压差和入口压差变化有一个相位差。本实验范围内密度波型脉动的周期为 3~14秒。
4. 通过试验数据, 得到了判断系统稳定性的界限图, 在给定的系统参数条件下, 用这些图就可以方便地判别系统的稳定性。
5. 利用无因次分析法提出了依据系统独立参数预测界限热负荷的经验关系式(1), 可供工程设计使用。
6. 密度波型脉动周期随质量流速和系统压力增加而增大。
7. 密度波型脉动界限干度随质量流速增加而减小, 随系统压力增加而增大, 随入口阻力系数增加而增大, 随出口阻力系数增加而减小。
8. 密度波型脉动入口流量振幅随质量流速增加而增大。

参 考 文 献

- [1] Stenning, A.H. and Veziroglu, T.N., Flow Oscillation Modes in Forced Convection Boiling, Proc. 1965 Heat Transfer and Fluid Mechanics Institute, Stanford University Press 301 (1965)
- [2] Veziroglu, T.N. and Kakac, S., Two-Phase Flow Instabilities, Final Report NSF Project CME 79-20018 (1983)
- [3] Koichi Takitani, Density Wave Instability in Once-Through Boiling Flow System (I), Journal of Nucl Sci and Tech, 15[5], PP.355~364 (1978)

主 要 符 号

Δh_{in} -----	入口欠焓	h_{fg} -----	汽化潜热
β_{in} -----	入口节流比	β_o -----	出口节流比

螺旋管内高压汽-水两相流动起始点脉动试验研究

周云龙 陈昕宽 毕勤成

(西安交通大学)

摘 要

本文对立式上升流动螺旋管内强制对流和充分发展核态沸腾的转变区域中的不稳定性进行了研究, 试验是在高压电加热水回路系统上进行的, 试验采用 $\phi 16 \times 2\text{mm}$ 1Cr18Ni9Ti 不锈钢管, 螺旋直径 1.37m, 螺旋上升角 3.94° 。实验参数范围为: 质量流速 600~1200 $\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$ 、压力 3.0~10 MPa、热负荷 0~200 kW/m^2 、入口过冷度 10~120 $^\circ\text{C}$ 。实验表明, 在起始沸腾区域确实存在着与压力降型脉动有区别且有规则的脉动, 脉动的振幅和周期取决于压力、质量流速、热负荷、入口过冷度和上游可压缩容积。各运行参数对入口流量脉动振幅影响不大。

一、前 言

在原子能反应堆、动力、石油、化工等许多工业领域的汽液两相流动系统中, 系统的各参数随时间做某种宏观变化引起热动力和水动力不稳定现象是经常发生的, 系统在不稳定状态下流量、温度和压力脉动会引起整个系统的机械振荡, 影响局部的传热特性, 降低临界热负荷, 造成传热恶化, 降低材料寿命, 威胁整个系统的安全。同时还会引起一系列系统控制问题。因此两相流动的不稳定性是影响设备安全、限制运行参数的一个重要因素。正因为如此, 近几十年来人们对之进行了不断探索[1], 现有的研究大多集中在压力降型和密度波型脉动上[2][3]。对起始点脉动的研究则很少。起始点的脉动在实际的两相流系统中也会遇到, 诸如直流锅炉升炉过程中, 在汽化开始时就会产生流量波动, 在水蒸汽两相流的实验中也会发生起始点脉动。

Abdelmissin.Yin 和Frakhri(1973)[4]首次报导了在起始沸腾区域的脉动, 随后又研究了各个参数, 诸如质量流速、热负荷、入口过冷度等对垂直上升管起始点脉动的影响, 实验是在Freon-II 台上进行的。文献[5]报导了在高压汽水两相流垂直上升管内的起始点

脉动,但没有就此问题进行进一步的讨论。总之对起始点脉动研究还很少,特别是对于立式上升流动螺旋管内的起始点脉动的研究迄今还没见报导。

本文在较宽压力范围内进行了研究高压下螺旋管内的起始点脉动,研究了各运行参数对起始点脉动的影响。本文所得结果对螺旋管式蒸汽发生器,热交换器的设计和运行都具有重要的实际意义。

二、实验设备及方法

高压水回路实验系统如图1所示,给水由高压柱塞泵升压后分为两路,一路作为旁路系统,满足压力和流量调节的需要,另一路经流量调节阀和流量孔板后进入预热段,预热段总加热功率为400 kW,从预热段出来的工质进入试验段,从试验段中出来的汽水混合物经冷却器后回到贮水箱,预热段和试验段均采用交流电通过管子本身直接加热,电功率由调压变压器连续调节,试验段加热功率为340 kW。

试验段由 $\phi 16 \times 2\text{mm}$ 1Cr18Ni9Ti不锈钢管制成,加热长度19.17m,电压0~27 V,最大电流2500 A。在试验段外壁沿周向和轴向布置有 $\phi 0.5\text{mm}$ 镍铬-镍硅热电偶,以测量管壁温度沿管子长度和周向的分布。试验段压降、试验段进出口压降、入口流量脉动均采用1151 HP 电容式差压变送器测量,工质压力用DBY-140型压力变送器测量,在试验段进出口处装有 $\phi 3\text{mm}$ 镍铬-镍硅铠装热电偶来测量工质温度,在试验段入口装有自行设计的文丘利管来测量入口流量脉动,文丘利管在试验前用称重法进行标定。

试验所涉及的各种测量参数的平均值用IMP 3595分散式数据采集系统与IBM-PC/XT计算机连接进行测量、显示、记录。瞬时值由MS-1215数据采集系统与IBM-PC/XT计算机连接进行测量、记录。另外还用多笔函数记录仪记录脉动过程中的脉动曲线。

试验时,保持系统压力、质量流速和进口过冷度不变,用逐渐增加试验段功率的方法,经过一段稳定时间后记录各个参数,随着热负荷的增加,在脉动出现后,再常规记录的同时,进行瞬时值的记录,由于起始点对热负荷是非常敏感的,所以每次增加热负荷时应该很小,特别是越到静态曲线的最低点,每次增加的功率就越小。

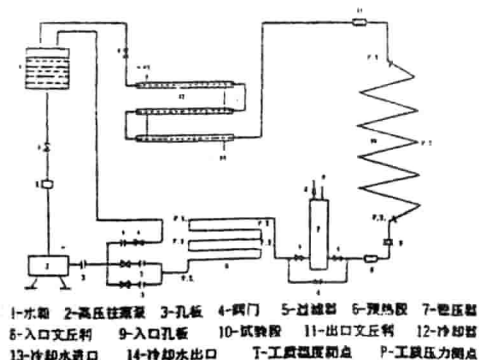


图1 高压水回路系统

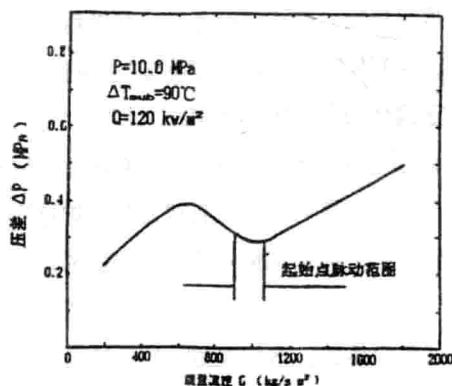


图2 流量-压差静态曲线

实验参数范围：

螺旋直径 D ： 1.37 m

螺旋上升角 α ： 3.94°

系统压力 P ： 3, 4, 6, 7, 10 MPa

热负荷 Q ： 0.~ 200 kW/m²

质量流速 G ： 400, 600, 800, 1000, 1200 kg/m²·s

入口过冷度 ΔT_{sub} ： 10, 30, 60, 90, 120 °C

上游可压缩容积 V/V_s ： 10%, 20%, 40%

三、实验结果及讨论

实验表明，压力、质量流速、试验段热负荷、上游可压缩容积、入口过冷度都对起始点脉动有显著影响。

实验发现，在起始沸腾区域确定存在着与压力降型脉动和密度波型脉动有显著区别的有规则的脉动，它只发生在流量—总压差静态特性曲线的最低点附近，即流量—总压差特性曲线的膝状处如图 2 所示。脉动的热负荷范围小，当起始点发生脉动后，继续增加热负荷，起始沸腾脉动的振幅、壁温、周期都发生变化，一旦加热段出口产生稳定的蒸汽即处于稳定的两相流动状态，此时起始点脉动就消失了。

起始点脉动与密度波型脉动相比，脉动曲线的形式完全不同，与压力降型脉动相比，脉动曲线的形式也有很大区别。起始点脉动的特点是：脉动的周期长、脉动振幅大而且不均匀、流量和壁温在振幅的最高点停留时间比压力降型脉动要长。图 3 为典型的起始点脉动的压力、流量、壁温脉动曲线。在本文的实验参数范围内，起始点脉动的周期一般为 90~250 秒，流量脉动幅值为平均流量的 3.0~4 倍。发生起始点脉动的出口干度为 0~0.1。

本文作者认为，产生起始点处脉动的原因是由于在管子出口处产生强制对流和充分发展核态沸腾的转变区域中的不稳定而引起的。工质在加热段内被加热，主流温度刚刚达到



图 3 起始点脉动曲线

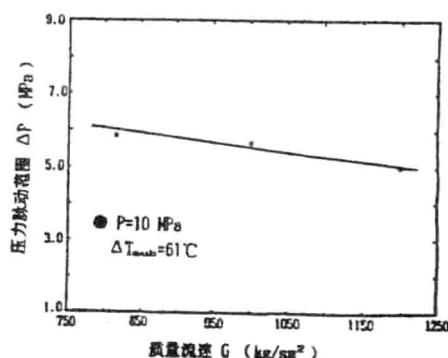


图 4 质量流速对脉动振幅的影响

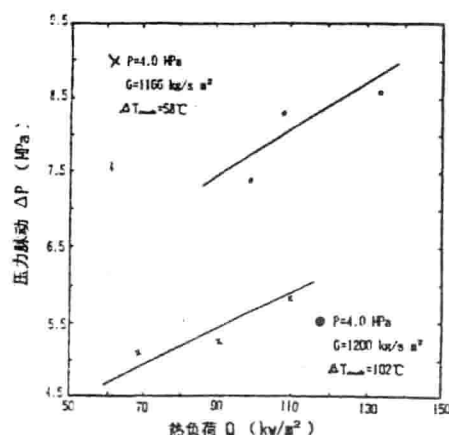


图 5 热负荷和入口过冷度对脉动振幅的影响

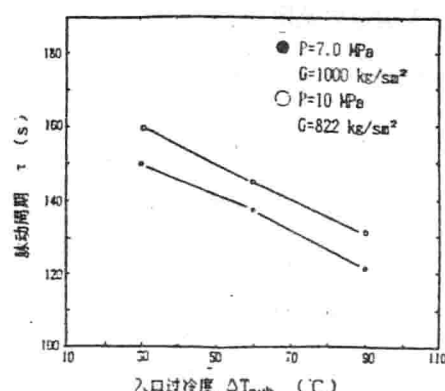


图 6 入口过冷度对脉动周期的影响

饱和温度，管壁处有一定的过冷沸腾，在管子出口处没有稳定地形成核态沸腾，一旦流量有微小的波动，就会使试验段出口从单相流动转变为两相流动，在管子出口处引起较大的压差波动，这种压差波动反馈到进口就形成了流量脉动，加热段出口交替地处于强制对流和核态沸腾状态从而形成起始点脉动。当热负荷继续增加，只要出口处形成稳定的充分发展核态沸腾即出口处于稳定的两相流动状态，起始点脉动就消失了。

通过试验发现：各运行参数对起始点脉动的周期和入口压力脉动有影响，对入口流量脉动振幅影响不大。其它参数一定时，起始点压力脉动振幅随质量流速增加而减少，参见图 4。随热负荷和入口过冷度增加而增加，参见图 5。

试验发现：当其它参数一定时，起始点脉动周期随入口过冷度增加而减小，参见图 6。随热负荷和质量流速增加而减小，分别参见图 7 和图 8。随系统压力和上游可压缩容积增加而增加，分别参见图 9 和图 10。

另外，通过试验研究还发现，热负荷和入口过冷度对起始点壁温脉动有显著影响，随热负荷和入口过冷度增加，壁温脉动振幅增加，在本文试验参数范围内，壁温脉动的幅值范围约为 250~450°C。

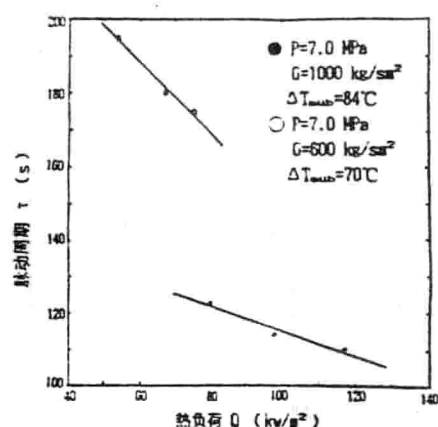


图 7 热负荷对脉动周期的影响

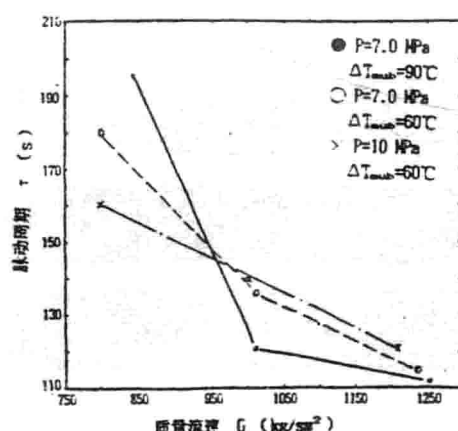


图 8 质量流速对脉动的影响

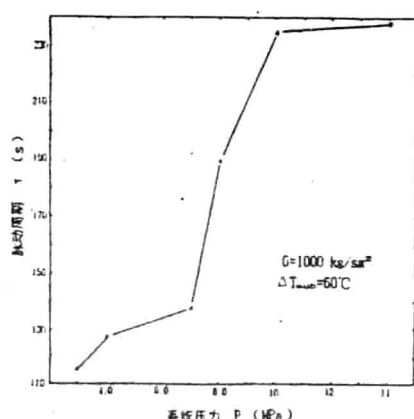


图9 系统压力对脉动周期的影响

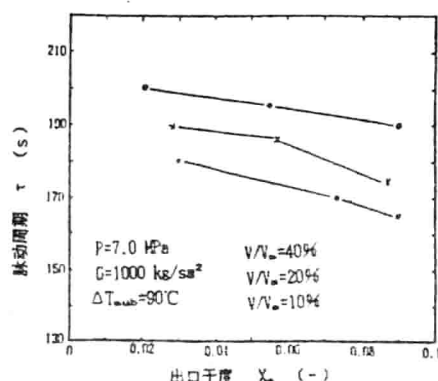


图10上游可压缩容积对脉动周期的影响

四、结 论

1. 在起始沸腾区域确实存在着与压力降型脉动有区别且有规则的脉动，起始点脉动发生在流量—总压差静态曲线的最低点附近，即流量—总压差静态曲线的膝状处，并且发生脉动的出口含汽率为0~0.1。
2. 本实验参数范围内，起始点入口流量脉动振幅为平均流量的3.0~4倍，脉动周期为90~250s。
3. 起始点压力脉动振幅随质量流速增加而减小，随热负荷和入口过冷度的增加而增加。
4. 起始点脉动周期随入口过冷度增加而减小，随质量流速增加而减小，随热负荷增加而减小，随系统压力增加而增大。
5. 起始点脉动周期随上游可压缩容积增大而增加。

参 考 文 献

- [1] J. A. Boure, A. E. Bergles and L. S. Tong, Review of Two-Phase Flow Instability, Nuclear Engineering and Design, Vol.25, 1973
- [2] Koichi TAKITANI, Density wave Instability in Once-Through Boiling Flow System, (I), Journal of Nucl. Sci. and Tech, 15[5], pp.355-364, 1978
- [3] Vezirouglu, T.N., Lee, S.S. and Kakac, S., Fundamental of Two-Phase Flow Oscillation and Experiments in Single Channle System, Two-Phase Flow and Heat Transfer, Vol.1, pp.423-466, 1977
- [4] Adbelmessih, A.H., Yin, S.T. and Fakhir, A., Hysteresis Effect and

Hydrodynamic Oscillation in Incipient Boiling of Freon II, Proceedings of the International meeting on Reactor Heat Transfer, Karlsruhe, Germany, 1973

[5] 王芊, 垂直上升管内汽液两相流不稳定实验研究和数值计算, 西安交通大学博士学位论文, 1989

大型热交换器中由于流动所引起的振动的研究

黄素逸 魏秉武

华中理工大学动力工程系

摘要 本文讨论了大型热交换器由于流动引起的振动问题。对单相流和汽液两相流中热交换器管的振动，进行了实验研究。文中详细介绍了测量装置和测试技术。实验以R12为工质，实验压力为 $(10-14) \times 10^5$ Pa，测出了单相流和两相流中单管平行和垂直于流动方向的振动振幅，研究了参数和加热对振动的影响。

一、概述

工业中广泛应用着各种热交换器，由于振动所导致的管子疲劳，隔板磨损常常是引起热交换器损坏的主要原因。因此研究振动对大型热交换器安全的影响，成了热交换器研究中一个重要的问题。文献[1]综合了由于流动所引起的振动而导致热交换器损坏的50多种情况，由此可看出本研究的重要性。纵掠管束与横掠管束相比振动的危险性要小得多。对于大多数的蒸汽发生器而言，振动的危险主要出现于进口区和出口处，前者是单相绕流引起的管子振动，后者是汽液两相流引起的管子振动。这种流动所引起的振动与很多因素有关，如质量流量，含汽量，管子排列，管子的自振频率等。

二、单相和汽液两相绕流中热交换器管的振动

许多文献[2][3][4]对单相和汽液两相流中管子振动的原因进行了理论分析和实验研究。一般认为当流速足够大时，流体绕流管子时会发生分离，从而在横掠管后会出现周期性的漩涡，即所谓卡门涡街，由涡引起的周期性力激发起管子的振动。通常用 S_r (Strouhal) 准则数来描述涡分离的频率

$$S_r = f d / W_\infty$$

式中， f ——涡分离频率， d ——管径， W_∞ ——绕流速度。

对于绕流单管，在 $Re < 2 \times 10^4$ 时，可以认为 S_r 为一常数，均等于0.21，即涡分离频率 f 正比于绕流速度，反比于管径。对于很高的 Re 数， S_r 可超过0.27。对于管束， S_r 不再为常数，即涡分离频率与管束的排列情况有关，这是因为不仅扰动和涡街会向后传播，而且管子之间的相互影响也会向前传播。

在扰动流体中振动的管子不是在一个无质量的空间中运动，它的振动需压迫周围流体，使之与其一起运动，这样就会引起一个附加的惯性力。通常用所谓虚拟质量（又称为附加质量）来考虑这种影响。每单位长度管子的附加质量 m_z 通常写成：

$$m_z = C \rho (\pi d / 4)$$

式中， ρ ——流体密度， C ——经验系数，对于单管， $C=1$ ，即管子附加质量等于相应于管子体积的流体质量，对于管束由于管间的相互影响， C 明显高于1[5]。

对于单相绕流，管子的振动通常是由下列几种因素引起的：（1）涡分离；（2）流体湍动；（3）液体负荷的不稳定性；（4）声学上的共振。其中涡分离引起的振动很小。声学上的共振可以通过隔板结构或不对称的管子布置方式来予以避免。困难之处在于流体的湍动和流体负荷的不稳定性。流体的湍动在所有方向

都有偶然的振动的速度分量,其频带很宽。湍动的速变脉动给管子以能量,而管子对湍流脉动的响应将导致管子振动。所谓流体负荷的不稳定性激发的振动主要是对管束而言的。对于管束,如果由于某种机制使管子产生偏移,那么流场将随之发生变化。振动速度和绕流速度的矢量叠加将导致一个斜流。当最窄截面处的速度过高(超过对稳定性而言的所谓临界速度),它将使管子产生一附加的垂直于绕流方向上的分力,使管子产生强烈的振动,其振动动幅甚至可以高到撞击相邻的管子。这就是所谓振动的不稳定现象。此时管子振动轨迹呈椭圆形。由于绕流时流体的湍动是不可避免的,因此由湍动激发的振动也是不可避免的。但从热交换器的设计上讲,至关重要是流体负荷不稳定性引起的振动。它常常会导致热交换管破裂。振动的稳定性界限常常与下列因素有关:(1)管子的固有频率,阻尼和质量参数;(2)管子的排列,管间距;(3)绕流的湍动度。

对于汽液两相流,由于其流动机制比单相流复杂得多,引起管子振动的机理还了解得不够。但从应用的角度上讲,振动激发主要还是由于湍动和液体负荷的不稳定性。此时振动的振幅还与含汽量及流型有关。

由于工业中半数以上的热交换器涉及的是汽液两相流,因此对热交换器管在两相流中的振动研究,日益成为热门的课题。为此许多学者对此进行了研究[5]和[6],不过大多数学者的实验结果来自空气和水的混和物,而且是常温常压下得到的。此时水和空气密度比为1000:1,粘度比为15:1。但工业热交换器中流体介质的工作通常并不具有这么大的密度差,这是因为能源和化工技术中,传热多是在高温下进行的,即应用的是蒸汽压力曲线上的高压部分。因此在低压和高密度差下所得的实验结果不能外推到高压和小密度差。另外用空气和水的混和物来进行模拟实验的另一个弊病是它们之间不能发生相变,这与实际装置中处于热力学平衡的汽液混和物是不相同的,后者在压力脉动时相互间会发生相变。为了对汽液两相流中热交换器管的振动,进行更符合实际情况的实验研究,我们采用制冷剂R12作为工质。

三. 实验回路

实验回路采用封闭式。回路的最下部为循环泵,其流量最大为 $35\text{ m}^3/\text{时}$ 。液体R12泵入预热器,预热器的加热功率为200KW。在这儿液体被预热到饱和温度。液体进入蒸汽发生器后被部分汽化。实验中质量含汽量 x 可在0—70%之间变化,体积含后汽量 ε ,在相应压力下可在0—80%之间变动。两相混和物流经实验段后进入冷凝器。为了防止循环泵中出现汽蚀现象,应保证进入泵的液体为过冷状态。整个回路中的循环压力依靠冷凝器后的恒压器维持恒定。恒压器内 $2/3$ 为液体, $1/3$ 被蒸汽充满,在液体空间装有一电加热器。

四. 实验段

实验段如图1所示。测量段的设计原则是经过适当改装,即可进行单管和管列和管束的振动实验。实验管的一端是固定的,另一端悬臂。为了改变实验管的自振频率,对实验管设置了一可移动的夹紧装置,即可改变实验管的自振频率。本实验的自振频可在8—80Hz之间变动。实验管内装有电加热器和热电偶,前者是研究实验管加热,并在其壁面上产生汽泡时,汽泡的产生和脱离对管子振动的影响,后者是为了测量实验管的壁温。为了使实验时的流动更符合实际情况,在实验管前装有一前置管束。流道的截面为矩形,其尺寸为 $100 \times 132\text{ mm}$,管子直径为 22 mm 。

五. 测量技术

测量技术中的关键是如何测出管子振动的振幅。由于绕流时管子在垂直于绕流方向和平行于绕流方向的振动是不相同的,为此测量振幅的位移传感器应能实现两个相反方相的测量,并对极小的位移也足够敏感和精确。同时还要求传感器要牢固可靠,在管子振动时不会脱落。由于汽液混和物有一定的温度,因此传感器在温度高于 120°C 时应能精确可靠的工作。为了满足以上这些要求,我们采用的是不接触感应位移传感器。管子的位移是从外面接受,其优点是传感器有比较充裕的安