

## 管内汽液两相流动摩擦阻力的试验研究

西安交通大学

陈学俊 周芳德 陈立勋

## 摘 要

摩擦阻力计算是管内两相流动中的一个基本问题。本文在高压加热水回路中对水平直管内蒸汽-水两相摩擦阻力系数进行了试验研究。试验是在试验段加热和不加热两种条件下进行的,对本文作者之一提出的现已作为我国电站锅炉水力计算方法的摩擦阻力计算式进行了试验研究和论证。试验结果证明这种计算方法精度高,计算方法简便,优于现有的国外计算方法。

关键词: 汽液两相流动 摩擦阻力 试验研究

## 一、前 言

管内汽液两相流动摩擦阻力问题是两相流中的一个最基本的也是最重要的问题之一,已开展了多年研究,发表了许多论文和报告。但是此问题并未获得满意的解决。计算值和实际值的差别有的可达100%,甚至更大。其次,已有的试验数据大部分是在不加热的条件下获得的,而许多工程实际问题却是在加热条件下工作,加热对摩擦阻力有多大的影响,尚不大清楚。用不加热情况下得出的计算式计算有加热情况下的摩擦阻力尚需作专门的研究。文献[1]提出了一个纯经验的摩擦阻力计算式,现已作为我国电站锅炉水力计算方法<sup>[2]</sup>。当时曾和国外的一些试验数据进行了比较,然而没有我们自己的试验数据可供比较。鉴于上述情况,开展了本研究,同时也希望在理论上有所解释。

## 二、试验装置及试验方法

试验在高压电加热水回路上进行。试验

回路系统示于图1。经过处理的去离子水除氧后进入高压泵。由高压泵送出的水一部分通过旁路系统返回水箱,一部分进入流量测量系统,并又分为两路,一部分经换热器(和试验段出口的汽水混合物进行热交换)进入电加热的预热段,另一路直接进入预热段。由预热段出来的水再进入电加热的试验段,随后进入换热器、冷凝器而返回水箱。

流量用经标定的孔板进行测量,其压差由DDZ差压变送器测量。在主回路和旁路上亦装有孔板以测量总流量和旁路流量。换热器和冷凝器均为套管式热交换器。预热段分为四段,分别由交流电直接通过管壁加热,系统压力和流量由阀门V1和V2相配合调节。各处工质温度及冷凝水温度用镍铬-镍硅嵌装式热电偶测量。试验段为管径 $\phi 20 \times 2$ 的不锈钢管,水平布置,测量段之前后有2.4米和2.0米的稳定段。测量段本身为2米长,在每一米上均测量其压力降,压力降用1151DP电容式高静压差压变送器测量,并由数字电压表显示并打印记录。

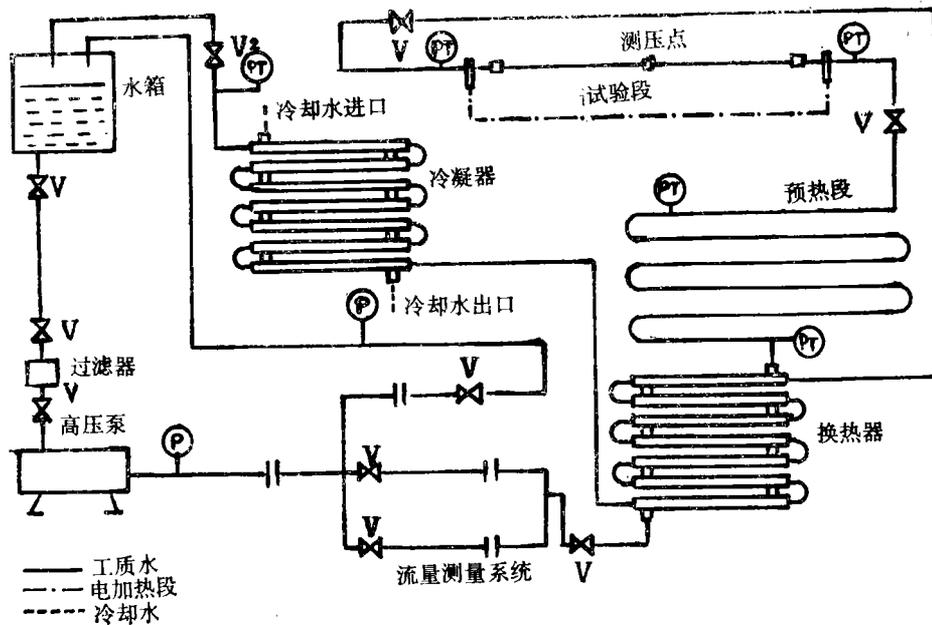


图 1 试验装置系统图

试验前对所有孔板, 差压变送器、热电偶等均进行标定和校核。并用单相水流动摩擦阻力试验以校核测量的准确性。这预备性试验的结果表明单相水的摩擦阻力数据和勃劳修斯阻力计算式相符得较好。

进行汽-水两相加热和不加热条件下摩擦阻力试验时, 首先将压力和流量调节到所要求的工况, 然后缓慢地加热, 待汽-水两相流体的压力、流量及工质温度稳定之后, 同时记录压力、压差、流量和温度等值。再逐步改变预热段和试验段的加热功率, 即改变试验段进口干度及试验段的热流密度。

当试验段有加热时, 为了求得摩擦阻力, 在所测得的总压降中扣除加速压降  $\Delta P_a$ ,  $\Delta P_a$  按式(1)计算:

$$\Delta P_a = (\rho w)^2 \left[ \frac{(1-X_e)^2}{(1-\alpha_e)\rho_L} - \frac{(1-X_i)^2}{(1-\alpha_i)\rho_L} + \frac{X_e^2}{\alpha_e \rho_g} - \frac{X_i^2}{\alpha_i \rho_g} \right] \quad (1)$$

式中

$\rho w$  为试验段的质量流速,  $[\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}]$ 。

$\rho_L$ 、 $\rho_g$  为液相、气相密度,  $[\text{kg}/\text{m}^3]$ 。

$X_i$ 、 $X_e$  为试验段进出口处干度。

$\alpha_i$ 、 $\alpha_e$  为试验段进出口处平均截面含气率。

本试验的试验范围为: 压力  $P=4.5, 6.5, 8.5, 10.5 \text{MPa}$ ; 质量流速  $500 \sim 2700 \text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$ ; 热流密度  $0 \sim 570 \text{kW}/\text{m}^2$ ; 进口干度  $0 \sim 0.81$ ; 试验段干度增值  $0 \sim 0.47$ 。

### 三、试验结果及其处理

已有两相流动摩擦阻力计算方法或按均相模型, 或是按分相流模型分析的基础上加以修正, 可参阅有关著作<sup>[3,4]</sup>, 这里不再赘述。应该说明的一点是, 有的关系式并不考虑质量流速的影响, 如马丁内利-尼尔逊法<sup>[5]</sup>, 这显然是很粗糙的了; 有的虽然考虑了质量流速的影响, 但却只给出了纯经验的线算图, 如苏联电站锅炉水力计算标准方法<sup>[6]</sup>,

这种计算方法应用十分不方便。美国齐斯霍姆提出了一个关系式<sup>[7]</sup>，考虑了质量流速的影响，但是比较复杂，在具体应用时仍感十分不便。

本文在整理试验结果时，从均相模型出发，然后加以经验的修正，从而获得比较简便的计算方法，其计算精度和齐斯霍姆提出从分相流动模型出发然后加以修正而得到的计算方法相当。

若把汽水两相流按均相模型处理，认为其流动摩擦阻力也可用单相流体中的达西公式来表达，则有：

$$\Delta P_{tp} = \lambda \frac{L}{D} \frac{\rho w^2}{2} \quad (2)$$

式中： $\Delta P_{tp}$  为两相流动摩擦阻力

$L$  为管子的长度

$D$  为管子的内径

$\frac{1}{2}\rho w^2$  为两相流的动压头

$\lambda$  为两相流动的摩擦阻力系数

质量流速和两相流动相同的单相水阻力  $\Delta P_o$  可表示为，

$$\Delta P_o = \lambda_o \frac{L}{D} \frac{\rho_L w_o^2}{2} \quad (3)$$

式中： $\lambda_o$  为单相水流经管子时的摩擦阻力系数  $\frac{1}{2}\rho_L w_o^2$  为单相水的动压头

由式(2)和(3)，有

$$\frac{\Delta P_{tp}}{\Delta P_o} = \frac{\lambda}{\lambda_o} \frac{[\rho w^2]}{[\rho_L w_o^2]} \quad (4)$$

这里有两个问题：一是两相流体的摩擦阻力系数  $\lambda$  如何确定；二是两相流体的动压头如何确定。

设两相流的动压头为断面上水的动压头和汽的动压头之和，则有

$$\frac{\rho w^2}{\rho_L w_o^2} = \frac{\alpha \rho_g w_g^2 + (1-\alpha) \rho_L w_L^2}{\rho_L w_o^2} \quad (5)$$

式中  $\alpha$  为截面含气率。

$w_g, w_L$  分别为汽相，液相平均速度。

$w_o$  为循环水速。

经适当的转换，可得

$$\begin{aligned} \frac{\rho w^2}{\rho_L w_o^2} &= 1 + X \left( \frac{\rho_L}{\rho_g} - 1 \right) \\ &+ X(1-X) \frac{\rho_L}{\rho_g} (S-1) \\ &\left( \frac{\rho_g}{\rho_L} - \frac{1}{S} \right) \end{aligned} \quad (6)$$

式中，

$$X = \frac{\rho_g w_g}{\rho_L w_o}, \text{ 为质量含气率,}$$

$$S = \frac{W_g}{W_L}, \text{ 为滑速比.}$$

如果进一步假设两相流的摩擦阻力系数和水的摩擦阻力系数相同，则有

$$\begin{aligned} \Delta P_{tp} &= \Delta P_o \left[ 1 + X \left( \frac{\rho_L}{\rho_g} - 1 \right) \right. \\ &+ X(1-X) \frac{\rho_L}{\rho_g} (S-1) \left( \frac{\rho_g}{\rho_L} \right. \\ &\left. \left. - \frac{1}{S} \right) \right] \end{aligned} \quad (7)$$

或表示为

$$\Delta P_{tp} = \Delta P_o \left[ 1 + X \left( \frac{\rho_L}{\rho_g} - 1 \right) \right] \psi \quad (8)$$

式中

$$\psi = 1 + \frac{X(1-X) \frac{\rho_L}{\rho_g} (S-1) \left( \frac{\rho_g}{\rho_o} - \frac{1}{S} \right)}{1 + X \left( \frac{\rho_L}{\rho_g} - 1 \right)} \quad (9)$$

式(9)实际上是在两相流动摩擦阻力系数和单相水的摩擦阻力系数相同的假定下得出的，它只考虑两相流动压头应如何计算。而实际上，上述两种摩擦阻力系数可能是不

相同的。但是这种阻力系数目前还难于用分析的方法来确定，只能依靠试验数据而经验地加以修正。而式(9)可以作为这种修正的基础。非常巧合的是式(9)和文献[1]提出的纯经验的计算式极为相似，即

$$\psi = 1 + \frac{X(1-X) \frac{\rho_L}{\rho_g} \left( \frac{1500}{\rho w} - 1 \right)}{1 + X \left( \frac{\rho_L}{\rho_g} - 1 \right)},$$

$$\rho w < 1500 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{S} \quad (10)$$

$$\psi = 1 + \frac{X(1-X) \frac{\rho_L}{\rho_g} \left( \frac{1500}{\rho w} - 1 \right)}{1 + (1-X) \left( \frac{\rho_L}{\rho_g} - 1 \right)},$$

$$\rho w > 1500 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{S}$$

这也说明式(10)的形成部分原因是由于采用了两相流动压头的计算方法。本文中同时用式(10)作为计算式来与实验数据比较。

计算式与实验数据及其它关系式的比较示于图2。由图2可以看出绝大多数实验数据都落在式(10)计算值 $\pm 12.1\%$ 之内，图中有许多试验数据因相同而未全部画出，这些试验数据多在 $\pm 12.1\%$ 之内。

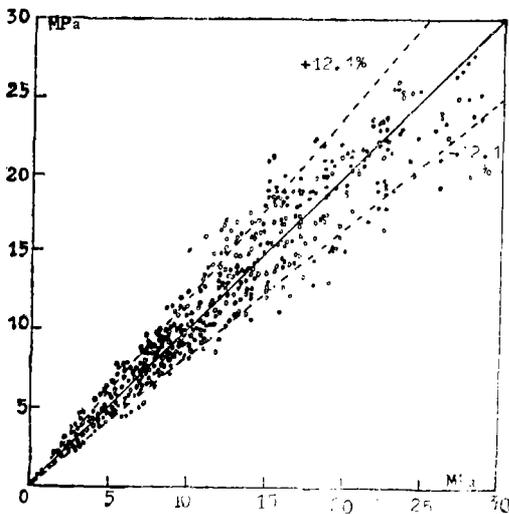


图2 实验数据与计算值的比较

本试验数据中按式(9)算出的系数值 $\psi$ 与按式(10)计算的 $\psi$ 值的比较示于图(3)、(4)和(5)中，分别对应于工作压力为6.5MPa, 8.5MPa和10.5MPa的各工况。可以看出计算值和实验值基本相符。

本计算方法与齐斯霍姆的计算方法结果以及米洛波尔斯基的试验数据相比较示于图(6)、(7)和(8)中。由这些图可以看出式(8)和式(10)计算的结果和齐斯霍姆提出的计算方法计算的结果相近，同样和米洛波尔斯基的试验数据符合得很好。

虽然式(8)和式(10)计算的结果和我们的试验数据之间约有 $\pm 12.1\%$ 的偏差，但是这种偏差在两相流动的阻力计算中并不大。在两相流体流动的试验中，要使试验工况长期地稳定在一个状态下是相当困难的，即使在相对稳定的工况下，其各流动参数在时间上总是在不断地波动着，且有时波动的幅度还相当大。虽然试验中可以增加传压管中的阻力的办法来阻尼波动，但波动还是难免的。

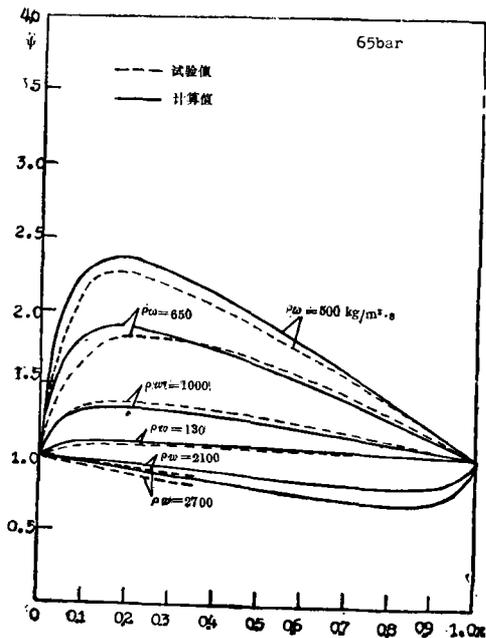


图3 65bar压力下式(9)和试验值的比较

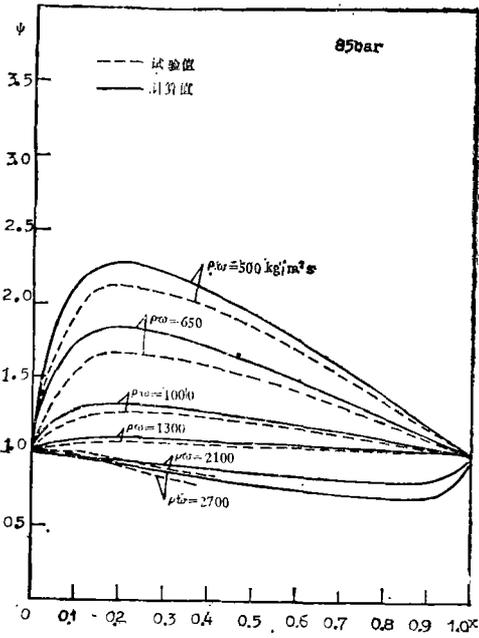


图 4 85bar压力下式(9)和试验值的比较

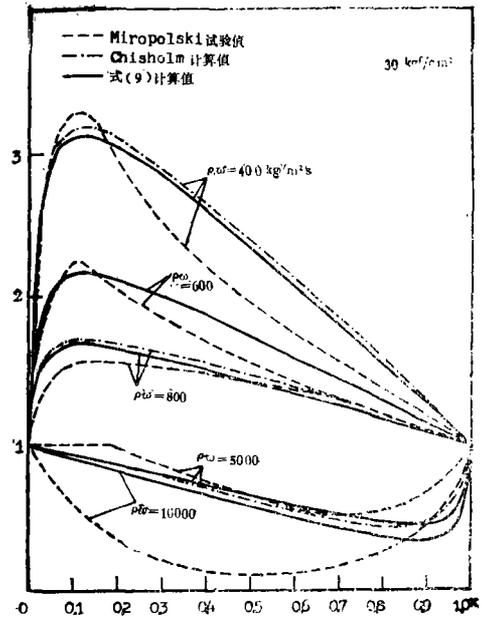


图 6 30kgf/cm²压力下各计算值和试验值的比较

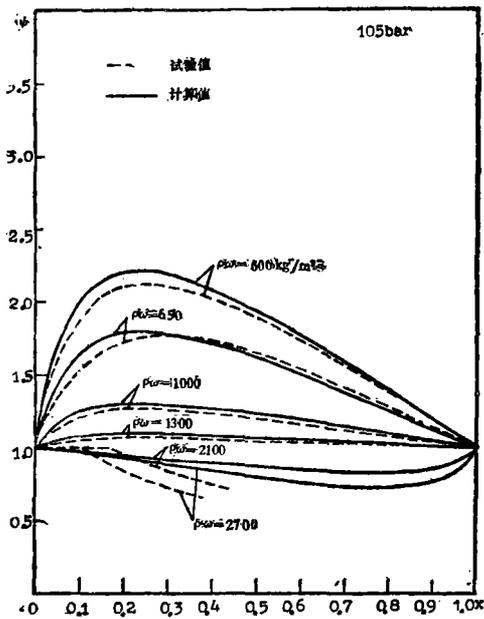


图 5 105bar压力下式(9)和试验值的比较

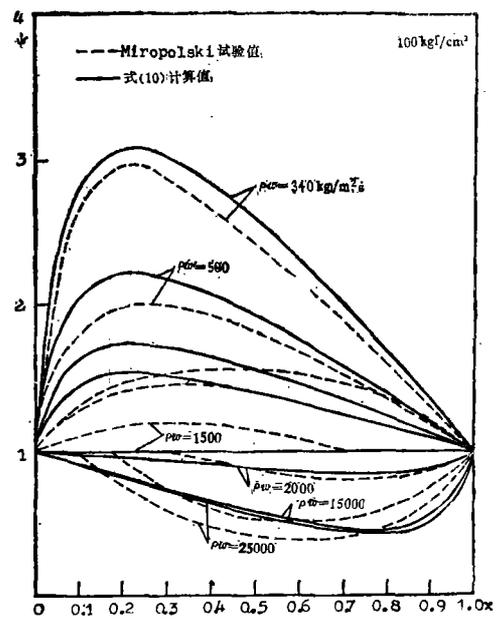


图 7 100kgf/cm²压力下各计算值和试验值比较

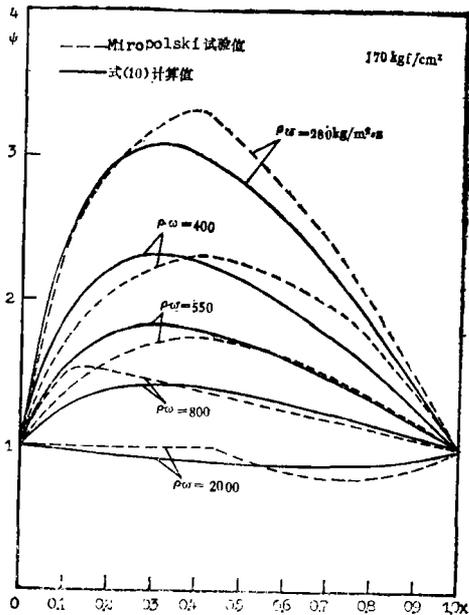


图 8 170kgf/cm<sup>2</sup>压力下各计算值和试验值的比较

试验数据和其它计算方法的比较列于表 1。

表 1 各计算方法和本文试验数据比较

计算方法	试验数据数	标准误差σ
式(8)和式(10)	925	12.1
齐斯霍姆法[7]	925	16.1
苏联水力计算标准方法[5]	213	13.8

可以看出上述各方法的计算结果大致是在同一个精度范围内,而式(8)和式(10)还略优于其它方法。式(10)和式(8)比齐斯霍姆的计算方法简单得多,使用十分方便,比苏联水力计算准方法更要方便得多,后者只提供了一组纯经验的线算图。

因为本文所进行的试验数据包括了试验

段加热和不加热的情况,因此可以认为在所进行的试验热流密度范围内,热流密度大小对摩擦阻力的影响不太大,均可按式(8)和式(10)进行计算。

## 四、结 论

1. 式(8)和式(10)可以用来作汽-水两相流动摩擦阻力计算用,其误差在±12%之内,

2. 在热流密度0~570kW/m<sup>2</sup>范围内,热流密度对摩擦阻力的影响不大,可按同一式计算。

本课题为国家科学技术委员会、中国科学院科学基金资助项目,在此表示感谢。

## 参 考 文 献

- [1] Chen Lixun, «Prediction of Friction Pressure Drop for Steam-Water Two-Phase Flow», «Selected Papers of Swo-Phase Flow and Heat Transfer», 1984. Xi'an Jiao tong University.
- [2] «电站锅炉水动力计算方法», 上海发电设备成套设计研究所. p 9. 1983.
- [3] 黄承懋, «锅炉水动力学及锅内传热», 机械工业出版社, 1982
- [4] 陈之航, 曹柏林, 赵在三: «气液两相流和传热», 机械工业出版社, 1983.
- [5] R. C. Martinelli, & D. B. Nelson, «Prediction of Pressure Drop During Forced-Circulation Boiling of Water», «Trans. ASME», vol. 70, pp 695-602, 1948.
- [6] «Гидравлический Расчёт Котельных Агрегатов» (Нормативный Метод), Москва, «Энергия», 1978
- [7] D. Chisholm: «The Influence of Mass Velocity on Frictional Pressure Gradients During Steam-Water Flow», «Inst. Mech. Eng.», «Thermodynamics and Fluid Mechanics Convention», 1968.

## ABSTRACT

**Chen Xue-jun, Zhou Fang-de, Chen Li-xun, «Experimental Investigation on Steam-Liquid Two Phase Flow Friction in Tubes», «Power Engineering», 1989, No. 1, pp. 1~6**

Flow friction calculation is one of the basic problems of two phase flow in tubes. Tests were conducted on steam-water two phase flow in horizontal straight tubes for HP feed water circuits with or without simultaneous heating in the testing section. Verification tests of flow friction calculation show that the methods of its calculation as suggested by one of the authors & adopted in domestic boiler design is highly satisfactory, easy to handle, and superior to methods used abroad.

**Zhang Tian-zuo, Huang Yao-cheng, «Test and Research on High Loading Transonic Turbine Cascades by the Shallow Water Through Analogy», «Power Engineering», 1989, No.1, pp. 7~17**

The paper presents detailed test and research results of some high loading transonic stationary and moving cascades for the first time by the shallow water through analogy in China. These results are compared with circulation calculation and plane cascade wind tunnel tests. The shallow water through analogy has advantages of exactness, visualization, simplicity and economy valuable in the concept design and qualitative analysis stage of transonic turbine cascades. Not only can a high velocity wind tunnel test be avoided, but the credibility of transonic cascade calculation results can also be verified by this method.

**Lu Xiang, «Survey of Utility Boiler Products in China», «Power Engineering», 1989, No. 1, pp. 18~39**

The paper gives a brief introduction of the development of utility boiler products in China since 1949. In order to conduct correctly the statistics of utility boiler varieties, the author analyses all features influencing varieties and puts forward such sixteen features used to classify the product varieties as boiler configuration, steam condition, circulation, in-or out-door arrangements, fuel type, firing method, dry-or wet-bottom furnaces, pulverizer and pulverized coal system, steam purification, steam temperature control, boiler structure, seismic intensity, air heater and its arrangement, bypass system, bottom-ash removal and operation mode. The deep presentation of all the features about utility boilers in China is taken as a first step review of the product variety development.

(下转第63页)