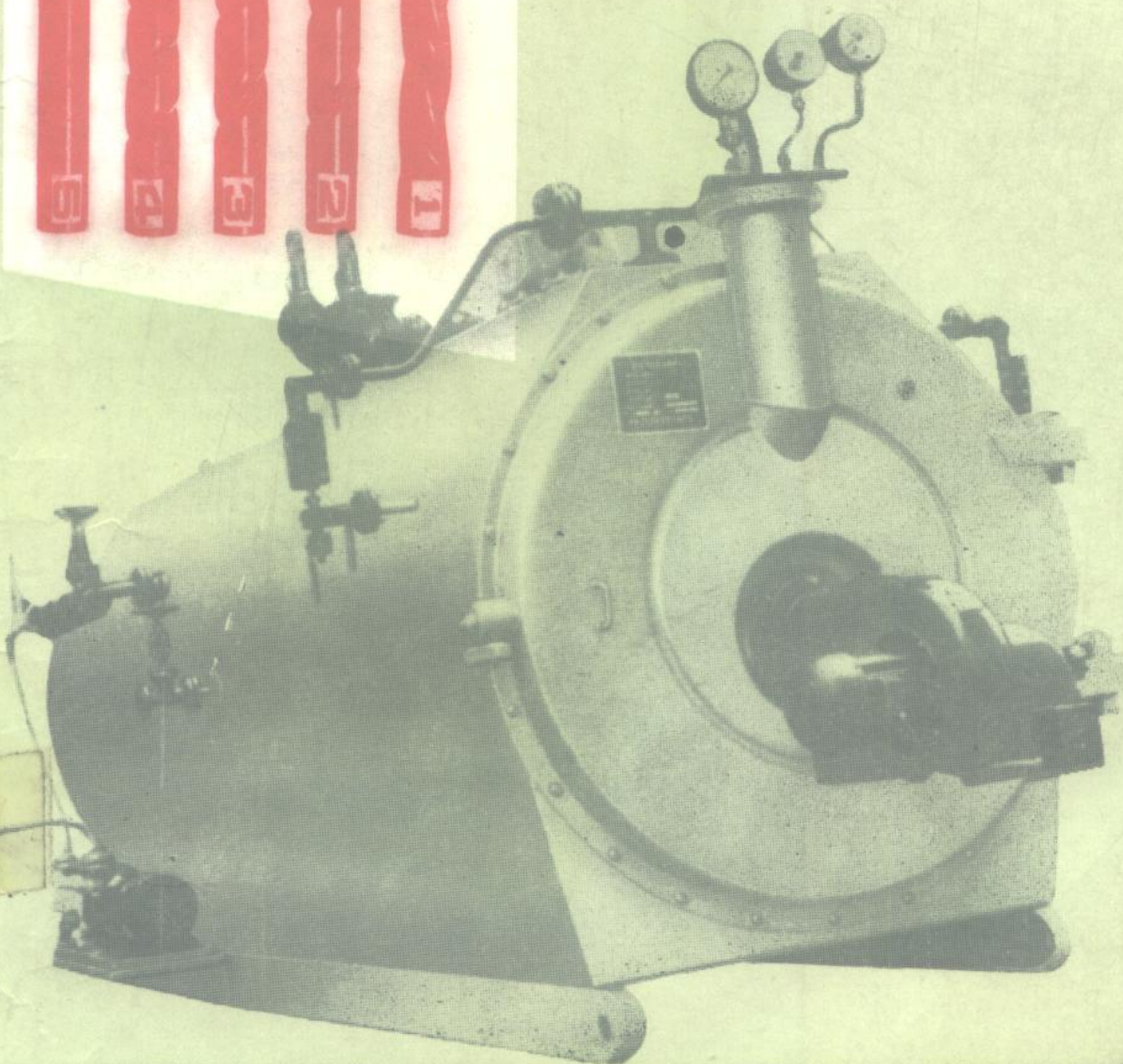


张忠铭 编著

单头螺纹管 在工业锅炉 中的应用

机械工业出版社



358657

(京)新登字054号

本书主要介绍了单头螺纹管的结构特点、强化传热机理、流阻性能、机械性能及国内外有关螺纹管的科研和应用情况。并围绕单头螺纹管的特点提出了螺纹管锅炉和螺纹管换热器的设计计算方法、制作方法以及运行和使用中应该注意的问题。

本书实用性较强,可供工业锅炉用户、制造厂家、科研机关、设计院、锅炉安全技术监察管理部门、安装部门、化工和冶金行业的技术人员阅读,也可供中专和高等院校有关师生以及能源管理干部参考。

单头螺纹管在工业锅炉中的应用

张忠铭 编著

责任编辑:王琳 于蕴英 责任校对:宁秀娥
封面设计:刘代 版式设计:王颖
责任印制:卢子祥

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)
(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)
人民交通出版社印刷厂印刷
新华书店北京发行所发行·新华书店经售

开本 787×1092¹/₁₆·印张16·字数390千字
1992年4月北京第1版·1992年4月北京第1次印刷
印数 00,001—1,920·定价:13.80元

ISBN 7-111-02917-8/TK·116

前言

单头螺纹管是一种优良的换热元件，已被国内外的试验和工业应用所证实。螺纹管加工方便、成本低廉、使用安全，既可用于设计新锅炉，又可用于改造旧锅炉，具有明显的节能和节约钢材的效果，深受制造厂家和用户的欢迎。

本书共分九章，从工程应用角度出发，主要介绍了单头螺纹管的结构特点和强化传热机理；流阻性能；机械性能；制造与验收技术要求；专机的性能特点；在工业锅炉和其他换热设备中的应用情况；设计计算与校核计算；改造与维修保养；功能评价方法以及其他形式的螺纹管。

本书引入了重庆锅炉总厂和重庆大学热工教研室许多同志的有关研究和应用成果，也介绍了国内外专家的有关论述和应用情况。

本书由原国家机械工业委员会电器局副局长工程师李之光教授主审，并提出许多宝贵意见和建议，在此表示谢意。

重庆锅炉总厂厂长王光照高级经济师对此项科研和应用工作给予了支持和帮助。12年来，和我一起从事单头螺纹管及螺纹管锅炉的科研、设计、制造工作的主要有程俊国教授、黄剑忠副教授、陈祖安、胡旭辉、韩俊、吴宝顺、邓肇涵等高级工程师、蒋宏刚工程师、冯俊、方兴国等高级经济师，在此一并致谢。

限于本人的知识水平和业务能力，书中的错误和不妥之处在所难免，恳请读者批评指正。

1990年4月

符号说明

一、符 号

- F 传热面积, m^2 。
 F_x 流通截面面积, m^2 。
 d_i 强化管光端内直径, mm 。
 d 内环肋管环形突起的最小内直径, mm 。
 e 螺纹管的槽深, mm 。
 e^+ 无因次槽深, 又名粗糙雷诺数,

$$e^+ = \frac{e}{d} \sqrt{\frac{\xi}{8} Re}$$
 ξ 摩擦系数,

$$\Delta r = \xi \cdot \frac{l}{d_i} \cdot \frac{w^2}{2g} r$$
 g 重力加速度, m/s^2 。
 w 速度, m/s 。
 u^+ 无因次速度 (e^+ 处的流速)。
 Nu 努塞尔数。
 Pr 普朗特数。
 Re 雷诺数。
 St 斯坦顿数。
 P 单头螺纹管为节距; 多头螺纹管为槽间距, mm 。
 r 重度, N/m^3 。
 ρ 密度, kg/m^3 。
 l 试验管子长度, m 。
 N 试验管子根数。
 Δp 压差; 流体流经管子后的阻力损失, Pa 。
 m 摩擦系数方程式的运算量。
 ϕ 无因次刚度比 ($= e^2 / P d_i$)。
 ν 流体的运动粘性系数, m^2/s 。
 T 温度, $^{\circ}\text{C}$ 。
 T_s 饱和温度, $^{\circ}\text{C}$ 。
 μ 流体的动力粘度, $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ 。
 λ 导热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ 。
 Gr 格拉晓夫数。
 K 总传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ 。
 q 热流通量, kW/m^2 。
 α 放热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ 。
 P_0 泵功率, W 。
 R 性能比值。
 R_{ext} 外部热阻, $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ 。
 D 蒸发量, t/h 。
 d 管径, mm ; 管外径, mm 。
 H 高度, m ; 硬度; 压头, Pa 。
 J 磨损量, g/m^2 。
 I 烟气和空气焓, kJ/kg 。
 i 工质焓, kJ/kg 。
 k 幅射减弱系数, $1/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ 。
 N 功率, kW 。
 Q 燃料发热量, kJ/kg ; 热量, kJ 。
 q_1 有效利用热量, kJ/kg 。
 q_2 排烟热损失, %。
 q_3 气体未完全燃烧热损失, %。
 q_4 固体未完全燃烧热损失, %。
 q_5 锅炉散热损失, %。
 q_6 灰渣物理热损失, %。
 s 管子的壁厚, mm 。
 t 工质温度, $^{\circ}\text{C}$; 管壁温度, $^{\circ}\text{C}$ 。
 V^0 理论空气量, m^3 (标准) / kg 。
 α 夹角, $^{\circ}$; 过量空气系数; 放热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ 。
 α_1 烟气侧放热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ 。
 α_2 工质侧放热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ 。
 $\Delta \alpha$ 漏风系数。
 c 比热, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})$ 。
 Δ 差值。
 η 效率, %。
 ν 烟气温度, $^{\circ}\text{C}$ 。
 φ 保温系数。
 ψ 热有效系数。
 β 螺纹管专机中模环的倾斜角度。
 θ 螺纹管专机中模环端部与工件径向

V

的包角。

量, mm。

ω 成型每圈螺纹槽时管子的轴向缩短

l, 螺纹管加工时的径向弹复量, mm。

二、上 下 角 标

l 强化管(螺纹管或其他强化管)。

, 入口值。

g 光管。

" 出口值。

— 平均值。

b 壁面, 饱和。

目 录

前言

符号说明

第一章 概述

第一节 工业锅炉的节能潜力.....1

第二节 单头螺纹管是工业锅炉节能的一种良好的换热元件.....2

第二章 单头螺纹管的结构和强化

换热原理

第一节 单头螺纹管的结构.....3

第二节 单头螺纹管的强化换热原理.....4

第三章 单头螺纹管的传热和流阻性能

第一节 单根光管的传热和流阻性能.....7

第二节 单根单头螺纹管的传热和流阻性能.....8

第三节 管束的传热和流阻..... 36

第四章 单头螺纹管的机械性能和制作验收要求

第一节 对制作螺纹管的钢管几何尺寸及外形要求..... 48

第二节 制作螺纹管的钢管的技术要求..... 51

第三节 螺纹管束的安装要求..... 55

第四节 单头螺纹管的机械性能试验..... 61

第五节 单头螺纹管的爆破试验..... 64

第六节 制造与验收要求..... 67

第五章 单头螺纹管的制作原理及设备

第一节 模环旋压螺纹管的成型工艺试验..... 69

第二节 制造螺纹管的专用机床..... 75

第六章 单头螺纹管在工业锅炉和其它换热器中的使用

第一节 应用情况概述..... 87

第二节 在RE—NB型油炉上的应用.....88

第三节 在WNS型气炉上的应用..... 90

第四节 在WNS型湿背油炉上的应用..... 99

第五节 在WNS型干背油炉上的应用..... 103

第六节 在DZW型推动炉排式煤炉

上的应用.....106

第七节 在KZL4-13-AⅢ型燃煤锅炉上的应用.....110

第八节 在DZL4-13-AⅡ型偏锅筒链条炉上的应用.....120

第九节 在换热器中的应用.....124

第七章 螺纹管的设计与校核计算

第一节 计算的必要性.....127

第二节 螺纹管锅炉的设计计算程序.....128

第三节 螺纹管锅炉的热力计算程序.....129

第四节 螺纹管锅炉的烟风阻力计算程序.....149

第五节 螺纹管的强度计算和分析.....163

第六节 螺纹管锅炉设计的优化分析.....166

第七节 螺纹管的技术和经济性判据及效益计算.....173

第八章 旧式锅炉的改造及螺纹管锅炉的安装、运行、维修和保养

第一节 旧式锅炉的改造.....177

第二节 螺纹管的安装和检验.....177

第三节 螺纹管锅炉的运行与维修保养.....181

第四节 螺纹管锅炉中螺纹管常见故障分析与修理.....191

第九章 各种螺纹管的性能研究

第一节 单头螺纹管的其他研究成果.....196

第二节 交叉螺纹管的传热和流阻性能研究.....197

第三节 多头螺纹管的传热和流阻性能研究.....204

第四节 内环肋管的传热和流阻性能研究.....211

第五节 单头、多头螺纹管及内环肋管性能的比较.....225

第六节 强化传热管的性能评价标准.....229

附录

附表1 工业锅炉基本参数表.....239

IV

附表 2	干饱和蒸汽表.....	239
附表 3	空气和烟气的平均比热.....	240
附表 4	工业锅炉设计用代表性煤种.....	241
附表 5	工业锅炉设计用代表性煤种的 燃烧产物以及空气的容积.....	241
附表 6	1 kg 燃料燃烧产物及空气的焓.....	243
附表 7	1 m ³ (标准) 空气和烟气以及 1 kg 灰的焓.....	244

附表 8	空气和平均成分烟气的物理 特性.....	245
附表 9	水和水蒸汽的 Pr 数	246
附表 10	水和水蒸汽的动力粘度系数	247
附表 11	水和水蒸汽的导热系数	248
附表 12	常用物理量的法定计量单位 及其与工程单位制的换算表.....	249

第一章 概 述

近些年来,随着工业的发展,能源问题已成为国内外普遍重视的问题,制约着国民经济的发展,故在合理地利用能源和节约资源方面下功夫是很必要的。其中,热能的有效利用是节约能源的重大课题。

第一节 工业锅炉的节能潜力

工业锅炉是国民经济中使用面广、耗能量大的热能设备。1983年初,全国共拥有工业锅炉23万台(52万蒸吨),平均运行热效率在60%左右,年耗原煤 2×10^8 多吨,占全国原煤产量的1/3。与国外相比,平均热效率低10%以上,至少每年多耗原煤 3×10^7 t以上。如果从我国集中供热发展不够的角度考虑,每年多耗的原煤至少在 5×10^7 t以上。工业锅炉节能潜力很大,是节约能源的重点对象。

我国工业锅炉生产发展很快,1949年工业锅炉产量只有240蒸吨,1985年达到8.2万蒸吨,为1949年的342倍。“六五”期间平均以9.4%速度增长。5年间共生产工业锅炉15万多台,计32.2万蒸吨。35年来,工业锅炉行业基本满足国内市场需要并略有出口,累计为国家提供积累40多亿元,为国民经济发展作出了贡献。

“六五”期间,工业锅炉行业几乎有80%的企业进行了扩建改造,行业得到了很大发展,其生产能力由每年 8.8×10^4 蒸吨扩大到 12×10^4 蒸吨,最高年产量达到3.4万台、 8.2×10^4 多蒸吨(1985年产量)。

目前我国工业锅炉行业规模颇大,相当于苏、美,而超过日本,但由于厂点过多,生产分散,产品质量难于保证。在热效率方面,我国工业锅炉也还存在一些差距。近几年来我国开发的一些节能工业锅炉,其鉴定热效率约为76%左右。而国外先进国家工业锅炉一般为80~85%,即相差4~9%左右。

1980年,原机械部对工业锅炉市场需求情况测算表明,每年需要新增工业锅炉 2×10^4 多蒸吨,国家初步规划,从1983年开始,每年更新1.3万台,考虑到工业锅炉更新步伐有可能加快,以年更新量3万蒸吨计算,今后年需求量约5万多蒸吨。目前拥有年产工业锅炉能力8万多蒸吨,已经大于需求量的60%,如果再扩大到 11.4×10^4 蒸吨,将超过需求量的一倍以上。所以要抓紧现有工业锅炉的改造和努力开发高效节能锅炉产品。

工业锅炉的改造,一般可提高热效率5~10%,经济效益还是好的。1978~1982年,通过国家拨款,银行贷款和企业自筹共用于工业锅炉的改造费4亿多元,形成年节煤能力近400万吨,即每节约1吨煤,花改造费近100多元。在企业效益上,年降低工业用户燃料费近2亿元,两年多就可以收回全部的改造费用,在社会效益上,较之开采煤炭,也是合算的。

目前,高效节能锅炉品种很少,只能小批量生产,且制造成本高于一般产品,但价格又未能实行优质优价,工厂生产节能产品比生产一般工业锅炉利润要少许多。因此,有些制造厂家就不打算再生产了^[1.1]。一方面要给予鼓励,另一方面,则要求设计和制造单位能够研

制出既节约燃料、又节约钢材的新型锅炉，并对正在生产或正在运行的效率不高的工业锅炉进行重新改造。节约能源，降低成本，提高经济效益。

由此可见，工业锅炉节能的潜力是相当大的。

第二节 单头螺纹管是工业锅炉节能的 一种良好的换热元件

在一般的工业锅炉和换热器的烟管部分，采用了光滑的金属烟管作为换热元件。当烟气穿过对流管束时，将烟气中的热量释放给管外的介质。由于烟气流的热阻大，这样的传热效果并不十分理想。制作单头螺纹管，就是用人工方法附加湍流，使边界层产生扰动而减少热阻，增大传热量，从而达到强化传热的目的。但另一方面，流动阻力也必然随之增加。使传热强化而造成过大的流动阻力当然是不利的。正确的方法是既增大传热量，又不致使流动阻力过于增大。

对管式传热表面来说，出现了一些高效传热管，例如各种外肋管、内肋管、麻花管、螺纹管、往复螺纹管（又叫交叉管）以及管内加各种内插物等。本书主要介绍螺纹管。当螺纹管的导程（或称为螺纹的头数）为1时，称这种螺纹管为单头螺纹管。

单头螺纹管是用碾压的方法制作而成，碾压的结果使管外形成螺旋式凹槽，管内形成螺旋形凸起。对于单相流体来说，由于螺旋形凹槽和凸起的存在，管内外表面的对流换热都可以得到强化。实践证明，单头螺纹管是一种高效的换热元件。将其应用在工业锅炉的烟管部位，可以提高烟气侧的换热系数。一般情况表明，单头螺纹管比光管的传热量至少可以提高一倍，从而提高烟气对锅炉饱和水的传热系数，增加锅炉蒸发量，提高热效率，同时由于烟管单位面积的传热量加大，还可以节约钢材，并使锅炉的体积变小，方便运输和安装，降低成本。再次，由于单头螺纹管的结构简单、制作方便，机械性能好，加工精度也易保证，不论是用于旧炉改造或是用于节能锅炉的设计，都具有明显的优越性。

在采用这种新的强化传热技术之前，必须对其传热和流动阻力性能以及有关应用技术有较为清楚的了解，以便更好地将此技术应用于工业锅炉和其他化工容器。

参 考 文 献

- 〔1.1〕 中国人民建设银行总行投资研究所郭世坤，挖掘我国工业锅炉节能潜力的几个问题，工业锅炉，上海：上海工业锅炉研究所，1985(4)

第二章 单头螺纹管的结构和强化换热原理

第一节 单头螺纹管的结构

图2-1为单头螺纹管结构示意图。

图2-2是单头螺纹管的外形图。右侧是螺纹管的起端，离右端100mm的部位开始碾压螺旋槽。螺纹管左端的结构也一样。这样做的目的，一方面是为了制作螺纹管时夹持方便，另一方面也是为了便于螺纹管与工业锅炉的前后管板胀接或焊接。

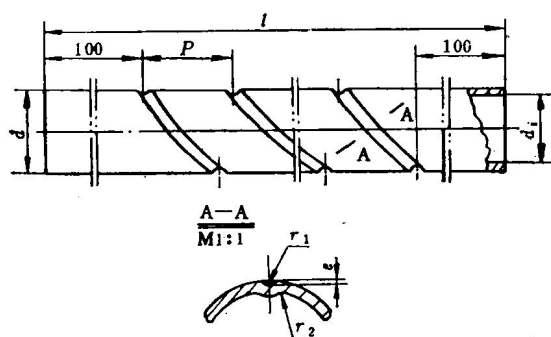


图2-1 单头螺纹管结构示意图

l —螺纹管的长度 P —螺纹节距 s —螺纹槽深度
 r_1 、 r_2 —螺纹管外槽、内槽半径 d —螺纹管外直径
 d_i —螺纹管内直径

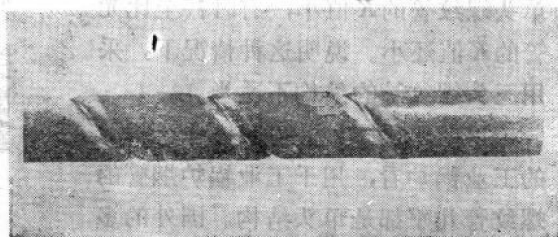


图2-2 单头螺纹管外形图

图2-3为单头螺纹管的横断面图，该图中螺纹槽是比较深的，大约为5.5mm，但这种结构对整个螺纹管的流通截面的影响并不大，而只是对边界层的影响比较大。

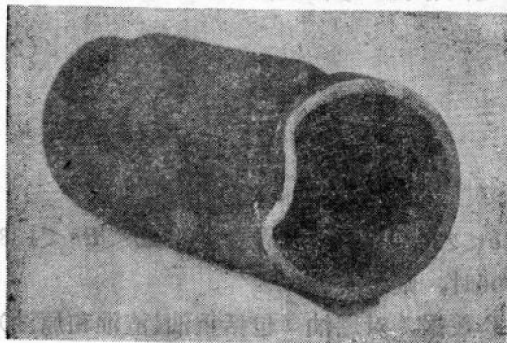


图2-3 单头螺纹管横断面

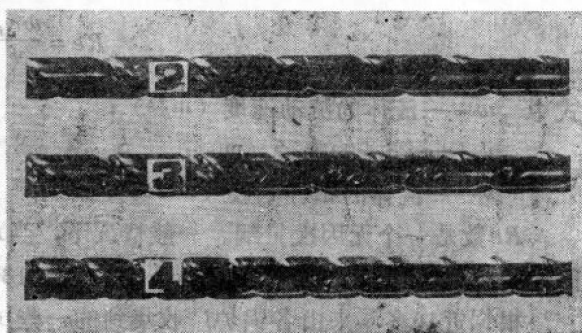


图2-4 单头螺纹管的纵向剖面

图2-4是用铣削的方法制作的三根单头螺纹管的剖面图，可以清晰地看出内部结构情况。2号管为大节距大槽深；3号管与2号管的节距相同，但槽深比2号管深；4号管为小节距小槽深。

当螺纹管的头数为一头时（即一个导程时），可称之为单头螺纹管；当螺纹管的螺纹头

数为两头时（即二个导程时），可称之为双头螺纹管。以此类推，几个螺纹头数则称之为几头螺纹管。本书将主要介绍单头螺纹管。在本书的第九章，将介绍国内外关于其他形式的强化传热管的性能研究情况。

1976年，重庆大学强化传热教研组和重庆锅炉厂曾对三头及单头螺纹管的性能进行了对比试验。试验用规格为 $\phi 51 \times 3$ 的钢管，试验用的单头螺纹管和三头螺纹管的槽深均为5mm，单头螺纹管的节距为100mm，三头螺纹管的节距为300mm，管子长度均为1990mm。为了进行比较和验证试验的可靠性，也对同长度、同外径，同壁厚的光管进行了试验。试验时，空气在管中被冷却，管外为沸腾水。图2-5示出三根管子分别的压降 Δp 与传热系数 K 的关系。由图可知，在相同压降 Δp 下，三头螺纹管的 K 值比单头螺纹管的 K 值小，有时甚至比光管的 K 值还小。说明这种情况下，采用三头螺纹管的结构不当。

目前，从国外进口我国并已投运的工业锅炉看，用于工业锅炉烟管的螺纹管几乎都是单头结构。国外的多头螺纹管往往用作水平冷凝器的冷凝管。我国的造船行业曾将此用作船舶废热锅炉的烟管〔2.1〕。

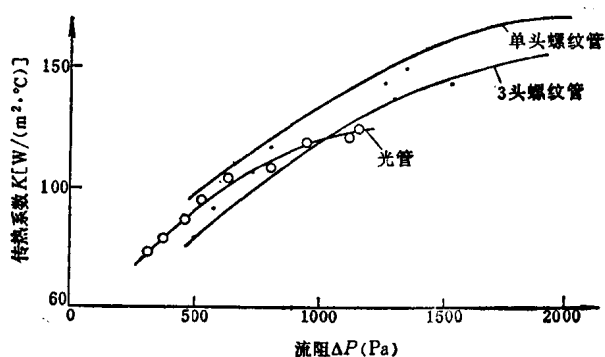


图2-5 K 与 ΔP 的关系

第二节 单头螺纹管的强化换热原理

当流体在光滑的管中流动时，流动状态可用 Re （雷诺）数表示， Re 数是一个无因次量，它与流速 w 、管子内径 d_i 和流体运动的粘性系数 ν 之间存在一个固定关系式，即

$$Re = \frac{w d_i}{\nu} \quad (2-1)$$

式中 w ——流体的流动速度（m/s）；

d_i ——管子的内径（m）；

ν ——流体的粘性系数（m²/s）；

Re 数是一个无因次量纲。一般情况下，当 $Re < 2320$ 时，是层流；当 $2320 < Re < 13800$ 时，则可能是层流，也可能是紊流；当 $Re > 13800$ 时，则是紊流。

根据近10多年来由各锅炉厂收集到的一些试验数据，对燃油（包括重油、渣油和原油）、燃气（包括城市煤气、焦炉煤气、天然气和液化石油气）和燃煤（包括燃Ⅰ、Ⅱ和Ⅲ类的烟煤和无烟煤）的带有烟管的锅壳式锅炉进行校核计算，其烟气 Re 数大致为5000~35000范围，既有处于层流状态的流动、也有处于紊流状态的流动。

在层流状态时，由于存在附面层，传热效果总是不好的。流体的分布如图2-6所示，大致如抛物线形分布，中间的流速高，靠管壁边界的流速很低，平均流速为最高流速的1/2。当这种结构用于烟管时（即以光烟管作为换热元件时），由于烟管外侧是被加热的水介质，管

内烟气对水侧的传热主要是取决于边界流速的高低，流速高，则换热系数大，从而传热量大。在图2-6中，采用光管时，边界流速恰恰很低，故传热的效果不好[2.2]。

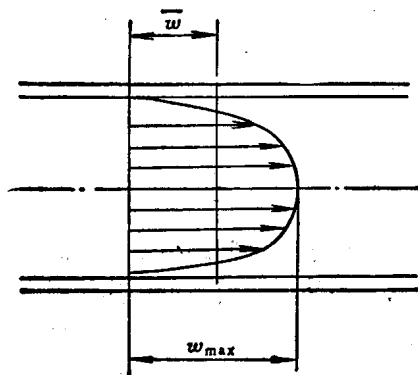


图2-6 层流时的速度分布

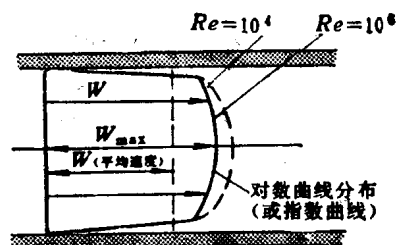


图2-7 紊流时的速度分布

图2-7为紊流时的速度分布，根据实验和理论推导的结果，可分为二部分。在层流底层中，速度分布和层流的速度分布一样。但由于底层很薄，因此可以认为在底层内流速是按直线规律分布的。在紊流区域，由于流体质点的横向掺混，在液体各邻层之间发生连续移动的流体质点交替，其结果是时间平均流速沿水流断面平均化了。这时水流断面上流速差异比层流时小，流速分布当 Re 数小时为指数曲线，当 Re 数大时为对数曲线。平均流速与最大流速的比值为 $0.8 \sim 0.85$ ， Re 数愈大，这一比值愈大。

从图2-6和图2-7可以看出，当 Re 数提高，变为紊流之后，速度的分布变化了，但管中间的速度未降下来，边界速度也未增高。故单从提高 Re 数来增加传热，并未彻底解决速度分布，必须从管子结构上来调整和改进，才能提高传热量。

螺旋管是用碾压的方法加工的，成型之后，管内速度场的分布就发生了变化。如图2-8所示，使中间的速度降下来，提高边界层的速度，从而提高烟气的换热系数。事实上，由于螺旋槽对烟气流的影响，使烟气在作螺旋运动时，本身对管壁又起到一定的清扫作用。大河内功等曾用水流经透明的玻璃管，注入墨水观察流体的流线，华南工学院李向明用氧气泡跟踪观察，都发现螺旋管内除沿轴向的流动外，还存在着沿螺旋管内槽方向的螺旋流动。一方面可以加强烟气向管壁外水的传热，另一方面，这种旋转运动又是对管内积灰的一种清扫作用。这也是1982~1983年期间首次将螺旋管用于燃煤炉的一个很好、很充分的依据。

从锅炉受热面的吸热方程式看：

$$Q = K \Delta t F \quad (2-2)$$

式中 Q ——锅炉的吸热量 (W)；

K ——传热系数 [$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$]；

Δt ——烟气与水或汽水混合物之间的平均温差 ($^\circ C$)；

F ——传热面积 (m^2)；

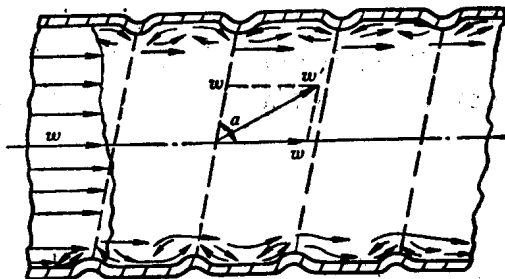


图2-8 烟气在螺旋管中流动情况示意图

在上式的注解中:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

式中 α_1 ——烟气侧对流传热系数[W/(m²·℃)];
 α_2 ——水侧或汽水侧对流传热系数[W/(m²·℃)];
 δ ——锅炉钢管的壁厚(m);
 λ ——锅炉钢管的导热系数[W/(m²·℃)];
 δ/λ ——热阻(m²·℃/W)。

由于螺纹烟管的管壁系由碳钢制作而成,热阻不大,为了分析问题方便,暂忽略不计,管内壁烟气侧的灰污热阻和管外壁的水垢热阻也暂忽略。这样,主要影响传热的因素是 α_1 和 α_2 。在锅炉管束中,通常, α_1 约为23.26~116.3W/(m²·℃);而 α_2 高达4652~11630W(m₂·℃)。显然,在锅炉传热中,烟气侧的放热起决定性的作用。当 α_1 不变,即使 α_2 增加一倍,总的传热系数增加极微。相反, α_2 不变, α_1 增加一倍,则总的传热系数也增加近一倍。如果温差 Δt 和传热面积 F 不变,则整个传热量也相应地增加一倍。在单头螺纹管的传热试验中,发现经过碾压之后的单头螺纹管,其 Nu_1 (螺纹管的努塞尔数)数比光管的 Nu_g (光管的努塞尔数)数要高一倍左右,甚至更高。而在传热公式中,

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda} \quad (2-3)$$

式中 Nu ——努塞尔数,无因次准则数;
 α ——对流传热系数[W/(m²·℃)];
 l ——管子的长度(m);
 λ ——管子的导热系数[W/(m²·℃)]。

Nu 数与烟气侧的对流传热系数成正比,当管长 l 和 λ 一定时,由于 Nu 成倍增加,引起 α 成倍增加,导致 K 的成倍增加,最后结果是传热量成倍增加。这就是螺纹管增大传热量的原因。由于在烟管中吸收了烟气大量的热量,使得排烟温度下降,从而降低了锅炉的排烟损失 q_2 值,也即提高了锅炉的热效率。

参 考 文 献

- [2.1] 程俊国.高效传热表面.重庆大学科技,1982(1)
- [2.2] 西安交通大学锅炉教研室.锅炉热工及流体力学

第三章 单头螺纹管的传热和流阻性能

第一节 单根光管的传热和流阻性能

在介绍单头螺纹管的传热和流阻性能之前,先简述一下光管的传热和流阻性能。本章的计算公式都是对单根管子而言。管束的传热和流阻计算将在下面的章节介绍。

对于传热公式,苏联《锅炉机组热力计算—标准方法》〔3.1〕及我国《工业锅炉技术手册》中的“层状燃烧及沸腾燃烧工业锅炉热力计算方法”〔3.2〕对于流体在长的圆管内纵向流动时强制对流的放热系数,经过实践结果总结为:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (3-1)$$

换算成求放热系数的形式,则有:

$$\alpha = 0.023 \frac{\lambda_i}{d_{d1}} \left(\frac{dw}{v_1} \right)^{0.8} Pr^{0.4} C_t C_l \quad (3-2)$$

式中 λ ——介质平均温度下的导热系数[W/(m²·K)];
 ν ——介质平均温度下的运动粘度(m²/s);
 w ——流体的计算速度(m/s);
 d_{d1} ——当量直径(m);
 Pr ——介质平均温度下的普朗特数;
 c_t ——热流方向修正系数;
 c_l ——管束相对长度修正系数。

修正系数 c_t 取决于气流及壁面的温度,对于烟气和空气在作纵向冲刷并被加热时,则:

$$c_t = \left(\frac{T}{T_b} \right)^{0.5} \quad (3-3)$$

式中 T ——烟气或空气的温度(℃);

T_b ——管子壁温(℃);

当烟气被冷却时, $c_t = 1$ 。

相对长度修正系数 c_l 在 $l/d_{d1} < 50$ 时才采用。

对于流阻计算公式,当烟气在直管中流动时,主要是沿程流阻引起压降,其计算公式如下:

$$\Delta P = \zeta \frac{l}{d_i} \frac{w^2}{2g} \gamma \quad (3-4)$$

式中 ζ ——管内的沿程阻力系数;

l ——管子的长度(m);

d_i ——管子的内径(m);

w ——管内流体的流速(m/s);

g ——重力加速度(m/s^2);

γ ——烟气在一定温度下的重度(N/m^3);

ΔP ——流体流经管子后的阻力损失(Pa)。

在 $Re = 4 \times 10^3 \sim 100 \times 10^3$ 时, 可采用下式求阻力系数:

$$\zeta = \frac{0.316}{4\sqrt{Re}} \quad (3-5)$$

以上是计算单根光烟管传热和流阻时经常采用的标准公式。

第二节 单根单头螺纹管的传热和流阻性能

本节为本书的重点, 分别介绍了重庆大学和重庆锅炉总厂所进行的传热和流阻性能研究结果以及吉富英明等的研究成果。

一、以水为介质的试验研究

在吉富英明等进行传热和流阻试验以前, 已有人对螺纹管的强度和疲劳强度进行了研究。证明单头螺纹管的强度是十分可靠的。在此基础上, 吉富英明对此类螺纹管的传热和流阻进行了传热和流阻性能研究。

(一) 试验装置和试验方法

该试验是用水进行压力损失和传热试验的。如图3-1所示, 给水箱①中的水由水泵②送经流量调节阀④调节至一定流量后, 经孔板⑥测定流量, 再进入试验段②②, 进行压力损失和传热测定, 然后经混合部⑩放入大气中。小流量时用溢水箱进行压力损失和传热测定而不用水

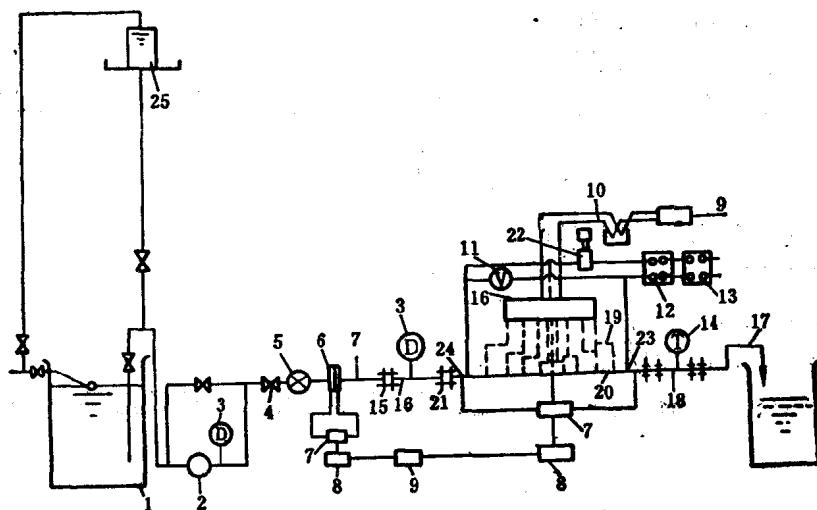


图3-1 以水为介质的试验装置略图

1—水箱 2—水泵 3—压力表 4—流量调节阀 5—球阀 6—孔板 7—差压计 8—压力传感器 9—数字电压表 10—电流表 11—电压表 12—变压器 13—感应调压器 14—C-A热电偶 15—整流栅 16—转换开关 17—冷接点 18—混合部 19—测定管壁温度的C-A热电偶 20—试验段 21—绝热法兰 22—变流器 23—フスバ 24—压力接头 25—溢水箱

泵。试验段进出口温度用C-A套管热电偶测定,用数字电压表读数。在试验中,试验段钢管直接通交流电进行传热试验。试验段温度由装在管外壁的C-A热电偶测定,由此而求出管内壁温度。为了保证流量测定准确,在试验段出口同时用量筒测定。除水以外,使用压气机对空气也进行了压力损失试验。

试验螺纹管公称直径 $d_i = 10.85\text{mm} \sim 56.5\text{mm}$, 节距 $P = 5.2 \sim 50\text{mm}$, 槽深 $e = 0.3 \sim 4.5\text{mm}$, 管长 $l = 2 \sim 4\text{m}$, 以及选用同样内径的光管。

压力损失试验是在 $Re = 2.3 \times 10^3 \sim 2 \times 10^5$ 的流量范围内进行的,放热系数试验的范围是 $Re = 10^3 \sim 2 \times 10^5$ 。光管的压力损失及传热试验的结果分别与通用的传热和流阻损失计算式很一致,故认为试验精度是足够的。

(二) 压力损失特性

吉富英明等以公称内径为基础,按下式整理试验结果:

$$Re = \frac{w d_i}{\nu}$$

$$w = \frac{4V}{3600\pi\gamma d_i^2} \quad (3-6)$$

$$\xi = \Delta p \frac{d_i}{l} \frac{2g}{w^2} \frac{1}{\gamma}$$

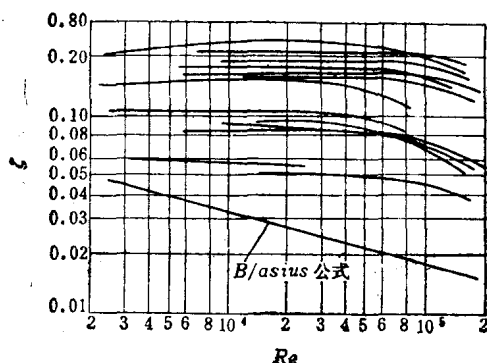


图3-2 摩擦系数与 Re 的关系

整理的结果列入图3-2和3-3中。为了进行比较,图上同时列出了Blasius式的值。

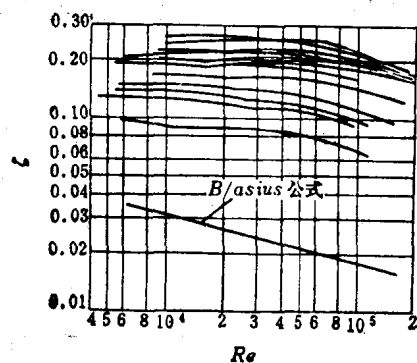


图3-3 摩擦系数与 Re 的关系

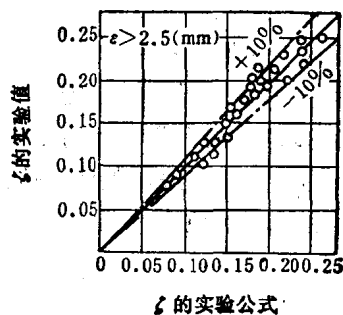


图3-4 ξ 的实验值与实验公式的比较

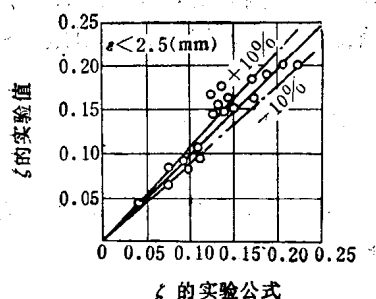
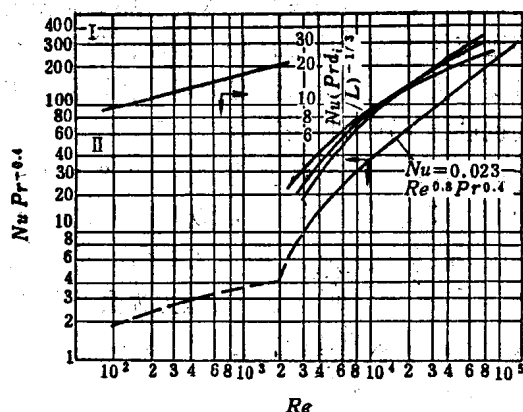
在试验中发现,螺纹管的摩擦系数比光管大。其值与管的内径、节距及槽深有关。通常,槽的深度越小,节距越大则摩擦系数越小。在实验范围内 $Re < 5 \times 10^4$ 时, ξ 大体不随 Re 而变。 Re 超出此范围时 ξ 减少。鉴于工业锅炉很少超出此范围,故给出如下计算式:

当 $2 \times 10^3 \leq Re \leq 5 \times 10^4$ 时:

$$e > 2.5\text{mm 时},$$

$$\xi = 0.273 \varepsilon P^{-0.5} \quad (3-7)$$

$$e < 2.5\text{mm 时},$$

图3-5 ζ 的实验值与实验公式的比较图3-6 $NuPr^{-0.4}$ 与 Re 的关系

$$\zeta = 1.3 \left(\frac{\varepsilon}{d_i} \right) \left(\frac{P}{d_i} \right)^{-0.7} \quad (3-8)$$

从上列公式可知, ζ 随 P 增大而减小, 随 ε 减小而成比例地减少。公式算出的值与实验值间的误差在10%以内。

(三) 传热特性

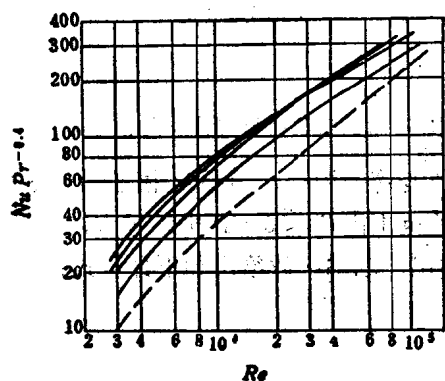
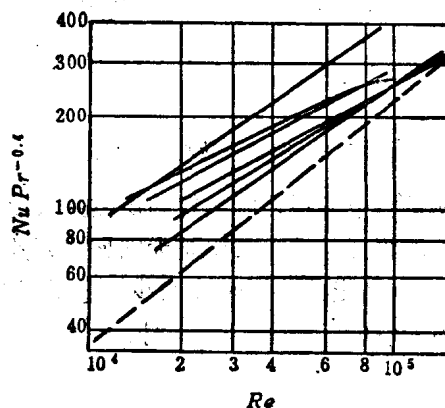
试验将传热特性分为层流区 ($Re < 2000$), 紊流区 ($Re > 8,000$), 过渡区 ($2000 < Re < 8000$)。

1. 层流区 ($Re < 2000$)

在此区域内, 螺纹管的 Nu 值不比光管大。实验的单头螺纹管值与试验的光管的 Nu 数完全落在同一直线上, 故可以说层流区用螺纹管来强化传热无效。

2. 紊流区 ($Re > 8000$)

图3-6至图3-12主要是描述了流体处于紊流区时, 不同的 Re 数情况下, 各种结构螺纹管的 $NuPr^{-0.4}$ 是多少。由于 $Pr^{-0.4}$ 的变化不是太大, 所以实际上也可近似地反映了不同 Re 数时的传热量。通过这些曲线, 整理了传热公式, 同时也可供设计者在选择螺纹管的结构参数——节距、内径和槽深时使用。

图3-7 $NuPr^{-0.4}$ 与 Re 的关系图3-8 $NuPr^{-0.4}$ 与 Re 的关系