

分类号: TK172

单位代码: 10422

学 号: 2001280



山东大学

博士学位论文

论文题目: 复合波纹板式换热器强化传热机理
及传热特性研究

作者姓名

张冠政

专

业

机械设计及理论

指导教师姓名

专业技术职务

白菊明 教授

2006 年 4 月 20 日

**A Dissertation Submitted for
the Doctoral Degree of Philosophy**

**Research on Heat Transfer Enhancement Mechanism
and Heat Transfer Characteristic of compound
corrugation plate heat exchanger**

Candidate: Zhang Guan-min

Supervisor: Prof. Tian Mao-cheng

Subject: Mechanical Design and its Theory

Shandong University, China

April 2006

原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的科研成果。对本文的研究作出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本声明的法律责任由本人承担。

论文作者签名： 张宇 日期： 2006年4月

关于学位论文使用授权的声明

本人完全了解山东大学有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留或向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅；本人授权山东大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或其他复制手段保存论文和汇编本学位论文。

(保密论文在解密后应遵守此规定)

论文作者签名： 张宇 导师签名： 田新明 日期： 2006年4月

目录

摘要.....	III
ABSTRACT.....	V
主要符号表.....	IX
第一章 绪论.....	1
1.1 引言.....	1
1.2 板式换热器的工作原理及特点.....	3
1.3 板式换热器应用及研究进展.....	3
1.4 板式换热器应用和研究中尚存的问题.....	14
1.5 本文研究内容.....	15
第二章 单项介质对流换热强化机理分析.....	16
2.1 引言.....	16
2.2 强化传热基本途径和方法.....	16
2.3 单相介质对流换热机理分析.....	17
2.4 强化单相介质对流换热的技术措施.....	24
2.5 本章小结.....	26
第三章 斜波纹板式换热器换热和流动特性数值研究.....	27
3.1 引言.....	27
3.2 数学模型.....	27
3.3 斜波纹板式换热器内流体流动形态模拟分析.....	30
3.4 斜波纹几何参数对换热和流动特性影响规律的数值研究.....	34
3.5 本章小结.....	42
第四章 复合波纹板式换热器换热和流动特性数值研究.....	43
4.1 引言.....	43
4.2 复合波纹板片的几何特征.....	43
4.3 数学模型和物理模型.....	45
4.4 复合波纹板片流体通道内流场和温度场分析.....	46
4.5 复合波纹几何参数对换热和流动特性影响规律的数值研究.....	49
4.6 复合波纹与人字形斜波纹板式换热器性能的数值研究结果比较.....	59
4.7 本章小结.....	61
第五章 复合波纹板式换热器水—水换热实验研究.....	62
5.1 引言.....	62
5.2 复合波纹板片加工方法.....	62
5.3 测定板式换热器对流换热系数的等质量流量法.....	65
5.4 水—水换热实验系统.....	68
5.5 实验方法、步骤及可靠性验证.....	70
5.6 实验数据处理方法.....	72
5.6.1 换热特性数据处理方法.....	72
5.6.2 阻力特性数据处理方法.....	75

5.7 数据处理结果及分析	77
5.7.1 复合波纹板式换热器内流体温度分布	77
5.7.2 换热准则方程及对流换热系数	78
5.7.3 换热性能和流通性能的匹配性分析	82
5.7.4 阻力特性及准则方程	83
5.7.5 复合波纹与人字形斜波纹板式换热器性能的实验研究结果比较	85
5.8 本章小结	86
第六章 复合波纹板式换热器汽-水换热实验研究	88
6.1 引言	88
6.2 汽-水换热实验系统	88
6.3 实验方法及步骤	89
6.4 汽-水换热特性数据处理方法	90
6.5 汽-水换热时流体通道内温度分布及对传热的影响分析	92
6.6 复合波纹板式换热器蒸汽凝结对流换热系数	94
6.7 本章小结	95
第七章 板式换热器整体结构优化设计	97
7.1 引言	97
7.2 板式换热器整体结构优化的意义和方法	97
7.3 板式换热器传热-流动数学模型	98
7.4 板式换热器整体结构优化设计的有关计算	101
7.5 板式换热器整体结构优化程序算例	103
7.6 本章小结	104
第八章 全文总结及展望	105
8.1 全文总结	105
8.2 展望	107
参考文献	108
在读博士学位期间发表的论文及研究成果	114
致 谢	115

摘要

板式换热器作为一种传热性能优异的热能动力机械设备被广泛应用到有能量转换过程的许多领域，其应用范围的不断扩大要求对其进行更深入的研究。本文在对单相介质对流换热的物理机制进行分析研究的基础上，提出了一种新型网流型复合波纹板式换热器，对其换热特性和阻力特性进行了数值和实验研究。研究结果对板式换热器的优化设计以及热力和水力计算具有理论指导意义和实际应用价值。

对固体壁面和单相流体之间对流换热的物理机制进行了分析，提出了垂直于传热壁面的流体速度分量是影响对流换热关键因素的观点，在此基础上提出增大流场中流速与壁面呈较大夹角的区域来强化对流换热的手段。单相流体和固体壁面之间的热量交换可以看作是壁面附近和主流区不同温度流体之间质量交换的结果，垂直于壁面方向的流体运动对促进这种交换起着主要作用，流速与壁面呈较大夹角的流动在垂直于壁面方向上的速度分量必然较大，因此增大流场中流速与壁面呈较大夹角的区域，可以强化壁面和流体之间的热量交换。

参照相关文献公布的研究成果及通过数值模拟，本文提出了利用“非平行弯曲表面”形成流动通道来增大流场中流速与壁面夹角的技术思想。板式换热器的流体通道由“非平行弯曲表面”形成，所以相对其它型式的换热器有较好的传热性能。

对传统斜波纹板式换热器内的流场进行了数值模拟，首次从波纹倾角变化会影响到流体动量沿波纹方向分量的角度，解释了斜波纹板式换热器内流体流动形态变化的原因和换热得到强化的物理机制。

通过数值研究发现波纹几何参数对斜波纹板式换热器的性能有重要影响：随着波纹倾角 β 逐渐增大，斜波纹板式换热器的传热性能和阻力系数起初均随之增长，当倾角 β 达到 60° 附近时，换热效果和阻力系数均达到最高值；波距 P 变化对换热性能的影响不明显，但 P 的增大会减小流阻；波高 H 越高换热效果越好，但流动阻力也会以更大幅度上升；

通过数值计算得到了斜波纹板式换热器换热准则方程，与 Y. S. Kim 通过实验研究得到的换热准则方程相比两者非常接近，证明用数值方法进行板式换热器性能研究的方法可靠。

对复合波纹板片强化换热的机理进行了数值研究得到了复合波纹几何参数对其性能的影响规律：纵波倾角 β 对换热和阻力的影响趋势是一致的，倾角大时换热效

果会增强，阻力也会增加；横波波高 h_1 增加在一定程度上有助于提高换热效果，但横波波高对摩擦系数几乎没有影响；横波波距 P_1 的改变对换热影响不大，但横波波距过大或过小都会导致大的摩擦系数；纵波波距 p_2 减小在一定程度上可以起到强化换热的效果，但纵波波高 h_2 增加比纵波波距 p_2 减小对强化换热的影响更显著。

建立了板式换热器实验系统，对复合波纹板式换热器在水—水换热情况下的换热特性和阻力特性进行了实验研究，得到了流体在这种换热器内的换热准则方程和流动阻力特性方程，可以为复合波纹板式换热器的设计计算提供依据。

本文对复合波纹板式换热器进行的汽—水换热实验测得蒸汽凝结对流换热系数在 $15000\sim 20000\text{ W}/(\text{m}^2\text{C})$ 之间。通过汽水换热实验观察到汽相凝结时冷凝温度下降明显，提出了在有汽相冷凝换热的情况下，保持汽相介质的压力不要降低过快，以保持较高的凝结温度，从而利用较大的传热温差来强化换热的观点。

实验和数值研究的结果均表明：在保持换热效果相当的前提下，复合波纹板式换热器的流动阻力比人字形斜波纹板式换热器要降低 50% 左右。这证明复合波纹板式换热器在保持良好换热效果的同时，对流体的阻力显著减小，其综合性能优于传统斜波纹板式换热器。

提出了复合波纹板片的曲面造型设计和加工方法，并完成了试制。

最后编制的板式换热器整体优化设计程序，可以满足新板片开发阶段优化设计的需要。

关键词：板式换热器，复合波纹，对流换热，流动阻力

ABSTRACT

As a thermal power mechanical apparatus, plate heat exchangers have been widely used in the fields of energy transport processes for its perfect performance. The deeper researches on plate heat exchanger are necessary for enlarging its range of application. On the base of analyzing physical mechanism of convection heat transfer, a novel net-stream plate heat exchanger with compound corrugation was proposed, and heat transfer and flow resistance characteristics of which were investigated through numerical and experimental methods in this thesis. The conclusions of investigations can be as governing principles for plate heat exchanger's optimum design and thory basis of thermal and hydraulic calculating.

The phsical mechanism of convection heat transfer between single phase fluid and rigid wall were analyzed. A viewpoint that the component normal to wall of fluid velocity is the key factor influencing on convection heat transfer was proposed, and according to which a method of heat transfer enhancement was proposed that enlarge the region of flow velocity lies at a larger angle with wall in flow field. Heat exchange between single phase fluid and rigid wall might be regarded as the result of mass exchange of fluid with different temperature between near wall and mainstream, and the fluid motion normal to wall acts a major part in enhancing the exchange. When fluid's velocity lies at a larger angle with wall, the component normal to wall of fluid velocity is greater certainly, so enlarging the region of flow velocity lies at a larger angle with wall in flow field, the heat transfer between wall and fluid will be enhanced.

Based on relevant researches reported by literature and numerical simulation results carried out in this thesis, a conclusion was drawn. the flow channel formed by 'non-Parallel curved surface' can induce fluid flowing at a larger angle with wall. The flow channels of plate heat exchanger are all formed by 'non-Parallel curved surface', so it has better perfect performance than other type of heat exchangers.

By numerical simulation to flow field in traditional cross-corrugated plate heat exchangers, firt from view of the inclination angle β would influence the component of momentum in direction of corrugation, the prime reason that affects flow pattern between two corrugated plates and heat was enhanced has been interpreted.

Through numerical studys in this thesis, a fact that the corrugation's geometry parameters can markedly influence the performance of traditional cross-corrugated plate heat exchangers has been found, and the law of geometry parameters influence the

performance has been found out. The change of inclination angle β with respect to the main flow direction can induce the change of the component along with corrugation of fluid's momentum, consequently affect the flow pattern of fluid as well as heat transfer and flow resistance characteristics of plate heat exchanger. With increasing of corrugation inclination angle β , both the heat transfer rate and flow resistance increase as well at first, when inclination angle β reach about 60° , they both achieve the largest value. The change of corrugation pitch P has a little influence on heat transfer but flow resistance will decrease with P increasing. With increasing of corrugation depth H , the performance of heat transfer becomes well but flow resistance increases in larger degree.

The equation of characteristic number of Cross-corrugated plate heat exchanger acquired through numerical calculation is approach to that acquired through experiments by Y.S.Kim, which has approved that numerical method is reliable to investigate the thermal performance of plate heat exchangers.

Through numerical research, the mechanism of compound corrugation plate enhancing heat transfer has been analysed and the laws of compound corrugation geometry parameters influencing the performance of plate heat exchanger have been achieved as follows: the longitudinal corrugation inclination angle β affect heat transfer and flow resistance in uniform trend, heat transfer will be enhanced with inclination angle β increasing, flow resistance increased at the same time. The increasing of transverse corrugation depth h_1 will help to improve heat transfer to a certain extent, and that affects friction coefficient hardly. The transverse corrugation pitch P_1 has little influence on heat transfer, but if it is too long or too short the bigger friction coefficient will be induced. Heat transfer can be enhanced to some extent with the longitudinal corrugation pitch p_2 decreased, but the longitudinal corrugation depth h_2 increased will improve heat transfer on the greater degree than the longitudinal corrugation pitch p_2 decreased.

The experiment system of investigating the performance of plate heat exchangers has been set up. The Heat transfer equations and flow resistance equations of characteristic number have been acquired by water to water heat exchanging experiments investigating to compound corrugation plate heat exchanger, which can supply basis of calculation for designing the plate heat exchangers.

Through steam-water heat exchanging experiments investigation to compound corrugation plate heat exchanger, the condensation convective heat transfer coefficients were obtained and they are in the range of $15000 \sim 20000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. Enlightenment has been gotten through steam

to water heat exchanging experiments, that under the situation of steam condensation heat exchanging, the pressure of steam should be prevented from dropping too fast in order to keep higher condensing temperature, so a greater temperature difference can be utilized to enhance heat transfer.

Both experimental and numerical research results show that the flow resistance of compound corrugation plate heat exchanger is less about 50% than that of traditional corrugated plate heat exchanger when they have equivalent heat transfer effect, which indicated the overall performance of the compound corrugation plate heat exchanger is better than traditional corrugated plate heat exchanger.

The methods designing and processing curved face with compound corrugations have been proposed, and plates have been reproduced to carry on experimental investigation.

At the end of this thesis, global optimal design program for plate heat exchangers was developed to exploit new plate heat exchangers.

Key words: plate heat exchanger; compound corrugation; convective heat transfer; flow resistance.

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

主要符号表

符号			
A, A_p	面积, 板片面积 m^2	Δt_m	对数平均温差, $^{\circ}C$
A_c	流通截面积, m^2		
a	热扩散系数		希腊字母
b	板间距, m	α	对流换热系数, $W/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$
c_p	比定压热容, $J/(Kg \cdot K)$	β	波纹倾角
d_e	当量直径, m	δ	厚度, m
H, h	波纹高度, m	λ	导热系数, $W/(m \cdot ^{\circ}C)$
K, k	传热系数, $W/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$	ν	运动粘度, m^2/S
L, l_p	板片(通道)度, m	μ	动力粘度, Pa.s
W	板片(通道)宽度, m	ρ	介质密度, Kg/m^3
M	通道数	τ	时间, S
N	流程数	ψ	温差修正系数
NTU	传热单元数		
P	波纹间距, m		角标
p	压力, Pa	1	热流体
Q	热量, W	2	冷流体
q	热流密度, W/m^2	'	入口
q_m	质量流量, Kg/S	"	出口
q_v	体积流量, m^3/S	t	热边界层
U	内能, J	w	壁面
\vec{U}	速度, m/S	f	换热介质
u, v, \dot{u}, \dot{v}	速度分量, m/S	0	环境
∇T	温度梯度, $^{\circ}C/m$	port	角孔
Δt_m	平均传热温差, $^{\circ}C$		

准则数

$$f = \frac{2\Delta P d_e}{L \rho u^3} \quad \text{摩擦系数}$$

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} \quad \text{普朗特数}$$

$$\text{Eu} = \frac{\Delta p}{\rho u^2} \quad \text{欧拉数}$$

$$\text{Re} = \frac{nd_e}{\nu} \quad \text{雷诺数}$$

$$\text{Nu} = \frac{\alpha d_e}{\lambda} \quad \text{努谢尔特数}$$

$$j = \frac{\text{Nu}}{\text{Re Pr}^{1/3}} \quad \text{换热因子}$$

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

第一章 绪论

1.1 引言

板式换热器是一种通用热能动力机械设备，虽然问世时间相对较晚，但因为其高效、紧凑及优异的传热性能，近几十年来得到了迅速发展并显示出广泛的应用前景。为给板式换热器的设计提供理论依据，各国学者在传热特性、流动特性、结构优化、板片材料及密封方式等方面作了大量研究工作，但由于其结构变化因素较多的特点和随着其应用领域的不断拓宽，板式换热器的研究工作仍需继续深入，目前尚存一些问题有待解决。

1.2 板式换热器的工作原理及特点

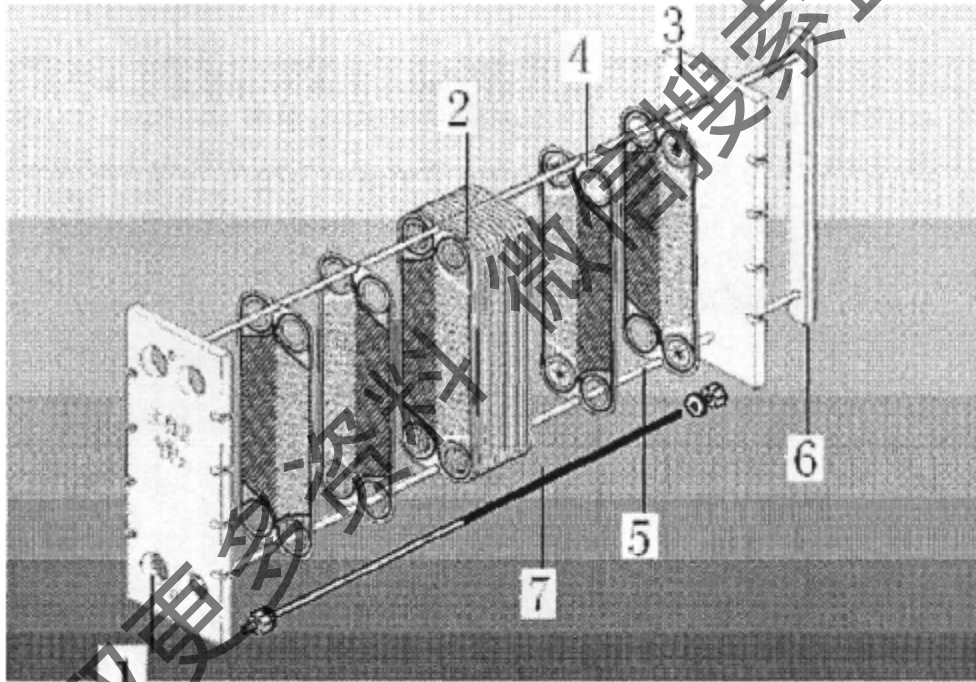


图 1.1 板式换热器结构

1、固定压紧板 2、板片 3、活动压紧板 4、垫圈 5、导杆 6、支架 7、螺栓

板式换热器由一系列互相平行、具有波纹表面的薄金属板相叠而成（如图 1）。金属板片（2）按一定顺序相叠即形成板片间的流体通道，冷、热流体在板片两侧各自的流道内流动，通过传热板片进行换热。除了作为换热面的金属板片，板式换热器还包括密封垫圈（4）、压紧装置等附属构件。密封垫圈的作用是防止流体外

漏和两流体之间内漏，它安装于密封槽中，运行中承受压力和温度及工作流体的侵蚀，其性能对板式换热器的承压和使用寿命有决定性作用；压紧装置包括固定与活动的压紧板（1、3）及压紧螺栓（7），其作用是将垫圈压紧，产生足够的密封力，使热换热器在工作时不发生泄漏。为安装和检修方便，板式换热器还设置导向杆（5），以对板片起定位和导向作用^[1]。

相对于其他形式的换热器，板式换热器主要有以下特点^[2]：

1、传热效果好：其特殊的流体通道形式导致板式换热器具有极好的传热效果，在相同阻力损失的前提下其传热系数一般是管壳式换热器的 2~4 倍。

2、有效传热温差大：可实现完全或接近于理想的逆流换热，因而有效传热温差可达到最大。

3、节约金属、占空间小：高传热系数和大传热温差的最终效果是在完成相同的热交换负荷时，需要的换热面积显著减少，同时由于传热板片很薄，一般在 0.5~1.2mm 范围内。因此应用板式换热器能够节约大量金属和占地面积，在相同热负荷条件下板式换热器的金属耗量是管壳式换热器的 20%~50%。

4、运行费用低：较高的换热效率和较大的传热温差可以减少介质流量，从而减少输送介质的泵功，节约运行费用。

5、增减热负荷灵活：传热板片可以随时增加或减少，因此根据生产需要可以灵活调整换热面积；其它形式的换热器一旦制作完成则很难调整换热面积。

6、造价低：板式换热器在同样的热负荷与材质条件下，要比其他形式的换热器成本低，甚至在相同热负荷条件下，不锈钢板式换热器比碳钢制作的其它形式换热器造价也低。

7、易实现两种以上介质换热：通过对板间介质通道的灵活隔离，板式换热器可以方便地在同一台换热器内完成两种以上流体之间的换热。

8、可有效回收低位热量：由于传热系数高，所以传热温差可以选用得很低，因此很适用于低位热量的回收，在经济有利的条件下，管壳式换热器的热回收率通常只能达到 50%，而板式换热器可高至 90%。

9、污垢系数小：一方面板式换热器可方便地拆开清洗，另一方面由于波形通道内端流程度高，相同条件下其污垢系数要比管壳式换热器小一个数量级（ $1\sim 6 \times 10^{-4} \text{ K} \cdot \text{m}^2 / \text{W}$ ）。

10、对高粘性流体换热的强化效果明显：由于流体通道形状复杂，在低雷诺数

下即可诱发湍流，因此对于高精度流体也可起到强化传热作用。

1.3 板式换热器应用及研究进展^[11,14]

二十世纪九十年代之前板式换热器的应用和分类情况 Raju 和 Bansal^{[5][16]}及 Shah 和 Focke^[7]进行过总结，板式换热器早期主要应用在食品加工^[8]、牛奶和啤酒灭菌^[9]等行业，现在已被广泛应用到医药^[10]、糖提纯^[11]、制冷^[12]与暖通、烃加工^[15]、余热回收^[14]、动力^[16]及石油化工^[16]等绝大部分工业领域。

板式换热器的工业应用自二十世纪二十年代开始，到现在为止总体技术指标已达到：单板传热面积从 0.05~3.5 m²，最高使用压力为 2.5MPa，最高使用温度可达 260℃，单台换热面积可达 3500 m²，液-液换热系数最高达到 7000W/(m²·℃)^[17]。下面分别从结构和波纹形式、密封形式、换热和流动特性研究三个方面叙述板式换热器的发展及研究现状。

一、传热板片结构形式

传热板片是板式换热器的关键元件，它的设计主要考虑两方面因素：一是使流体能在低流速下发生强烈湍流；二是使板片有较好的承压能力。到目前为止板片形式基本分成两大类：一类是横直波型，即波纹方向与流动方向垂直，这种波型的波纹高度一般大于两块板片之间的间距，一块板片的波峰可以嵌入另一块板片的波谷。流体在这种通道内流动时，经过一系列的扩张与收缩，不断在二维方向上改变其速度矢量。此种板片触点数通常为 1300~1900mm²有一点。另一种是更为常用的人字形波型(或称斜波型)，其波纹方向与流动方向成一定角度，触点密度较大，平均约每 130mm²就有一点，故一般承压能力要大于横直波型。此外，由于此种板片形成的流体通道使流体速度矢量在三维方向上改变，提高了流体湍流度，故其传热系数较高，流动阻力也较大。人字形板片的波纹倾角 β 较大时，比如超过 60°，传热系数和压降都较大，称为“硬”板；当波纹倾角 β 较小时，如小于 30°，传热系数和压降都较小，称为“软”板，这两种板合用称为“热混合”设计^[18]。

我国从二十世纪 60 年代中期开始生产板式换热器，生产的板片型式有：平直波纹、阶梯形平直波纹、曲折形平直波纹、人字形波纹、鳞甲状波纹、锯齿形波纹等。板片面积 0.05~2.0m²，最高使用压力 2.5MPa，最大装机面积已超过 500 m²。但总体来看，国内制造和开发板式换热器的水平较低，拥有自主知识产权的板型几乎没有，

目前生产的板式换热器板片形式大都是国际上较大板换生产商的过期专利产品。

近几年板式换热器从技术上，结构上有了较大的突破和改进，也发展了一些特殊用途的板片，主要有：

1、不等通道面积板式换热器，这种板式换热器可在两侧流体流量不相等的情况下运行，而两侧流体通过板间的流速相近或相等，其横截面积比可达 2:1。现在国际上几个较著名的板式换热器生产商，如瑞典 AlfaLaval、德国 GEA、瑞士 SWEP 等大都开发了此类产品。技术手段一般是通过具有不同角度波纹的两种板片交替排列，使一侧流道的阻力小于另一侧，但这些产品大多针对流量不同的液态介质开发，而且两侧流道的流通面积比非常有限。国内在解决不对称流体方面，也做了些工作，姜守霞等研制出了新型流体通道横截面积不等的 BB 型板式换热器^[19]，有效地弥补了等截面 BR 型板式换热器的不足，满足了供热及其它行业冷、热介质流量不等工况的需要，增强了板式换热器的适应性。

2、大间隙板式换热器，适合夹带纤维和粗大颗粒的流体，因为这类流体在普通的板式换热器内很容易堵塞，高粘度的流体在板间流通阻力也很大。通过加大换热板间的间隙，可以使以上问题得到顺利解决。

3、双壁板式换热器，双壁板式换热器适用于两种换热介质互混后会发生有害反应的情况，以双板代替了一般介于两种介质间的单板。

4、均流型板式换热器，针对板式换热器内流体流动不均匀的问题，胡峰等通过将波纹不按中心线对称设置，开发了均流型板式换热器^[20]，通过实验和计算，均流型板式换热器与普通(BR型)板式换热器比较，其有效传热面积提高 15%~20%，设备传热能力提高 15%~20%，设备投资减少 15%~20%。

5、石墨复合材料板式换热器，可以用于余热回收等须耐高温的场合^[14]。

6、全焊式或半焊式板式换热器，这种换热器不需要橡胶垫片，可大大提高耐温耐压或耐低温的能力^[21]。

密封形式

最初的板式换热器全部采用密封垫片的方式密封，到现在为止绝大多数情况下仍然采用这种密封方式，因此能够承受高温高压的垫圈材料也一直是影响板式换热器应用范围拓宽的关键因素，因此这一问题一直被倍加关注。

板式换热器的密封垫圈最早均用天然橡胶制作，目前多用人造橡胶。二十世纪六十年代出现了用压缩石棉纤维制造的垫圈，以解决高温与某些有机溶液的腐蚀问

题。此外，硅橡胶垫圈只限于低温条件下应用，氟橡胶由于价格昂贵，只有在其他材质不能胜任时才应用。压缩石棉纤维由于其密封比压要比橡胶大一个级次，因此必须采用加强的机架。对于橡胶垫圈的选择，由于各种橡胶的添加剂，配方及工艺过程不同，以及介质性质和温度、压力等工况条件不同而变化很大，因此一直是各板式换热器制造厂商的专门技术，垫圈的正常寿命一般在4~5年左右^[21]。

垫片的使用有两种方式，一种是用粘结剂将垫片与板片粘合在一起，以加强密封，这种方式装配和检修时都会耗费大量工时，但现在仍广泛应用；近年也发展了不粘结垫片的形式，此种板式换热器的密封垫片与板片的连接，不用粘结剂粘结，加垫片时直接将垫片塞到有关结构处。这使更换垫片的操作简化，全部操作可就地地进行，不用将板从框架上取下来，因此会降低维修费用并缩短停产时间。

我国在耐温耐压新型垫片材料方面，也做了一些研究和开发工作^{[22][33]}，并取得了一定成绩。除了继续研究橡胶密封垫以增强其性能外，还在其它替代材料如石墨等的应用方面作了有益的探索^[24]。

某些行业如石油化工、制冷等，对换热器承温承压的要求非常高，石化工业中的许多产品对橡胶材质是具有侵蚀性的，一般不可能采用橡胶垫片的板式换热器，因此近年来出现了将板片焊接的密封方式，焊接式板式换热器采用全焊接或双板焊接的结构，泄漏一般不易发生。世界各大板换生产商近年来都开发了全焊式板式换热器，以适应石化行业高温高压和制冷系统制冷剂严密密封的需要。

三、换热和阻力特性研究

现有板式换热器板片波纹的形状以人字形最多，已有文献也主要是对这一形式波纹的不同几何参数——波纹的间距、高度、倾角等几何参数对流动和换热的影响进行大量研究^[35]。世界各国的许多学者曾采用各种可视化技术、电化学传质技术等多种手段，以期确切掌握板式换热器波纹倾角等因素对传热及阻力性能的数量影响。其中，w. w. Focke在前人工作的基础上所作

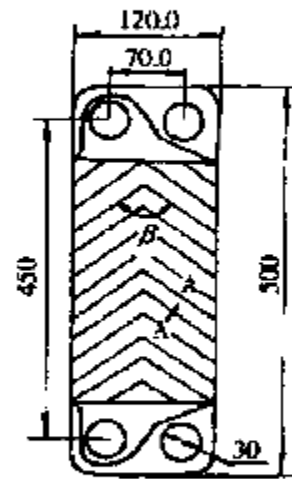


图 1.2 人字形板片的倾角

的分析和实验数据最有说服力，也最具权威性。他采用有限扩散电流技术(DNCT)，并通过类比关系来估计传热速率。在他的实验里观察到了波纹倾角对摩擦因数 f 和传热科尔本因子 j 以及流体流动形态变化趋势的影响^[36]。赵镇南在文献^{[21][38]}中根据

已有实验数据，阐明了板式换热器人字波纹通道中的基本流动模式以及波纹倾斜角对板式换热器性能的重要影响。Muley 和 R. M. Manglik^[36]通过对不同形式板式换热器实验结果的分析，在换热系数关联式中加入波纹倾角和面积扩展系数，将人字形波纹角度的影响归纳到换热系数的计算中。

板式换热器的阻力一般较大，往往成为限制其应用的主要因素。因此对板换内压力分布和阻力特性的研究对于板式换热器的设计和应用具有重要意义。文献^[30]通过两种型式板片的实验，首次给出了不同 Re 数下两种板型的进出口段内流动的流型分布；还通过流型显示的方法，揭示了影响板式换热器入口分流效果和压力损失的主要因素。此文献中采用的用透明板片显示通道内流动情况的方法，对于应用激光技术实施对板式换热器内温度场和速度场的测量有重要借鉴和启发意义。

板式换热器内两相流动和相变换热时，受换热器的结构参数、蒸汽流速、蒸汽干度、蒸汽压力、蒸汽与冷却介质的相对流动方向等因素影响，使得对板式换热器的凝结换热系数计算变得很复杂，目前虽然在一些文献中提出了一些计算式，但还需要进一步的完善，其准确性也仍待检验。文献^[31]基于 Akers, W. W 对蒸汽在竖直管内的流动凝结换热处理方法，提出了板换换热器内凝结换热系数的计算式。文献^[32]介绍了测量汽态介质冷凝时的实验测量和数据处理方法；Cooper^[33]对几种型式的板片进行了蒸汽凝结换热实验，都得到了有价值的实验结果。Tovazhnyanski 和 Kapustenko^[34]在其提出的蒸汽凝结换热的热量—动量相似理论中，认为传热系数在很大程度上受热流密度和蒸汽流速的影响，可以通过热量和动量的相似比拟来完善板式换热器凝结换热的准则关系式。王中铮、赵镇南在对普通人字形板式换热器凝结换热的理论分析和实验研究中发现^{[35][36]}，平均凝结速度是冷凝介质质量流速、出口条件、冷凝温度、压力和液相 Prandtl 数的函数。

板式换热器中并连或冷热流体不等程时平均温差 Δt_m 的计算为按纯逆流情况下对数平均温差 $\Delta t_{m,c}$ 再乘以修正系数 Ψ ，文献^[37]给出了串联和并联时确定 Ψ 值的原则和图线，Marriott J^[38]提出在两侧体积流量比为 0.7~1 及 NTU 值不超过 11 时的温差修正系数图，Buonopane R 等提出了求解的数学模型^[39]。平均换热温差的计算和其对设计的影响，Zaleski, Tadeusz 和 Klepacka, Krystyna 在文献^[39]作了较详细的探讨和说明，可供实验研究和设计计算参考。

除了实验研究和理论分析，数值方法也可应用于板式换热器的研究，Ciofalo,

M. 等人利用有限元法和低雷诺数时的 $k-\epsilon$ 模型, 对波纹板式换热器过渡区和弱紊流状态进行了数值模拟和实验验证, 可为其它板式换热器数值计算提供参考^[40]。国内也有同行在尝试用数值模拟的方法研究板式换热器的传热和流动机理, 杨勇采用曲线坐标系下的低雷诺模型对波纹板式换热器进行数值模拟, 计算出流场与温度场的分布, 发现并解释了在换热器冷、热流体流量相差较大时特殊的对流换热曲线^[41]。由于板式换热器内流动通道结构复杂, 受计算机运算速度的影响, 先前文献针对的都是一些极限情况下简单物理模型的数值研究^{[42]、[43]}, 并没有文献对与实际结构完全一样的板式换热器内的流动与换热进行数值计算。随着计算机计算速度的加快及数值方法的发展, 应当充分利用这一省时省力的手段加速完善板式换热器的研究。

由于板式换热器板片型式多样, 造成换热和阻力特性方程很难统一, 表 1.1 是从文献中搜集到的板式换热器换热和阻力特性的研究结果^{[44]、[45]}, 这些结论可以为设计结构类似的板式换热器时提供参考。从表中的准则方程也可以看出, 虽然有很多人对板式换热器进行了相关研究, 但由于实验对象的千差万别, 得到的结论也缺乏统一性, 相互之间很难验证, 这也从一个方面反映了板式换热器的研究还有很多工作要做。

表 1.1 板式换热器热特性和阻力特性研究成果

序号	研究者	准则方程	备注																																																																																																																
1	Troupe et al. [46]	$Nu = (0.385 - 0.305 \frac{Pr^{0.5}}{Re}) Re^p Pr^q$	$Re > Re_{cr}, 10 < Re_{cr} < 400$, 水 $Re \geq 10^3, 30 \leq \beta \leq 60, 1 \leq \phi \leq 1.5$																																																																																																																
2	Muley and Manglik [39]	$Nu = [0.2668 - 0.006967\beta + 7.224 \times 10^{-6}\beta^2] \times [20.78 - 50.94\phi + 41.16\phi^2 - 10.15\phi^3] \times Re^{0.728} Pr^{0.43} (\frac{\mu}{\mu_w})^{0.14}$ $f = [2.917 - 0.1277\beta + 2.016 \times 10^{-3}\beta^2] \times [15.474 - 19.02\phi + 18.93\phi^2 - 5.341\phi^3] \times Re^{-0.21} (\frac{\mu}{\mu_w})^{0.14}$																																																																																																																	
3	Kuncar [47]	$Nu = C_1 Re^m Pr^{0.43} (\frac{\mu}{\mu_w})^{0.14}$ $f = C_2 / (Re)^p$ <p>C_1, C_2, m, 和 p 由下表给出:</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>β</th> <th>Re</th> <th>C_1</th> <th>m</th> <th>Re</th> <th>C_2</th> <th>p</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>≥ 60</td> <td>≤ 10</td> <td>0.718</td> <td>0.349</td> <td>< 10</td> <td>50.0</td> <td>1.0</td> </tr> <tr> <td></td> <td>> 10</td> <td>0.348</td> <td>0.663</td> <td>10-100</td> <td>19.40</td> <td>0.589</td> </tr> <tr> <td>45</td> <td>< 10</td> <td>0.718</td> <td>0.349</td> <td>> 100</td> <td>2.990</td> <td>0.183</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>< 15</td> <td>47.0</td> <td>1.0</td> </tr> <tr> <td></td> <td>10-100</td> <td>0.400</td> <td>0.598</td> <td>15-300</td> <td>18.29</td> <td>0.652</td> </tr> <tr> <td></td> <td>> 100</td> <td>0.300</td> <td>0.663</td> <td>> 300</td> <td>1.441</td> <td>0.206</td> </tr> <tr> <td>40</td> <td>< 20</td> <td>0.630</td> <td>0.333</td> <td>< 20</td> <td>39.0</td> <td>1.0</td> </tr> <tr> <td></td> <td>20-300</td> <td>0.291</td> <td>0.591</td> <td>20-300</td> <td>11.25</td> <td>0.631</td> </tr> <tr> <td></td> <td>> 300</td> <td>0.130</td> <td>0.732</td> <td>> 300</td> <td>0.772</td> <td>0.164</td> </tr> <tr> <td>30</td> <td>< 20</td> <td>0.562</td> <td>0.326</td> <td>< 40</td> <td>24.0</td> <td>1.0</td> </tr> <tr> <td></td> <td>20-400</td> <td>0.306</td> <td>0.529</td> <td>40-400</td> <td>3.24</td> <td>0.437</td> </tr> <tr> <td></td> <td>> 400</td> <td>0.108</td> <td>0.703</td> <td>> 400</td> <td>0.760</td> <td>0.213</td> </tr> <tr> <td>≤ 25</td> <td>< 20</td> <td>0.562</td> <td>0.326</td> <td>< 50</td> <td>24.0</td> <td>1.0</td> </tr> <tr> <td></td> <td>20-300</td> <td>0.331</td> <td>0.503</td> <td>50-500</td> <td>2.80</td> <td>0.451</td> </tr> <tr> <td></td> <td>> 500</td> <td>0.087</td> <td>0.718</td> <td>> 500</td> <td>0.639</td> <td>0.213</td> </tr> </tbody> </table>	β	Re	C_1	m	Re	C_2	p	≥ 60	≤ 10	0.718	0.349	< 10	50.0	1.0		> 10	0.348	0.663	10-100	19.40	0.589	45	< 10	0.718	0.349	> 100	2.990	0.183					< 15	47.0	1.0		10-100	0.400	0.598	15-300	18.29	0.652		> 100	0.300	0.663	> 300	1.441	0.206	40	< 20	0.630	0.333	< 20	39.0	1.0		20-300	0.291	0.591	20-300	11.25	0.631		> 300	0.130	0.732	> 300	0.772	0.164	30	< 20	0.562	0.326	< 40	24.0	1.0		20-400	0.306	0.529	40-400	3.24	0.437		> 400	0.108	0.703	> 400	0.760	0.213	≤ 25	< 20	0.562	0.326	< 50	24.0	1.0		20-300	0.331	0.503	50-500	2.80	0.451		> 500	0.087	0.718	> 500	0.639	0.213	水, 人字形波纹板, $\phi = 1.17$
β	Re	C_1	m	Re	C_2	p																																																																																																													
≥ 60	≤ 10	0.718	0.349	< 10	50.0	1.0																																																																																																													
	> 10	0.348	0.663	10-100	19.40	0.589																																																																																																													
45	< 10	0.718	0.349	> 100	2.990	0.183																																																																																																													
				< 15	47.0	1.0																																																																																																													
	10-100	0.400	0.598	15-300	18.29	0.652																																																																																																													
	> 100	0.300	0.663	> 300	1.441	0.206																																																																																																													
40	< 20	0.630	0.333	< 20	39.0	1.0																																																																																																													
	20-300	0.291	0.591	20-300	11.25	0.631																																																																																																													
	> 300	0.130	0.732	> 300	0.772	0.164																																																																																																													
30	< 20	0.562	0.326	< 40	24.0	1.0																																																																																																													
	20-400	0.306	0.529	40-400	3.24	0.437																																																																																																													
	> 400	0.108	0.703	> 400	0.760	0.213																																																																																																													
≤ 25	< 20	0.562	0.326	< 50	24.0	1.0																																																																																																													
	20-300	0.331	0.503	50-500	2.80	0.451																																																																																																													
	> 500	0.087	0.718	> 500	0.639	0.213																																																																																																													
4	Heavner et al. [48]	$Nu = C_1 (\phi)^{0.1} Re^m Pr^{0.43} (\frac{\mu}{\mu_w})^{0.14}$ $f = C_2 (\phi)^{0.1} Re^{-p}$ <p>C_1, C_2, m, 和 p 由下表给出:</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>β</th> <th>B_{avg}</th> <th>C_1</th> <th>m</th> <th>C_2</th> <th>p</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>23/23</td> <td>67</td> <td>0.089</td> <td>0.718</td> <td>0.490</td> <td>0.1814</td> </tr> </tbody> </table>	β	B_{avg}	C_1	m	C_2	p	23/23	67	0.089	0.718	0.490	0.1814	$400 < Re < 10000, 3.3 < Pr < 59$, 水, 人字形波纹板 ($23^\circ \leq \beta \leq 90^\circ$)																																																																																																				
β	B_{avg}	C_1	m	C_2	p																																																																																																														
23/23	67	0.089	0.718	0.490	0.1814																																																																																																														

		23/45	56	0.118	0.720	0.545	0.1555	
		23/90	56.5	0.308	0.667	1.441	0.1353	
		45/45	45	0.195	0.692	0.687	0.1405	
		45/90	67.5	0.278	0.683	1.458	0.0838	
		$Nu = [Nu_1^3 + Nu_2^3]^{1/3} Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14}$ $Nu_1 = 3.65[90-\beta]^{-0.435} [\phi]^{0.661} Re^{0.339}$ $Nu_2 = 12.6[90-\beta]^{1.142} [\phi]^{-0.5} Re^m$ $m = 0.646 + 0.001[90-\beta]$ $f = [f_1^2 + f_2^2]^{1/2}$ $f_1 = 1.774[90-\beta]^{-0.059} \phi^{1.2} Re^{-1}$ $f_2 = 46.6[90-\beta]^{-1.09} [\phi]^{1.2} Re^{-0.9}$ $p = 0.00423[90-\beta] + 0.000223[90-\beta]^2$						
5	Wamiarachehi et al. [49]	$Nu = C_1 Re^m Pr^{1/3}$ f, C_1, C_2, m 和 p 由下表给出:						
		β	Re	C_1	m	C_2	p	
		15	$50 \leq Re \leq 15000$	0.1000	0.687	$Re \leq 1000$	28.21	0.900
		30	$50 \leq Re \leq 15000$	0.2267	0.631	$Re > 1000$	0.872	0.392
		45	$50 \leq Re \leq 15000$	0.2998	0.645	$Re \leq 550$	26.34	0.830
		60	$50 \leq Re \leq 15000$	0.2946	0.700	$Re > 550$	0.572	0.217
			$Re > 160$	0.370	0.172	$Re \leq 200$	18.19	0.682
			$Re > 160$	0.370	0.172	$Re > 200$	0.687	0.172
7	Buonopane et al. [51]	$Nu = 0.2536 Re^{0.63} Pr^{0.34}$						
8	Crozier et al. [52]	$Nu = 1.86(Re Pr d_p / L_p)^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14} Gz > 2000$ $Nu = 0.56(Re Pr d_p / L_p K \mu / \mu_w)^{0.15} Gz < 3$						
9	Jackson and Troupe [53]	$Nu = 0.742 Re^{0.38} Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14}$						
10	Savostin and Tikhonov [54]	$Nu = 1.26[(0.62 + 0.38 \cos(2.3\theta))] \phi^{1.01} Pr^{0.1} Re^{0.1}$ $Nu = 1.26e^{0.5\theta - 0.17\theta^2} \phi^{0.33} Pr^{1/3} Re^{0.07}$ $f = 6.25(1 + 9.50 \phi^{1.75}) \rho^{0.25} Re^{-0.18}$						
		$Re > Re_{cr}, 10 < Re_{cr} < 400$, 水 $Re \leq Re_{cr}, 10 < Re_{cr} < 400$, 平直波纹板 $0.05 \leq Re \leq 500$, 水和果汁 $200 \leq Re/\rho \leq 600$ $600 \leq Re/\rho \leq 4000$ $200 \leq Re/\rho \leq 600$						

		$f=0.925[0.62+0.38 \cos(2.6\theta)]\phi^{1.02} Pr^{0.33} Re^{\alpha}$ $\alpha=0.22(1+1.10^{-3})$	$600 \leq Re \leq 4000$ 空气, 人字形波纹板 $0=2\beta$ 弧度 $0^\circ \leq \beta \leq 33^\circ$ $Re < 100$ $Re > 300$ $Re < 100$ $Re > 300$ 人字形波纹板 $\beta=60^\circ$ (d_p/L_p) = 0.0192 湍流, 水, $4 < d_p < 10\text{mm}$ $10 < \mu < 100\text{kg/m} \cdot \text{s}$ $700 < Re < 25000$, 水																																																						
11	Kovalenko and Maslov [55]	$Nu=0.53[0.58+0.42 \cos(1.87\theta)]$ $Nu=0.464 Re^{0.33} Pr^{0.5}$ $Nu=0.460 Re^{0.33} Pr^{0.3}$ $f=(17500/Re)(d_p/L_p)$ $f=125 Re^{-0.22} (d_p/L_p)$ $Nu=0.374 Re^{0.66} Pr^{0.33} (\mu/\mu_w)^{0.14}$	$\beta=30^\circ$ $\beta=45^\circ$ $\beta=60^\circ$ $\beta=75^\circ$																																																						
12	Marriot [56]																																																								
13	Okada et al. [57]	$Nu=0.157 Re^{0.66} Pr^{0.4}$ $\beta=30^\circ$ $Nu=0.249 Re^{0.64} Pr^{0.4}$ $\beta=45^\circ$ $Nu=0.327 Re^{0.65} Pr^{0.4}$ $\beta=60^\circ$ $Nu=0.478 Re^{0.62} Pr^{0.4}$ $\beta=75^\circ$																																																							
14	Maslov and Kovalenko [58]	$Nu=0.78 Re^{0.5} Pr^{0.3}$ $f=915 Re^{-0.23} (d_p/L_p)$	$50 \leq Re \leq 20000$, 人字形波纹板 ($\beta=60^\circ$)																																																						
15	Clark [59]	$Nu=0.036 Re^{0.9} Pr^{0.33} (\mu/\mu_w)^{0.14} (d_p/L_p)^{0.054}$	$f_p > 60 d_p$ 湍流, 平直波纹板																																																						
16	Cooper [9]	$Nu=0.28 Re^{0.65} Pr^{0.4}$ $f=2.5 Re^{-0.3}$	$Re > Re_{en}$ $10 < Re_{en} < 400$ 人字形波纹板, 水																																																						
17	Changal Vaic [60]	$Nu=C_1(\phi)^{1-m} Re^m Pr^n$ $f=[C_2 \phi/Re + C_3](\phi)$ $C_1, C_2, m,$ 和 n 由下表给出:																																																							
		<table border="1"> <thead> <tr> <th>C_1</th> <th>C_2</th> <th>C_3</th> <th>m</th> <th>n</th> <th>ϕ</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>APV J</td> <td>--</td> <td>42</td> <td>0.8</td> <td>--</td> <td>1.18</td> </tr> <tr> <td>APV HX</td> <td>0.406</td> <td>36</td> <td>0.2</td> <td>0.425</td> <td>0.350</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td>1.50 < Re < 3000</td> <td></td> <td>1.25</td> </tr> <tr> <td></td> <td>0.298</td> <td>36</td> <td>0.2</td> <td>0.646</td> <td>0.316</td> </tr> <tr> <td>APL13</td> <td>0.549</td> <td>36</td> <td>0.1</td> <td>0.379</td> <td>0.313</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td>0.03 < Re < 20</td> <td></td> <td>1.46</td> </tr> <tr> <td></td> <td>0.430</td> <td>36</td> <td>0.1</td> <td>0.591</td> <td>0.303</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td>0.03 < Re < 20</td> <td></td> <td>1.46</td> </tr> </tbody> </table>	C_1	C_2	C_3	m	n	ϕ	APV J	--	42	0.8	--	1.18	APV HX	0.406	36	0.2	0.425	0.350				1.50 < Re < 3000		1.25		0.298	36	0.2	0.646	0.316	APL13	0.549	36	0.1	0.379	0.313				0.03 < Re < 20		1.46		0.430	36	0.1	0.591	0.303				0.03 < Re < 20		1.46	
C_1	C_2	C_3	m	n	ϕ																																																				
APV J	--	42	0.8	--	1.18																																																				
APV HX	0.406	36	0.2	0.425	0.350																																																				
			1.50 < Re < 3000		1.25																																																				
	0.298	36	0.2	0.646	0.316																																																				
APL13	0.549	36	0.1	0.379	0.313																																																				
			0.03 < Re < 20		1.46																																																				
	0.430	36	0.1	0.591	0.303																																																				
			0.03 < Re < 20		1.46																																																				

18	Rosenblad and Kullendroff ^[61]	$Nu=0.289Re^{0.097}Pr^{0.73}$							$60 < Re < 2415$, 水, 正弦波板 $\beta = 60^\circ$, $d_s = 4\text{mm}$, $\phi = 1.21$, $P = 5\text{mm}$
19	Aniooie-Poomeny ^[62]	$f = 26.0(\phi/Ro + 0.16)(\phi)$							$0.8 < Re < 2220$, 水, 人字形波纹板 $\phi = 1.25$, $d_s = 7.325\text{mm}$, $A = 0.168\text{m}^2$, $w = 0.205\text{m}$, $L_p = 0.78\text{m}$
20	Marriot ^[63]	$Nu = C_1(A_s/\phi)^{0.2}d_s^{0.73}Re^{0.73}Pr^{0.3}$ C_1 和 C_2 由下表给出:	$Pr \{[(W/m^2 \cdot K)(s/Kg)^{0.9}]^{0.9}\}$	$C_2 [(N/m^2)(s/Kg)^{0.9}]$					湍流, 水, 人字形波纹板
		β	$32.5/32.5$	57.5	53.30	11.813			
			$32.5/65$	41.75	7.475	30.030			
			$65/65$	25.0	10.692	102.501			
		$f = 81.2/Re$							
		$\log(f) = 2.0732 - 1.4 \log(Re) + 0.2438[\log(Re)]^2$							
		$f = 3.225 Re^{-0.065}$							
21	Leuliet et al. ^[64]	$L_p(\text{m})$ $w(\text{m})$ $t(\text{mm})$ $A(\text{m}^2)$ $d_s(\text{mm})$ $A_s \times (\text{m}^2)$							
		平直波纹 (V7)	0.495	0.15	0.75	0.075	8	6×10^{-4}	
		人字波纹 (VI3)	0.636	0.204	0.6	0.13	-	7.15×10^{-4}	
		$f = 80/Re + 2.0 Re^{-0.077}$							
		$f = 1000/Re + 2.60 Re^{-0.110}$							
22	Leuliet et al. ^[65]	$L_p(\text{m})$ $w(\text{m})$ $t(\text{mm})$ $A(\text{m}^2)$ $d_s(\text{mm})$ $A_s \times (\text{m}^2)$							
		平直波纹 (V7)	0.495	0.15	0.75	0.075	8	6×10^{-4}	
		人字波纹 (VI3)	0.636	0.204	0.6	0.13	-	7.15×10^{-4}	
		$Nu = 0.634 Re^{0.73} Pr^{0.3}$							
		$Nu = 0.321(Re^{0.5} - 8.45) Pr^{0.3}$							
23	Keno et al. ^[66]	$L_p(\text{m})$ $w(\text{m})$ $t(\text{mm})$ $A(\text{m}^2)$ $d_s(\text{mm})$ $A_s \times (\text{m}^2)$							
		平直波纹 (V7)	0.495	0.15	0.75	0.075	8	6×10^{-4}	
		人字波纹 (VI3)	0.636	0.204	0.6	0.13	-	7.15×10^{-4}	
24	Chisholm and Wanniarachchi ^[67]	$Nu = 0.72 Re^{0.25}(\phi)^{0.41}[(90-\beta)/30]^{0.66} Pr^{0.4}$ $f = 0.80 Re^{-0.25}(\phi)^{0.25}[(90-\beta)/30]^{3.0}$							$1000 < Re < 40000$, 水 ($Pr = 5$) ($30^\circ < \beta < 80^\circ$)

25	Roelzel et al. [68]	$Nu = 0.371 Re^{0.705} Pr^{1/3}$							400 < Re < 2000, 水, 人字形波纹板 ($\beta = 70^\circ$) $L_p = 176.5 \text{ mm}, w = 71 \text{ mm}, t = 0.5 \text{ mm}, b = 2 \text{ mm}$
26	Taluk et al. [69][70]	$Nu = 0.2 Re^{1/5} Pr^{1/4}$							10 < Re < 720, 水 / 乙二醇 (70 < Pr < 450)
		$Nu = 0.248 Re^{0.75} Pr^{1/4}$							1450 < Re < 11460, 水 (2.5 < Pr < 5.0)
27	Mariano [71]	$f = 12.065 Re^{-0.74}$							10 < Re < 80, 水 / 乙二醇
		$f = 0.3323 Re^{-11.1142}$							1450 < Re < 11460, 水
		$Nu = 0.729 Re^{1/3} Pr^{1/3}$							Re < 7
		$Nu = 0.380 Re^{2/3} Pr^{1/3}$							Re > 7
		$f = 17.0 Re^{-1.0}$							Re < 10
		$f = 6.57 Re^{-0.57}$							10 < Re < 101
		$f = 1.141 Re^{-0.20}$						101 < Re < 855	
		$f = 1.141 Re^{-0.10}$						Re > 855	
								$\beta = 60^\circ, d_c = 5.8 \text{ mm}, A_p = 0.32 \text{ m}^2,$ $w = 0.354 \text{ m}, L = 0.904 \text{ m}$ 水, 人字形板	
28	Bond [72]	$Nu = C_1 (\phi)^m Re^m Pr^{0.33} (\mu / \mu_w)^{0.37}$							
		$f = C_2 / (\phi Re)^p$							
				C_1, C_2, m 和 p 由下表给出。					
		β°	Re / ϕ	C_1	m	Re / ϕ	C_2	p	
		≤ 25	< 20	0.562	0.326	< 50	240	1.0	
		20-500	20-500	0.331	0.503	50-500	2.80	0.451	

1.4 板式换热器应用和研究中尚存的问题

迄今为止板式换热器的应用和研究中还存在着以下问题：

1、要充分发挥板式换热器换热效果好的优势必须要实现换热、介质流量和阻力三者之间的良好匹配，但现有产品通常在增大传热系数 K 的同时，流动阻力的增加更显著，这将使运行费用增加，传热系数与压降之间的优化问题尚待解决。

2、已有板片型式几乎全部针对单相介质的换热开发，对于一侧介质冷凝或蒸发相变换热的情况，汽相介质侧通常阻力太大因而难以应用。

3、有关板式换热器换热和流动计算方面，尤其是两相流动和换热方面可靠的、有价值的资料仍相对较少，现有计算准则式缺乏通用性且很不完善，这主要是因为：

(1) 板式换热器与其它换热器不同：即使同样的波型，几何尺寸相似时，准则式中各常数也会不同，故只能对每一种板片进行测试与关联，这使得实验工作量巨大；

(2) 现有板片专利大都属于国际上几个著名板换制造厂商，它们一般不对外公布自己掌握的研究资料，因此由于缺乏数据而很难对板换的换热和流动规律做有通用价值的归纳。

4、国内对新型板片的开发能力总体较弱，国产的板式换热器大都是专利权已经失效的人字形波纹等传统结构型式，我国拥有板式换热器的知识产权非常有限，产品型式单一，往往不加区分地应用到各种场合，造成不必要的浪费。

5、承温承压能力仍然限制其应用范围进一步扩大，耐温、耐压并可长期使用的密封垫片尚需进一步开发。

6、适于恶劣环境的新型板式换热器有待开发。

7、板式换热器的优化设计程序有待开发，以帮助针对新的应用领域设计开发板式换热器。

加强板式换热器的基础理论研究和产品开发，针对我国国情解决在具体行业应用中的针对性问题，使其在更广泛的领域发挥作用，对于降低生产成本，减少运行维护费用，节约能源和金属消耗，具有重要意义。

1.5 本文研究内容

针对板式换热器虽然具有良好的换热性能,但仍存在着阻力相对较大、在冷热介质流量不等的使用条件下,换热负荷和流通能力较难完全匹配等影响板式换热器应用范围进一步扩大和其综合性能进一步提高的问题,本文提出了复合波纹的新型板片设计,并对其换热特性和阻力特性进行了重点研究,主要做了以下几个方面的工作,得到了有一定理论指导意义和应用价值的结论。

1、从雷诺假设和普朗特假设描述的对流换热过程入手,讨论单相介质和固体壁面之间热量交换同壁面附近流体和主流流体之间质量交换的因果关系,对流场的能量微分方程及其在边界层内的积分形式方程所反映的对流换热物理机制进行深入分析,研究方程中所含各个因素对换热强化的影响规律,提出影响对流换热的关键因素及应采取的相应技术措施;

2、对斜波纹板片间介质的流动和换热规律进行数值模拟,分析波纹几何参数变化导致斜波纹板式换热器内流动形态变化和换热效果变化的主要原因。

3、对斜波纹板片的三个重要参数:波纹角度、波高、波距对换热和流动的影响规律进行数值模拟和分析,归纳出斜波纹换热板片的波纹参数对换热和流动的影响规律和影响程度,拟合出斜波纹板式换热器换热特性准则关系式,为优化板片设计提供参考依据;

4、提出一种能改善流动阻力的新型网流型复合波纹换热板片。对新型板片流体通道内的流场和温度场进行数值模拟研究,探讨复合波纹结构强化换热的机理。

5、对复合波纹板片的几何参数对换热性能和阻力特性的影响规律进行数值计算和归纳,为复合波纹板式换热器的设计提供指导性原则。

6、探讨复合波纹曲面的设计和加工方法。在设计加工出冲压模具的基础上,制作复合波纹板片以进行实验测试。

7、搭建测试板式换热器换热性能和阻力特性的实验平台。对复合波纹板式换热器进行水水换热和汽水换热状况下的测试,得出相应的换热特性准则方程和阻力特性准则方程。以实验结果为依据,对同一种参数的复合波纹板片以不同的排列方式形成的大小通道的换热能力和流通能力进行换热和流通能力的匹配性分析。

8、以节约制造成本和运行功耗为目标,提出板式换热器的整体结构优化设计思路,编制优化设计程序,以在新板片开发时解决换热和流通能力的匹配问题。

第二章 单项介质对流换热强化机理分析

2.1 引言

换热器是以流体为工作介质、以传热为主要工作过程的热能动力机械设备，因此进行换热器的设计除了要进行强度设计和制造工艺设计以外，换热特性和强化换热机理及措施的研究是其热力设计理论的重要部分。

2.2 强化传热基本途径和方法^{[1][178]}

换热器的根本用途是完成工艺过程要求的冷、热介质之间的热量交换，为使这一过程更加有效而采取的各种措施称为强化传热技术。根据传热过程的基本公式：

$$Q = kA\Delta T_m \quad (2-1)$$

可知：传热量 Q 的增加可以通过提高传热系数 k 、扩展传热面积 A 、增大传热温差 ΔT_m 的途径来实现。

扩展传热面积以增加传热，不是简单地通过扩大设备体积或增加材料消耗来增加传热面积—这不是强化换热技术研究的目的，而应是合理地提高设备单位体积内传热面积、或是尽量在不多消耗材料的前提下获得更大的传热面积，如采用传热表面肋化、加翅片，使传热表面形成波纹状等，也就是说从研究如何改进传热面结构布置出发加大传热面积以达到使换热设备高效紧凑的目的。

在工艺过程允许的前提下，通过提高热流体或降低冷流体温度或尽可能使换热流体之间的相对流动方向接近逆流的方法，可以获得相对较大的传热温差 ΔT_m 来增大传热量 Q 。

以上两种强化换热的方式在一些场合下得到广泛应用并取得良好效果，但是扩展换热面积会使换热设备加工难度增大，增大传热温差通常受到实际工艺条件的限制而不被允许，所以增强传热的积极措施还是设法提高传热系数 k 。

由通过平壁的传热系数 k 的表达式：

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (2-2)$$

可知，由于换热面多为金属，其热阻 $\frac{\delta}{\lambda}$ 变化不大且相对较小，要提高 k ，必须而且最好是同步提高对流换热系数 α_1 和 α_2 。

因此如何提高和获得准确的对流换热系数 α 就成为换热器研究中备受关注的键问题。

2.3 单相介质对流换热机理分析

虽然到现在为止有关研究文献对对流换热的本质仍然没有取得共识，但 Reynolds 和 Prandtl 对对流换热过程的假设对于我们理解对流换热的本质和规律仍具有重要启发意义。他们认为传热壁面的热量被朝向或离开壁面运动的流体分子或流体微团带走了。但 Reynolds 认为宏观运动的流体漩涡和微观的分子运动都有相同的机会同壁面接触进行热量交换（如图 2.1），也就是说，微观分子运动传输热量和宏观运动流体微团传输热量的物理机制是互相独立、不相互影响的，但是同时都起作用^[17]。

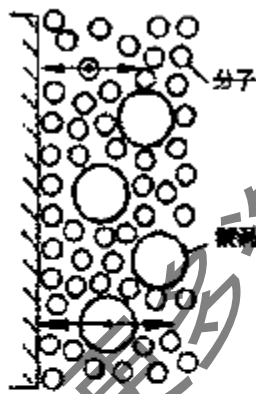


图 2.1 Reynolds 假设示意图

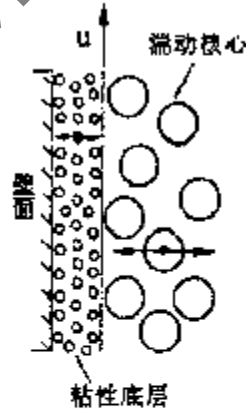


图 2.2 Prandtl 假设示意图

Prandtl 的假设认为：由于壁面是刚性的，宏观的流体漩涡在运动到壁面之前就消失或被破坏了，也就是说宏观的流体漩涡微团到达不了传热壁面，在离壁面极近的区域内存存在着一个仅靠分子运动导热传递热量的粘性底层，粘性底层之外流体漩涡可以将热量从壁面附近带至主流区。Prandtl 认为传热壁面和流体之间的热交换是粘性底层的分子运动导热和粘性底层之外的流体宏观运动同时起作用的结果，而

且这两者的作用是相互影响的（如图 2.2）。

虽然 Reynolds 和 Prandtl 对对流换热的描述具体细节不完全相同，但本质上是一致的，就是流体和固体壁面之间的热交换是靠具有不同温度流体的质量交换来完成的，这种质量交换也包含分子运动水平上的质量交换，热量交换是流体质量交换的结果。由 Reynolds 和 Prandtl 的假设我们得到启示：垂直于壁面方向的流体运动对热量交换应该能作出更大的贡献。下面对流场能量微分方程的推导和分析更有助于对这一本质的认识。

以图 2.3 所示的二维微元体作为分析对象。假设流体为不可压缩的牛顿型流体、常物性、无内热源、由粘性摩擦产生的耗散热忽略不计。

在 $d\tau$ 时间段内因导热进入微元体的热量 Q_1 根据 Fourier 定律可得出：

$$Q_1 = \lambda \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \right) dx dy d\tau \quad (2-3)$$

式中 t 为介质温度， λ 为介质的导热系数。

因对流进入微元体的热量分析如下（参看图 2.3）：

在 $d\tau$ 时间内进入 x 截面的热量：

$$Q_x = \rho c_p u dy d\tau \quad (2-4)$$

式中 ρ 、 c_p 为介质密度、定压比热； u 为 x 方向速度分量。

在 $d\tau$ 时间内流出 $x+dx$ 截面的热量：

$$Q_{x+dx} = \rho c_p \left(t + \frac{\partial t}{\partial x} dx \right) \left(u + \frac{\partial u}{\partial x} dx \right) dy d\tau \quad (2-5)$$

在 $d\tau$ 时间内在 x 方向进入微元体的净热量可由式 (2-4) 减去式 (2-5) 并略去高阶无穷小项后得到：

$$Q_x - Q_{x+dx} = -\rho c_p \left(u \frac{\partial t}{\partial x} + t \frac{\partial u}{\partial x} \right) dx dy d\tau \quad (2-6)$$

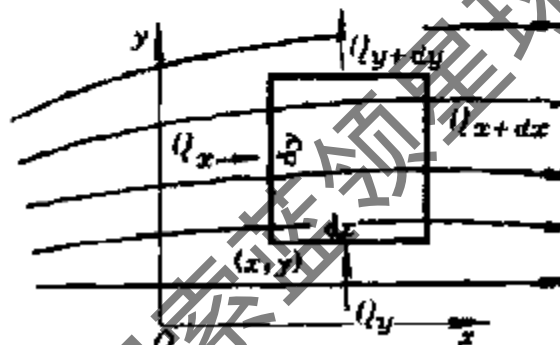


图 2.3 二维流场中的微元体

同理可得在 $d\tau$ 时间内在 y 方向进入微元体的净热量:

$$Q_y - Q_{y+d_y} = -\rho c_p (v \frac{\partial t}{\partial y} + t \frac{\partial v}{\partial y}) dx dy d\tau \quad (2-7)$$

式中 ρ 、 c_p 为介质密度、定压比热; v 为 y 方向速度分量。

在 $d\tau$ 时间段内由对流进入微元体的热量为式 (2-6) 与式 (2-7) 之和:

$$Q_2 = -\rho c_p [(u \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial y}) dx dy d\tau + t (\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y}) dx dy d\tau] \quad (2-8)$$

根据流体运动的连续性方程:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2-9)$$

所以有:

$$Q_2 = -\rho c_p (u \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial y}) dx dy d\tau \quad (2-10)$$

$d\tau$ 时间段内微元体中流体温度改变了 $\frac{\partial t}{\partial \tau} d\tau$, 其内能的增量为:

$$\Delta U = \rho c_p dx dy \frac{\partial t}{\partial \tau} d\tau \quad (2-11)$$

根据热力学第一定律:

因导热进入微元体的热量 Q_1 加因对流进入微元体的热量 Q_2 = 微元体中流体的内能增量 ΔU (2-12)

将式 (2-3)、(2-10) 和式 (2-11) 代入式 (2-12) 整理即得二维情况下的能量微分方程:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + u \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial y} = \frac{\lambda}{\rho c_p} (\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2}) \quad (2-13)$$

在稳态工况下, 能量微分方程变成:

$$u \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial y} = \frac{\lambda}{\rho c_p} (\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2}) \quad (2-14)$$

为方便起见, 我们针对稳态能量微分方程进行分析。从式 (2-14) 的推导过程可以很容易知道: 方程左边的项 $u \frac{\partial t}{\partial x}$ 和 $v \frac{\partial t}{\partial y}$ 为对流项, 代表由于流体的宏观流动引起

的热传递程度；方程右边的项 $\frac{\lambda}{\rho c_p} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \right)$ 为导热项，代表由于流体导热引起的热传递程度，所以传热壁面和流体介质之间的对流换热实际上是导热和对流两种基本热量传递方式的联合作用。强化换热必须是导热项和对流项都得到强化才能达到更好的效果。

将方程(2-14)应用于如图 2.4 所示的二维流动温度场中。按照通常的理解在有壁面约束的整个流场内，主流方向的速度分量 u 的值要远大于壁面垂直的速度分量 v 的值（ v 有时甚至可以认为等于 0），强化对流项 $\left(u \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial y} \right)$

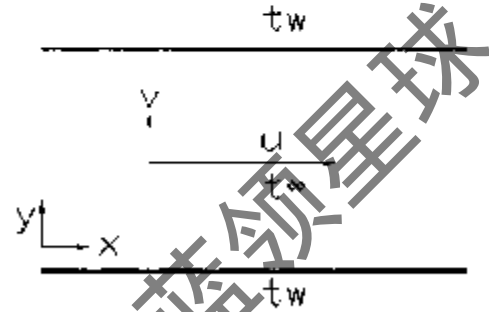


图 2.4 二维流场示意图

换热的任务过多地依赖增大流速 u ，实际应用中提高流速强化换热的有效经验也强化了这

种概念；但从数量级上看 $\frac{\partial t}{\partial y}$ 要远大于 $\frac{\partial t}{\partial x}$ ，所以提高与换热壁面垂直方向速度 v 的数值更加有利于强化换热。当然 v 的数值和方向不一定是恒定的，只要流场中流体微团存在垂直于壁面的瞬时湍动，或者流场中某些区域的某些时刻， $v \frac{\partial t}{\partial y}$ 具有较大的值，就能起到强化换热的作用。实际上，在非理想流体的流动过程中 u 的增大不仅强化了 $u \frac{\partial t}{\partial x}$ 项，由于流体粘性的作用， u 大到一定程度，流体变成湍流状态，也导致产生垂直于壁面的速度 v ，从而增强了对流项的换热。

由以上分析可见，提高垂直于换热壁面的流体速度 v ，更加有利于换热的强化，也符合 Reynolds 和 Prandtl 的传热壁面附近的流体与主流流体由于质量的交换而产生热量交换的假设，增加垂直于换热壁面的速度 v 的本质结果是加强了壁面附近流体与主流流体间的质量交换。

下面将能量微分方程(2-14)应用于壁面附近流场的热边界层作进一步分析，热边界层的概念为：传热壁面附近存在一个流体薄层，在这个薄层内沿壁面法线方向上温度剧烈变化，在此薄层之外壁面法线方向上的温度梯度几乎为零，也就是说，在边界层外边界上，流体的温度已达到与主流流体相同的温度。因此在 x 和 u 方向

的一个截面 dx 上，能量微分方程在整个温度场内的积分可以经过换限成为在温度边界层内的积分：

$$\int_0^{\delta} (u \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial y}) dy = \frac{\lambda}{\rho c_p} \int_0^{\delta} (\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 t}{\partial y^2}) dy \quad (2-15)$$

对方程(2-15)的各项进行数量级分析可知 $\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \ll \frac{\partial^2 t}{\partial y^2}$ ，因此 $\frac{\partial^2 t}{\partial x^2}$ 可以从方程中去，

方程(2-15)变成：

$$\int_0^{\delta} u \frac{\partial t}{\partial x} dy + \int_0^{\delta} v \frac{\partial t}{\partial y} dy = \frac{\lambda}{\rho c_p} \int_0^{\delta} \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} dy = \frac{\lambda}{\rho c_p} [(\frac{\partial t}{\partial y})_{y=\delta} - (\frac{\partial t}{\partial y})_{y=0}] \quad (2-16)$$

根据温度边界层的定义：

$$(\frac{\partial t}{\partial y})_{y=\delta} = 0 \quad (2-17)$$

所以温度边界层微分方程的积分形式可化为：

$$\rho c_p \int_0^{\delta} u \frac{\partial t}{\partial x} dy + \rho c_p \int_0^{\delta} v \frac{\partial t}{\partial y} dy = -\lambda (\frac{\partial t}{\partial y})_{y=0} \quad (2-18)$$

根据 Fourier 定律，

$-\lambda (\frac{\partial t}{\partial y})_{y=0}$ 即为通过传热壁面的

导热热量 q 。我们分别考察式

(2-18)的各项， $\rho c_p \int_0^{\delta} u \frac{\partial t}{\partial x} dy$ 为

dx 处被以 u 速度在主流方向上运动的流体微团带走的热量，

$\rho c_p \int_0^{\delta} v \frac{\partial t}{\partial y} dy$ 为以 v 速度

在垂直壁面方向上运动的流体微团带走的热量。根据式

(2-18)，对流传热的过程可以理解为：通过 dx 处传热壁面附近极薄粘性底层流体的

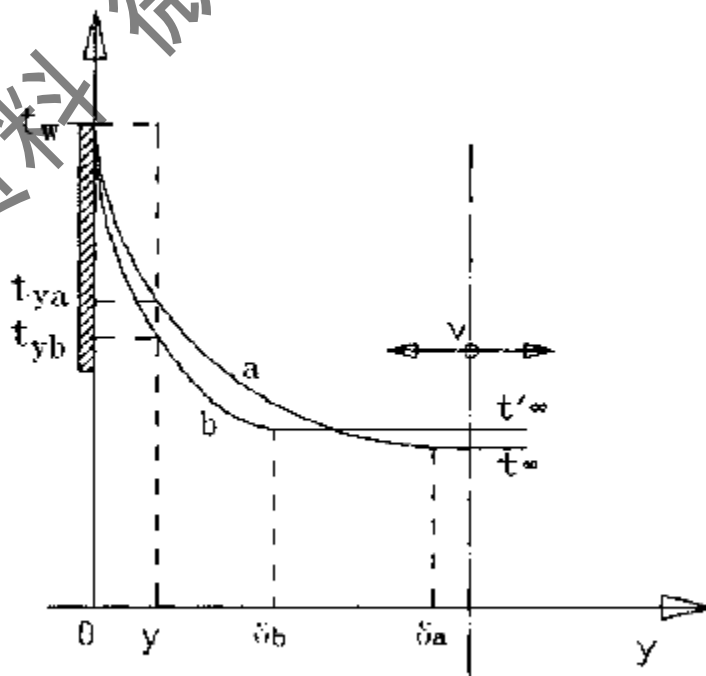


图 2-5 热边界层变化对温度梯度的影响

所有热量，被速度为 $\vec{U} = \vec{u} + \vec{v}$ 的流体微团带离壁面至上流区。

以下结合流体的物理性质和力学特性，从热边界层范围内能量微分方程的积分形式出发，阐述垂直于壁面的流体速度对强化换热的影响。

流体微团垂直于传热壁面方向的宏观运动和分子运动将热量带离壁面至热边界层外层的速度大小，影响垂直于换热壁面方向的速度梯度，垂直于传热壁面的流体速度越大，会产生以下两个方面的效应：一是由于加强了壁面附近流体和主流流体的混合导致热边界层减薄（图 2.5 中从 δ_t 减至 δ_t' ）；二是热边界层的减薄导致传热壁面法线方向上的温度梯度 $\frac{\partial t}{\partial y}$ 大幅度增大（图 2.5 中在 y 处壁面与主流流体的平均温度梯度由 $(t_w - t_{\infty})/y$ 增至 $(t_w - t_{\infty})/y'$ ）。 v 和 $\frac{\partial t}{\partial y}$ 的同时增长使能量微分方

程中的项 $\rho c_p \int_0^{\delta_t} v \frac{\partial t}{\partial y} dy$ 的值大幅度增加，起到了强化能量微分方程中对流项的作用。

另一方面，在边界层中 $\frac{\partial t}{\partial y}$ 的增长使 $q = -\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial y} \right)_{y=0}$ 也增大了，即强化了导热项表达的热传递。

综合 Reynolds 和 Prandtl 的假设及以上分析，对固体壁面和流体之间对流换热的物理机制可以有如下认识：

1. 主流区平行于壁面的流体运动和分子运动将热量带至流动下游，使流体温度沿主流方向产生变化；垂直于传热壁面的宏观流体微团运动和分子运动不断将热量带离壁面至热边界层外层，从而影响垂直于换热壁面方向的速度梯度；

2. 垂直于传热壁面方向流体的宏观运动可以产生以下效应：1) 加强了边界层内的流体混合使流体的速度边界层和热边界层减薄，从而使热边界层内温度梯度相应增大；2) 流体的粘性底层厚度在一定程度上会受到垂直于壁面方向流体速度的影响，朝向壁面的运动无疑会使粘性底层厚度减小，在封闭的内部流动中，背向壁面流体微团的运动由于流体运动的连续性会导致其他流体微团发生朝向壁面的运动，也会在一定程度上使粘性底层减小厚度，从而导致粘性底层内温度梯度增大；3) 在垂直于传热壁面方向，不论是流体的宏观运动还是分子水平的运动，都会将传热壁面的热能或离壁面较近流体的热能传递到离壁面较远的区域，从而使整个温度场向趋于均匀的方向变化。

3. 对流换热过程中, 垂直于固体壁面的流体速度增加能同时起到大幅度强化能量微分方程中对流项和导热项的作用, 是对流换热强化的关键因素。

4. 强调垂直于固体壁面的流体速度对强化换热的关键作用, 并不全部否认与流动轴线平行的主流速度对换热作用的贡献, 从能量微分方程中的 $\rho c_p \int_0^{\delta} u \frac{\partial T}{\partial x} dy$ 项看出, 主流速度增加对对流项的强化仍起作用。实际上, 主流速度大到一定程度还会引起横向的湍动, 一部分动量转化成向壁面冲刷; 另外, 根据粘性流体力学的理论, 主流速度的增加也会引起边界层的减薄^[79], 从而强化能量微分方程中导热项表达的热传递程度。

5. 垂直于固体壁面的流体速度实际上是流体速度在壁面法线方向上的分量, 因此与壁面有较大夹角的流动在壁面法线方向上的速度分量必然大。

6. 内部流动时由于壁面对流体的约束作用, 宏观上好像难以产生与壁面有较大夹角的流动。但强化换热并不要求这个速度与壁面的夹角是恒定的, 只要流场中流体速度与壁面呈较大夹角区域多, 便可以起到相应的强化换热作用。

以上分析符合和支持过增元最近提出的场协同理论, 该理论指出, 减小温度梯度和流动方向的夹角 β 可以强化换热^{[80][81]}。本文前面分析的增加与壁面垂直方向上的速度分量能够强化换热是在单相对流换热领域场协同理论的应用实例。场协同理论将流场的能量微分方程矢量化为:

$$\text{Re}_s \text{Pr} \int (\vec{U} \cdot \nabla T) dy = \text{Nu}_s \quad (2-19)$$

\vec{U} 为流体的全流速, ∇T 为温度场的温度梯度。将上式中的点积项展开可得:

$$\vec{U} \cdot \nabla T = |\vec{U}| |\nabla T| \cos \beta \quad (2-20)$$

β 为速度矢量与壁面法线的夹角。

我们可以注意到 $|\vec{U}| \cos \beta$ 即为流体速度在平行于温度梯度 ∇T 方向上的分量 v , 其值随 β 角的减小而增大, 固体壁面和单相流体对流换热的场合, 温度梯度的方向大多数即壁面的法线方向, 因此有下式:

$$v = \vec{U} \cos \beta \quad (2-21)$$

将上式代入式 (2-20) 和 (2-19) 得:

$$Nu_x = Re_x Pr \int_0^1 v|VT|dy \quad (2-22)$$

从上式可直观地看出垂直于传热壁面方向的流体速度 v 在对流换热中的关键作用。

实际上，有关热传递的教科书教授强化单相对流换热的措施都不外乎以下三点：

- 1、 减小热边界层厚度；
- 2、 加强流体各部分的混合；
- 3、 增加固体壁面处的速度梯度。

按照上文对对流换热物理机制的理解，增大流体速度在垂直于壁面方向的速度分量，对于增强以上三点都是有益的。

2.4 强化单相介质对流换热的技术措施

提高垂直于换热壁面的速度 v ，除了上文提到的提高主流速度增加流体的湍流度以外，另外还有很多技术措施可以应用，而在实际工业应用中，这些措施已经



图 2.6 流体横掠圆管

被自觉或不自觉的应用。比如，流体横掠圆管的对流换热系数比流体纵掠圆管和管内流动都大的多(图 2.6)、紊流比层流换热效果

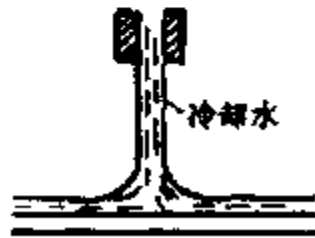


图 2.8 冲击射流

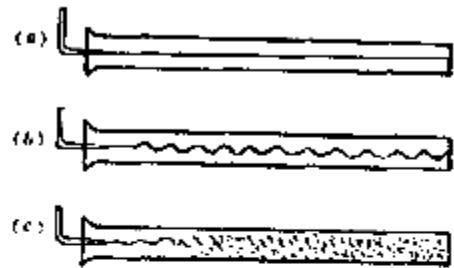


图 2.7 管内流体的层流 (a)、过渡态 (b) 和紊流 (c)



图 2.9 内插扭带对流动方向的改变

更好（图 2.7）、冲击射流可得到极大的对流换热系数（图 2.8）等经验也验证了上述结论。相对来说，在外部流动中实现流速在垂直换热壁面方向有较大分量 v 比在内部流动中要容易一些。但在强化内部流动对流换热时采取的一些措施实际上也是起到了增大垂直换热壁面方向速度分量，或是增加流体垂直于壁面流动机会的作用，比如管内加绕流物（图 2.9）、横纹槽管（图 2.10）、弯管或曲折通道内的流动等。



图 2.10 横流槽管中流体的流动

山东大学程林^[82]等提出的弹性管束换热器（图 2.11）利用传热表面的振动，可以大幅度提高流体横掠传热壁面的相对速度。文献^[83]的研究证实，传热壁面振动条件下的管外对流换热系数比同雷诺数下横向冲刷固定管束的换热系数能提高 5 倍以上，可以看出提高垂直于传热壁面的流体速度对强化换热的显著效果。

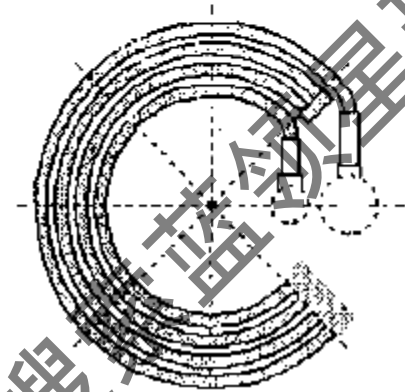


图 2.11 弹性管束换热元件

板式换热器作为一种结构独特的换热设备，其冷热流体的通道按一定角度相互交叉，板间流道截面变化十分复杂，易发生湍流，同时流体在这种多变的流道中反复扩张收缩，使通道内流体流动速度与壁面呈的较大夹角区域极大增加，也即是在垂直壁面方向有较大速度分量的流动机会增加（图 2.12），所以其单相对流换热的效果非常突出。

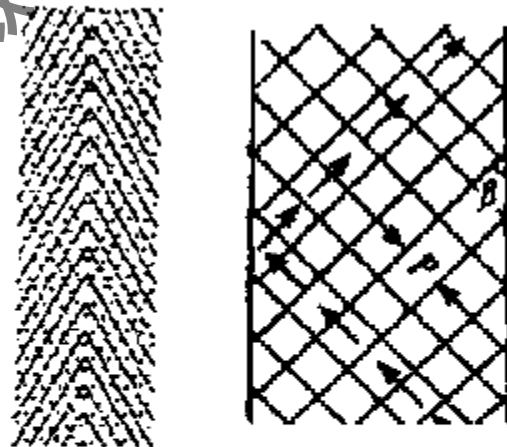


图 2.12 板式换热器内流体流动状态

本文在以上理论的指导下，提出了在内部流动中增大垂直换热壁面方向速度分量的“非平行曲面”原则（第四章）；设计了一种新型板片作为板式换热器的换热表面，这种新型板式换热器内的流动比其它型式换热器内的流动有更多与换热表面呈较大夹角的机会，使壁面附近流体和主流流体交换热量的机会更多。

2.5 本章小结

从雷诺假设和普朗特假设得到启示,单相流体和固体壁面之间的热量交换可看作壁面附近流体和主流流体进行质量交换的结果,因此强化热量交换的措施可从强化壁面附近流体和主流流体的质量交换入手。

基于上述认识和对流场能量微分方程所反映物理机制的分析,提出了垂直于换热壁面的流体速度分量是强化换热关键因素的观点。

从理论和实践两个方面论述了增大垂直于换热壁面的流体速度分量的可行性:有些场合很容易获得较大的垂直于换热壁面的速度分量,有些场合持续保持流体速度在垂直于壁面方向上有较大分量无法实现,但增加流场中流体速度与壁面呈较大夹角的区域,也会获得相应的强化换热效果。

获取更多资料 微信搜索蓝球

第三章 斜波纹板式换热器换热和流动特性数值研究

3.1 引言

影响斜波纹板式换热器传热效果的因素很多，图 3.1 中所示波纹角度 β 、波高 H 、波间距 P 是影响板片换热与流动阻力的主要因素。因此寻求传热量、流量和阻力最佳匹配的首要任务就是把三者的影响规律及其之间的关系搞清楚。由于波纹板式换热器的流道形状复杂，叠放方式多种多样，对换热性能和阻力特性的影响因素众多，建立在实验和经验基础上的研究

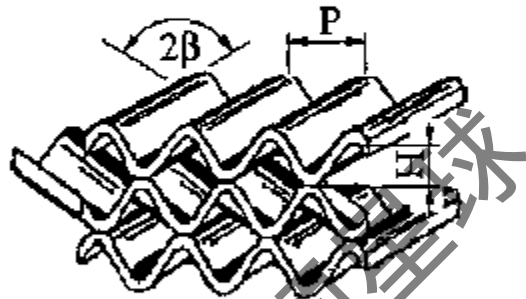


图3.1 斜波纹板片组成的流动通道

由于工作量巨大难以将各种因素的影响规律分析清楚。在数值模拟和计算技术不断成熟后，对板式换热器通道内流动与传热进行数值模拟和计算是可行和有效的。本章对板式换热器中应用最广泛，换热效果较好的斜波纹板片进行数值模拟，在得到清晰的三维流场，对流动形态和强化换热原因进行分析的基础上，研究波纹几何参数影响换热与流动的主要原因和规律，通过对影响换热和流动特性的主要因素进行模拟计算、分析对比，拟合出包含波纹倾角、波幅、波间距等影响因素的斜波纹板式换热器的准则关系式，为板片优化和新型板片开发设计提供依据。

本章和第四章的数值研究应用 FLUENT 数值计算软件，数学模型采用 RNG $k-\epsilon$ 模型。差分格式对流项采用具有三阶精度的 Quick 格式，减少了其它格式可能出现的假扩散现象，扩散项采用二阶截差的中心差分格式。

3.2 数学模型^[84]

进行数值模拟所依据的数学模型基于以下几个简化和假设：

- 1) 工作介质是不可压缩的牛顿型流体；
- 2) 重力和由于密度差异引起的浮升力忽略不计；
- 3) 忽略流体流动时的粘性耗散所产生的热效应，这在低速流动中是允许的。

则换热器内流动和换热的控制方程组如下：

质量流量连续性方程：

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3-1)$$

u 、 v 、 w —流动速度分量。

i 方向直角坐标系中的动量守恒方程:

$$u \frac{\partial U_i}{\partial x} + v \frac{\partial U_i}{\partial y} + w \frac{\partial U_i}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 U_i}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U_i}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 U_i}{\partial z^2} \right) \quad (3-2)$$

ρ —流体密度, p —压力, ν —运动粘度, U_i — i 方向速度分量。

能量守恒方程为:

$$u \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial y} + w \frac{\partial t}{\partial z} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \quad (3-3)$$

a —热扩散系数。

用以上方程来描述湍流流动时, u 、 p 、 t 等代表相应脉动物理量的瞬时值。为求解湍流流动问题, 还需要增加两个组成 $k-\varepsilon$ 模型的 k 方程和 ε 方程。RNG $k-\varepsilon$ 模型的 k 方程和 ε 方程为式 (3-4) 和式 (3-5) [8][26]。

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k U_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(a_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k - \rho \varepsilon + S_k \quad (3-4)$$

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon U_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(a_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\varepsilon} G_k \frac{\varepsilon}{k} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (3-5)$$

上两方程中, G_k 表示由平均速度梯度而产生的湍流动能, $C_{1\varepsilon}=1.42, C_{2\varepsilon}=1.68$ 均为模型常量, a_k 和 a_ε 是 k 方程和 ε 方程的湍流 Prandtl 数, S_k 和 S_ε 由用户根据具体条件定义。

ε 方程中的附加项 R_ε 是 RNG $k-\varepsilon$ 模型和标准 $k-\varepsilon$ 模型的主要区别:

$$R_\varepsilon = \frac{C_\beta \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} k \quad (3-6)$$

这里 $\eta = S_k / \varepsilon, \eta_0 = 4.38, \beta = 0.012$, 这一项的影响可以通过重新排列方程(3-5)看出, 利用方程(3-6), 将方程(3-5)右边的三、四项合并写成:

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon U_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(a_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon}^* \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3-7)$$

这里 $C_{2\varepsilon}^*$ 由下式给出:

$$C_{2\epsilon}^* = C_{2\epsilon} + \frac{C_{\mu}\rho\eta^3(1-\eta/\eta_0)}{1+\beta\eta^3} \quad (3-8)$$

当 $\eta < \eta_0$, R_s 项为正, $C_{2\epsilon}^*$ 要大于 $C_{2\epsilon}$ 。在对数区, $\eta \approx 3.0$, $C_{2\epsilon}^* \approx 2.0$, 这和标准 $k-\epsilon$ 模型中的 $C_{2\epsilon} = 1.92$ 十分接近。对于适度的应力流, RNG 模型算出的结果要大于标准 $k-\epsilon$ 模型。

当 $\eta > \eta_0$, R_s 项为负, 使 $C_{2\epsilon}^*$ 要小于 $C_{2\epsilon}$ 。和标准 $k-\epsilon$ 模型相比较, ϵ 变大而 k 变小, 最终影响到粘性。结果在快速应交流中, RNG 模型产生的湍流粘度要低于标准 $k-\epsilon$ 模型。

因而, RNG 模型相比于标准 $k-\epsilon$ 模型对瞬变流和流线弯曲的影响能作出更好的反应, 这也可以解释 RNG 模型在强流线弯曲、漩涡和旋转流动中有很好的表现。

在 RNG 模型中湍流粘性系数的计算公式为:

$$d\left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\epsilon\mu}}\right) = 1.72 \frac{\bar{v}}{\sqrt{v^3} - 1 + C_v} d\bar{v} \quad (3-9)$$

$$v = \mu_{eff} / \mu$$

$$C_v \approx 100$$

方程(3-9) 是一个完整的方程, 从中可以得到湍流变量如何影响雷诺数, 使得模型对低雷诺数和近壁流有更好的表现。

RNG $k-\epsilon$ 模型来源严格的统计技术, 它和标准 $k-\epsilon$ 模型很相似, 但是有以下改进:

- (1) RNG 模型在 ϵ 方程中加了一个条件, 有效的改善了精度;
- (2) 考虑到了湍流漩涡, 提高了在这方面的精度;
- (3) RNG 理论为湍流 Prandtl 数提供了一个解析公式, 而标准 $k-\epsilon$ 模型使用的是用户提供的常数。
- (4) 标准 $k-\epsilon$ 模型是一种高雷诺数流动模型, RNG 理论提供了一个考虑低雷诺数流动粘性的解析公式。

上述特点使得 RNG $k-\epsilon$ 模型比标准 $k-\epsilon$ 模型在更广泛的流动中有更高的可信度和精度。

3.3 斜波纹板式换热器内流体流动形态模拟分析

具有斜波纹的板片组成的流动通道如图 3.1 所示, 波纹倾角为 β 的两块板片相互倒置后叠放在一起形成周期性变化的流动通道, 波纹间距 P 、波深 H 及波纹倾角 β 是板片的主要几何参数, 也是影响板式换热器流动和换热特性的主要因素^[87]。上述形状通道会使流体形成三维方向的流动并产生周期性的收缩与膨胀, 这正是板式换热器在较低雷诺数 ($Re \approx 23 \sim 400$) 时就能有效强化换热的原因。现有文献均认为斜波纹与板片轴线的夹角 β (也叫波纹倾角, 见图 3.1) 是影响板式换热器性能的重要几何参数, 它通过改变换热介质的流动状态来影响其传热和阻力特性。本节采用数值模拟方法对其它几何参数相同、夹角 β 不同的板片间流场进行数值模拟分析, 来探讨夹角 β 如何影响板片通道中介质的流动状态。

1、研究对象和网格划分:

作为研究对象的模拟板片波纹间距 $P=25\text{mm}$, 波深 $H=5.5\text{mm}$, 波纹倾角 $\beta=20^\circ \sim 80^\circ$, 计算区域大小为 $5\text{cm} \times 5\text{cm}$, 网格划分采用非结构四面体网格, 网格尺寸为 0.5mm , 其中一个模型划分后的内部网格如图 3.2 所示。

2、定解条件: 流体入口采用速度入口 (0.65m/s) 边界条件; 出口采用压力出口 (200000Pa) 边界; 壁面条件为无滑移速度边界条件 $u=0$, 温度分布服从恒温条件。

3、模拟结果讨论

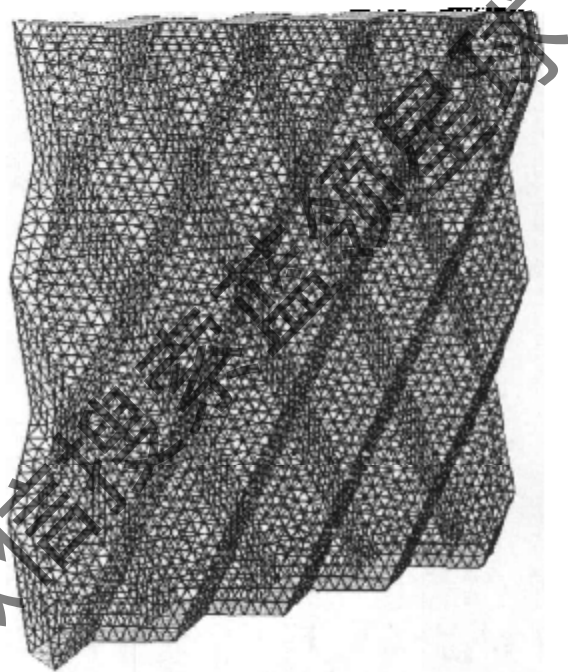


图 3.2 板片通道内部的网格划分

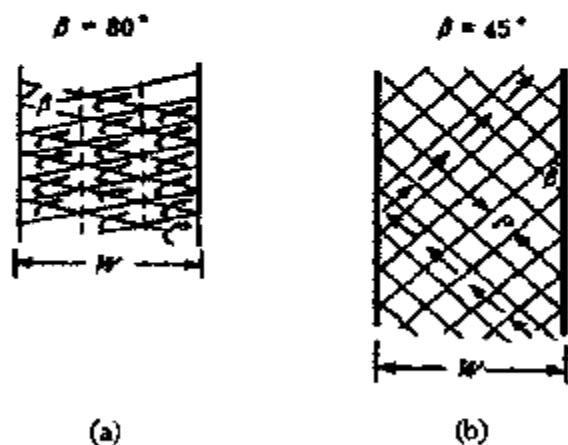


图 3.3 W.W.Focke 公布的流动形态随波纹夹角变化示意图

通过数值模拟斜波纹板片间的流场，得到了与 W.W.Focke^[26]及赵镇南^[27]等人的实验一致的结果（图 3.3）。图 3.4、图 3.5 所示分别是 $\beta = 30^\circ$ 和 $\beta = 40^\circ$ 时板片间介质的流场，流体流动明显呈“两组十字交叉流”的形式，即流体先沿一侧板的沟槽流动，到板片边缘时反射折转到通道另一侧板片的沟槽中向另一边缘流动。

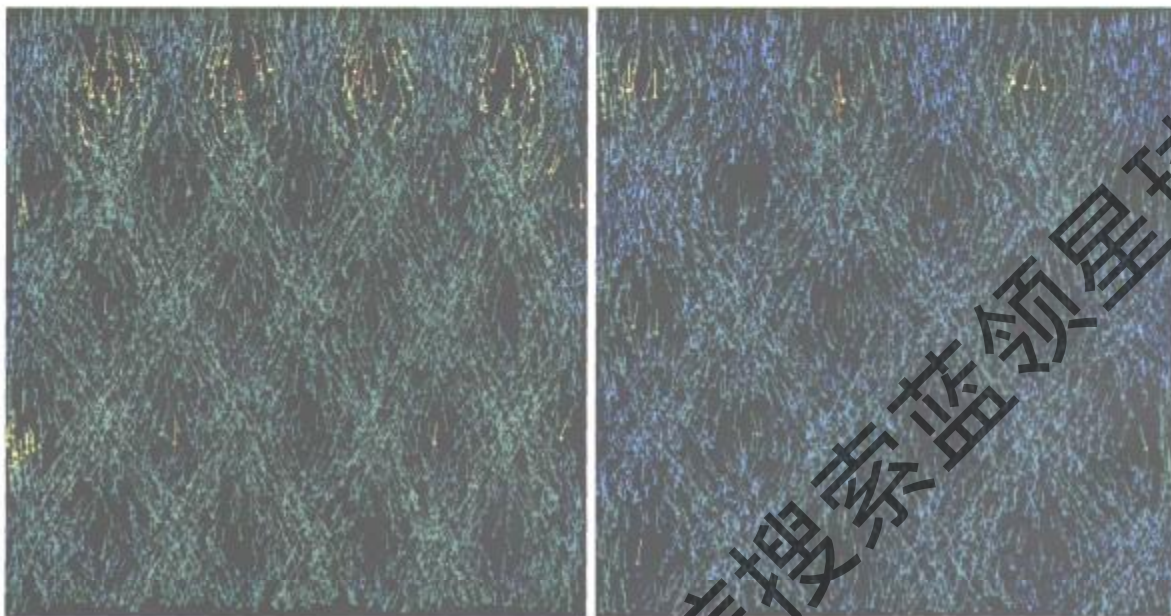


图 3.4 $\beta = 30^\circ$ 时流体通道内的流场

图 3.5 $\beta = 40^\circ$ 时流体通道内的流场

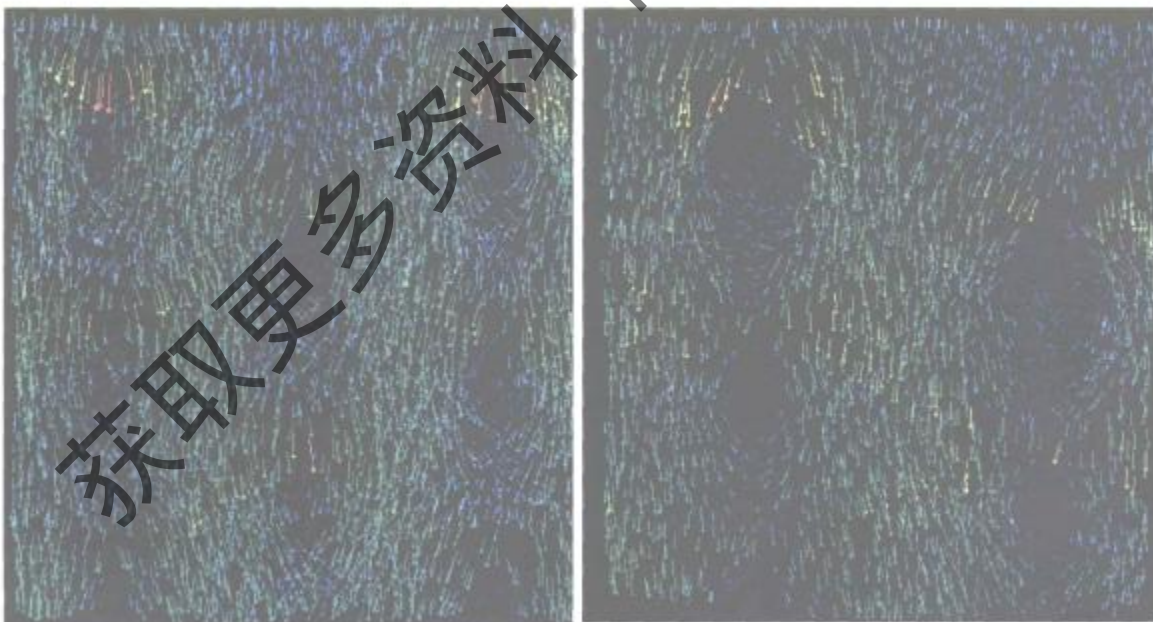


图 3.6 $\beta = 60^\circ$ 时流体通道内的流场

图 3.7 $\beta = 70^\circ$ 时流体通道内的流场

图 3.6、图 3.7 所示分别是 $\beta = 60^\circ$ 和 $\beta = 70^\circ$ 时板片间介质的流场，流体的流动状态已由“两组十字交叉流”转变成文献^[26]上所谓的“曲折流”，即流动折返点已不在板片的边缘，而在波纹的每个接触点上，流动呈连续的并行小波纹状。

从流场图可以看出，流体在板片波纹形成的流道中流动时，在波纹的交汇点上会受到相对板片沟槽中流体流动的影响，两股流体交汇时的切向力会使流体产生漩涡，漩涡使流体对板片换热的参与度大大增加，这应该是在低雷诺数时换热就能得到有效强化的主要原因，也是斜波纹板片中流体流动阻力较大的主要因素。引起以上流动状态改变的原因文献^[26] ^[27]已作过讨论，通过本文的数值模拟更直观地观察到了流动状态变化的过程，但与文献^[26]所述直到夹角 $\beta = 80^\circ$ 时才导致流动形态的根本改变不同，本文模拟结果中 $\beta = 60^\circ$ 时流动已经呈现出“曲折流”的特点（图 3.5 所示）。笔者认为虽然夹角 β 对板片间介质流动形态影响很大，但不是唯一影响因素，波纹的间距 P 、深度 H 、流体的速度都会影响到流动形态的改变。

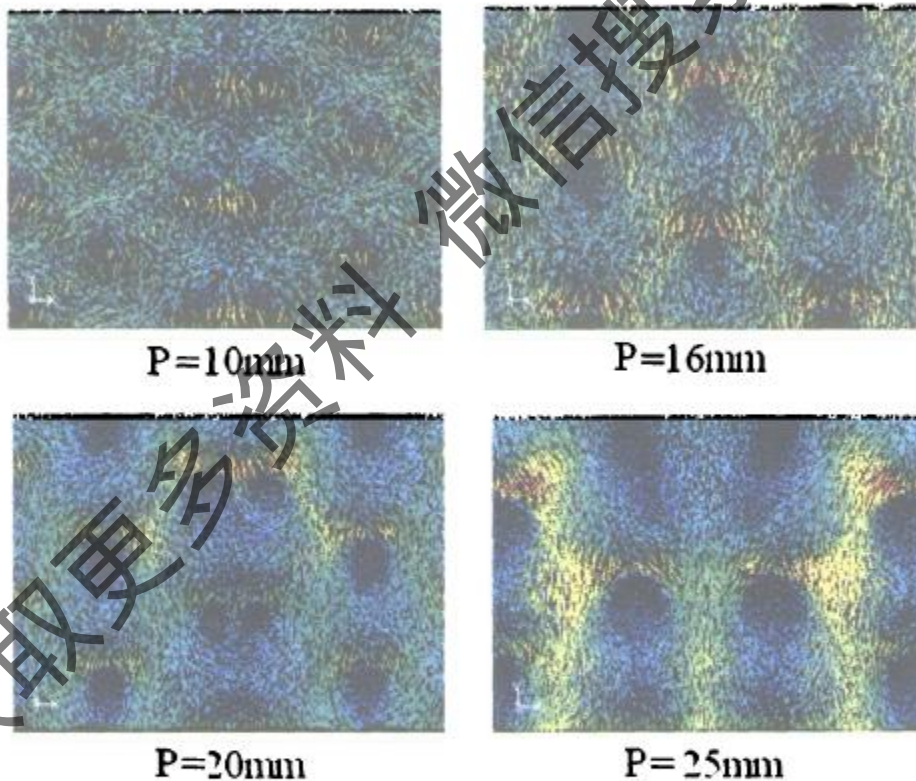


图 3.8 波距对斜波纹板片中流体流态的影响

图 3.8 是在保持 $\beta = 60^\circ$ 、波高 $h = 4\text{mm}$ 不变的情况下，波距 P 变化时流动形态的变化。由图中可以看出：同样保持 $\beta = 60^\circ$ 、波距 $P = 25\text{mm}$ 时的流场流动状

态趋向于曲折流；而波距 $P=10\text{mm}$ 时的流动状态为两组十字交叉流，这说明波距对斜波纹间的流动形态也有影响。

对于前人文献所述直到夹角 β 增大到 80° 时才观察到流动形态根本改变的情况，笔者认为一方面实验时流体的流动形态没有数值模拟的结果直观，在 $\beta=80^\circ$ 之前也可能已出现程度很小的流动形态改变但难以观察到，另一方面其他的板片几何参数和流动速度也会影响实验的结果。

4、倾角 β 对流动形态影响的原因分析

对于倾角 β 对流动形态的影响可以作如下分析：流体在板间沿主流（即板片轴线方向）流动时，其动量 F 作用到倾角为 β 的波纹上，会被分解成沿波纹方向（ $\beta=30^\circ$ 时为 A ； $\beta=60^\circ$ 为 a ）和垂直波纹方向（ $\beta=30^\circ$ 时为 B ； $\beta=60^\circ$ 为 b ）的两个分量(图 3.9)。沿波纹方向的动量分量用于克服顺着波纹沟槽流动的阻力，当倾角 β 很小（这种板片称为“软片”或“L片”）

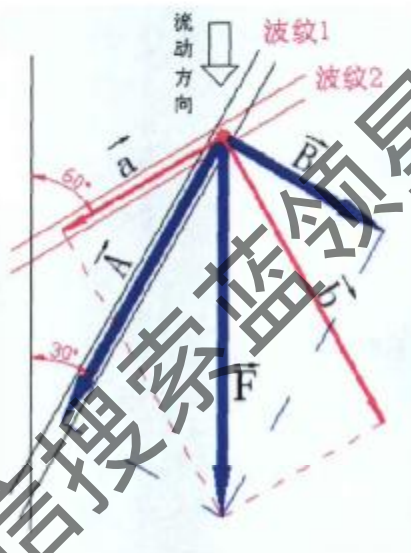


图 3.9 作用在不同倾角 β 波纹上动量的分解

时，沿波纹方向的动量分量足够大，流体就会沿着沟槽向下游流动直到板片的边缘，这时的流动就是“两组十字交叉流”；当倾角 β 变大（这种板片称为“硬片”或“H片”），沿波纹方向的动量分量就会变得很小以致不能克服沿沟槽的阻力向下游流动，而是极易受到节点上相反方向流体的作用导致流动方向

改变，这就形成所谓的“曲折流”。由于流体作用在波纹上的动量与速度直接相关，因此除倾角 β 外，板间流体的流速应该也会影响流动形态的改变。

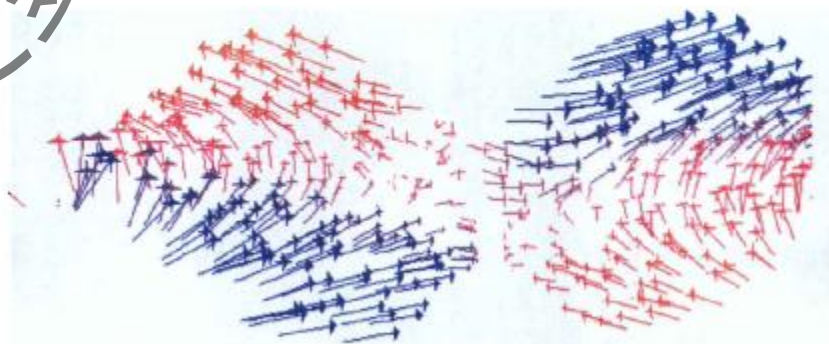


图 3.10 人字形斜波纹节点处流体的相互拖曳现象

5、板式换热器交叉波纹通道强化换热原因分析

由于板式换热器特殊的流道形式,图 3.4—图 3.7 所示流场中两股流体的夹角也是波纹槽道中流体流动方向和相对侧传热面波纹的夹角,当 $\beta < 45^\circ$ 时,波纹槽道中的流体周期性地以相当于 2β 的角度冲刷相对侧板片的波纹;当 $\beta = 45^\circ$ 时成为垂直的横向冲刷; $\beta > 45^\circ$ 时,槽道中的流体以 $(90^\circ - \beta/2)$ 的角度冲刷对侧传热面,随着 β 的增大,冲刷角度又会减小,但此时两股流体在波纹的节点上汇合时已经开始产生与对方原流动方向相反的拖曳作用。图 3.10 中所示数值模拟中观察到的两波纹交叉点上流体速度场证明了这种拖曳现象的存在。这种拖曳作用程度很小时起到了增强湍流和漩涡的作用,但随着程度的增加,它开始阻碍流体向下游方向流动,使沿波纹沟槽的流动速度减小,导致当地温度梯度减小,从而减弱了热量的交换。角 β 从 0° 增大到 45° 的过程中,流动方向和换热面的夹角始终在增加,对换热的强化程度也始终在增加;而倾角 β 从 45° 再继续增大的过程中,流动方向和换热面夹角又开始减小,对换热的强化程度又开始减弱,但倾角 β 从 45° 开始增大的起初范围内,由于两股流体的相互作用导致湍流度和流体混合增加使换热继续得到强化;倾角 β 继续增加到一定程度后又会上游阻碍流体向下游流动,使当地流场温度梯度减小,因此使换热减弱,所以导致了换热效果和流动阻力在 β 达到某一角度时会发生转折,但发生转折的角度笔者认为也会受到流体速度以及波纹其他参数的影响,不同几何参数的板片转折点的倾角角度不会完全相同。

以上两种作用可以解释在较低雷诺数时板式换热器就能强化换热的原因以及波纹倾角 β 对换热效果的影响规律。随着雷诺数增大,板间流动的湍流度增加和上述原因的共同作用,使流体微团向壁面方向运动的机会大大增加,增强了主流流体和壁面附近流体微团的热量交换,在更大程度上使换热得到强化。

以上分析也可以在后面对人字形波纹换热效果和阻力的影响因素分析中得到验证。

3.4 斜波纹几何参数对换热和流动特性影响规律的数值研究

1、研究对象及数据处理方法

如前文所述,波纹角度 β 、波高 H 、波间距 P 是影响斜波纹板式换热器换热与流动特性的重要因素。本节通过只改变一个几何参数,保持其它两个参数不变的方

法，对人字形斜波纹板片内的流动和换热进行了数值模拟。将模拟结果归纳成换热因子和摩擦系数的形式，对比分析了波纹几何参数对换热效果和流动阻力的影响。



图 3.11 人字形斜波纹模型

数据处理中 Re 、 Nu 、换热因子 j 、摩擦因子 f 分别由以下公式定义：

$$Re = \frac{ud_e}{\nu}; \quad Nu = \frac{\alpha d_e}{\lambda}; \quad j = \frac{Nu}{RePr^{1/3}}; \quad f = \frac{2\Delta Pd_e}{L\rho u^2}$$

式中： μ 是介质的运动粘度、 λ 为介质的导热系数， α 为对流换热系数， d_e 为当量直径。

用于模拟的人字形板片内的流动区域，如图 3.11 所示。波纹几何参数（表 3.1）的变化范围为：波纹角度 β 为 $30^\circ \sim 80^\circ$ ，波高 H 为 $3\text{mm} \sim 6\text{mm}$ ，波间距 P 为 $10\text{mm} \sim 25\text{mm}$ 。

表 3.1 数值模拟模型的几何参数列表

波纹角	波纹角度 β	80°	70°	60°	50°	40°	30°
度 β 变 化	波高 $H(\text{mm})$	4	4	4	4	4	4
	波距 $P(\text{mm})$	25	25	25	25	25	25
波 高 H 变化	波纹角度 β	60°	60°	60°	60°	60°	
	波高 $H(\text{mm})$	3	3.5	4	5	6	
	波距 $P(\text{mm})$	25	25	25	25	25	
波距 P 变化	波纹角度 β	60°	60°	60°	60°		
	波高 $H(\text{mm})$	4	4	4	4		
	波距 $P(\text{mm})$	10	16	20	25		

2、网格精度测试及边界条件

进行数值计算时网格太粗会影响计算结果的精度，网格太大又会降低计算效

率，为减少不必要的计算时间浪费，数值计算开始先进行网格精度的测试^[88]。由图 3.12 的网格密度测试结果可知，当网格步长取到 1mm，平均 Nu 数开始不再发生变化，说明此时网格密度已经满足模拟精度的要求。

本文数值计算时采用了非结构性四面体网格，网格步长为 1mm。

定解条件仍然采用入口速度边界、出口压力边界，和恒壁温的无滑移速度壁面边界。

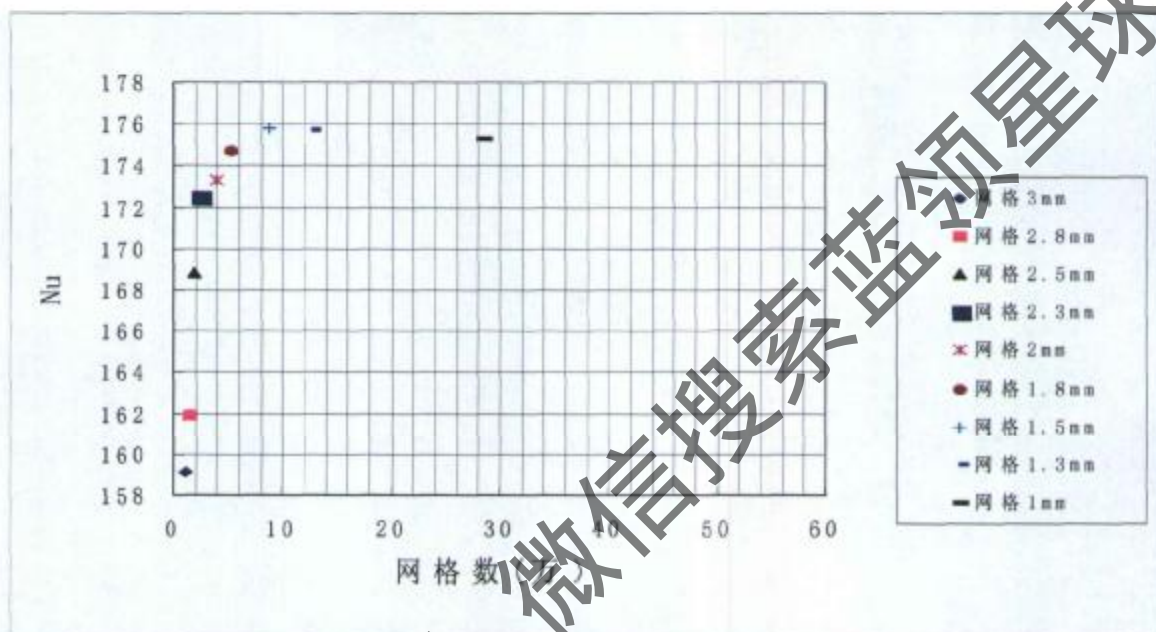


图 3.12 网格密度对计算结果的影响

3、波纹倾角对换热和流动阻力的影响

波纹倾角对换热和流动阻力的影响规律被归纳到图 3.13 和 3.14 中。图 3.13 和 3.14 分别是不同角度的人字形斜波纹板片的换热与阻力特性的对比，从图中可以看到 $\beta = 60^\circ$ 时的换热效果最好，但摩擦系数也最大。当 $\beta > 60^\circ$ 时，换热效果和流动阻力损失都有所下降，这是因为 β 超过 60° 时板间触点减少，流动阻力也变小。所以 $\beta = 60^\circ$ 附近成为一个转折点，换热效果和流动阻力此时都达到了最大值，模拟结果与上节的分析吻合，文献^[89]也描述了相同的现象。

波纹倾角 β 在 60° 时换热效果和阻力损失都达到最大程度，很多时候仅仅换热效果最好并不是要追求的目标，换热因子 j 和摩擦系数 f 的比值 j/f 在一定程度上可以反映换热效果和流动阻力的综合效果，Shah 和 Focke 称其为“面积质量因子”^[90]，可用来表示板片的“传热—阻力”综合性能^[91]。波纹倾角 β 对换热和阻力的综

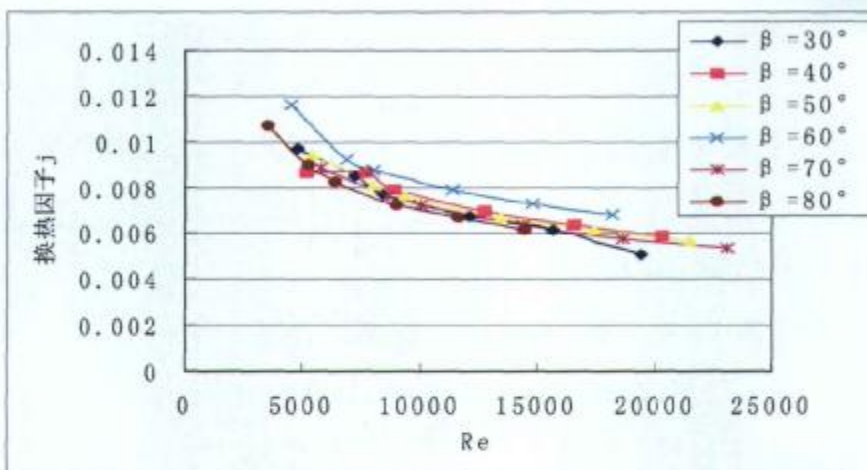


图 3.13 波纹倾角 β 对换热效果的影响

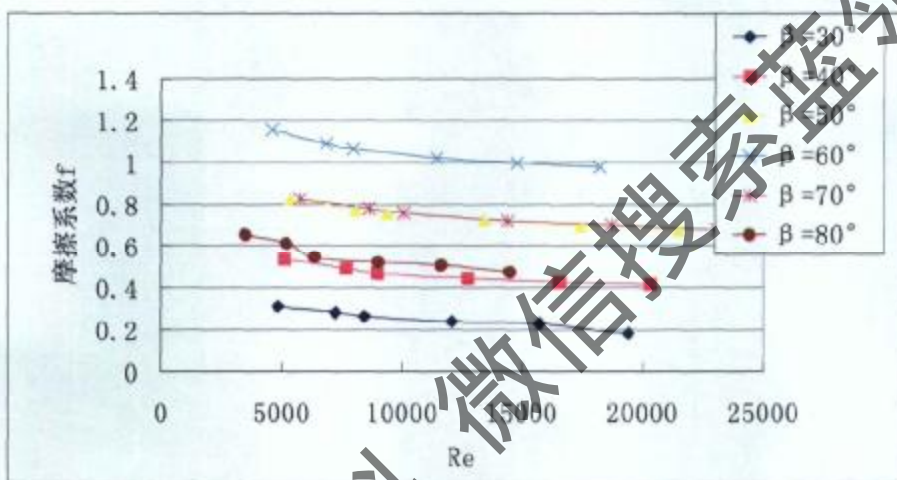


图 3.14 波纹倾角 β 对摩擦系数的影响

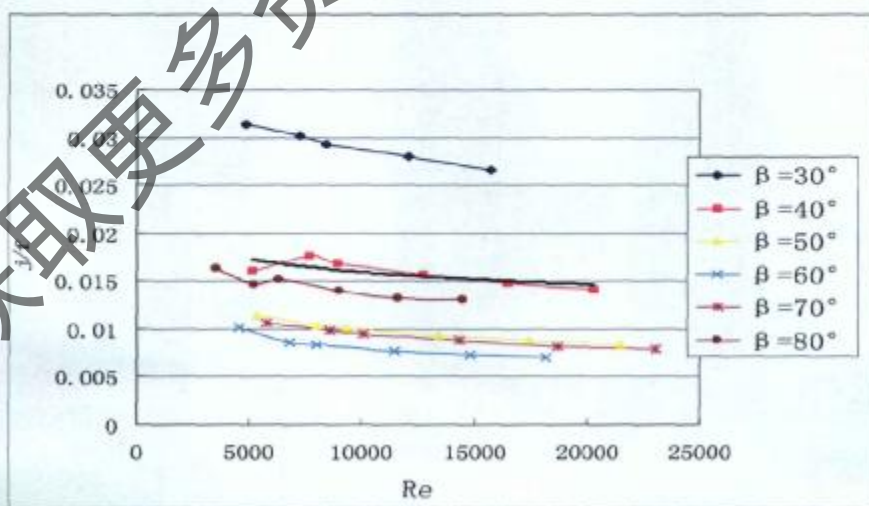


图 3.15 波纹倾角 β 对 j/f 的影响

合影响示于图 3.15。由图可以看出，虽然在 $\beta = 60^\circ$ 附近是公认的板式换热器换热效果最好的波纹角度，但要考虑到换热效果和阻力的综合收益，则 $\beta = 30^\circ$ 时有更大优势。因此选择板片时要根据关注的目标仅是换热效果还是同时兼顾阻力来作相应的决定。

3、波高对换热和流动阻力的影响

从图 3.16 和 3.17 可以看出波高对换热与流动阻力的影响趋势一致，随着波高增加，换热效果随之增加，摩擦系数也随之增大。Yasar Islamoglu 曾经通过测试 5mm、10mm 两个波高对换热与流动阻力的影响^[92]，发现 Nu 数随着流道高度的增加而增大，但同时摩擦系数增大，总体换热效果并不好，因此得出了波高 $H=5\text{mm}$ 时的换热效果好于波高 $H=10\text{mm}$ 的结论。

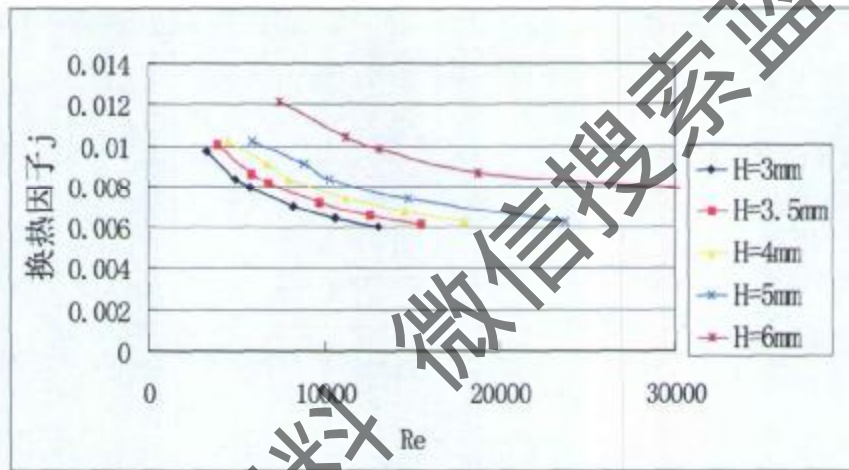


图 3.16 波高对换热性能的影响

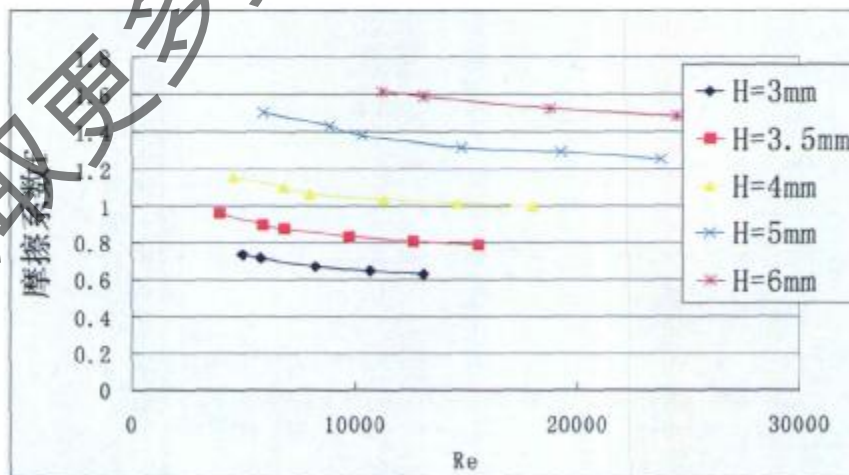


图 3.17 波高对摩擦系数的影响

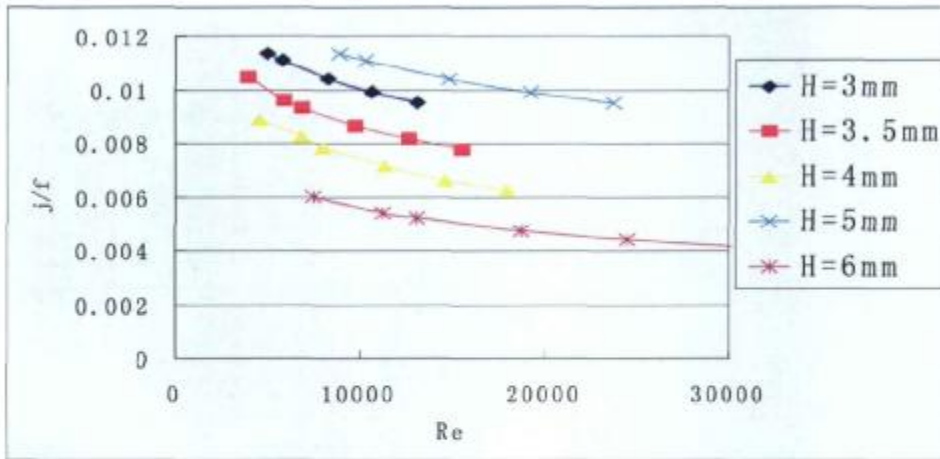


图 3.18 波高对 j/f 的影响

从图 3.16 中看，当波高 $H=6\text{mm}$ 时，换热效果是波高 $H=3\text{mm}$ 时的两倍，但摩擦系数是三倍的关系，因此波高大了虽然换热效果好，但摩擦系数的快速增长导致综合效果未必好。将换热因子和摩擦系数的比值随波高的变化趋势整理成图 3.18，可以看出波高 $H=5\text{mm}$ 时候的综合效果最好，模拟结果与 Yasar Islamoglu 的实验^[92]结果吻合。

4、波间距对换热和流动阻力的影响

图 3.19 和图 3.20 显示了波距对换热和流动阻力的影响，从图中可以看到随着波间距的增大，换热效果略有下降，而摩擦系数大幅度减少。最后通过换热因子和摩擦系数的比值（图 3.21），得到波距 $P=25\text{mm}$ 时，综合效果最好，这也印证了文献^[26]中提到的板式换热器最经典的波距参数。

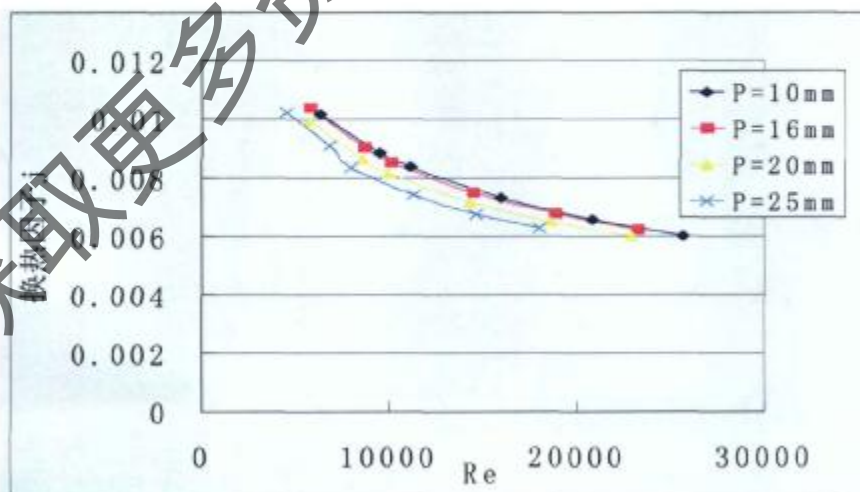


图 3.19 波距对换热效果的影响

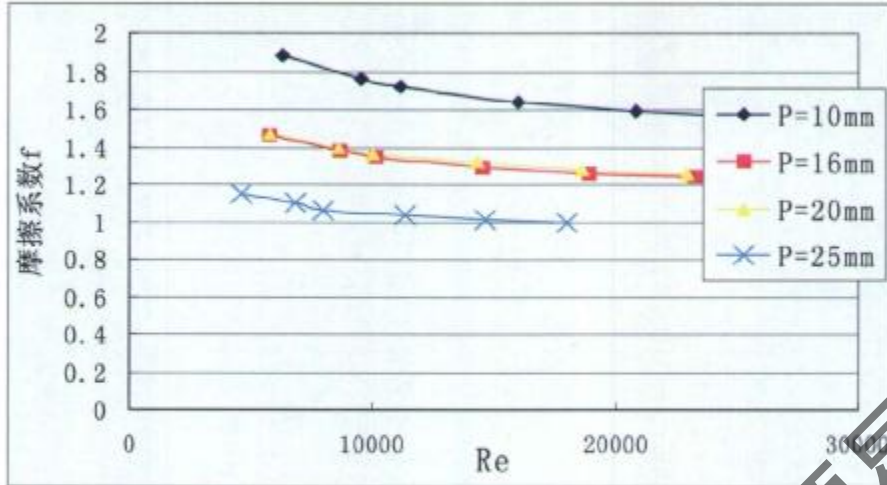


图 3.20 波距对摩擦系数的影响

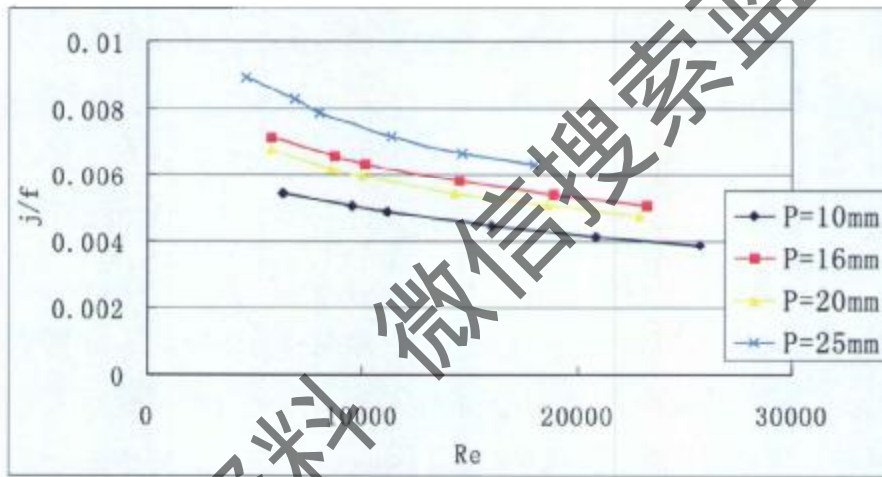


图 3.21 波距对 j/f 的影响

以上对波纹角度、波高及波距对换热和流动影响的模拟分析，可以为选择板式换热器波纹的最优几何参数提供参考：波纹角度 $\beta=60^\circ$ 附近斜波纹的换热效果最好，但 $\beta=30^\circ$ 时摩擦系数明显减小，具有较好的换热和流动阻力的综合效果。单纯波距 P 对换热的影响不大，但 P 的增大有利于减小流阻。波高 H 越高换热效果越好，摩擦阻力也显著增大。在波距 $P=25\text{mm}$ 时，波高 $H=5\text{mm}$ 具有比较好的综合性能。

5、斜波纹板片综合换热准则方程

对于单相介质的流动和换热，几乎没有其它换热设备内的流动比板式换热器内更复杂。即使是同样的波型，波纹几何参数只是相似而不完全相同时，两片板片对叠形成的流通通道也不会几何相似，准则式中各常数也会不同，所以通过一种板片

获得的准则方程很难按照相似原理外推到另外一种板片上应用，只能对每一种板片进行测试与关联，加之板片型式和波纹形状的变化因素又多，造成归纳一个包含所有因素影响的准则方程工作量巨大，难以做到。所以文献中公布的准则方程大多只是针对某种特定尺寸和形式的板片，缺乏通用性，这对板式换热器的优化设计和选型带来很大不便。

通过上文对影响人字形斜波纹板片换热效果三个主要因素的定量模拟分析，最终可以归纳出包含波纹角度 β 、波高 H 、波距 P 影响的斜波纹板式换热器的换热准则方程：

在 $\frac{\pi}{6} \leq \beta \leq \frac{\pi}{3}$ 时：

$$Nu = 0.225 Re^{0.66} Pr^{1/3} \left(\frac{d_e}{P}\right)^{0.19} \beta^{0.16} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (3-10)$$

在 $\frac{\pi}{3} \leq \beta \leq \frac{4\pi}{9}$ 时：

$$Nu = 0.245 Re^{0.66} Pr^{1/3} \left(\frac{d_e}{P}\right)^{0.19} \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)^{0.12} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (3-11)$$

上两式可以应用的 Re 数范围均为 $2000 \leq Re \leq 30000$ 。 P 为波距， $d_e = 2H$ 为当量直径， μ_f 为平均温度下水的动力粘度， μ_w 为壁温下水的动力粘度。

Y.S.Kim 在其硕士学位论文中通过对一组斜波纹板片的实验，得到了未包含波高 H 和波长 P 、仅包含角度 β 影响的换热系数计算关系式^[91]：

$$\alpha = 0.295 Re^{0.64} Pr^{0.32} \left(\frac{H}{d_e}\right) \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)^{0.09} \quad (3-12)$$

式 (3-12) 可转化为准则方程的形式：

$$Nu = 0.295 Re^{0.64} Pr^{0.32} \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)^{0.09} \quad (3-13)$$

在波纹倾角 β 均大于 $\frac{\pi}{3}$ 的范围内，比较 (3-11) 和 (3-13) 的系数和雷诺数 Re 的指数来看，本文的模拟结果与 Y.S.Kim 的实验结论非常接近，这表明用数值方法进行板式换热器换热规律的研究是可靠的。

3.5 本章小结

对斜波纹板片间介质的流动和换热规律进行了数值模拟,从波纹倾角变化会影响到流体动量沿波纹方向分量变化的角度,分析了导致斜波纹或人字形波纹板式换热器内流动形态变化的主要原因。

分析了斜波纹形成的流动通道能够使换热得到强化的物理机制及在 $\beta = 60^\circ$ 时换热效果和流动阻力发生转折的原因;流体流动方向和换热面夹角对换热的强化程度随着夹角 β 的增大先增长后减弱,而流体在节点上的相互拖曳作用对换热强化的作用从 $\beta = 45^\circ$ 开始是先增长后减弱。

通过对人字形板片的三个重要参数,波纹角度、波高和波距变化对换热和流动的影响规律进行数值模拟和分析,得到了人字形换热板片的波纹参数对换热和流动的影响规律。据此可以得出斜波纹板片最佳性能时的几何参数,即在 $\beta = 60^\circ$ 附近是板式换热器换热效果最好的波纹角度,但要考虑到换热和阻力的综合收益, $\beta = 30^\circ$ 时有很大优势。在模拟范围内,波高 $H = 5\text{mm}$ 、波距 $P = 25\text{mm}$ 时的人字形板片,具有比较好的“换热-阻力”综合性能。为选择板片形式时需要根据关注的目标仅是换热效果还是同时兼顾阻力特性来作相应的决定提供了参考依据。

在分析归纳大量的数值计算数据后,综合所有影响板片换热与流动的因素,拟合得出了对人字形板片的优化设计和开发具有指导意义的总换热准则关系式,模拟结果与文献公布的研究结论对比,有比较好的一致性,说明数值研究的方法可靠。

第四章 复合波纹板式换热器换热和流动特性数值研究

4.1 引言

前一章数值计算和模拟的结论可以证明传统斜波纹板式换热器内特殊的流动形态强化了流体和传热壁面之间的换热，同时也不可避免地造成流动阻力增加较多的负面效果。因此有必要探讨对传统斜波纹板片形式的改进，使传热效果和流动阻力能良好匹配。基于斜波纹板式换热器中的流动阻力主要来自相对两片板片沟槽内流体不断交汇和相互拖曳作用的认识，本文设计了一种新型板片，该板片的波纹由两个方向的圆弧形波纹叠加而成，与主流方向垂直的波纹称作横波形成流体流动的基本通道，另一个方向的波纹与之成一定角度，起到不断改变流体流动方向和在一定程度上使流体产生横向混合的作用，称为纵波。由于有基本通道的导流作用，不同方向流体的交汇作用明显减轻。虽然这种波纹形式的板片叠加后仍然有网格状分布的接触点，但其流体通道呈波浪状流线型结构，也能在很大程度上减小流动阻力。

4.2 复合波纹板片的几何特征

本节对复合波纹板片的造型过程及复合波纹几何参数的定义作简单介绍，以便在本章和随后章节的内容中，能更清晰地表述对复合波纹板式换热器进行数值模拟和实验研究的结论。

复合波纹曲面在造型上可以以纵波为轮廓、沿横波波形形成的路径扫描而成，所以复合波纹曲面的几何特征是由横波和纵波两组波纹几何特征的叠加决定的。其具体造型过程为：

- 1) 先建立横波平面和纵波平面，横波平面垂直于主流方向，纵波平面与主流方向呈 $(90-\beta)$ 夹角（图 4.1）， β 角即是下文定义的复合波纹板片

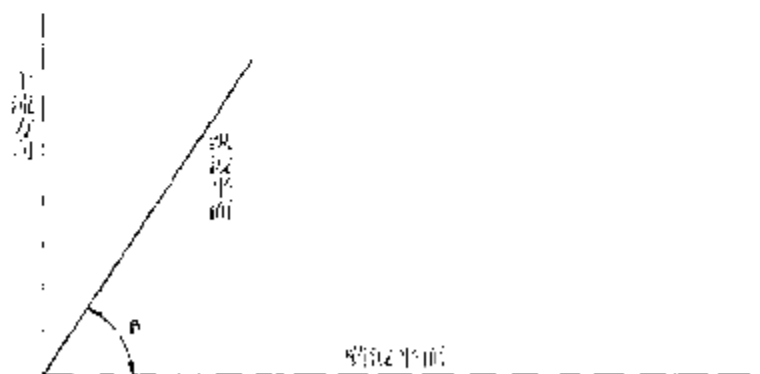


图 4.1 横波平面、纵波平面和主流方向的相对角度

的纵波倾角。

- 2) 在横波平面上建立横波的几何特征，横波轮廓由弦高为 h_1 ，弦长为 $P_1/2$ 的圆弧按图 4.2 的排列方式首尾相结而成， h_1 、 P_1 就是横波波高和横波波距。

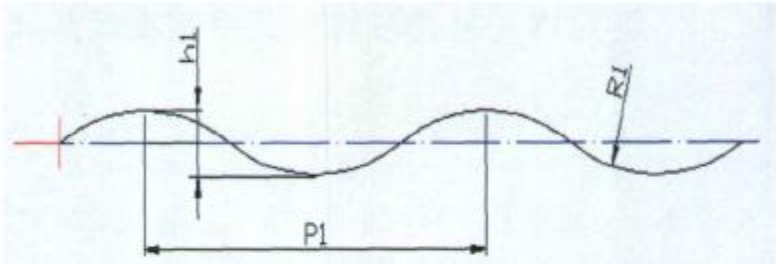


图 4.2 横波的几何特征

- 3) 按建立横波的不同方法在纵波平面上建立图 4.3 所示纵波的几何特征，纵波也是由圆弧连接而成， h_2 、 P_2 即纵波波高和纵波波距。

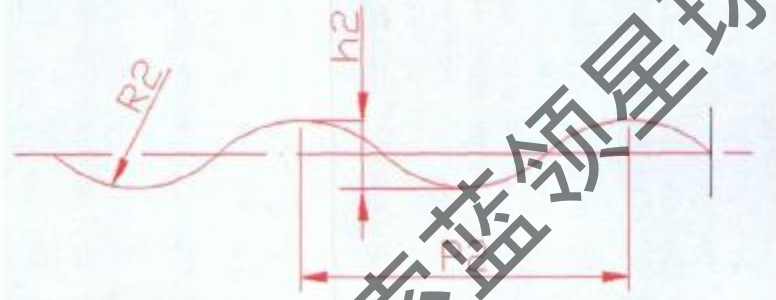


图 4.3 纵波的几何特征

- 4) 建立完毕的横波轮廓、纵波轮廓和主流方向的空间位置关系如图 4.4 所示。在三维设计造型软件中将纵波定义成轮廓、横波定义成路径，使用轮廓沿路径扫描的方式生成曲面。图 4.5 即是按上述方法完成的复合波纹曲面造型。

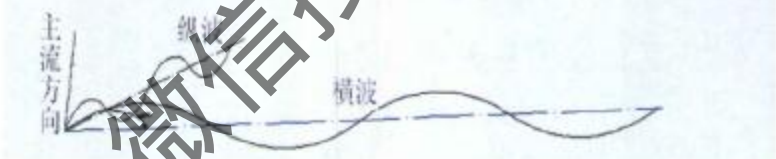


图 4.4 横波、纵波的空间位置关系

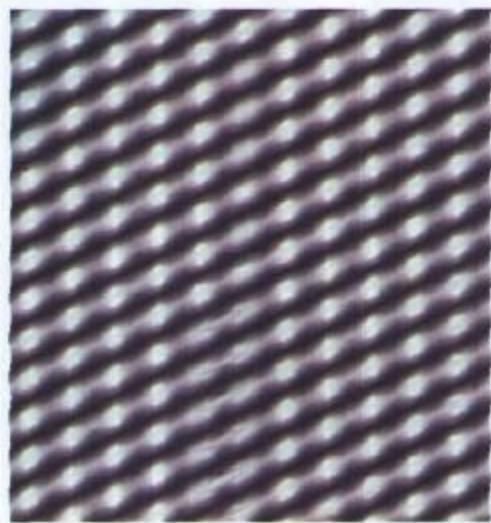


图 4.5 复合波纹曲面造型

4.3 数学模型和物理模型

波纹形式的改变并不会影响到流体控制方程的改变，因此数学模型的选择和定解条件的定义仍然与第三章对斜波纹的数值模拟相同。

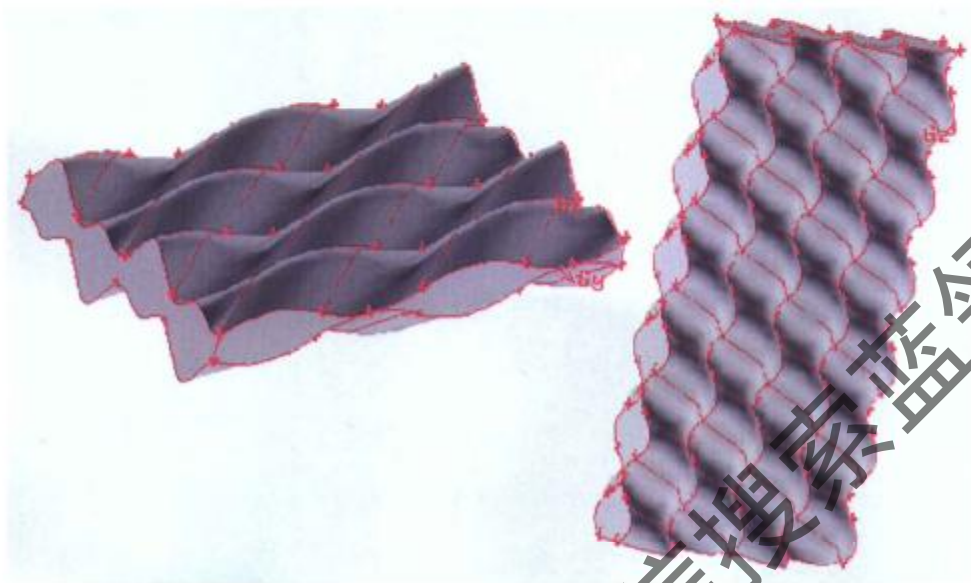


图 4.6 复合波纹板片间流场的物理模型

将两片板片叠加后形成的内部空腔定义成要模拟的流场空间，图 4.6 所示是两种不同几何参数波纹板片形成的流动空间，从这个空间的形状很容易看出和传统斜波纹板片内流动空间的差别。

数值模拟所依据的模型和网格如图 4.7 所示，它显示的是流动空间中一个带网格的截面，这个截面更直观地显示出了复合波纹板片间流动空间的轮廓。

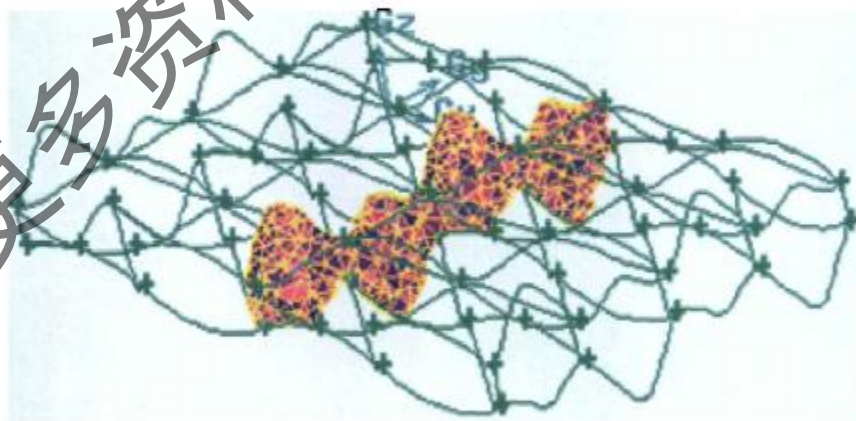


图 4.7 复合波纹板片数值模拟模型及网格

4.4 复合波纹板片流体通道内流场和温度场分析

1、复合波纹曲面对流体流动方向的影响

第二章强化换热机理的理论分析和第三章斜波纹板片强化换热影响规律的分析都表明：与传热壁面呈较大角度的流动会增强换热效果。在复合波纹板形成的流动通道中，两条

波纹叠加的效果使流体的流动形成幅度不大但频繁的类型收缩扩张的方向改变，这种改变有助于

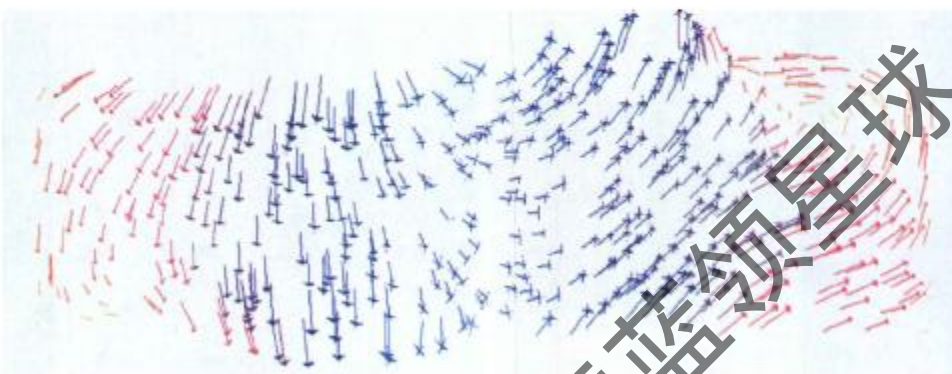


图 4.8 倾斜波纹对流体速度方向的变化

流动过程中流体速度与传热壁面形成较大角度的区域增多。由于复合波纹板片上形成基本通道的一组波纹方向与主流方向垂直，仿照传统人字形或其他斜波纹板片波纹倾角的定义方法，定义另外一组波纹与主流方向的夹角为波纹倾角 β 。图 4.8 所示的流场显示了与主流

方向成 β 角的波纹对流动方向的变化，该图显示的是一个与主流方向垂直的截面，所以流场中间的速度矢量只看到箭尾，而左右两侧的流体速度分别产生了向上壁面和下壁面流动的趋势。产生这种改变的原因是呈 $(90^\circ - \beta)$ 角度交叉排列在上下表面上的波纹，每隔一个周期

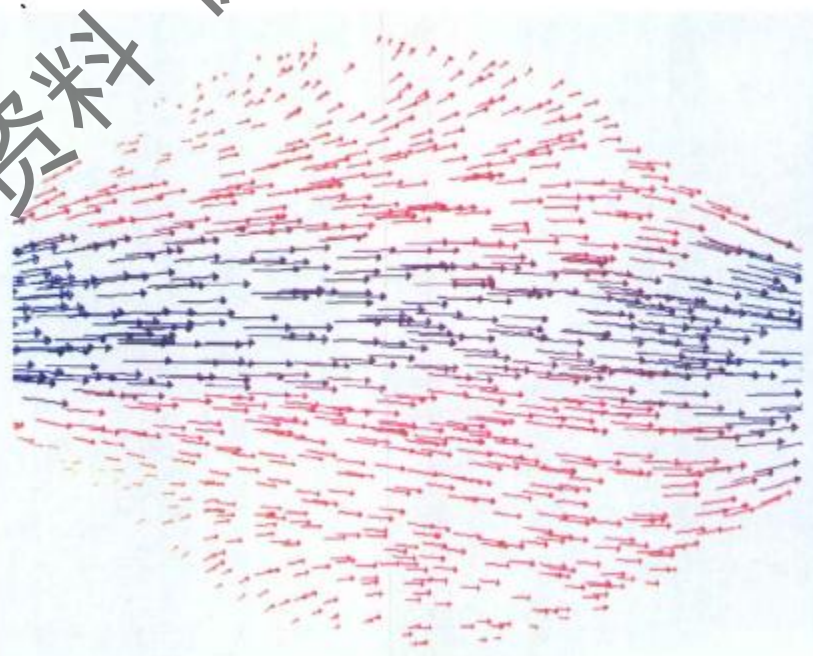


图 4.9 复合波纹通道内流体扩张形成速度与壁面的较大夹角

会交替产生对流体向对面方向的压缩。

图 4.9、图 4.10 显示的是两组波纹共同形成的在一个平面上类似收缩和扩张的特殊通道形式使流体发生流动方向改变的情形。由此可以看出在规则通道（如圆管，矩形通道）内很难实现的流动方向和传热壁面有较大夹角的流动通

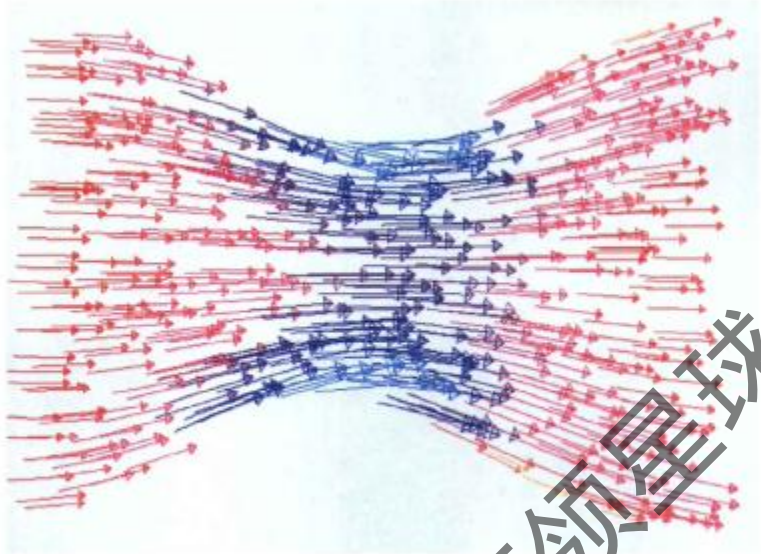


图 4.10 流体在收缩扩张通道中发生速度方向改变

过使传热面“弯曲化”是可以实现的。但经验和模拟结果证明，只有使流体至少能在一个与主流垂直的方向上产生收缩扩张的“弯曲”才效果显著，如图 4.9 和图 4.10 所示的通道形状。壁面完全平行的弯曲通道对增大速度和壁面的夹角作用不明显，如图 4.11 所示。关于这一点，清华大学孟继安提出的能使速度场和温度场很好协同的椭圆交叉缩放管也给出了类似结论^{[94][95]}。

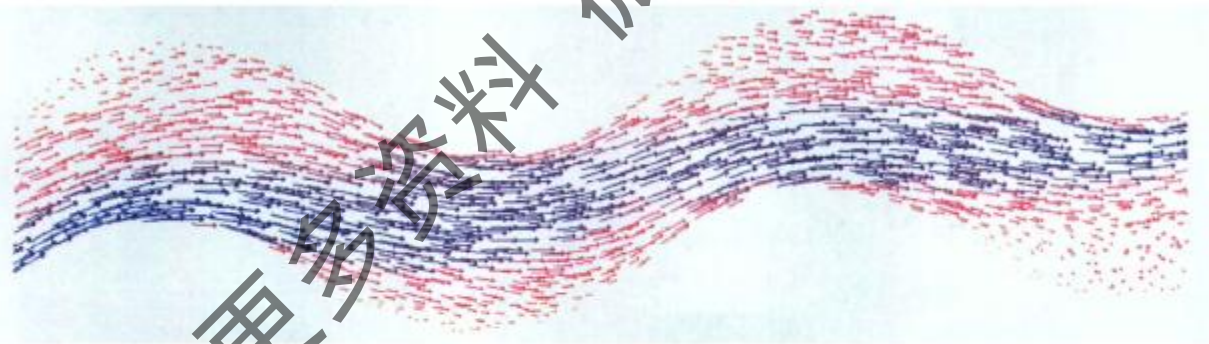


图 4.11 平行弯曲壁面流道内的流动

2、复合波纹曲面对强化换热的影响

图 4.12 显示的是局部流体通道中一个横截面的速度场，可以看到流体速度方向与前方曲面明显具有较大的夹角，同时还显示出在较低的主流速度时（模拟时设定的入口速度为 0.3m/s），由于曲面通道的作用，流体就产生了对强化换热有促进作用的漩涡。图 4.13 是与图 4.12 所示流场对应的温度场，对比流体速度前方和后

方传热壁面附近的等温线分布可以看出，速度前方壁面附近的温度梯度明显大于与速度平行部分的曲面顶部和速度后方曲面附近的温度梯度。

以上结果也验证了第二章中垂直于传热壁面方向流体的运动可以导致流体的热边界层减薄和温度梯度相应增大的结论，上述效应使壁面附近流体和固体壁面之间传热温差增大，从而进一步使换热强化。

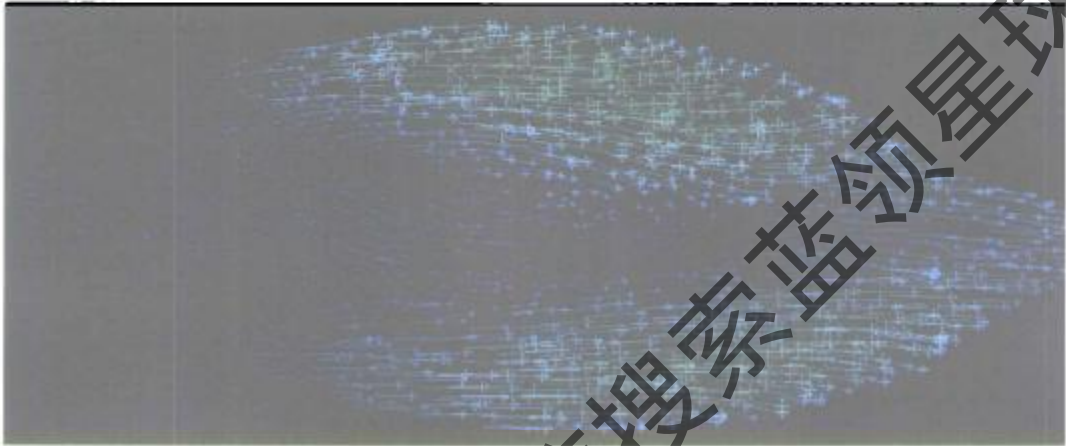


图 4.12 复合波纹板内流场截面

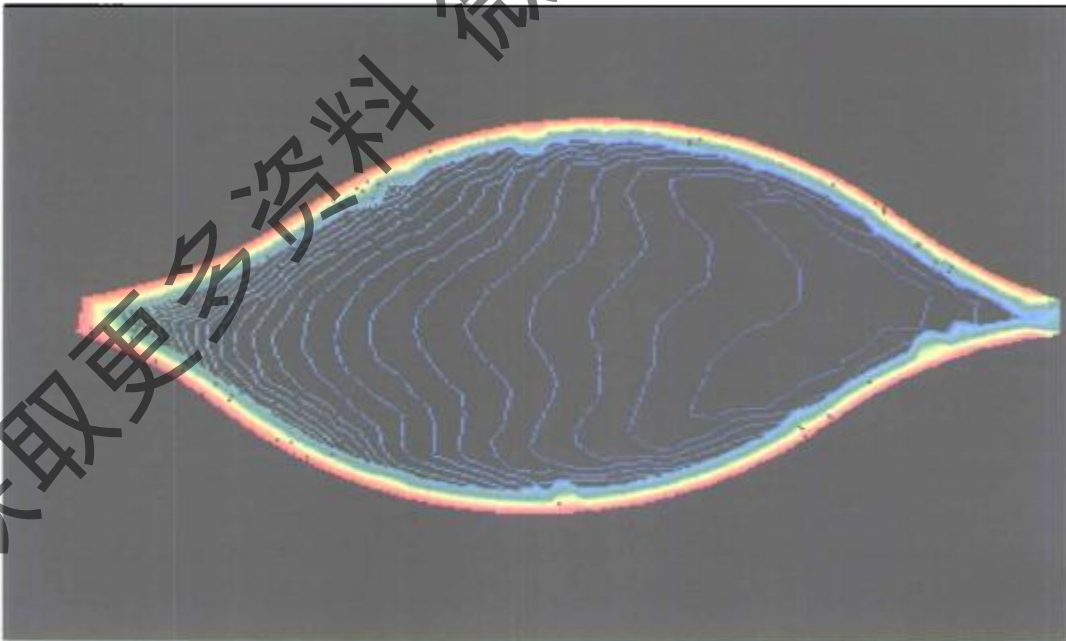


图 4.13 复合波纹板内温度场截面

3、复合波纹倾角 β 对流场的影响

复合波纹板片的波纹倾角 β 对流动仍然有显著影响，图 4.14 显示了 β 从 70° 变化到 30° 时整个流场中速度分布的变化。很显然随着 β 角的减小，整个流场中

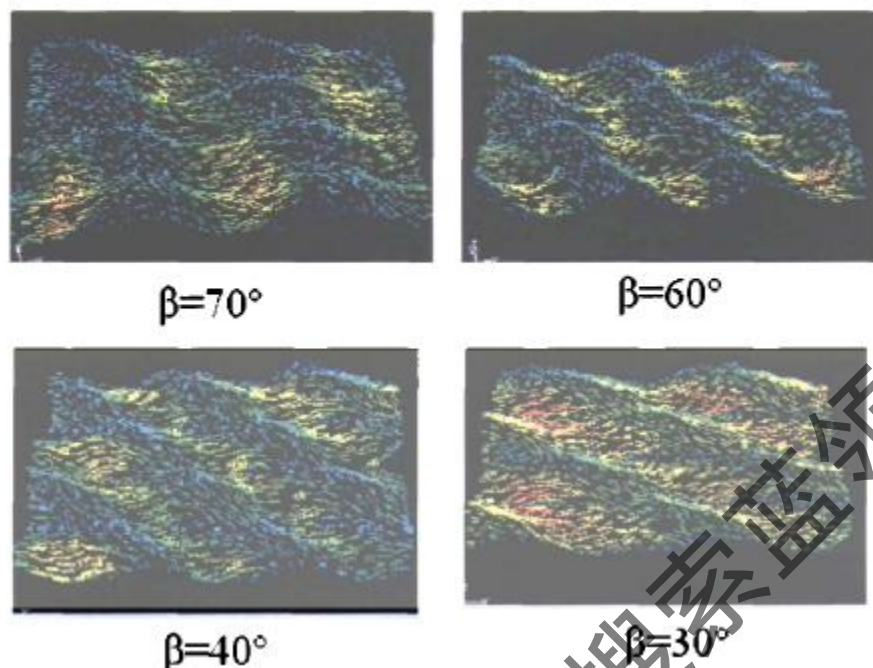


图 4.14 倾角 β 对流场的影响

速度分布趋于均匀；下文模拟的具体数值结果证明，流动阻力也随着 β 角的变小而显著变小。

4.5 复合波纹几何参数对换热和流动特性影响规律的数值研究^[16]

为了解复合波纹的几何参数对换热和流动的影响规律，与第三章对斜波纹的研究方法一样，使一个参数改变，保持其他参数不变，计算出换热因子和摩擦系数及两者的比值进行对比，以确定相应几何参数对换热效果、阻力特性及综合性能的影响规律。数值计算物理模型的几何参数列于下表：

表 4.1 复合波纹数值计算模型几何参数列表

纵波角 度 β 变 化	纵波纹角度 β	80°	70°	60°	50°	40°	30°
	纵波波高 h_2 (mm)	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0
	纵波波距 P_2 (mm)	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0
	横波波高 h_1 (mm)	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0
	横波波距 P_1 (mm)	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0

纵波波高 h_2 变化	纵波纹角度 β	60°	60°	60°			
	纵波波高 h_2 (mm)	2.0	3.0	4.0			
	纵波波距 P2 (mm)	16.0	16.0	16.0			
	横波波高 h_1 (mm)	3.0	3.0	3.0			
	横波波距 P1 (mm)	30.0	30.0	30.0			
纵波波距 P2 变化	纵波纹角度 β	60°	60°	60°			
	纵波波高 h_2 (mm)	3.0	3.0	3.0			
	纵波波距 P2 (mm)	12.0	16.0	20.0			
	横波波高 h_1 (mm)	3.0	3.0	3.0			
	横波波距 P1 (mm)	30.0	30.0	30.0			
横波波高 h_1 变化	纵波纹角度 β	60°	60°	60°			
	纵波波高 h_2 (mm)	3.0	3.0	3.0			
	纵波波距 P2 (mm)	16.0	16.0	16.0			
	横波波高 h_1 (mm)	2.0	3.0	4.0			
	横波波距 P1 (mm)	30.0	30.0	30.0			
横波波距 P1 变化	纵波纹角度 β (mm)	60°	60°	60°			
	纵波波高 h_2 (mm)	3.0	3.0	3.0			
	纵波波距 P2 (mm)	16.0	16.0	16.0			
	横波波高 h_1 (mm)	3.0	3.0	3.0			
	横波波距 P1 (mm)	18.0	30.0	42.0			

1、波纹倾角 β 对换热和流动特性的影响

虽然仿照传统斜波纹板片对波纹倾角的定义方法定义了复合波纹的波纹倾角 β ，但复合波纹的波纹倾角对流动的影响与传统斜波纹是不完全相同的，因为在复合波纹板片中，大部分流体沿与流动方向垂直的波纹形成的基本通道流动，不同方向流体的横向混合只在很小程度上发生，因此无论波纹倾角 β 如何变化，也不会发生明显的影响流体流动的相互拖曳作用，从而避免较大阻力的产生。

图 4.15 至图 4.17 分别是波纹倾角 β 改变时的换热特性、阻力特性和“面积质量因子” j/f 的数值计算和处理结果，从图中可以看到随着波纹倾角 β 的增大，复合波纹板的换热效果增强，同时摩擦系数也随之增大。 $\beta = 80^\circ$ 时换热效果与流动阻力同时达到最大值。而当 $\beta = 30^\circ$ 时， j/f 的比值比其他角度的板片高出 40% 以上，

由此可以看出 $\beta = 30^\circ$ 时复合波纹板片的综合效果最好。

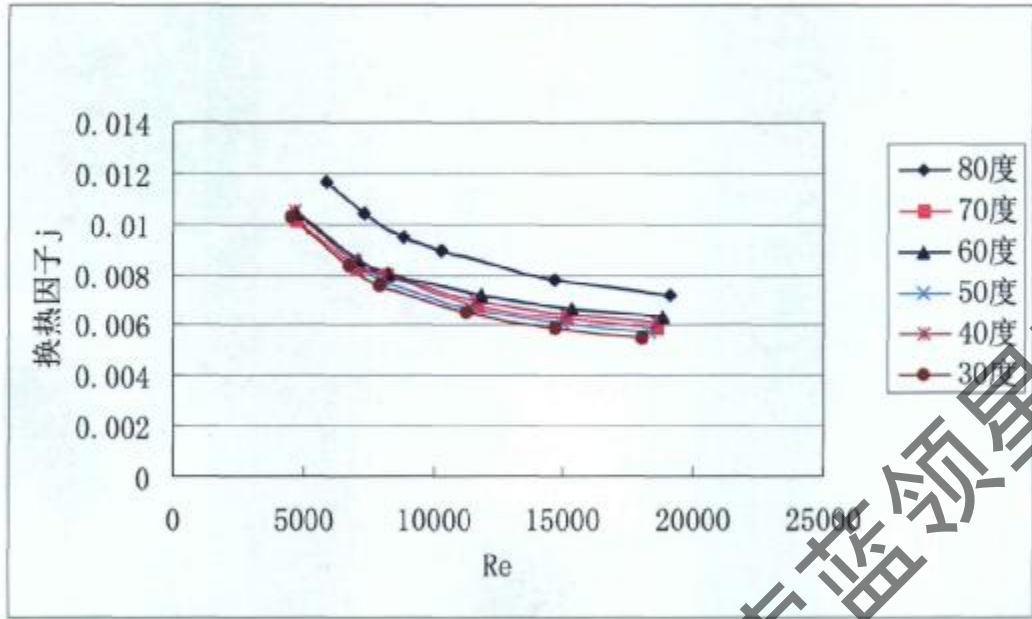


图 4.15 波纹角度 β 对换热效果的影响

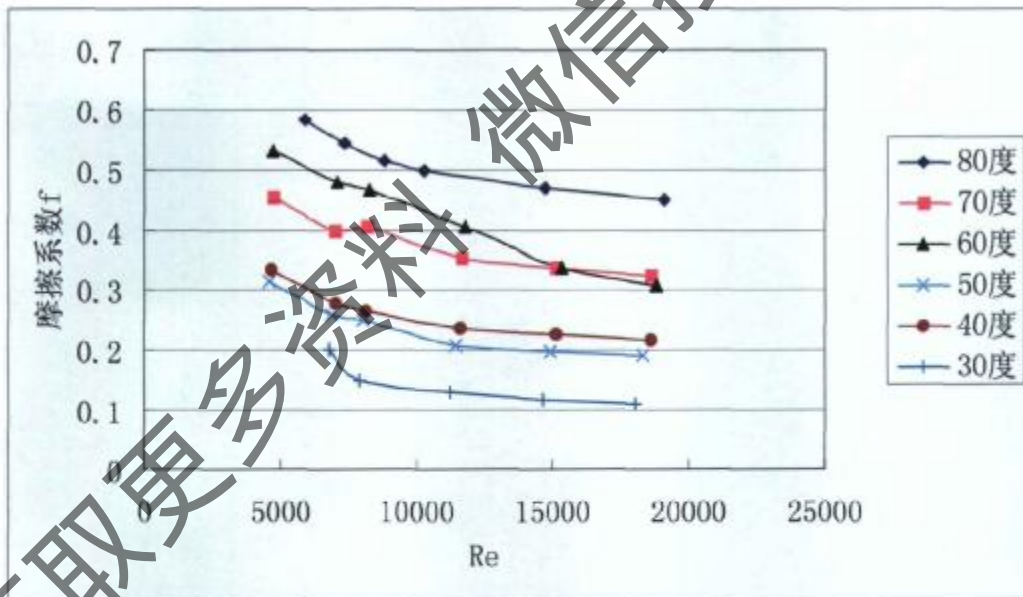


图 4.16 波纹角度 β 对摩擦系数的影响

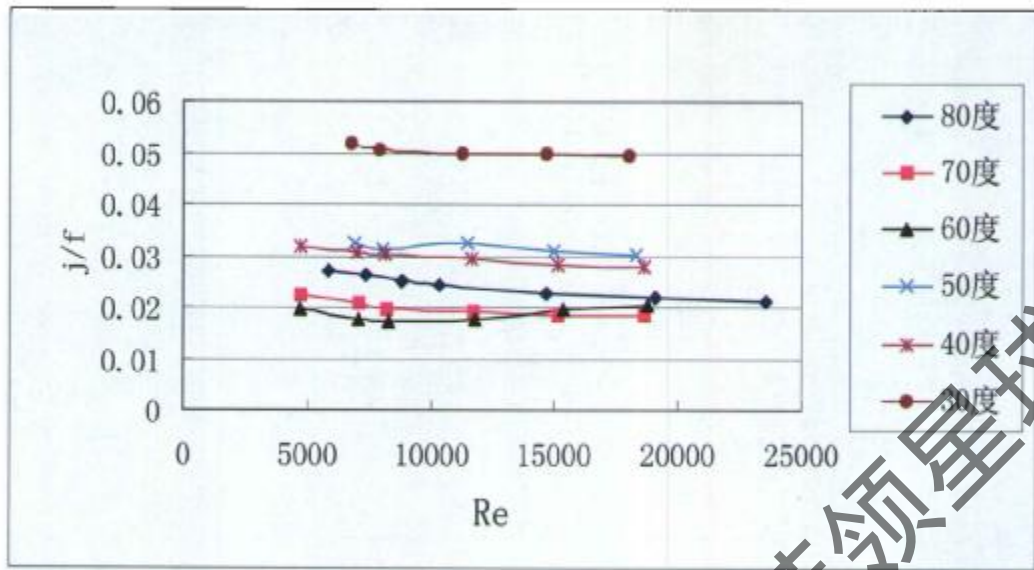


图 4.17 j/f 随波纹角度 β 的变化规律

数值计算的结果未出现象人字形斜波纹那样换热特性和阻力特性在 $\beta = 60^\circ$ 时的转折，这也说明了采取复合波纹的改进措施是有效的。

2、横波波高对换热和流动特性的影响

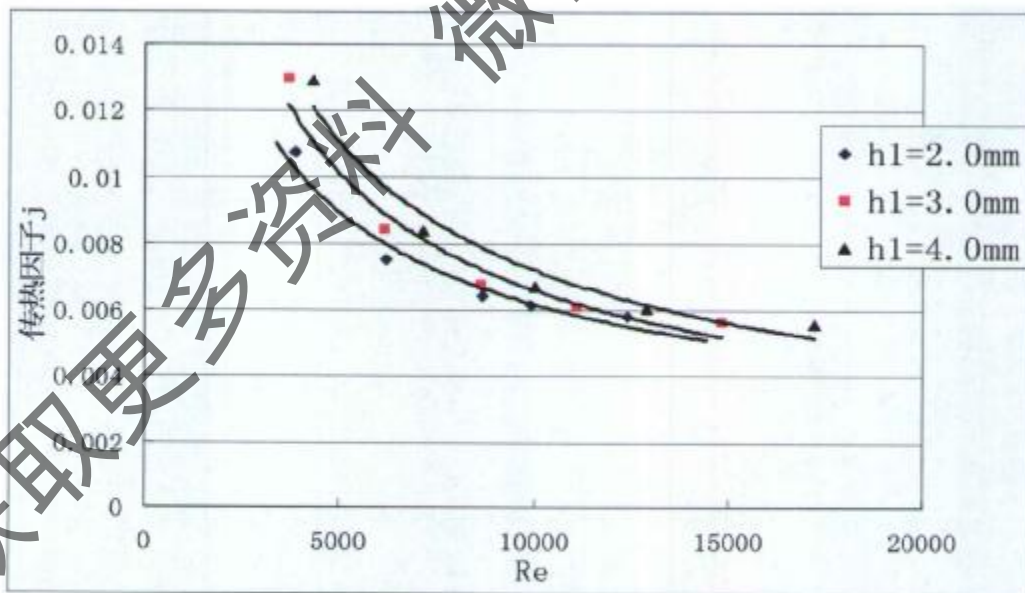


图 4.18 横波波高对换热效果的影响

在复合波纹板片形成的流体通道中，横波波高 h_1 和纵波波高 h_2 共同决定流动通道的当量直径。由于横波垂直于主流方向，由图 4.19 可以看出横波波高在模拟范围内的变化对摩擦系数影响甚微，但横波波高增加后传热因子有所增加，所以横

波波高的适当增加可以在摩擦系数不增大的前提下实现换热效果的改善(图 4.18),对增加换热和流动的综合效果是有益的,而且在低流速时影响更明显(图 4.20)。

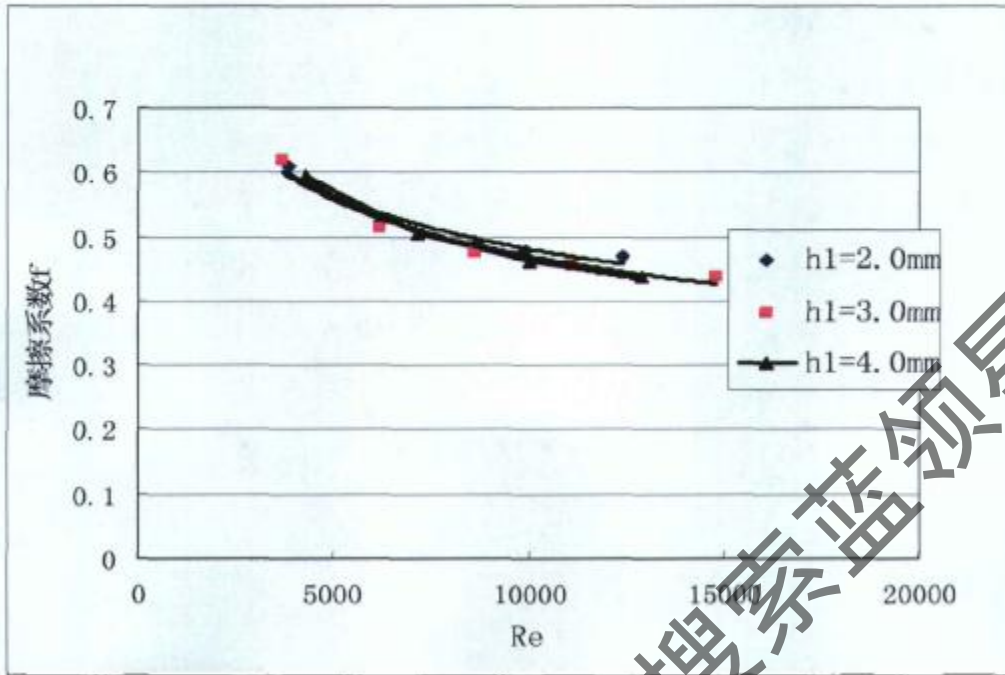


图 4.19 横波波高对摩擦系数的影响

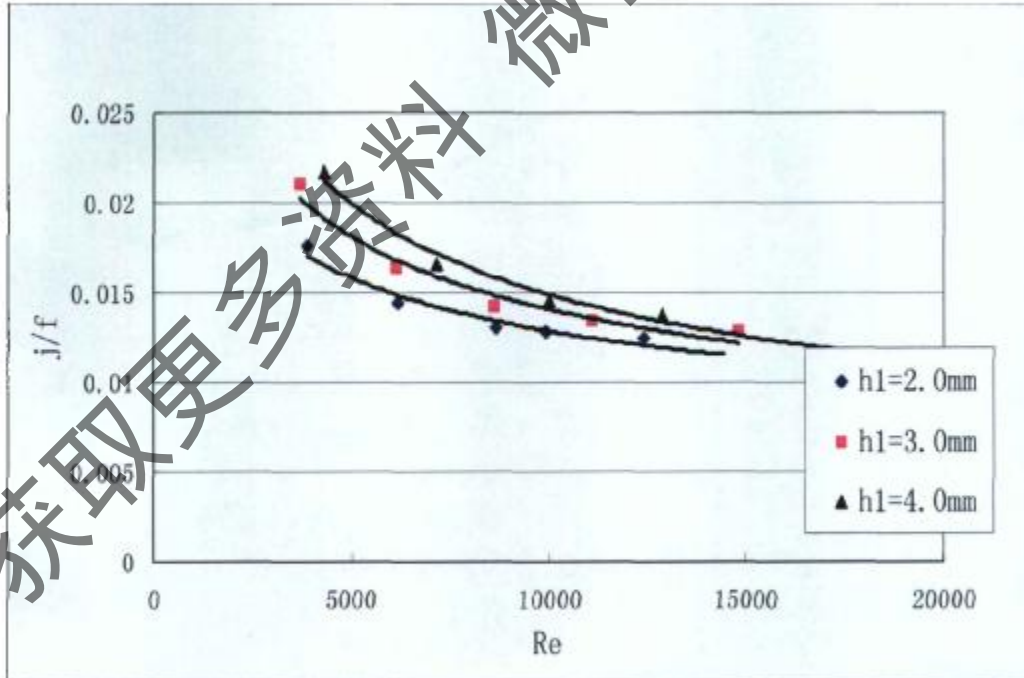


图 4.20 j/f 随横波波高的变化规律

3、横波波距对换热和流动特性的影响

上文对横波波高影响规律的比较已发现横波波高对摩擦系数影响不大，图 4.21 和图 4.22 显示横波波距的影响不同于横波波高，图 4.21 所示的三条曲线是横波波距 P_1 从 18mm 变化到 42mm 时的换热效果比较，从图 4.21 示出的结果看，横波波距对换热效果的影响不大，但图 4.22 显示出横波波距对摩擦系数影响显著。

由图 4.22 还可以看出，横波波距过小和过大都会导致摩擦系数增大，在模型的其他几何参数不变（纵波波纹倾角 $\beta = 60^\circ$ 、横波波高和纵波波高均为 $h_1 = h_2 = 3\text{mm}$ 、纵波波长 $P_2 = 16\text{mm}$ ）的情况下，在 $P_1 = 30\text{mm}$ 附近存在一最佳波距。

横波波距对摩擦系数影响的上述规律，导致在横波波距 $P_1 = 30\text{mm}$ 时换热和阻力特性综合效果最佳。

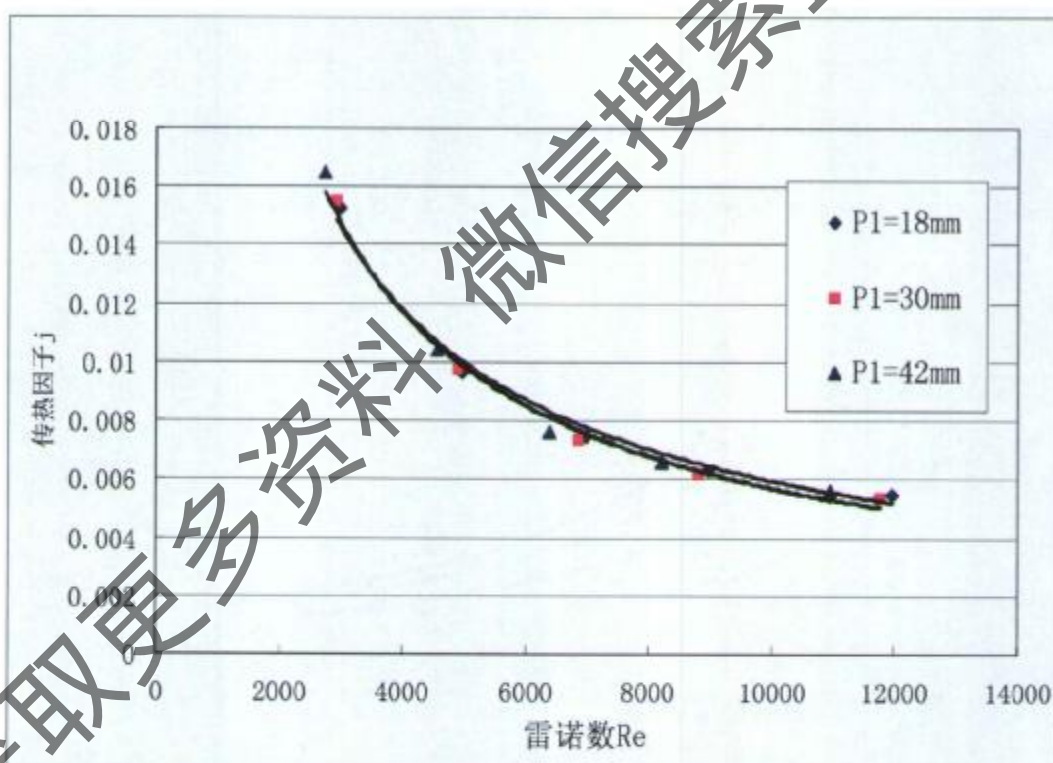


图 4.21 横波波距对换热效果的影响

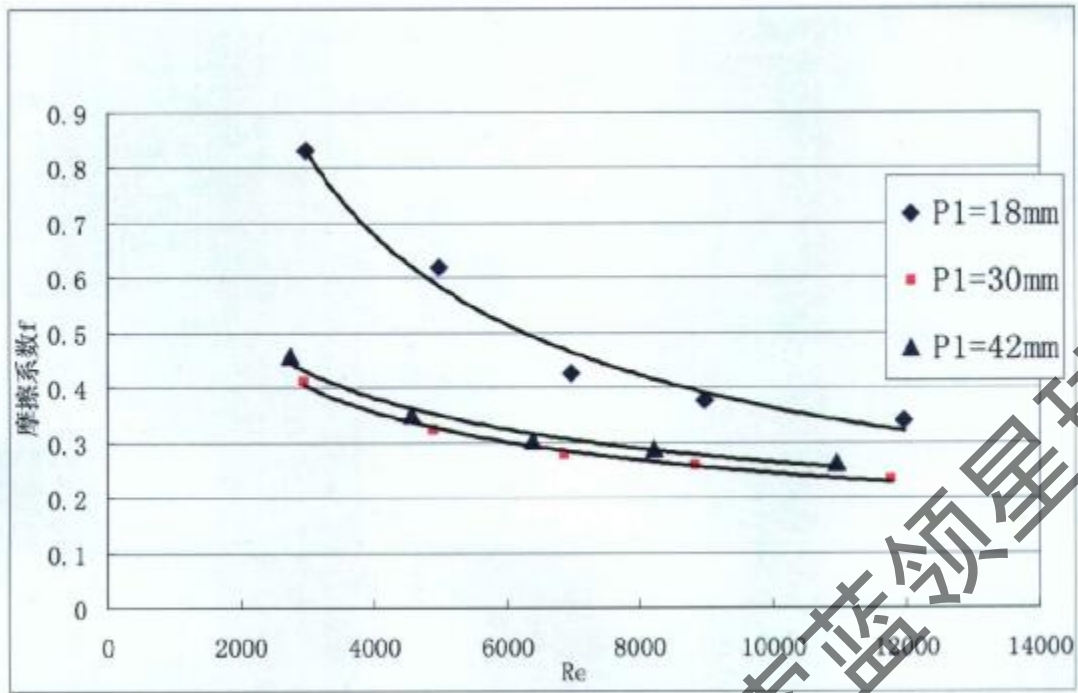


图 4.22 横波波距对摩擦系数的影响

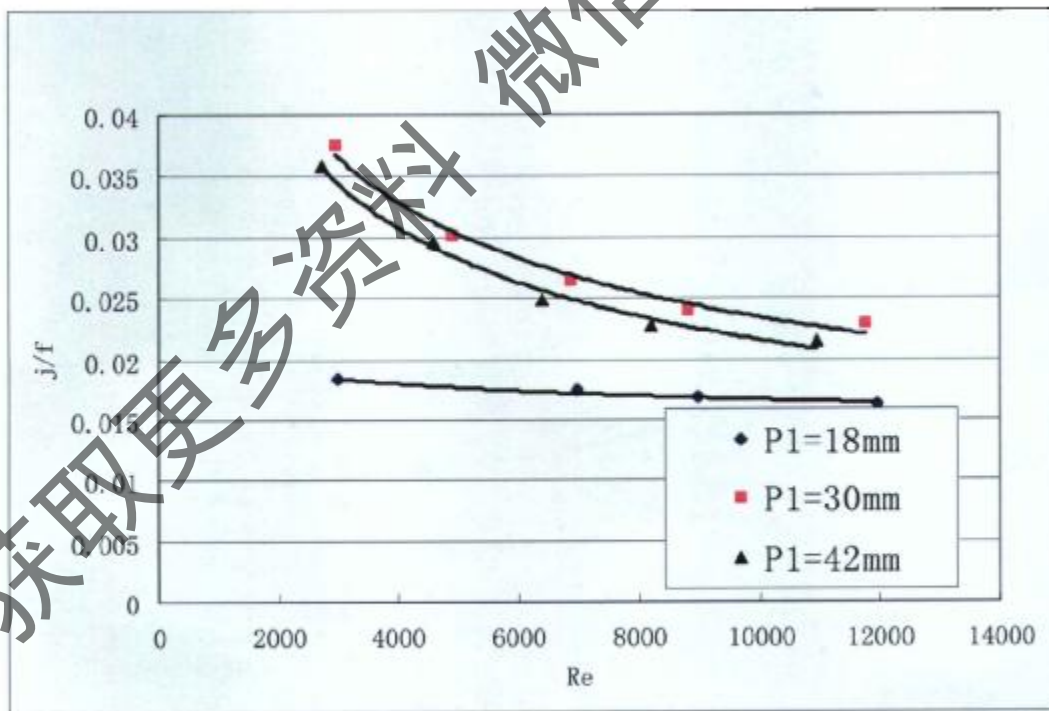


图 4.23 j/f 随横波波距的变化

4、纵波波高对换热和流动特性的影响

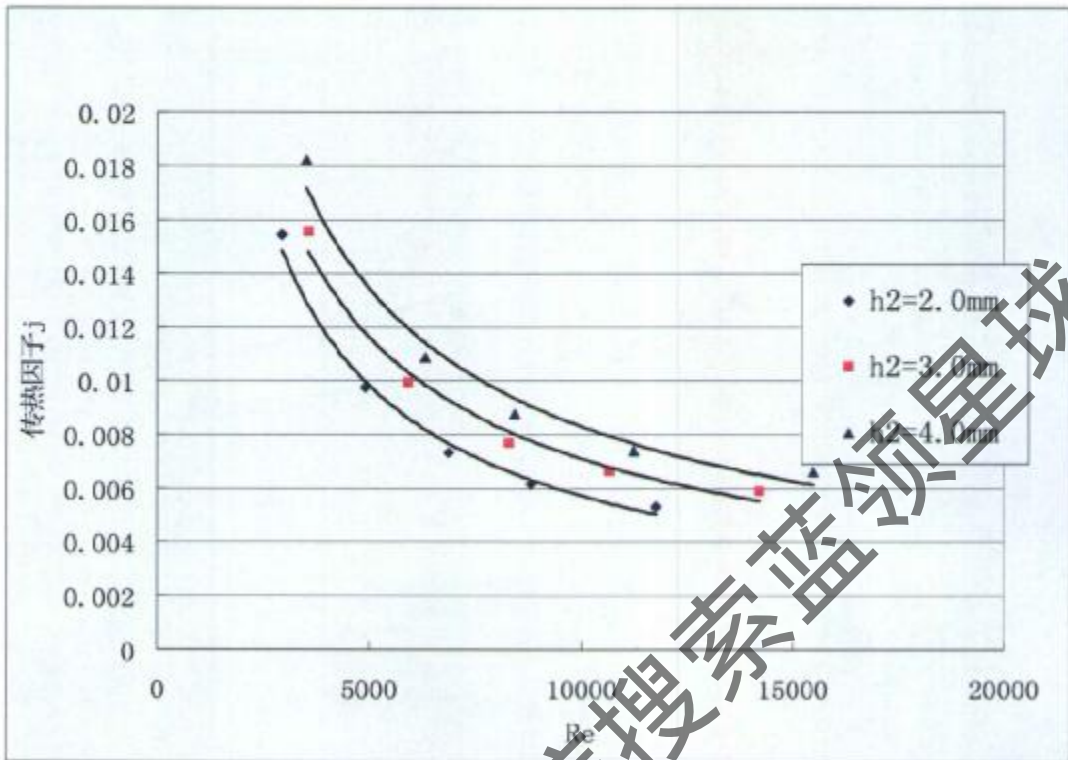


图 4.24 纵波波高对换热效果的影响

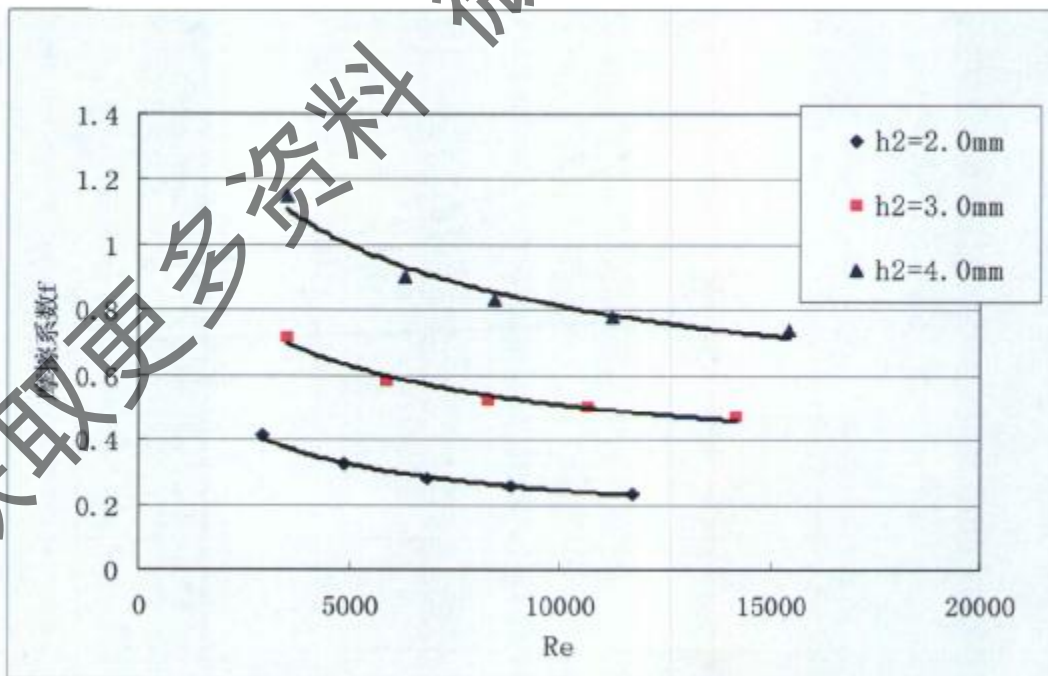


图 4.25 纵波波高对摩擦系数的影响

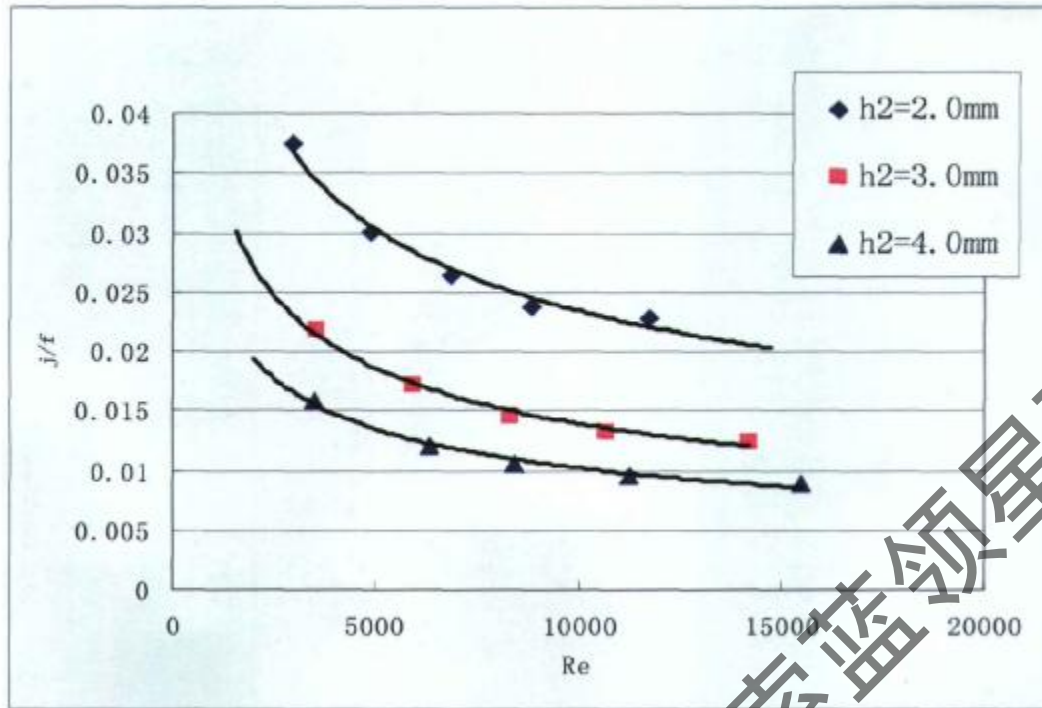


图 4.26 j/f 随纵波波高的变化规律

单就纵波本身的结构特点和作用而言，它类似于人字形板片的斜波纹，是对流动产生扰动从而影响换热效果和阻力的主要因素。从图 4.24—图 4.26 中纵波波高 h_2 对换热效果和阻力特性的影响规律可以发现，纵波波高与斜波纹板片的波高对换热和流动的影响有同样的趋势：波高增加会加剧流动过程中受扰动的程度，但相应的后果是阻力也会明显增加。因此在设计复合波纹板片的波纹参数时，应当谨慎地采取增大纵波波高的方法来增强换热，特别是在流动阻力有严格限制的应用场合。适当的方式是将纵波波高保持在合适的数值上，通过调整波纹的其他参数来获得比较好的传热和流阻的综合收益。

5、纵波波距对换热和流动特性的影响

纵波波距 P_2 （也就是单周期的波长）对流动和换热的影响跟斜波纹中波距的影响趋势也是类似的：小波距时，由于相同流动距离内流体受到扰动的次数多，换热效果稍好，但影响的幅度不大（图 4.27），但纵波波距 P_2 显著影响摩擦系数，波距较小时，摩擦系数显著增大（图 4.28），因此在其他因素不变的情况下，要想获得比较好的传热和流动阻力综合效果，不应过度减小纵波波距（图 4.29）。

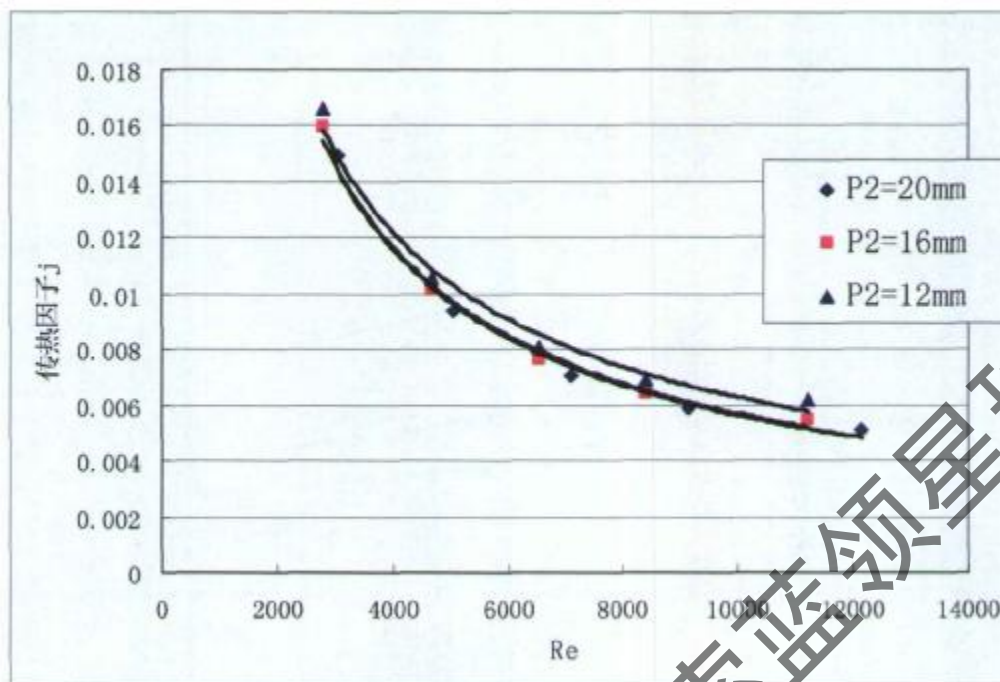


图 4.27 纵波波距对换热效率的影响

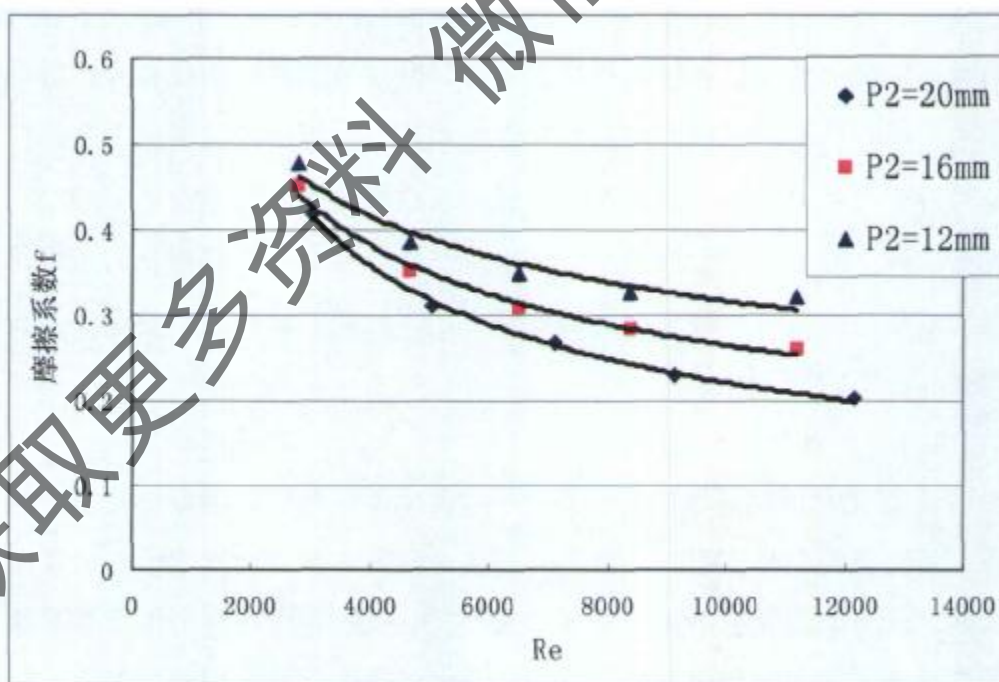


图 4.28 纵波波距对摩擦系数的影响

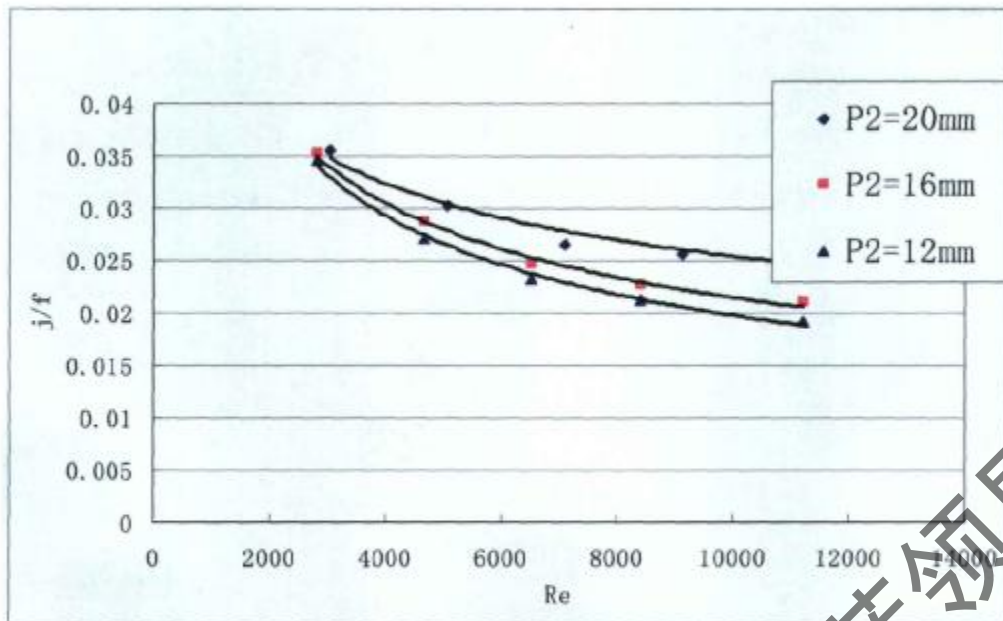


图 4.29 j/f 随纵波波距的变化规律

以上通过数值计算结果的比较，对复合波纹的五个几何参数对换热和流动的影响规律进行了分析，分析比较的结果将为我们针对不同的目标设计复合波纹板式换热器的波纹形式提供以下指导原则：

纵波倾角 β 对换热和阻力的影响趋势是一致的，倾角 β 大时换热效果会增强，但如果想获得较小的流动阻力或较好的换热和阻力的综合效果，倾角 β 小时比较有利；适当地增加横波波高 h_1 有助于提高换热效果，横波波距 P_1 的改变对换热影响不大，但横波波距过大或过小都会导致大的摩擦系数，因此如果其他参数一定，横波波距是一个经过优化计算可以获得较好综合收益的参数；纵波波高 h_2 对换热的影响要大于纵波波距 P_2 的影响，但纵波波距 P_2 减小仍然可以起到强化换热的效果，纵波波高 h_2 的增加在使换热明显改善的同时，导致阻力的增加幅度更大。

从总体上看，由于两组波纹叠加的综合效果，使复合波纹板片可以有更多的参数组合，有利于达到使换热和阻力良好匹配的设计目标。

4.6 复合波纹与人字形斜波纹板式换热器性能的数值研究结果比较

图 4.30 和图 4.31 是复合波纹板片和人字形板片的数值计算对比结果，从这些结果可以看出，在保持换热效果与人字形板片相差不多的前提下，复合波纹板片的流动阻力损失比相同角度下人字形板片最少要降低 50% 左右，特别是 β 为 60° 的复

合波纹板片与波纹倾角 $\beta = 60^\circ$ 人字形板片的换热效果几乎相同，而复合波纹板片的阻力损失却比人字形板片低很多，从图中显示的结果看， β 为 60° 的复合波纹板片的压力损失甚至低于 40° 时的人字形板片。由以上对比结果看出复合波纹板片在保持了良好换热效果的同时，大大降低了阻力损失，是一种理想的换热板片。

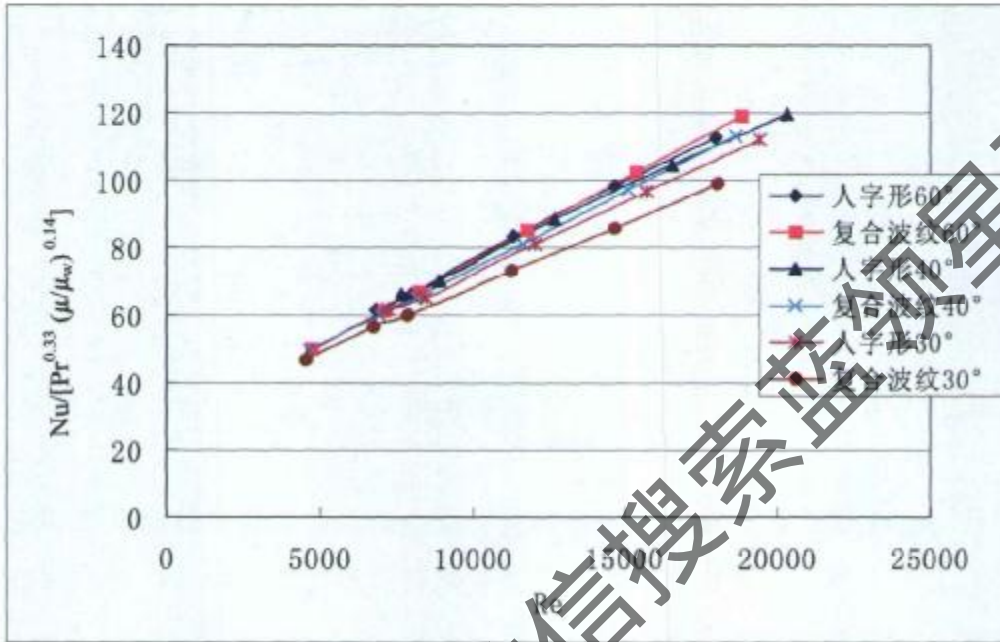


图 4.30 人字形板片和复合波纹板片的换热效果比较

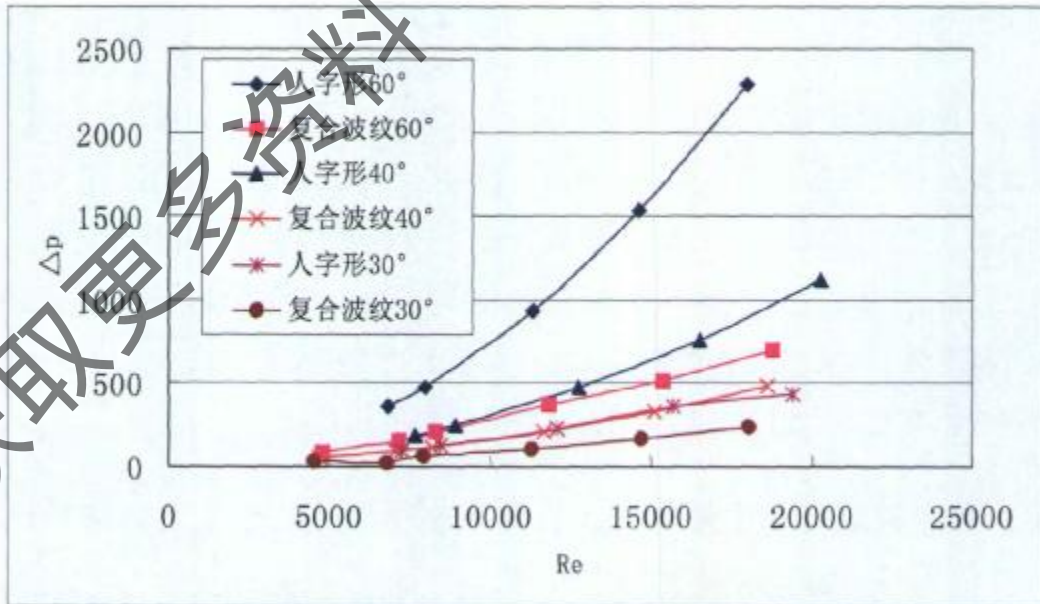


图 4.31 人字形板片和复合波纹板片的阻力损失比较

4.7 本章小结

在对人字形板片的换热和流动规律分析研究的基础上提出了一种全新的网流型复合波纹换热板片。

对新型复合波纹板片组成的流体通道内的流场和温度场进行了数值模拟研究，探讨了复合波纹强化换热的机理，提出了利用非平行的曲面通道形成流动方向和传热壁面较大夹角的方法。

将复合波纹板片的几何参数对换热性能和阻力特性的影响规律进行了数值计算和归纳，提出了复合波纹板片设计的指导性原则。

人字形板片和复合波纹板片换热性能和阻力特性的数值对比研究表明：在换热效果相当的前提下，相同波纹倾角下复合波纹板片的流动阻力损失比人字形板片要降低 50% 左右，复合波纹板片传热效果和阻力特性的综合效果好于人字形斜波纹板片。

获取更多资料 微信搜索 苍穹星

第五章 复合波纹板式换热器水-水换热实验研究

5.1 引言

对流换热系数和阻力系数的获得是进行换热器热力设计和水力设计的前提。获取对流换热系数和摩擦系数可采用分析法、比拟法、数值法以及实验法，因前三种方法或多或少均建立在一些简化假设的理想条件基础上，因此通过实验获得传热系数和阻力系数的准则方程式仍是目前工程设计的最主要和最可靠的依据。本章通过对复合波纹板式换热器进行水-水换热实验获得其换热和阻力准则方程。

5.2 复合波纹板片加工方法^[97]

在 4.1 节完成复合波纹曲面造型的基础上，可以设计模具进行换热板片的冲压成形加工，以便组装成实验段进行换热性能和阻力特性的实验测试。模具的造型设计过程如下：

- 1) 设计两个长宽尺寸一样的长方体作为上、下模具实体，其长宽尺寸满足实验用测试板片对波纹区域的要求；
- 2) 下模造型：用前面完成造型的复合波纹曲面切割下模实体（如图 5.1 所示），切割时实体和曲面波纹的角度要保证满足纵波和主

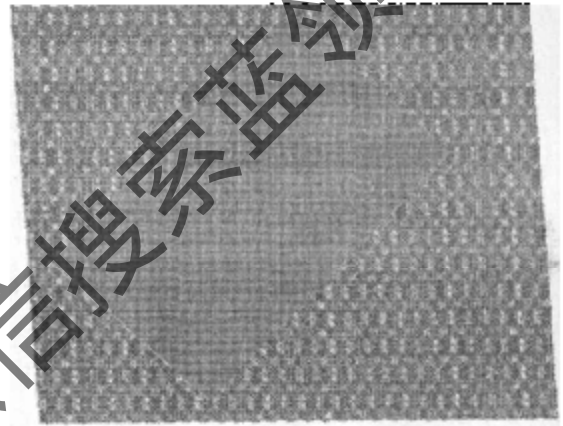


图 5.1 复合波纹曲面切割下模

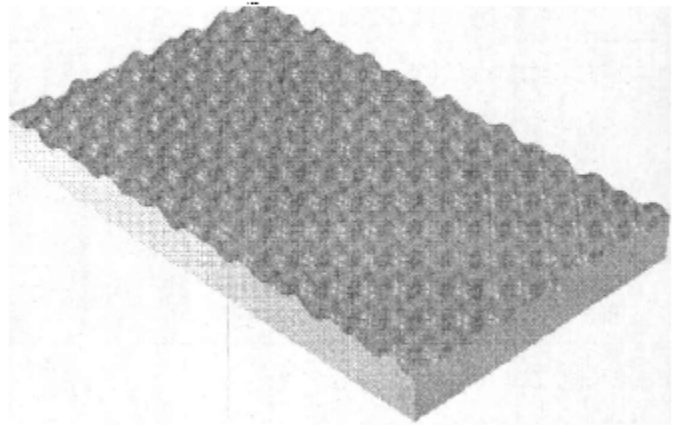


图 5.2 下模造型

流方向成 β 角的要求。删除曲面和被曲面切割掉的实体的上部分，保留实体的下部分，其上表面即成为下模表面造型（如图 5.2 所示）；

- 3) 按相同的原则用复合波纹曲面切割上模实体(如图 5.3 所示),但要保留实体的上部分,其下表面作为上模表面造型(如图 5.4 所示);

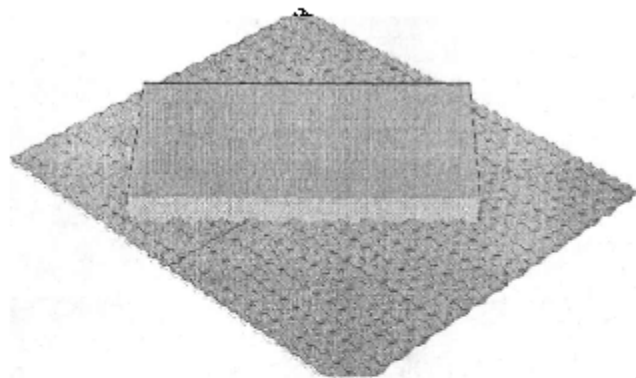


图 5.3 复合波纹曲面切割上模实体

通过以上设计得到的是能使板片形成波纹区域的上模和下模芯部波纹造型,将其输入数控机床加工程序后,可在数控铣床上进行模具曲面的加工。

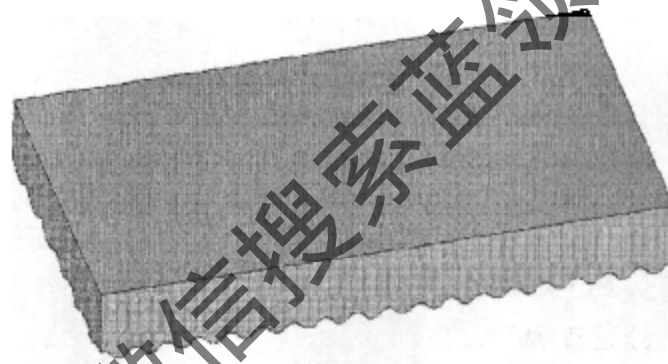


图 5.4 上模造型

加工完成后的模具除芯部的波纹造型不同外,上下模具有相同的外观形状(如图 5.5 所示),上下模的两端各配钻一个插定位销的通孔,用于冲压板片时上下模具的定位和导向。

上下模加工完成以后,还需要制作一套(两片)夹具来对所要加工的板片进行压边(图 5.6 所示),以保证板片只在波纹区域发生变形而使周边保持平整,以备组装换热器时易于密封。下夹具上的孔设计为螺纹孔,上夹具上的孔设计为与螺栓配合的凹台沉孔。这样在夹具四周的螺栓孔拧紧螺栓后就能保证冲压板片需要的夹紧力。

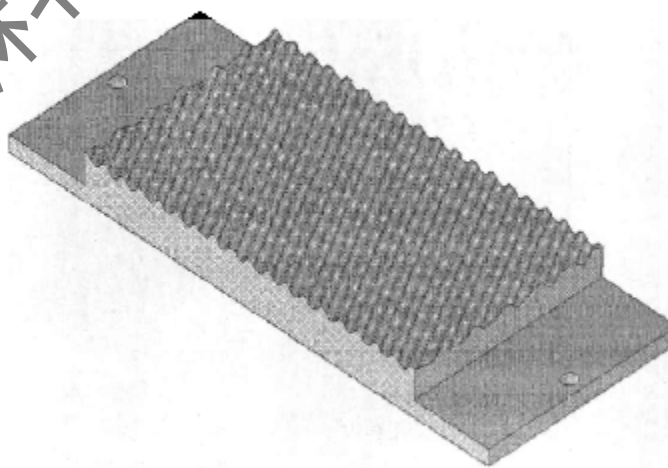


图 5.5 模具外观

冲压时先将下好的薄板料夹于上下夹具之间，将螺栓拧紧，然后整体置于固定在压力机工作台上的下模具的上方，将夹具芯孔与下模芯对齐，最后将上模芯与夹具芯孔对齐后置于板片上方，插好定位销。启动压力机在上模具上缓慢加压，达到设计的变形量后保压几秒钟，然后泄压。最后将板片从夹具上拆下即完成加工。

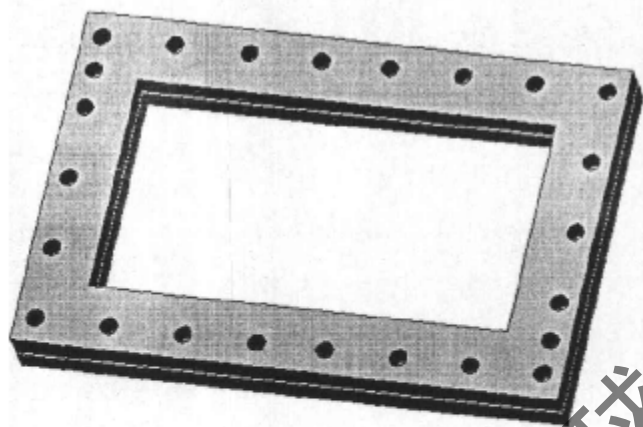
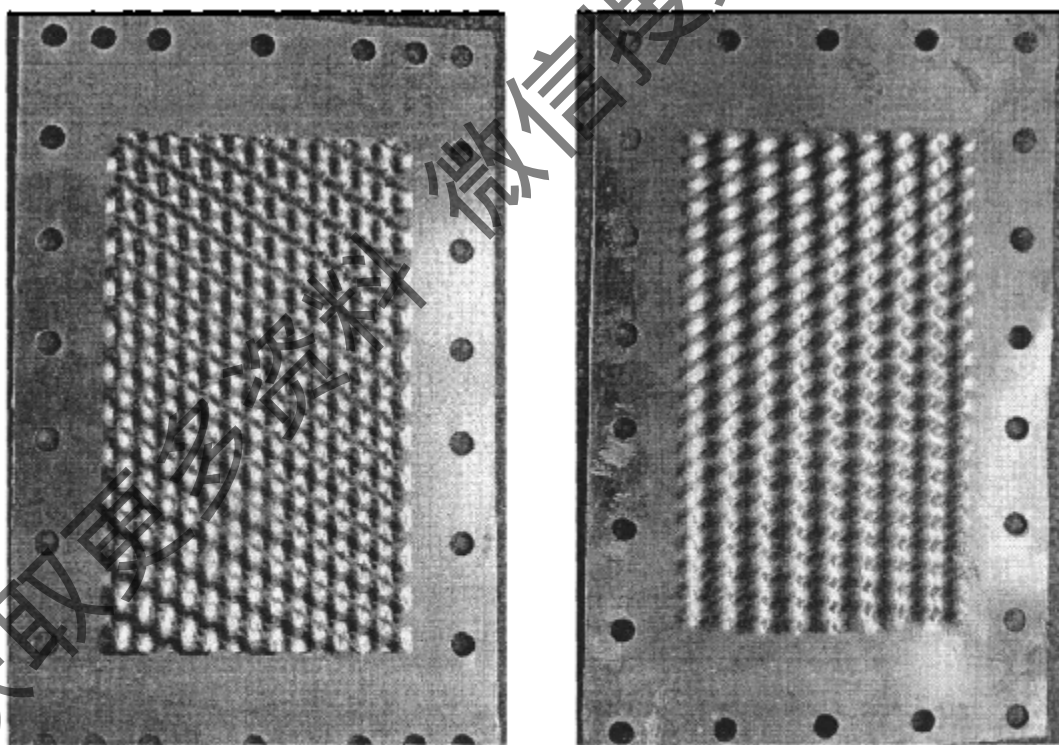


图 5.6 夹具

本文加工了两种不同几何参数波纹的板片，为了后文表述方便，将它们区别为 1#板片和 2#板片，其照片如图 5.7 所示。由照片可以看出，每种板片波纹的排布都不是按板片中心线对称的，这样设计板片的目的是在组装换热器时可以对板片进行不同的排列组合，以用同一种板片组合成具有不同流通横截面积的板式换热器。



1#板片

2#板片

图 5.7 复合波纹板式换热器板片

图 5.8、5.9 所示即是两种不同大小流通截面积的流体通道组合形式。本章后

面的实验研究对图 5.7 中所示 1#、2#板片的大小两种流通截面积的组合方式均进行了换热性能和阻力特性的测试。



图 5.8 大截面积流体通道



图 5.9 小截面积流体通道

5.3 测定板式换热器对流换热系数的等质量流量法

我们通过实验测试换热器换热性能的目的，不仅仅在于获得传热系数 K 。为了更详尽地了解流体和固体壁面之间的对流换热规律在多大程度上受到哪些因素的影响，获得换热表面单侧流体对换热表面的对流换热系数的准则方程是更重要的，这就需要从测试出的传热系数 K 中将对流换热系数 α_1 、 α_2 分离出来。由于板式换热器极其紧凑，无法在其换热面上安装壁温测点，所以常用的牛顿冷却公式直接分离对流换热系数的方法难以应用，理论上等雷诺数法^[98]、威尔逊法^[99]、等流速法^[100]等可以应用于板式换热器对流换热系数的分离，但雷诺数与流体的物性有关，流体物性又是温度的函数，所以实际实验过程中控制两侧流体的雷诺数相等难度很大；等流速法看似最容易实现，但对流体速度的测量需要测量体积流量，而体积流量的测量很难保证足够的精度。因此有必要针对板式换热器这种紧凑、流道结构几何相似的换热器，寻找新的测试和分离对流换热系数的方法。本文在参考等雷诺数和等流速法的基础上，推导出等质量流量法测定板式换热器对流换热系数的方法。

在板式换热器中，板片两侧流通通道几何结构相同，因此如果冷、热流体流动的雷诺数范围相同，则冷、热流体侧的换热特性可用相似的准则方程式描述：

$$Nu = C Re^m Pr_f^{0.3(0.4)} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (5-1)$$

式中：努谢尔特数 $Nu = \frac{\alpha d_e}{\lambda}$ 、雷诺数 $Re = \frac{u d_e}{\nu}$ 、Pr 为普朗特数、 μ 为流体动力粘度；

α —对流换热系数；

d_e —流动通道的当量直径；

u —冷、热流体在流动通道中的流速；

λ —流体的导热系数;

ν —流体的运动粘度;

C 、 m —待定常数。

用下标 1、2 分别表示热流体和冷流体, 基于上述准则方程的对流换热系数表达式分别为:

$$\alpha_1 = C \operatorname{Re}_1^m \operatorname{Pr}_1^{0.3} \left(\frac{\mu_c}{\mu_{w1}} \right)^{0.14} \left(\frac{\lambda_1}{d_e} \right); \quad (5-2)$$

$$\alpha_2 = C \operatorname{Re}_2^m \operatorname{Pr}_2^{0.4} \left(\frac{\mu_c}{\mu_{w2}} \right)^{0.14} \left(\frac{\lambda_2}{d_e} \right); \quad (5-3)$$

式 (5-2)、(5-3) 中: μ 、 μ_w 分别为流体在平均温度和在壁面温度下的动力粘度。

由于运动粘度 ν_f 与动力粘度 μ_f 之间有如下转换关系:

$$\nu_f = \frac{\mu_f}{\rho_f} \quad (5-4)$$

所以:

$$\operatorname{Re} = \frac{ud_e}{\nu_f} = \frac{ud_e \rho_f}{\mu_f} \quad (5-5)$$

在实验测试时流体流通面积 A_s 是已知且固定的, 体积流量和质量流量的表达式如下:

$$q_v = uA_s \quad (5-6)$$

$$q_m = q_v \rho_f = uA_s \rho_f \quad (5-7)$$

由上两式, 流体流速可由质量流量表示成:

$$u = \frac{q_m}{A_s \rho_f} \quad (5-8)$$

由此雷诺数 Re 可进一步表示成:

$$\operatorname{Re} = \frac{ud_e}{\nu_f} = \frac{ud_e \rho_f}{\mu_f} = \frac{q_m}{\mu_f} \times \frac{d_e}{A_s} \quad (5-9)$$

在板式换热器中有:

$$\frac{1}{W} = \frac{d_e}{2A_s} \quad (5-10)$$

W —板片宽度。

所以雷诺数 Re 最终可表示成:

$$Re = \frac{2q_m}{W\mu_f} \quad (5-11)$$

将上式代入换热系数的计算式 (5-2)、(5-3) 整理得:

$$\alpha_1 = C \left(\frac{2q_{m1}}{W\mu_1} \right)^m Pr_1^{0.3} \left(\frac{\mu_1}{\mu_w} \right)^{0.14} \left(\frac{\lambda_1}{d_e} \right) \quad (5-12)$$

$$\alpha_2 = C \left(\frac{2q_{m2}}{W\mu_2} \right)^m Pr_2^{0.4} \left(\frac{\mu_2}{\mu_w} \right)^{0.14} \left(\frac{\lambda_2}{d_e} \right) \quad (5-13)$$

令:

$$B_1 = Pr_1^{0.3} \left(\frac{\mu_1}{\mu_w} \right)^{0.14} \left(\frac{\lambda_1}{d_e} \right) \quad (5-14)$$

$$B_2 = Pr_2^{0.4} \left(\frac{\mu_2}{\mu_w} \right)^{0.14} \left(\frac{\lambda_2}{d_e} \right) \quad (5-15)$$

则有:

$$\alpha_1 = C \left(\frac{2q_{m1}}{W\mu_1} \right)^m B_1 \quad (5-16)$$

$$\alpha_2 = C \left(\frac{2q_{m2}}{W\mu_2} \right)^m B_2 \quad (5-17)$$

将式 (5-16) (5-17) 代入板式换热器的传热热阻方程:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (5-18)$$

上式中 δ 、 λ_w 分别为金属壁面的厚度和导热系数。

如果在实验时保证 $q_{m1} = q_{m2} = q_m$, (5-18) 式可整理成:

$$Cq_m^m = \left[\frac{(W\mu_1/2)^m}{B_1} + \frac{(W\mu_2/2)^m}{B_2} \right] \left(\frac{1}{k} - \frac{\delta}{\lambda_w} \right) \quad (5-19)$$

令上式右边等于 P , 则 $Cq_m^m = P$, 方程两边取对数可得: $\ln P = \ln C + m \ln q_m$

通过测试的一系列工况点, 可得到一系列 P 和 q_m 的值, 通过线性回归可得到 C 和 m 的值, 只是因为 P 中也含有未知数 m , 因此回归时需要先假设 m 的一个初始值进行迭代, 直到最后两次得到的 C 和 m 的值分别相差很小, 即得到板式换热器换热准

则方程中的 C 和 m ，进而可通过式 (5-12)、(5-13) 分别计算出冷热流体的对流换热系数 α_1 和 α_2 。

上面的讨论考虑了在金属壁温与介质温度差较大的情况下，不均匀物性场对换热的影响，因此修正项 $(\frac{\mu_1}{\mu_w})^{0.14}$ 必须要加入到换热准则方程中，这时须将壁温试算及回归 C 和 m 同时进行，最终得出含不均匀物性场修正项的准则方程。

在金属壁温与介质具有中等以下温度差（对水为 $20^\circ\text{C}\sim 30^\circ\text{C}$ ）的场合，修正不均匀物性场对换热影响的修正项 $(\frac{\mu_1}{\mu_w})^{0.14}$ 可以不用考虑， B_1 、 B_2 可以取为：

$$B_1 = \text{Pr}_1^{0.3} \left(\frac{\lambda_1}{d_c} \right) \quad (5-20)$$

$$B_2 = \text{Pr}_2^{0.4} \left(\frac{\lambda_2}{d_i} \right) \quad (5-21)$$

对测试结果影响不大，但因不用进行壁温试算而省去很多计算工作量。本文实验虽然也在中等温差以下，但为精确起见，数据处理时还是进行了不均匀物性场修正。

5.4 水-水换热实验系统

为测试单相流体在新型板式换热器内的换热性能和阻力特性，建立图 5.10 所示以热水和冷水为换热介质的实验系统。该实验系统由以下几部分组成：

1. 测试对象：本实验系统中板式换热器是要测试的对象。
2. 冷水循环系统：冷水循环泵、调节阀 3、调节阀 4、冷却塔、冷水箱组成冷水循环系统，冷水由冷水循环泵打入测试段换热器，调节阀 3 和调节阀 4 配合使用可以调节进入测试段的流量，冷却塔的作用是将水在测试段中吸收的热量散到大气中，以免冷水箱中的水温和进入测试段的水温不断升高达不到测试所要求的稳定状态。被测试段加热后流出的水进冷水箱之前可以用称重容器接出称重。
3. 热水循环系统：热水循环系统由热水循环泵、汽水换热器、温控阀、调节阀 1、调节阀 2、热水箱组成。热水循环系统各设备的功能大致对应冷水循环系统中各设备的功能，该系统与冷水循环系统相比少了冷却塔，但增加了汽水换热器和温控阀，为测试段提供温度恒定的热水。
4. 测量系统：测量系统分为温度测量系统、差压测量系统、流量测量系统。

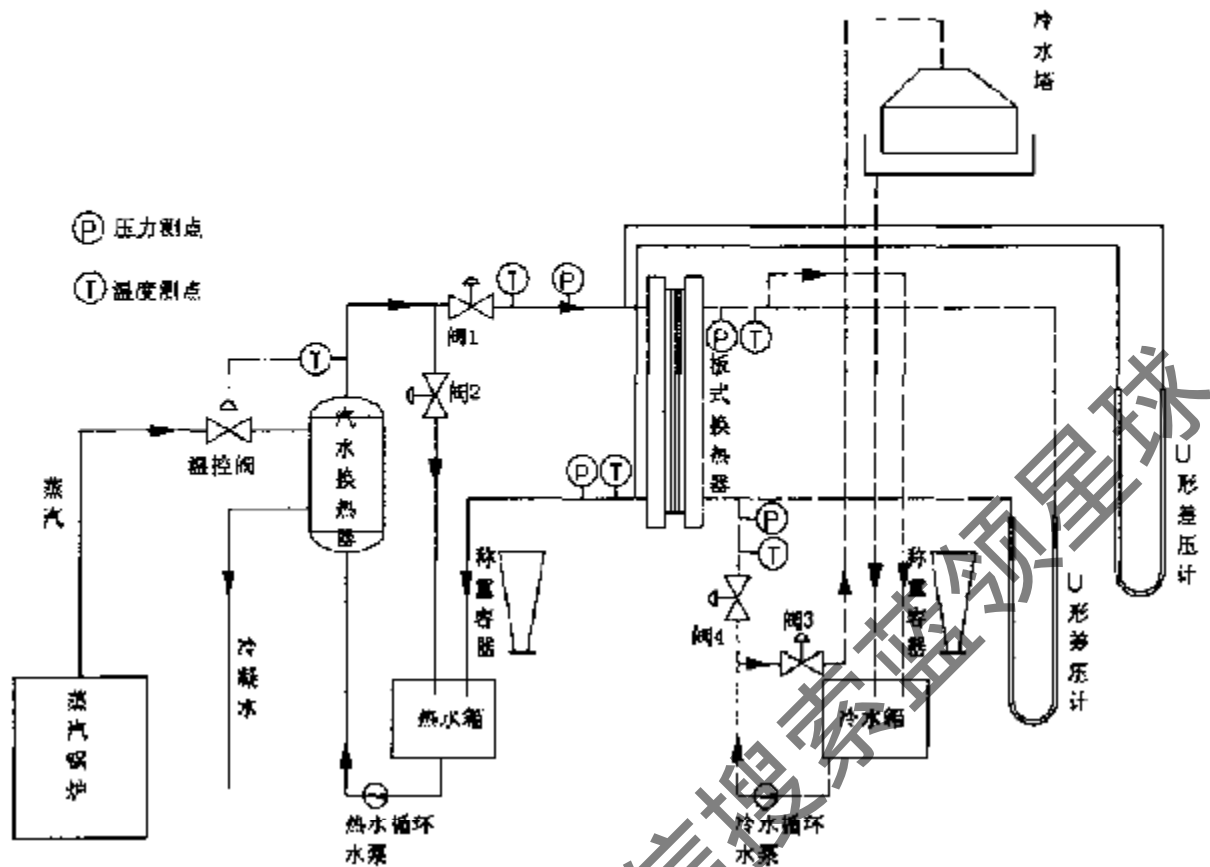


图 5.10 板式换热器水-水实验系统

(1) 温度测量

在测试段的四个进出口分别布置 $\Phi 0.2\text{mm}$ 的铜-康铜热电偶进行进出口水温测量。另外还在测试段板式换热器的冷水通道和热水通道内分别布置了 10 个同样的热电偶以了解通道内流体的温度分布，测点的布置情况见图 5.11。所有的热电偶电势信号采用 HP 34970A 型数据采集系统来测量，HP 34970A 型数据采集系统是美商 HP 公司生产的先进的数据采集设备。它由数据采集主机、PC 机、接线盒和相应的软件系统组成。它可以同时测量各种不同的电信号，例如：直流电压、交流电压、电流、电阻等，并且具有信号变送能力，不需要另加信号变送器。本实验利用 HP 34970A 与热电偶直接相连测量温度，HP 34970A 可自动进行热电偶的冷端补偿，它的软件系统基于 Windows 操作平台，采集的数据可跟 Microsoft Excel 等其他数据处理软件共享。HP 34970A 型数据采集系统数据采集速度快而且精度高，每秒钟可巡检、测量、记录 200 个通道的数据。

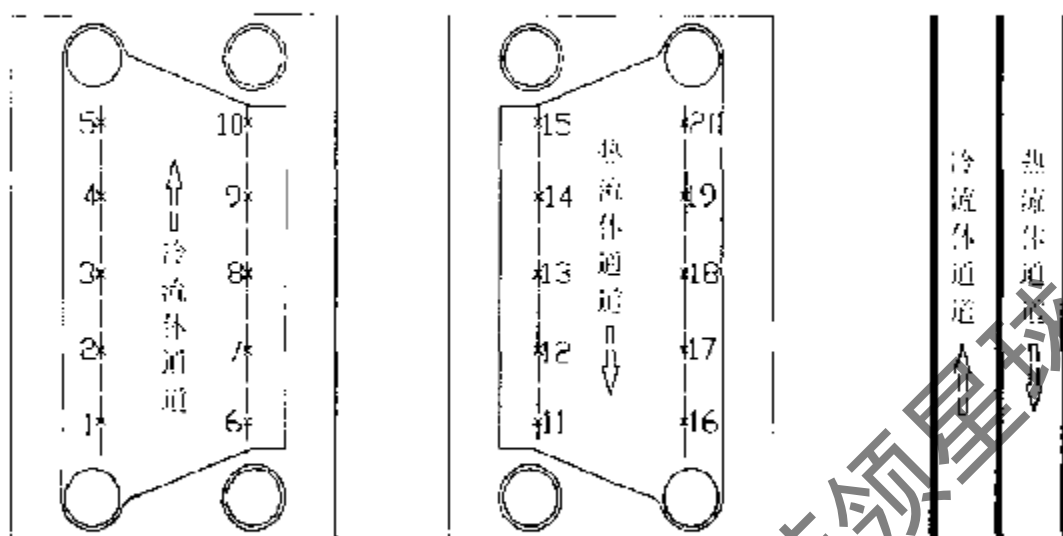


图 5.11 板式换热器通道内温度测点布置

(2) 压差测量

分别测量测试段冷热水进出口的压差可获得流体流经测试段的阻力损失。本实验采用两种方式测量差压：一是分别用精密弹簧管压力表测量板式换热器的进出口压力，压力表采用精度为 0.4 级的标准压力表；二是用 U 型水银差压计直接测量换热器进出口的差压。这两种方式可互相校对以增加测量可靠性。

(3) 流量测量

质量流量测量采用称重法，用电子天平测量在一定时间段内从出水口流出的水的质量，时间用秒表测量。

5.5 实验方法、步骤及可靠性验证

实验前对各测量系统进行标定，仔细检查各部分的连接是否正确，各设备和仪表是否工作正常。实验时，通过调节阀 1、阀 2 和阀 3、阀 4 来维持冷水侧和热水侧具有相等的质量流量以满足等质量流量的实验条件。在每一工况实验中需待系统各测点温度达到稳定，再测取各项数据作为实验记录。具体步骤如下：

1) 开启蒸汽锅炉对热水箱内的水进行预加热，直到汽水换热器的出口水温稳定到进行实验所需的温度；

2) 开启实验系统的冷、热水循环，排出设备和管道内的气体，使测试段在充

满水的条件下运行；

3) 从小流量开始，保持一侧流量不变，调节阀门改变另一侧的流量，通过称重法反复测量质量流量，直到经过测试段换热器的冷、热水质量流量基本相等；等系统温度稳定后，通过计算机采集温度数据，并再次测量验证冷热水的流量是否相等，若在允许偏差范围内相等，记录冷、热水流量及压力表和 U 形差压计示数。

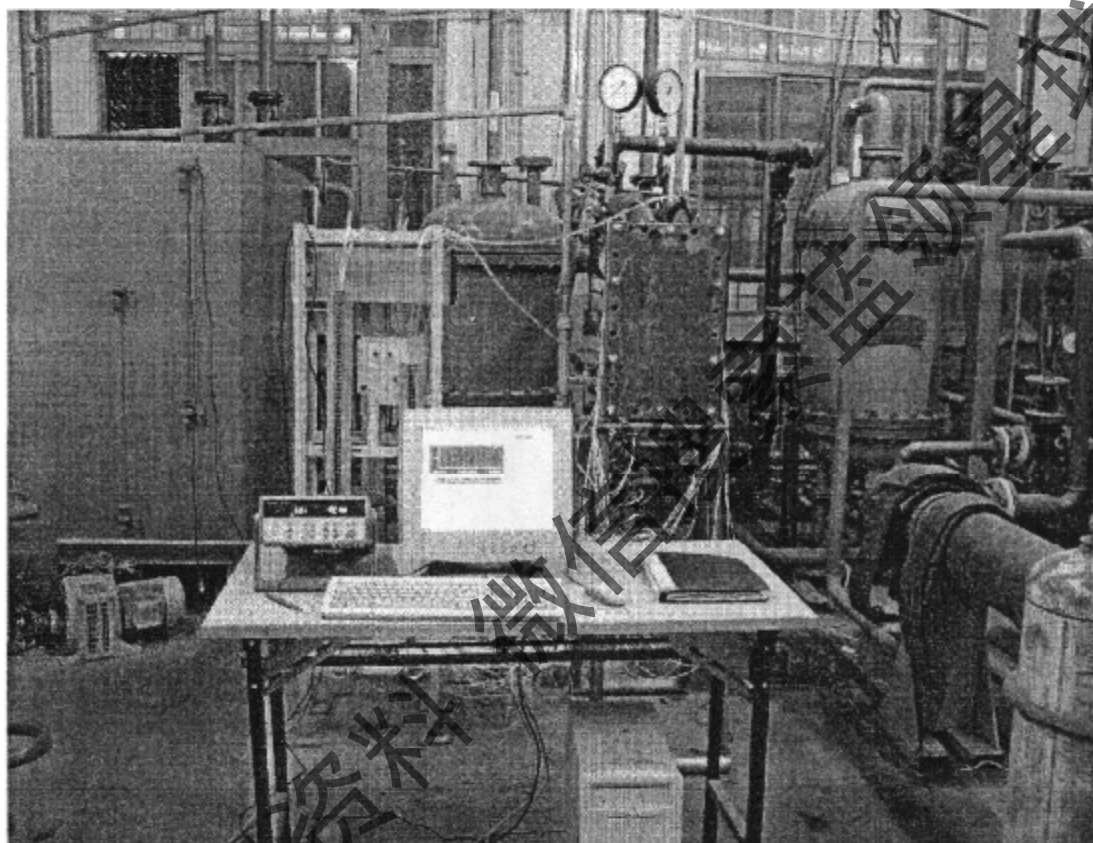


图 5.12 板式换热器传热性能和阻力特性测试实验台

4) 逐步增大流量，重复 2)、3)。

5) 用游标卡尺、深度千分尺、米尺测量板片的几何结构尺寸。

实验过程中，由于各方面因素的影响，误差是不可避免的。本实验中，为保证测试可靠性采取了以下措施：

1) 实验前用 CS-501 恒温水浴系统对热电偶逐一进行标定。在不同温度下，用电位差计测得被标定热电偶的热电势的大小，然后与标准热电偶的热电势进行对比，误差一般在 0.5% 以内，这表明热电偶的精度是可靠的。

2) 热电偶与 HP 34970A 组成的数据采集系统也用恒温水浴系统进行标定。水温

在 20--95℃ 范围内变化, 标准玻璃水银温度计测量的温度作为真值, 温度测试系统在标定温度范围内的误差为 0.7%, 说明测温系统是可靠的。

3) 流量测量采用最有效可靠的称重法, 可以很精确的测得冷热流体的质量流量。

4) 差压测量分别采用精度等级为 0.4 级的标准压力表测量各进出压力和用 U 型管水银差压计直接测量, 两者之间互相校对保证测量的可靠性。

5) 对于传热实验, 散热损失有时对实验的影响很大, 所以在本实验中, 对测试范围内的管道及板式换热器进行了保温处理, 有效减少了热量散失带来的误差, 对每个实验工况计算热水放热量和冷水吸热量, 热水放热量 Q_1 应等于被冷水的吸热量 Q_2 , 由于各方面误差的存在, 二者有一定的偏差。但计算结果证实其相对误差 $(Q_1 - Q_2) / Q_2 < 5\%$, 这证明实验系统是可靠的。

6) 为防止多流道可能造成的各个流道流量不均匀, 实验段制作时使冷、热流体都只有一个通道。

5.6 实验数据处理方法

5.6.1 换热特性数据处理方法

(1) 原始数据及物性参数

通过以上实验步骤的测试, 可获得以下原始数据:

t_1', t_1'' —热流体进出口温度, ℃;

t_2', t_2'' —冷流体进出口温度, ℃;

q_{m1}, q_{m2} —热、冷流体质量流量, Kg/s;

A —板片的换热面积, m^2 ;

由冷热流体的进出口温度可计算各自的平均温度:

$$\text{热流体平均温度: } t_1 = \frac{t_1' + t_1''}{2};$$

$$\text{冷流体平均温度: } t_2 = \frac{t_2' + t_2''}{2};$$

由冷、热流体的平均温度查其物性表可得到冷、热流体的物性参数:

ρ_1 、 ρ_2 —热、冷流体密度， kg/m^3 ；

C_{p1} 、 C_{p2} —热、冷流体定压比热容， $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ；

Pr_1 、 Pr_2 —热、冷流体的普朗特数；

μ_1 、 μ_2 、 μ_w —热、冷流体平均温度及壁温时的动力粘度， $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ；

λ_1 、 λ_2 、 λ_w —热、冷流体及金属壁面的导热系数， $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ；

(2) 传热平均温差的计算

获得以上数据后，可根据下列对数温差的计算公式计算冷、热流体通过板片传热的平均传热温差：

$$\Delta t_m = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}} \quad (5-22)$$

需要注意的是，由于冷热侧换热介质是同一种介质，且实验时保证质量流量相等，所以非常可能出现 $t_1' - t_2'' = t_1'' - t_2'$ 的情况，此时上面的温差计算公式分母为零，不能得出正确的结果，需用算数平均法计算平均传热温差，此时：

$$\Delta t_m = t_1' - t_2'' = t_1'' - t_2' \quad (5-23)$$

(3) 传热量计算

$$\text{热流体热流量: } Q_1 = q_m C_{p1} (t_1' - t_1'') \quad (5-24)$$

$$\text{冷流体热流量: } Q_2 = q_m C_{p2} (t_2'' - t_2') \quad (5-25)$$

$$\text{热平衡相对误差: } \Delta Q = (Q_1 - Q_2) / Q_2 \times 100\% \quad (5-26)$$

$$\text{平均换热量: } Q = (Q_1 + Q_2) / 2 \quad (5-27)$$

(4) 传热系数计算

由前面的计算结果根据下式可得到冷热流体通过板片的传热系数 K ：

$$K = Q / (A \Delta t_m) \quad (5-28)$$

(5) 换热准则方程归纳和对流换热系数计算

通过上面的数据处理可以得到各个实验工况下的传热系数 K ，已经能够了解板式换热器的整体传热性能，但为进一步了解单侧流体对流换热系数的变化规律，还需要分离出单侧流体的对流换热系数，归纳出单侧流体的换热准则方程。归纳换热

准则方程和求取对流换热系数的具体方法已在本章 5.2 节作了推导，由于需要多次试算，计算工作量很大，本文编制了针对等质量流量法归纳换热准则方程的计算程序，来完成实验数据的最后处理。程序框图（图 5.13）如下：

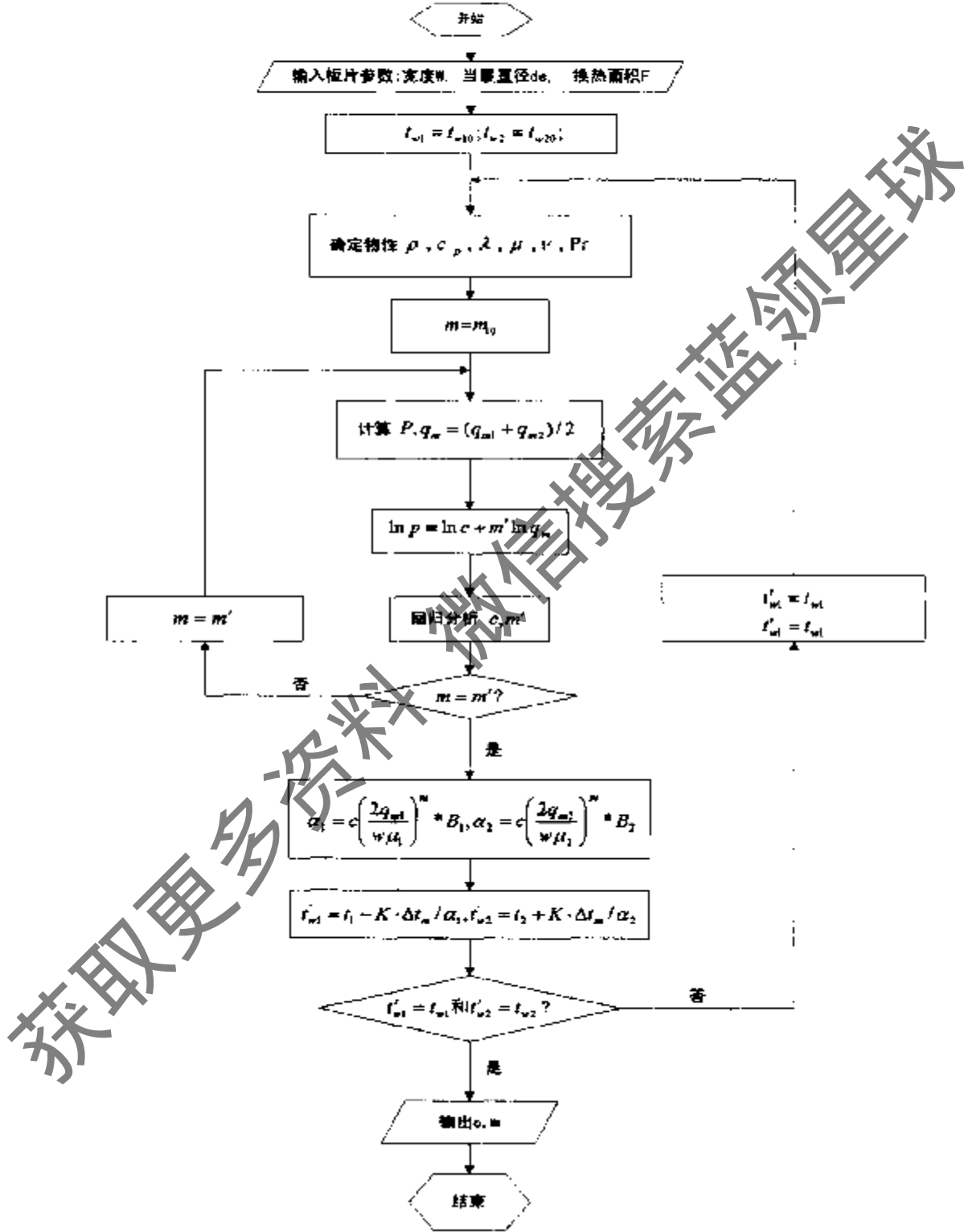


图 5.13 等质量流量法归纳换热准则方程的程序框图

5.6.2 阻力特性数据处理方法

一台换热器总体性能的好坏，不仅表现在传热性能上，还表现在它的阻力性能上。好的换热性能可以节约换热面积，较小的阻力可以少消耗泵功，减少运行费用。因此，在测试换热器的换热性能时，同时进行阻力特性实验，一方面测定流体流经换热器的压降，比较不同结构换热器的阻力特性，以寻求减小压降的改进措施；另一方面为选择泵的扬程提供计算依据。

流体在流动中所遇到的阻力通常为摩擦阻力和局部阻力，板式换热器阻力实验的侧重点是获得板片内部的流动阻力特性，这需要在换热器的进出口测得压差的基础上，通过修正和刨除各项局部阻力来求得。

(1) 阻力计算

从实验记录可获得以下原始数据：

p_1' 、 p_1'' —热流体进出口压力，Pa；

ΔH_{1H_2} —热流体进出口 U 形水银差压计示值，mm；

p_2' 、 p_2'' —冷流体进出口压力，Pa；

ΔH_{2H_2} —冷流体进出口 U 形水银差压计示值，mm；

在用压力表指示值和 U 形水银差压计的示数相互校验证明测量可靠之后，我们以 U 形水银差压计的示值来计算换热器的流动阻力。由于水银和水的密度不同以及进出口取压点存在高度差，还有在板式换热器中两种流体流动方向和重力的方向也不一致等原因，U 形水银差压计的示数 ΔH_{1H_2} 、 ΔH_{2H_2} 代表的压差并不是热、冷流体流经板式换热器的压力损失，而是需要修正才能得到我们关心的流经板式换热器波纹部分的真实压力损失 Δp_1 、 Δp_2 ，以冷流体为例的修正方法推导过程（见图 5.14

(a)）如下：

首先定义推导过程中用到的几个量，其他表示高度的符号如图 5.14 所示：

ρ_1 、 ρ_2 —测试过程中换热器内热水、冷水的密度， Kg/m^3 ；

ρ_0 —测试时室内温度下水的密度， Kg/m^3 ；

ρ_{H_2} —汞的密度， Kg/m^3 ；

Δp_1 、 Δp_2 —热水、冷水流经换热器波纹部分的压力损失，Pa；

Δp_{1port} 、 Δp_{2port} —热水、冷水流经换热器角孔的压力损失, Pa;

ΔH_{1H_1} 、 ΔH_{2H_2} —热水侧、冷水侧 U 形水银差压计的示值, mm。

对虚线右侧的测试段换热器列压力平衡方程式:

$$p_2' - p_2'' = \Delta p_2 + \rho_2 gL + \Delta p_{2port} \quad (5-29)$$

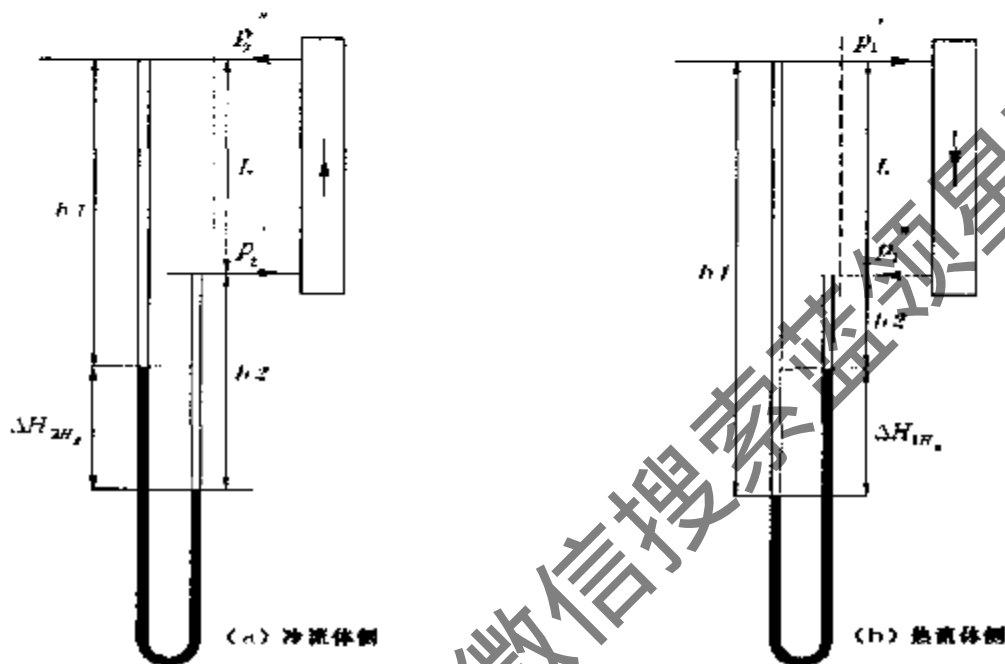


图 5.14 流动阻力计算修正

对虚线左侧的 U 形水银差压计列压力平衡方程式:

$$p_2' - p_2'' = \rho_0 g(h_1 - h_2) + \rho_{H_1} g \Delta H_{2H_2} \quad (5-30)$$

由式 (5-29) 和 (5-30) 可得:

$$\Delta p_2 = \rho_0 g(h_1 - h_2) + \rho_{H_1} g \Delta H_{2H_2} - \rho_2 gL - 2 \Delta p_{2port} \quad (5-31)$$

由图 5.14 可以看出,

$$h_1 - h_2 = L - \Delta H_{2H_2} \quad (5-32)$$

将式 (5-32) 代入式 (5-31) 整理可得表示冷流体流经板式换热器所受阻力的表达式:

$$\Delta p_2 = (\rho_{H_1} - \rho_0) g \Delta H_{2H_2} + (\rho_0 - \rho_2) gL - 2 \Delta p_{2port} \quad (5-33)$$

同样的方法可求得热流体流经板式换热器所受阻力的表达式为:

$$\Delta p_1 = (\rho_{H_2} - \rho_0)g\Delta H_{H_2} - (\rho_b - \rho_1)gL - 2\Delta p_{port} \quad (5-34)$$

根据相似原理, 阻力特性也可表示为准则方程式的关系—即欧拉准则方程式^[10]

$$Eu = cRe^n \quad (5-35)$$

式中欧拉数 $Eu = \frac{\Delta p}{\rho u^2}$ 。

其中:

Δp —流体的阻力损失, kPa;

ρ —流体的密度, m^3/kg ;

u —流体的流速, m/s;

c 、 n —准则式常数。

对公式两侧取对数, 可得:

$$\ln Eu = \ln c + n \ln Re \quad (5-36)$$

以 $\ln Re$ 为横坐标、 $\ln Eu$ 为纵坐标拟合直线可求得常数 c 和 n 。代入式 (5-35) 中即可得出欧拉准则方程式。

应用研究和设计计算中通常用消除通道当量直径和长度影响后的范宁摩擦系数代替欧拉数来描述流体通道的阻力特性:

$$f = \frac{b}{L} Eu = \frac{d_e \Delta p}{2L \rho u^2} \quad (5-37)$$

上式中:

b —板间距, m;

L —流动通道长度, m;

跟欧拉方程的归纳方法一样, 最后可以归纳出计算范宁摩擦系数的准则方程:

$$f = c' Re^n \quad (5-38)$$

5.7 数据处理结果及分析

5.7.1 复合波纹板式换热器内流体温度分布

板式换热器的流动通道呈又扁又宽的形式, 流体在其中流动时与其他形式的换热器相比较容易形成流动不均匀的现象, 这会影响到换热效果和整个换热器的出力。本实验在流体通道内布置的温度测点监视到了通道中流体温度的分布情况, 图

5.15 显示了 $u=0.57\text{m/s}$ 工况时内部流体的温度分布,从图中温度分布显示的情况看,本文设计的板片能够使流体形成较均匀的流动。热流体通道内板片中心线两侧显示了略微的温度不对称现象,这很可能是由于采用单边流的进出水方式造成的,其程度对板式换热器整体换热性能测试结果的影响不大。1~10 测点和 11~20 测点纵坐标差值的平均值,大致上相当于冷热流体通过壁面的传热温差。

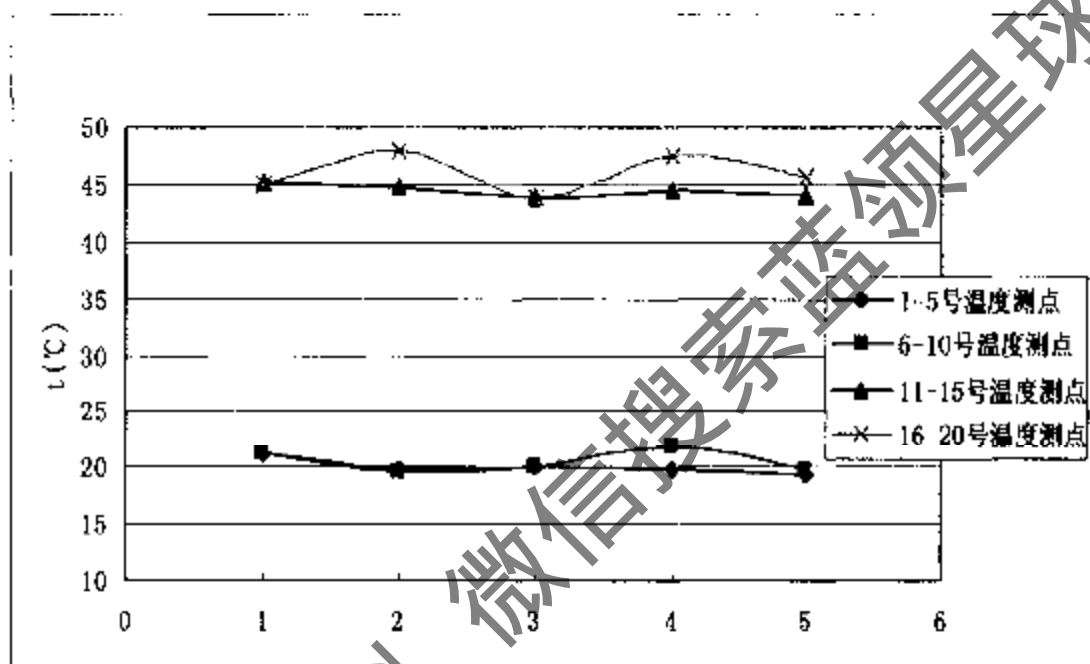


图 5.15 板片形成的通道内流体的温度分布

5.7.2 换热准则方程及对流换热系数

如前文所述,本文设计的复合波纹板式换热器的同一种板片可以进行不同的组合,形成冷热侧当量直径不一致的流体通道,以适应工业应用中冷热流体的流量大多不相同的实际情况。经过实验和数据处理,获得了此种传热板片在大流道组合和小流道组合时的换热特性和阻力特性。

为方便比较,1#、2#板片大小两种流动通道组合情况下的传热性能曲线分别表示在同一张图上(图 5.16 和图 5.17)。

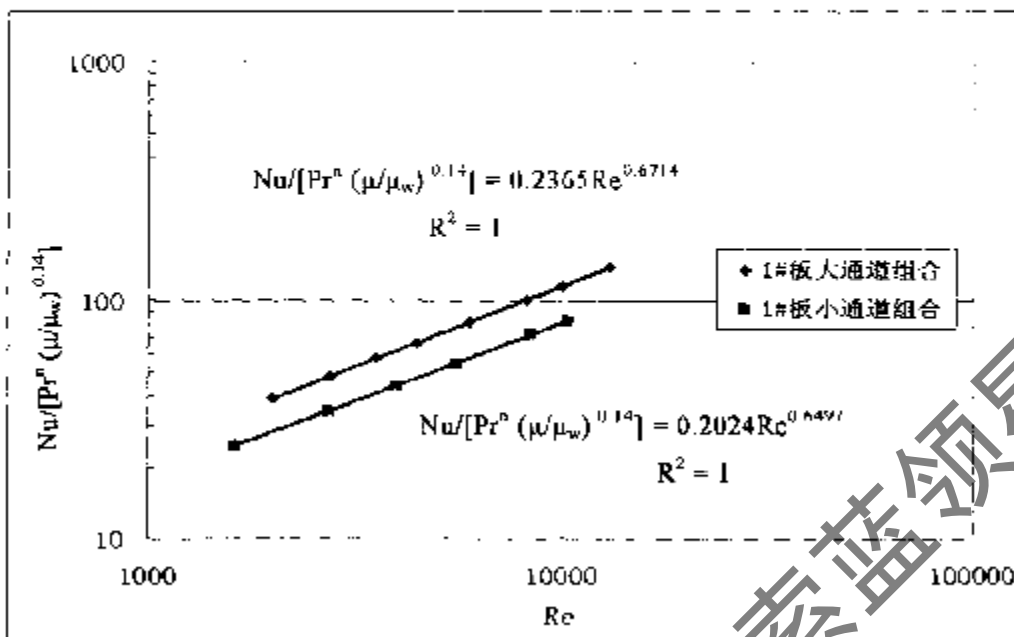


图 5.16 1#板片大小两种通道组合的流体换热特性

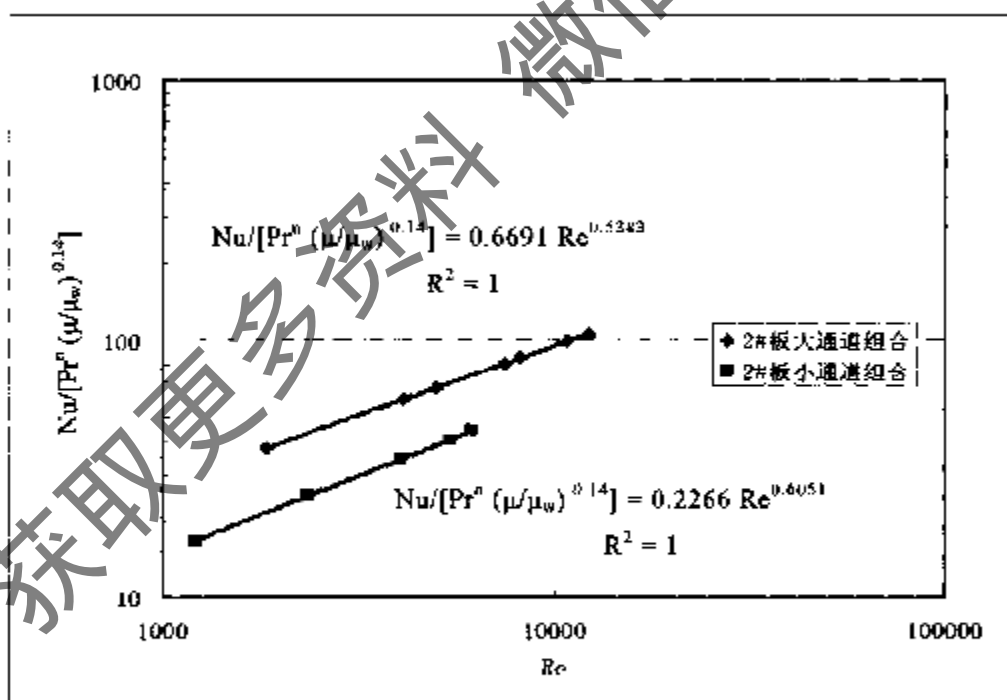


图 5.17 2#板片大小两种通道组合的流体换热特性

由于本实验中板式换热器冷热流体的流道几何形状相同，冷热流体侧的对流换热准则方程也具有相同的形式，所以图中的每一条曲线实际上代表了冷、热两种流体的换热特性，只是冷热流体 Pr 数的指数 n 不同，在流体被加热侧， $n=0.4$ ；在流体被冷却侧， $n=0.3$ 。即在 1#板片组合成的大通道内换热时，被加热流体的换热准则方程为：

$$Nu = 0.2365 Re^{0.6714} Pr^{0.4} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w2} \right)^{0.14} \quad (5-39)$$

被冷却流体的换热准则方程为：

$$Nu = 0.2365 Re^{0.6714} Pr^{0.3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w1} \right)^{0.14} \quad (5-40)$$

在 1#板片组合成的小通道内换热时，被加热流体的换热准则方程为：

$$Nu = 0.2024 Re^{0.6497} Pr^{0.4} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w2} \right)^{0.14} \quad (5-41)$$

被冷却流体的换热准则方程为：

$$Nu = 0.2024 Re^{0.6497} Pr^{0.3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w1} \right)^{0.14} \quad (5-42)$$

在 2#板片组合成的大通道内换热时，被加热流体的换热准则方程为：

$$Nu = 0.6691 Re^{0.5383} Pr^{0.4} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w2} \right)^{0.14} \quad (5-43)$$

被冷却流体的换热准则方程为：

$$Nu = 0.6691 Re^{0.5383} Pr^{0.3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w1} \right)^{0.14} \quad (5-44)$$

在 2#板片组合成的小通道内换热时，被加热流体的换热准则方程为：

$$Nu = 0.2266 Re^{0.6051} Pr^{0.4} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w2} \right)^{0.14} \quad (5-45)$$

被冷却流体的换热准则方程为：

$$Nu = 0.2266 Re^{0.6051} Pr^{0.3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w1} \right)^{0.14} \quad (5-46)$$

以上准则方程应用的 Re 数范围为图 5.16 和图 5.17 中对应曲线的横坐标范围。

用等质量流量法归纳换热准则方程与其他方法不同，比如牛顿冷却公式法是先获得对流换热系数才能计算努谢尔特数进一步归纳出换热准则方程。而等质量流量法如 5.2 节所述是先归纳出换热准则方程，再求对流换热系数。由换热准则方程求出的不同流速下的对流换热系数如图 5.18 所示。由图中看出在相对较低流速 $u=0.7\text{m/s}$ 时，流体和壁面之间的对流换热系数可达到 $8000\sim 10000\text{W/m}^2\text{C}$ 之间，是管内流动对流换热系数的 2~3 倍，这体现了板式换热器强化换热的良好效果。

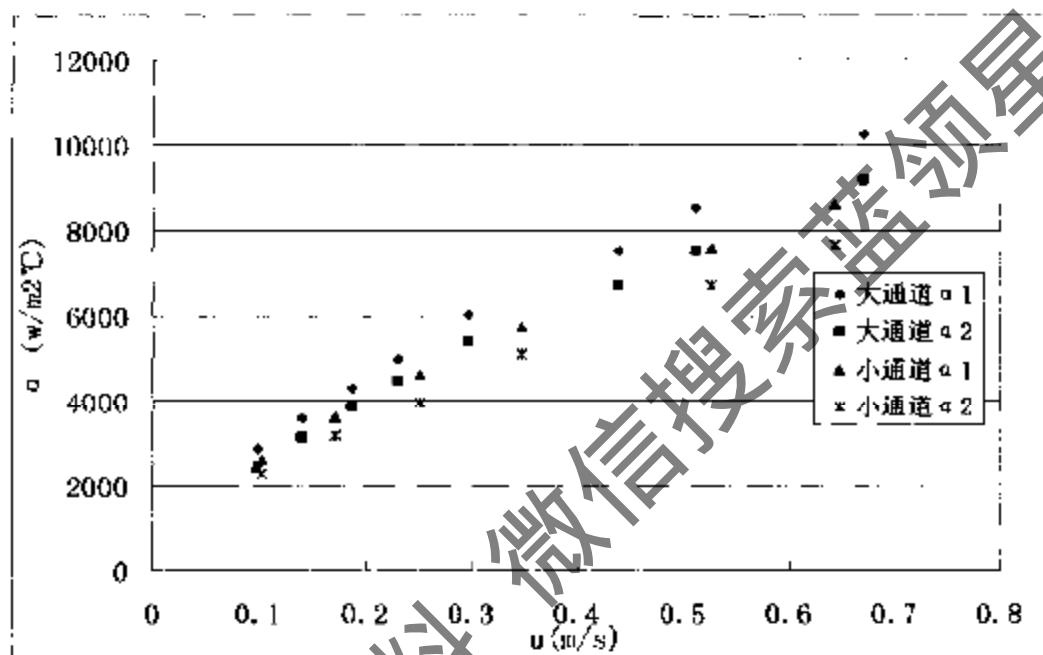


图 5.18 1#板片与流体的对流换热系数

由图 5.16 和图 5.17 可以看出，不管是大通道还是小通道，1#板片的换热效果均在不同程度上好于 2#板片。表 5.1 列出了 1#板片和 2#板片的波纹几何参数，1#板片的横波波距小于 2#板片，从第四章数值模拟的结果看，横波波距对换热的影响不大；1#板片的横波波高比 2#板片小 1mm，纵波波距比 2#板大，这两个因素应该会造成换热效果的下降，但数值模拟的结果表明这两个因素对换热的影响程度都相对较小；1#板片的纵波波高（4mm）明显大于 2#板片（2.5mm），而从数值模拟的结果看纵波波高是影响换热效果的最显著因素，所以实验得到 1#板片比 2#板片换热效果好的结论，也验证了数值模拟结果的可靠性。

表 5.1 1#板、2#板几何特征及对应换热准则方程系数 C 和 Re 数指数 m 比较列表

项目 通道形式	横波波距 (mm)	横波波高 (mm)	纵波波距 (mm)	纵波波高 (mm)	波纹倾角 β ($^{\circ}$)	当量直径 (mm)	C	m
1#板大通道	15.0	2.5	30.0	4.0	60	13.0	0.2365	0.6714
2#板大通道	30.0	3.5	15.0	2.5	60	12.0	0.6691	0.5383
1#板小通道	15.0	2.5	30.0	4.0	60	8.0	0.2024	0.6497
2#板小通道	30.0	3.5	15.0	2.5	60	5.0	0.2266	0.6051

与采取了其他强化换热措施的换热准则方程一样，式 (5-39) ~ (5-46) 的换热准则方程与直管内紊流流动换热准则方程相比：

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (5-47)$$

其系数 C 的值较大，而 Re 数指数 m 的值较小，这说明采取强化换热措施后，换热效果增强对流速增加的依赖程度要小于直管内的对流换热。这是因为强化换热措施在低流速时就通过改变流体的流动方向促进了主流流体和壁面附近流体的质量和热量交换，而不必依赖主流流速增加直到引起较大的湍流度来加强主流流体和壁面附近流体的热交换。从这种现象也可以看出，垂直于传热壁面的流体速度分量对强化换热的关键作用。

5.7.3 换热性能和流通性能的匹配性分析

在传统板片形式的板式换热器中，一般认为当量直径越小的流体通道越有利于换热。但是图 5.16 和图 5.17 表明在本文设计板片组成的通道内，流体的换热情况与上述情况有些不同：在相同流速下，大当量直径通道内的流体与小当量直径通道内的流体相比具有较大的对流换热系数，这正是本文设计换热板片的初衷之一，因为这有助于解决板式换热器中流通能力和换热能力的匹配问题。

传统板式换热器中解决冷热两种流体流量不一致的问题时一般采取两种方案，一是增加大流量流体的流速，但这将带来较大的阻力损失；二是减小大流量流体侧通道的阻力（人字形板式换热器中常采用小倾角波纹板片，即“软板”的方法），但这将导致换热性能的损失。图 5.19 是保持对流换热系数相等时 1#板片大小通道流体流通能力的数据处理结果，以冷热流体对流换热系数均为 $\alpha = 7800 \text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 附近的一组

数据点为例作定量分析：如果让大通道走冷流体（即被加热流体），让小通道走热流体，这时大小通道的流通能力比 $\frac{q_{m2}}{q_{m1}}$ 约为 1.5 左右，而这时参照图 5.20 和图 5.21 的阻力特性曲线可知，大小通道的阻力系数分别为 $f=0.4$ 左右和 $f=0.8$ 左右。通过上面的分析可知，在大通道内流动的流体，在阻力系数比小通道小，换热系数保持和小通道相同的情况下，拥有较大的介质流通能力。出现上述效果的原因正是因为采用了复合波纹的传热面结构，在组合成小通道时，其中一组波纹造成的曲面凹凸效果被抵消，流体在通道内横向冲刷波纹（与壁面有较大夹角）的机会相对较少；而组合成大通道时，复合波纹形成的曲面造成了两个梯级的凹凸效果，流体在流动过程中收缩扩张的程度和次数增加，使流体与壁面呈较大夹角的机会大大增加，从而使换热效果得到了更有效的强化。

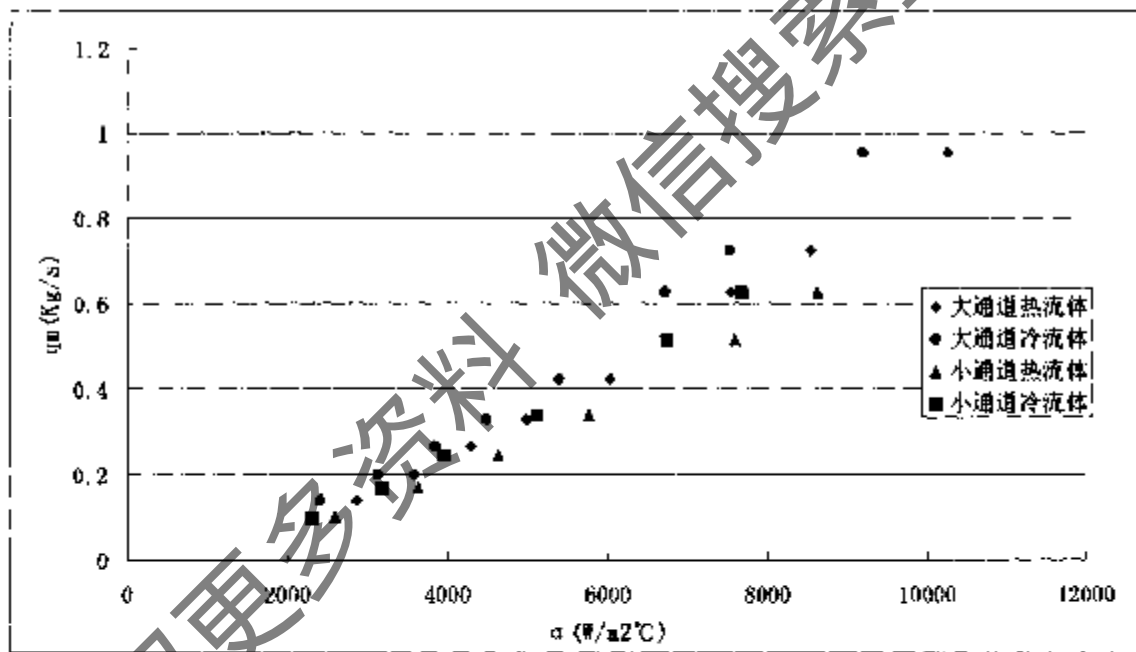


图 5.19 对流换热系数相同时 1# 板片组合成的大小通道流通能力比较

5.7.4 阻力特性及准则方程

1#、2#板大小通道内流体流动的阻力特性如图 5.20 至图 5.24，并被归纳整理成图中所示的准则关系式，其中纵坐标代表 f ，横坐标代表 Re ，将 y 换成 f ， x 换成 Re ，即得到对应的阻力准则方程，适用范围为图中曲线对应的横坐标范围。

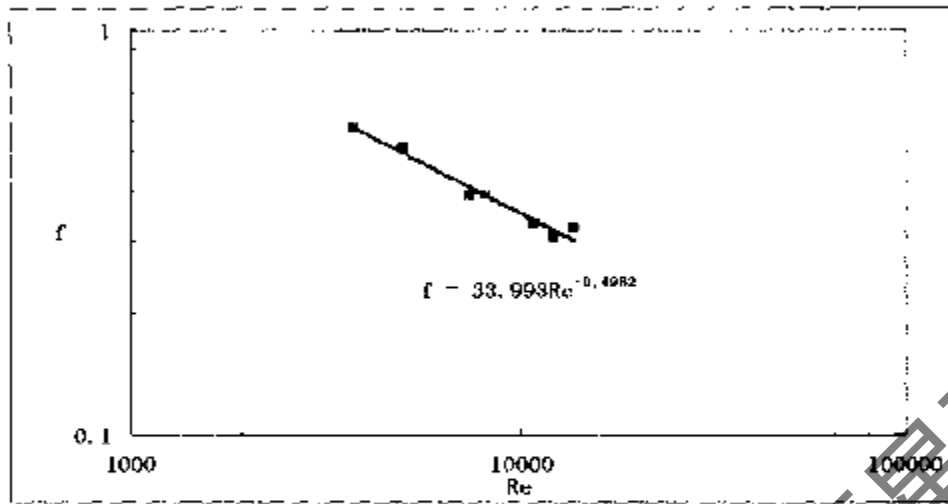


图 5.20 1#板片大通道流动阻力特性

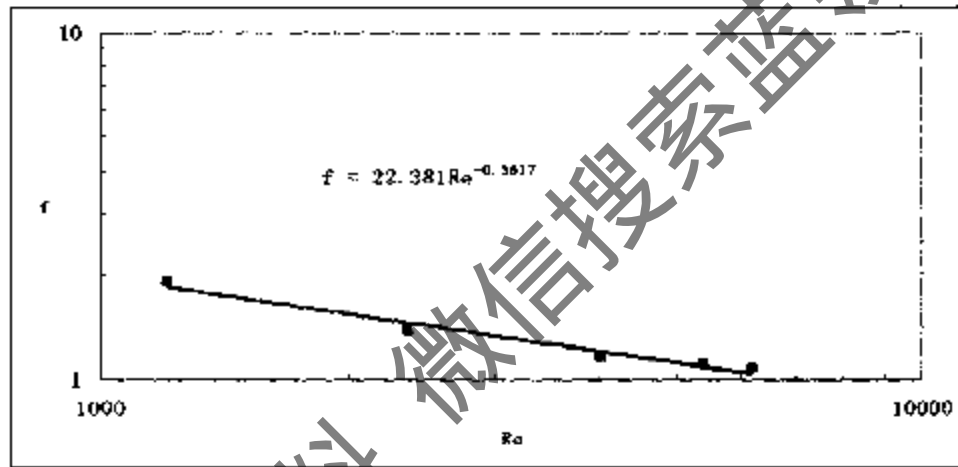


图 5.21 1#板片小通道流动阻力特性

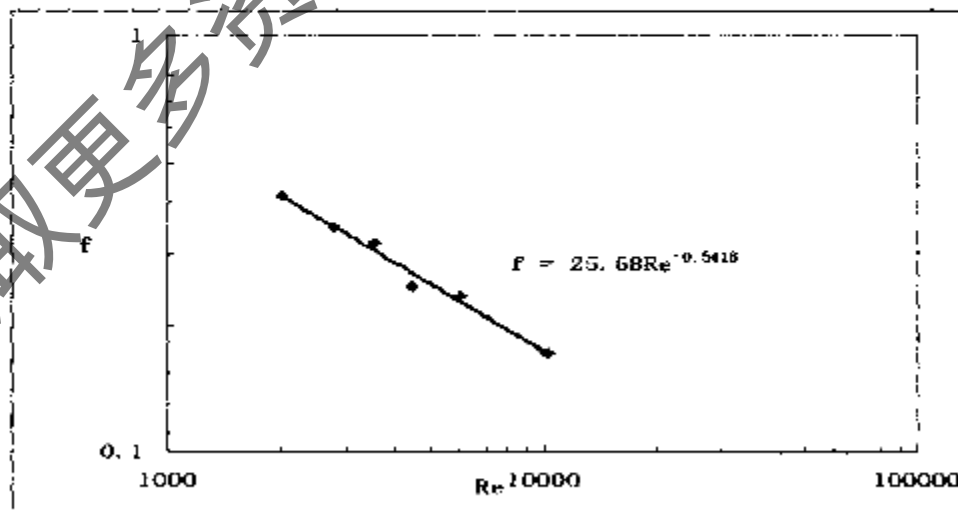


图 5.22 2#板大通道流动阻力特性

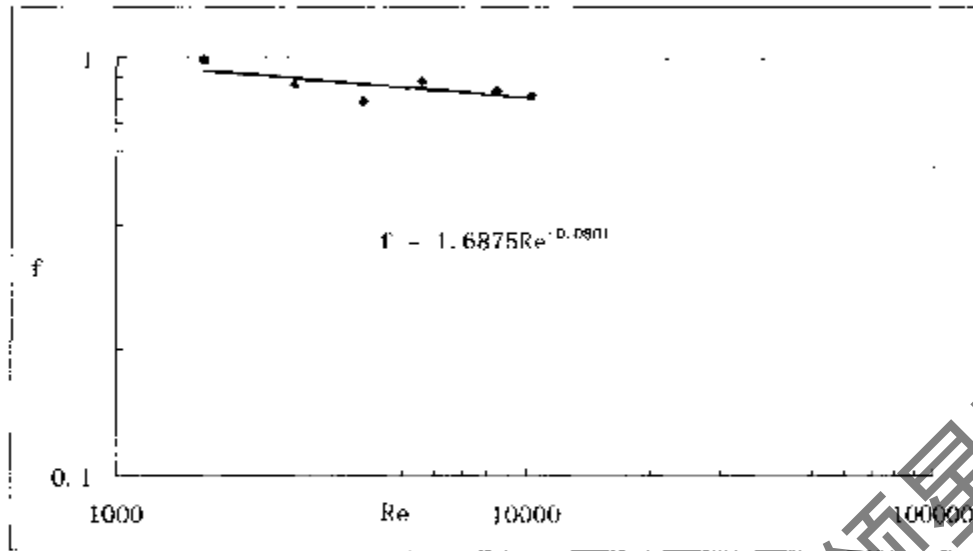


图 5.23 2#板小通道流动阻力特性

5.7.5 复合波纹与人字形斜波纹板式换热器性能的实验研究结果比较

由于文献中报道的板式换热器研究成果大都缺少板片详细几何特征的描述，所以导致公布的换热准则方程和阻力准则方程相互之间可比性较差。Muley 在其博士论文中将有人代表性的人字形板式换热器的文献研究结果作了统计，将换热特性和阻力特性整理成图 5.24 至图 5.27 的形式^[45]，可用来跟本文的实验结果作大致的比较。

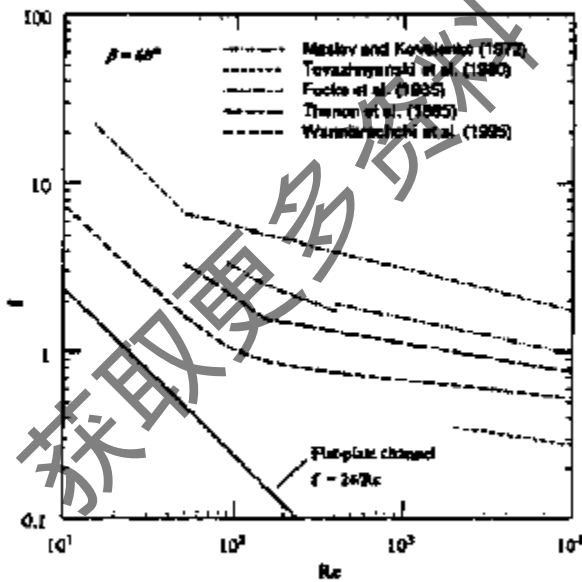


图 5.24 $\beta=60^\circ$ 人字形板片阻力特性

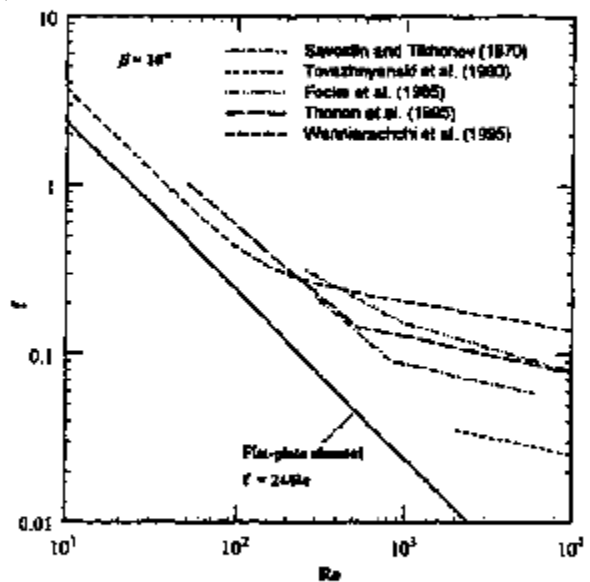
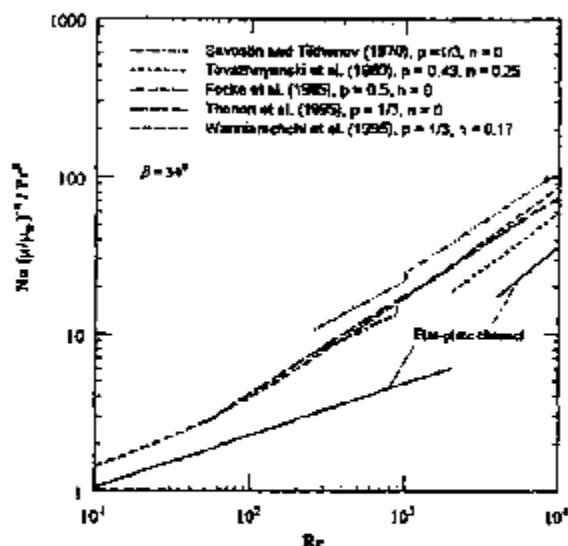
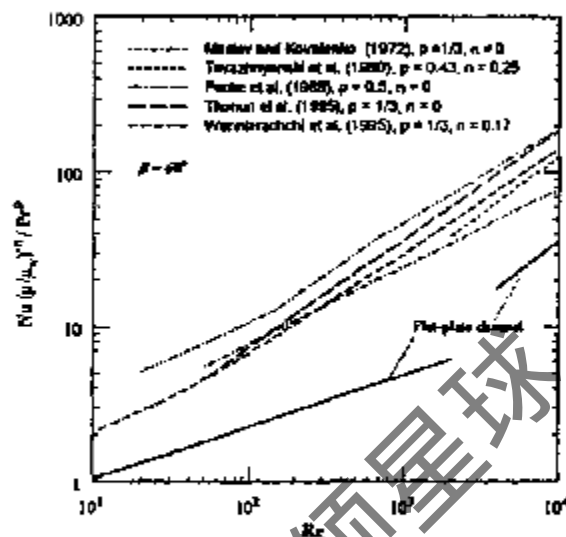


图 5.25 $\beta=30^\circ$ 人字形板片阻力特性

图 5.26 $\beta=30^\circ$ 人字形板片换热特性图 5.27 $\beta=60^\circ$ 人字形板片换热特性

将图 5.24~图 5.27 所示的人字形板片的换热特性和阻力特性与本文的实验结果对比：在 Re 数范围 1000~10000 的区间内，人字形板式换热器在 $\beta=30^\circ$ 时的阻力系数大多在 0.1~1.0 之间， $Nu/[Pr^0.4(\mu/\mu_w)^{0.14}]$ 的值在 10~100 之间； $\beta=60^\circ$ 时的阻力系数大多在 1~10 之间， $Nu/[Pr^0.4(\mu/\mu_w)^{0.14}]$ 的值在 20~120 之间。而本文 1# 板 $Nu/[Pr^0.4(\mu/\mu_w)^{0.14}]$ 的值在 30~120 之间，2# 板片 $Nu/[Pr^0.4(\mu/\mu_w)^{0.14}]$ 的值在 30~95 之间。图 5.20~图 5.23 中复合波纹板式换热器的阻力实验结果显示，除 1# 板小通道的阻力系数略大于 1 外，其他情况时的通道阻力系数均都小于 1.0。

由以上比较可以看出，在阻力特性与 $\beta=30^\circ$ 的人字形“软板”相当的情况下，本文设计的板片获得了与 $\beta=60^\circ$ 的人字形“硬板”相当的换热效果，尤其是在较低雷诺数时，其强化换热效果明显好于所有人字形板片，这说明复合波纹板片组成的板式换热器具有较好的综合性能。上述结果与 4.6 节对复合波纹和斜波纹板式换热器换热特性和阻力特性进行数值研究的结论完全相符，再次验证了数值模拟结果的可靠性。

5.8 本章小结

提出了复合波纹板片的冲模曲面造型设计及制作方法，成功试制出了实验用板片。

针对板式换热器高度紧凑而无法布置壁温测点的情况，提出了测试换热性能和

分离对流换热系数的等质量流量法，并推导了等质量流量法的数据处理和准则方程归纳方法。

搭建了测试板式换热器换热性能和阻力特性的实验平台。分别对两种波纹参数的板片组合成的四种不同通道的复合波纹板式换热器进行了测试，得出了相应的换热特性准则方程和阻力特性准则方程。

以实验结论为依据，对同一种参数的复合波纹板片以不同的叠加方式形成的大小通道的换热能力和流通能力进行了分析，发现对复合波纹板片进行不同组合形成截面积不同的流动通道，有利于解决冷热流体流量不等时的换热和流通能力的匹配问题。

将实验结果与文献公布的人字形板式换热器的测试结果进行了比较，在阻力特性与 $\beta=30^\circ$ 的人字形“软板”相当的情况下，复合波纹板片具有和 $\beta=60^\circ$ 的人字形“硬板”相当的换热效果，这一结果可验证上一章数值模拟的结论。

从总体上看复合波纹板式换热器在较低的阻力损失下，可以获得较好的换热效果，其综合性能好于斜波纹板式换热器。

第六章 复合波纹板式换热器汽-水换热实验研究

6.1 引言

通过上一章的实验和数据处理,已经了解了复合波纹板式换热器在单相对流换热情况下的换热特性和阻力特性。由于最初的板式换热器板片两侧流道截面积都是相等的,所以其应用领域主要在单相流体之间的换热,但随着对板式换热器优异换热性能理解的不加深,板式换热器也逐渐被广泛应用到介质有相变的场合,如制冷系统的蒸发器和冷凝器^[102]。特别是在我国,近年来板式换热器被大量应用到集中供热领域,包括一些汽-水换热的场合^[103]。本章在上一章水-水换热研究的基础上,对这种新型板式换热器在汽-水换热情况下的性能进行实验研究,以了解其在蒸汽凝结换热状况下的换热特性。

6.2 汽-水换热实验系统

为测试蒸汽在新型板式换热器内凝结的换热性能,建立如图 6.1 所示以蒸汽和冷水为换热介质的实验系统。该实验系统与上一章的水-水换热实验系统相比,除热水循环部分换成蒸汽供给系统外,还增加一个冷凝水过冷器,其余部分完全相同,相同部分在此不再赘述:

1. 蒸汽供给系统:蒸汽供给由全自动稳压燃油蒸汽锅炉来完成,锅炉本身能将蒸汽压力稳定在一定范围内,再通过压力调节阀的调节为实验段换热器提供压力相对稳定的饱和蒸汽。获得不同压力的蒸汽可通过调整调节阀控制器的设定值来实现。

2. 冷凝水过冷系统:为保证蒸汽在实验段换热器内进行的全部是冷凝相变换热,避免在测试段下部出现冷凝水与被加热水换热的情况,影响对相变换热规律的了解,在实验中必须要通过水位计监视实验段内冷凝水的水位,保证实验段热介质出口仍然保持蒸汽状态,放热后的蒸汽和冷凝水再进入冷凝水过冷系统经冷却后排出。

3. 测量系统:测量系统仍然包含温度测量系统、差压测量系统、流量测量系统,与水-水实验系统相同,各温度测点也跟水-水实验系统对应。

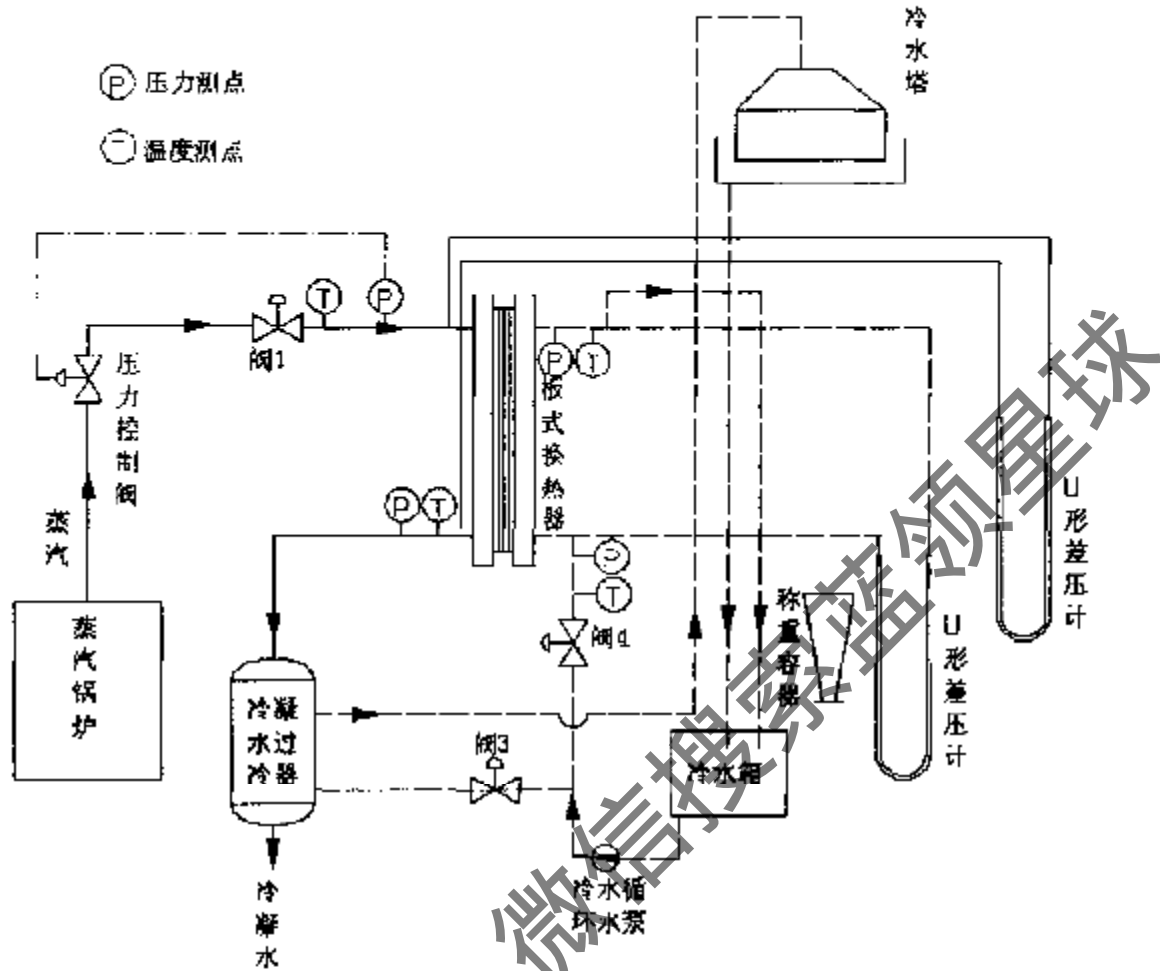


图 6.1 板式换热器汽水换热实验系统

6.3 实验方法及步骤

实验前对各测量系统进行标定，仔细检查各部分的连接是否正确，各设备和仪表是否工作正常。实验时，通过调节阀 3、阀 4 来控制冷水侧的流量，通过设定压力调节阀控制器目标值保证进实验段蒸汽的压力。在每一实验工况中待系统各测点温度达到稳定，再测取各项数据进行记录。具体步骤如下：

- 1) 开启实验系统的冷水循环，排出设备和管道内的气体，使实验段在充满水的条件下运行；
- 2) 调整好冷水侧的循环流量，通过称重测量水的质量流量；
- 3) 从较低压力开始，保持水侧流量基本不变，调整压力调节阀的设定压力，

保持进口蒸汽压力稳定；

4) 监测到系统温度稳定后，通过计算机采集温度数据，并再次测量验证冷水的质量流量，记录冷水流量及压力表和 U 形差压计示数。

5) 逐步增大进口蒸汽压力，重复 3)、4)。

保证测试可靠性的措施同水-水换热实验。

6.4 汽-水换热特性数据处理方法^[104]

(1) 原始数据及物性参数

通过以上实验步骤的测试，可获得以下原始数据：

t_1' , t_1'' —蒸汽进出口温度，℃；

t_2' , t_2'' —冷水进出口温度，℃；

q_{m2} —冷水质量流量，Kg/S；

F —板片的换热面积， m^2 ；

由冷热流体的进出口温度可计算各自的平均温度：

热流体平均温度： $t_1 = \frac{t_1' + t_1''}{2}$ ；

冷流体平均温度： $t_2 = \frac{t_2' + t_2''}{2}$ ；

由冷、热流体的平均温度查其物性表可得到冷、热流体的物性参数：

ρ_2 —冷流体密度， kg/m^3 ；

C_{p2} —冷流体定压比热容， $J/(kg \cdot K)$ ；

Pr_2 —冷流体的普朗特数；

μ_2 , μ_{w1} —冷流体平均温度及壁温时动力粘度， $Pa \cdot S$ ；

λ_2 , λ_{w2} —冷流体及金属壁面的导热系数， $W/(m \cdot K)$ ；

(2) 传热平均温差的计算

获得以上数据后，可根据下列对数温差的计算公式计算冷、热流体通过板片传热的平均传热温差：

$$\Delta t_m = \frac{(t_1'' - t_2') - (t_1' - t_2'')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}} \quad (6-1)$$

(3) 传热量计算

水水换热实验中已验证，传热量的计算可根据测温误差较小的冷水侧吸热量来计算，：

$$Q = Q_2 = q_{m2} C p_2 (t_2'' - t_2') \quad (6-2)$$

(4) 传热系数计算

由前面的计算结果根据下式可得到蒸汽和冷水通过板片的传热系数 K ：

$$K = Q_2 / (F \Delta t_m) \quad (6-3)$$

(5) 对流换热系数分离

通过本章上面的实验和数据处理可以得到各个实验工况下的传热系数 K 。通过第四章的实验我们已经获得了单相流体对流换热的准则方程，根据已获得的换热准则方程可以计算汽水换热实验中水侧的对流换热系数 α_2 ：

$$\alpha_2 = C Re_2^m Pr_2^{0.4} \left(\frac{\mu_2}{\mu_{w2}} \right)^{0.14} \left(\frac{\lambda_2}{d_e} \right) \quad (6-4)$$

上式中 μ_w 是水在壁面温度下的动力粘度，因此须求得吸热侧的壁面温度 t_{w2} 才能求得吸热侧的对流换热系数，求 t_{w2} 和 α_2 用下述方法试算：

- 1) 先假定吸热侧壁温 t_{w2} ，根据式 (6-4) 计算 α_2 ；
- 2) 根据下式计算吸热侧壁温 t_{w2} ：

$$t_{w2} = t_2 + K \Delta t_m / \alpha_2 \quad (6-5)$$

3) 比较 t_{w2} 和 t_{w2}' ，如果两者相差较大，重新假设 t_{w2} 进行试算，直到两者接近即得吸热侧的壁温 t_{w2} 和对流换热系数 α_2 。

计算出 α_2 后将其代入传热过程方程，可进一步得到蒸汽侧冷凝的表面换热系数：

$$\alpha_1 = 1 / (1/k - 1/\alpha_2 - \delta_w / \lambda_w) \quad (6-6)$$

上式中：

δ_w —板片金属壁面的厚度；

λ_w —金属壁面的导热系数，由于本实验的板片用铝板制作，在实验工况的温度范围内，铝的导热系数变化很小，可取 $\lambda_w = 238 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ ；

至此可求得汽水换热工况下蒸汽凝结的表面换热系数，完成对流换热系数的分离。

6.5 汽-水换热时流体通道内温度分布及对传热的影响分析

本实验在流体通道内布置了温度测点监测通道中流体的温度分布情况，图 6.2 显示了 1#板大通道组合时其中一个工况下内部流体的温度分布。

从图中温度分布显示的情况看，虽然实验时蒸汽侧出口仍保持蒸汽状态，但沿着蒸汽流动方向，蒸汽温度还是有明显下降，这是由于流动阻力和蒸汽凝结引起了压力的下降导致蒸汽的饱和温度降低；图 6.3 显示的是 1#板小通道组合时流体的温度分布，其中蒸汽侧温度降低的幅度更大，由于实验时保持了基本相同的被加热水进口温度，所以蒸汽温度降低幅度的增大主要是由压力降低引起的。这种温度降低虽然不可避免，但本文认为应该引起重视，因为它会导致平均传热温差减小，引起传热量的降低。

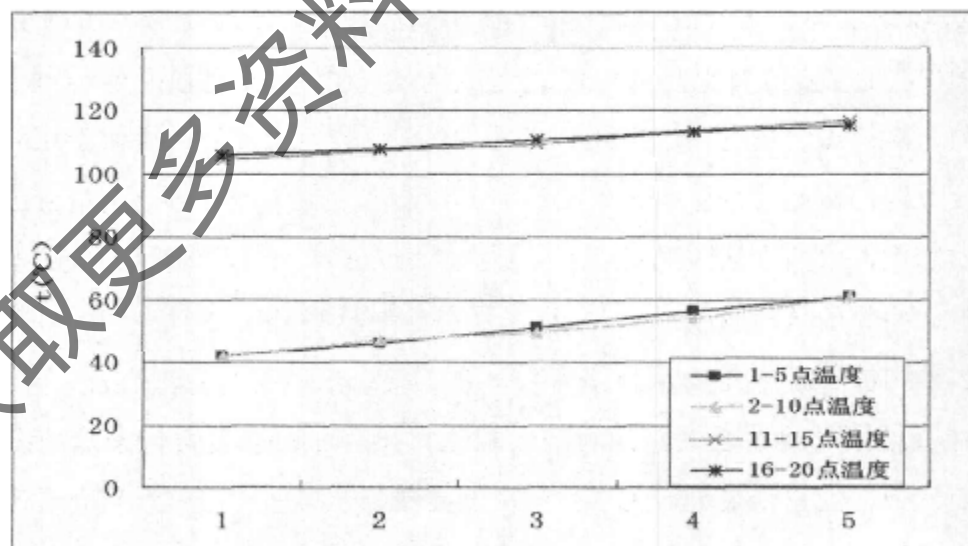


图 6.2 1#板大通道内汽水换热时板片内流体温度

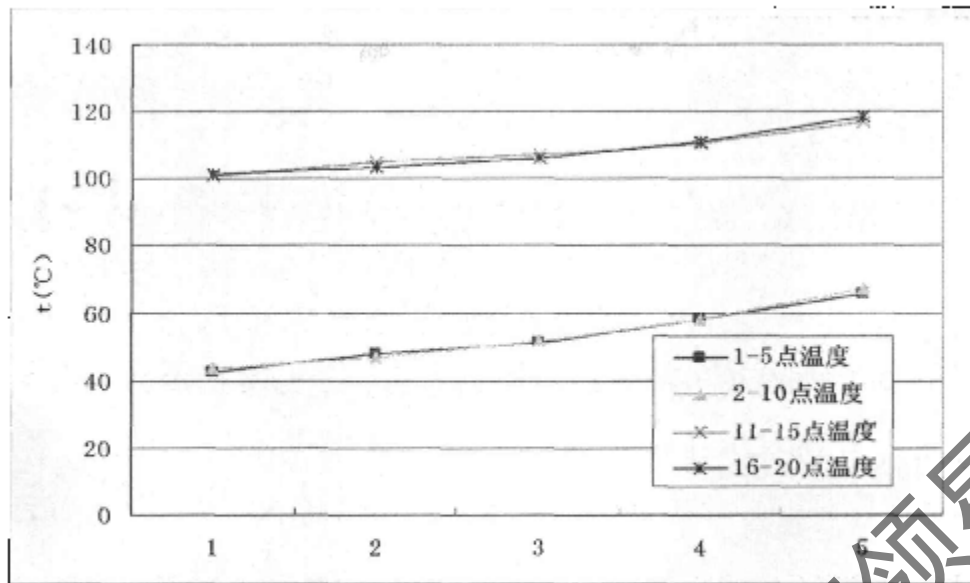


图 6.3 1#板小通道内汽水换热时板片内流体温度

在设计和运行管理有相变的汽-液换热板式换热器时，可由上述蒸汽温度的变化规律得到一些启示：

1) 以在集中供热领域中应用汽-水换热板式换热器为例，由于受工艺条件的限制，被加热水经过板式换热器时温升不可能太高，同时蒸汽凝结具有很大的汽化潜热，导致完成相同的换热量被加热水的质量流量要比热源蒸汽的质量流量大的多，因此从理论上进行设计计算得到的蒸汽侧流通面积要比被加热水侧小得多，约 $1:3\sim 6$ ^[105]，于是在进行板片的几何结构设计和流程整体布置时我们努力达到这个目标比值。对流通面积进行适当的匹配是必要的，但从上面讨论的由于压降会引起凝结温度下降的情况看，保持相交流体侧流通通道较大，留有一定余量会更有利于传热。实际上，水蒸汽从绝对压力 0.36MPa 降到 0.27 MPa，饱和温度就可以下降 10℃，导致明显的传热温差下降：

2) 在汽-液换热的情况下，由于汽态介质的相变换热具有比液态介质的单相对流换热大的多的换热系数，因此采取强化换热措施时总是习惯于从液态介质侧入手，而忽视在汽相侧采取措施。但是由上文的分析可知，避免汽相介质产生过大的压降，维持较大的传热温差，是更省力更有效的强化传热方法：

3) 在调节控制板式换热器的运行时，增大出力应尽量开大蒸汽的进口阀门，降低出力应尽量减小冷凝水出口阀的开度，可以在最大程度上维持传热温差以提高运

行经济性。

6.6 复合波纹板式换热器蒸汽凝结对流换热系数

由于影响蒸汽凝结换热的因素非常多，本文的实验条件难以将各个因素的影响规律分离出来，因此仅进行了简单的换热系数测试，以大致了解这种新型板片在相变凝结换热条件下的换热性能。图 6.4 至图 6.6 分别显示了不同板片的不同通道组合时，在相应蒸汽压力时的对流换热系数，实验范围内的对流换热系数在 15000-20000 W/(m²·℃) 之间。

蒸汽饱和压力对凝结换热系数的影响程度不是很大，文献^[35]报道随蒸汽压力升高凝结换热系数会稍微下降，图 6.4 至图 6.6 显示了本文的实验结果，在不同压力下对流换热系数有程度不大的差异，但是蒸汽压力高时对流换热系数相对稍大一些，这可能与在本文实验条件下，蒸汽压力升高导致了流速增大，同时导致凝结液膜厚度减薄有关系。

由于 2#板组合成的小通道板间距只有 2.5mm，不太适于汽相冷凝相变换热，因此本文没有测试它的凝结换热特性。

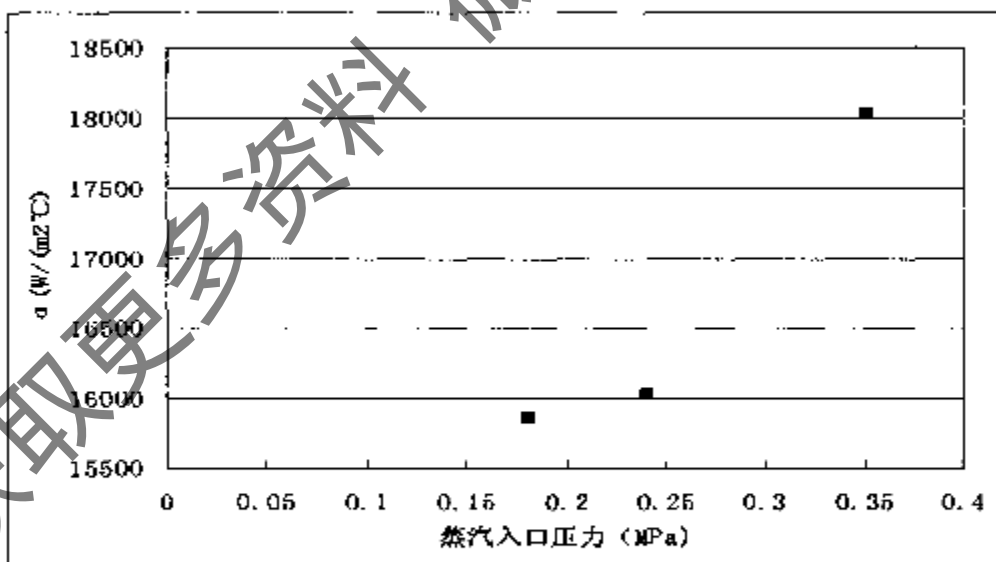


图 6.4 1#板大通道内蒸汽凝结的对流换热系数

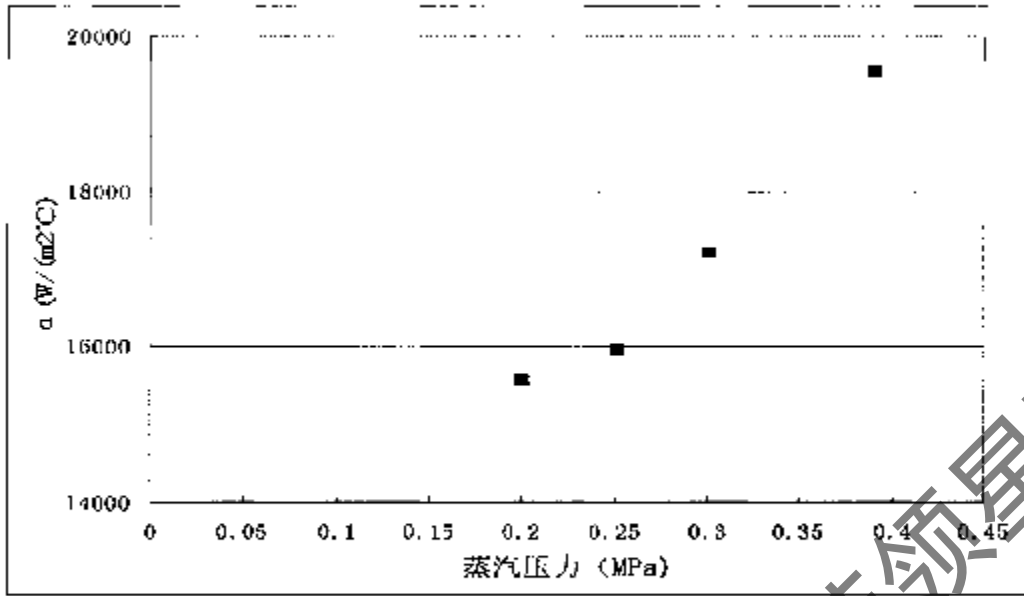


图 6.5 1#板小通道内蒸汽凝结换热系数

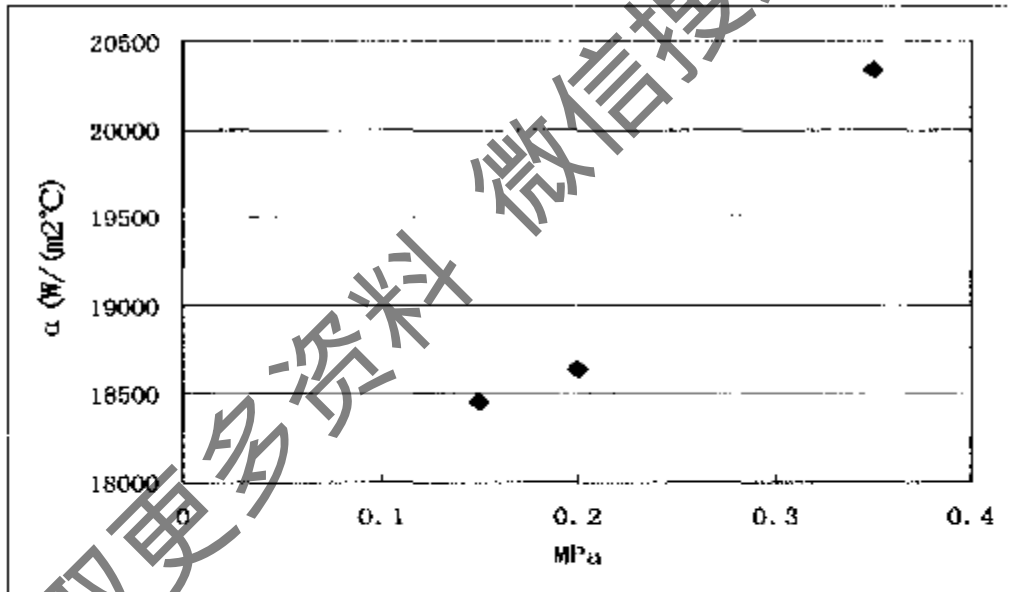


图 6.6 2#大通道内蒸汽凝结换热系数

6.7 本章小结

通过搭建的汽水换热实验平台对复合波纹板式换热器内蒸汽凝结状况下的相变换热特性进行了测试，得到了工业应用工况下蒸汽在复合波纹板式换热器内的对

流换热系数。

实验测试到复合波纹板式换热器内凝结对流换热系数值在 $15000-20000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{℃})$ 之间，由于凝结对流换热系数的影响因素非常复杂，限于条件限制，本章实验只是了解到了工业应用工况下复合波纹板式换热器内蒸汽凝结换热系数的数值范围，没能总结出其他因素对蒸汽凝结换热的影响规律。

在汽-液换热的场合，汽相凝结侧的换热强化大都被忽视。通过本章实验中观察到的蒸汽在通道内凝结时压力和温度降低都非常明显的现象，提出了在有汽相冷凝换热的情况下，保持汽相介质的压力不要降低过快，以保持较高的凝结温度，从而利用较大的传热温差来强化换热的观点。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

第七章 板式换热器整体结构优化设计

7.1 引言

随着世界范围内能源价格上涨和系统优化技术的发展,对以下两个方面的研究都显得越来越迫切需要。一方面是开发各种新型的、强化的技术和设备,另外是针对给定的传热工况,从整体的换热设备甚至整个能量转化系统的角度,全面权衡和处理流动和传热两种因素,以小的功耗 ΔP 取得大的传热系数 K 。

7.2 板式换热器整体结构优化的意义和方法

对换热设备中传热面的具体结构形式和几何参数进行研究,使其具有良好的传热和阻力特性是获得高效传热过程的第一步。即使传热元件本身具有非常优良的换热能力和阻力性能,如果不从换热设备的整体结构上对传热元件的布置进行优化,也实现不了节约成本或降低工艺过程费用的目标。事实上,在实际应用中的很多情况中,对传热元件本身采取强化换热措施的效果往往又被非优化的结构设计造成的负面影响所埋没。

对于各种各样的采用管式传热元件的换热器来讲,因为换热管有一个系列内的很多种管径可以选择,同时换热管的长度在一定范围内也是可以根据热力计算和阻力计算的结果定尺制造的,因此只要进行精心的设计计算,在布置换热面积和流通通道时,是比较容易做到传热能力和所需功耗良好匹配的。但是对于板式换热器情况就不一样,有两个因素决定板式换热器的换热面积和流通面积不能像管式换热器一样连续可调:一是由于制作工艺上板片的制造需要定型的模具,难以随时调整板片的长度(L)和宽度(W)尺寸,而宽度与长度的比值(W/L)是做到换热面积和流通面积良好匹配的重要因素;第二个原因是板式换热器流体流动路径的总长度只能按板长(L)的倍数(M)增减,换热面积只能按单板面积($W \times L$)的倍数甚至是单流程换热面积($M \times W \times L$)的倍数增减,所以在板式换热器内要实现阻力和换热的良好匹配有更大的难度。

一般的板式换热器设计,都是在固定板片型号的基础上进行流程和流动通道的优化组合,这种优化的目的在于尽量做到保证换热面积满足换热要求的同时,流通面积也满足流动阻力允许的要求。但由于上文所述的原因,建立在板片宽长比(W/L)

固定前提下的优化组合仍然只能保证传热面积或流通面积一个目标能满足要求，两个目标都恰好满足要求是不太可能的。这样造成的后果很可能是板式换热器的强化换热效果使对换热面积的需求减少了，但从流体流通面积方面却又要求板片数增加，势必还会造成换热面积过大导致材料浪费和成本提高，仅仅使板片数满足换热要求又可能导致流阻过大和功耗增加提高运行费用。

现有的板式换热器尺寸大都是国际上几家著名的板换生产商根据早期板式换热器的应用领域设计的，但随着生产技术和板式换热器自身的不断发展，板式换热器已经被应用到越来越多的新领域。比如在我国板式换热器近年开始被广泛应用到集中供热领域，但所用的板片大都不是按照我国供暖介质的运行参数标准设计的，甚至在流量和温差都相差很大的汽水换热情况和水水换热情况时都采用同一种板片^[106]。这种沿用传统的板式换热器尺寸制造在新的应用领域中的板式换热器的做法，就更难做到换热和流动完美匹配。最好的解决办法是在开发新的板片时，根据工艺过程中流体参数的具体变化范围，有针对性地设计板式换热器的外形尺寸，再辅以合理地调整流动通道（ M ）和流程数（ N ），才能做到换热能力和流通能力的最佳配合，这对最大程度地减少设备造价和运行费用都有重要意义。

基于上述考虑，提出在板式换热器的板片开发阶段要结合具体工艺过程的介质参数和流量变化范围，设计板片的宽长比（ W/L ）时连同将来的流道和流程布置综合考虑，通过换热和流动阻力的计算和比较，在同时调整板片宽长比（ W/L ）和单程流道数及流程数的基础上，计算出最佳板片尺寸的同时给出最优的通道数和流程数组合。由于板片的宽长比（ W/L ）是连续可调的，所以通过上述算法优化后的结果，基本上能实现换热能力和允许压降及板片面积的最优匹配。

7.3 板式换热器传热—流动数学模型

要进行板式换热器的整体优化设计，必须建立数学模型，使热力特性、阻力特性及板片尺寸相互关联。下面是建模过程。

如前面有关章节所述，板式换热器内换热系数的计算根据对应的换热准则方程：

$$Nu = c Re^m Pr^n (\mu / \mu_w)^{0.14} \quad (7-1)$$

由上式可得对流换热系数的计算公式：

$$\alpha = \frac{\lambda}{d_e} c \frac{(u d_e)^m}{\nu^m} \text{Pr}^n (\mu / \mu_w)^{0.14} \quad (7-2)$$

令：

$$k_1 = \lambda c \frac{d_e^{(m-1)}}{\nu^m} \text{Pr}^n (\mu / \mu_w)^{0.14} \quad (7-3)$$

则有：

$$\alpha = k_1 u^m \quad (7-4)$$

流动阻力的计算公式为：

$$\Delta P = 2f(NL/d_e)\rho u^2 \quad (7-5)$$

N 为流程数， L 为板片长度。

范宁摩擦系数由下式形式的阻力准则方程计算：

$$f = c' \text{Re}^m \quad (7-6)$$

将式 (7-6) 代入式 (7-5) 可得：

$$\Delta P = (2c' \rho d_e^{(m-1)} / \nu^m) (NL) u^{(m+2)} \quad (7-7)$$

令：

$$k_2 = 2c' \rho d_e^{(m-1)} / \nu^m \quad (7-8)$$

介质流经板式换热器的流动阻力最终可表示成：

$$\Delta P = k_2 (NL) u^{(m+2)} \quad (7-9)$$

通道内流体的流速可根据流体的体积流量计算：

$$u = q_v / \left(\frac{d_e}{2} MW \right) \quad (7-10)$$

q_v 为流体体积流量， M 为一个流程内通道数， W 为通道宽度；

板式换热器实际布置的传热面积可根据下式计算：

$$A = MW \times NL \quad (7-11)$$

将式 (7-10) 和 (7-11) 联立可得：

$$NL = \frac{d_e}{2q_v} Au \quad (7-12)$$

令：

$$k_3 = \frac{d_c}{2q_c} \quad (7-13)$$

则:

$$NL = k_3 Au \quad (7-14)$$

将式(7-14)代入式(7-9)得:

$$\Delta P = k_2 k_3 Au^{(m'-3)} \quad (7-15)$$

上式是流动阻力跟换热面积的关联式,再将式(7-4)跟式(7-15)关联,即得到换热系数、流动阻力、传热面积相互关联的板式换热器传热-流动数学模型:

$$\Delta P = k_1^{\left(\frac{-m'-3}{m}\right)} k_2 k_3 A \alpha^{\left(\frac{m'+3}{m}\right)} \quad (7-16)$$

在优化设计时,为获得较大的换热系数,最好能充分利用介质的允许压降,但由于前文所述的板式换热器的特殊结构,使传热面两侧介质同时完全利用允许压降是不可能的,因此采取使一侧介质充分利用允许压降,另一侧介质的压降在允许范围内的流动阻力约束条件,这种原则对于绝大多数实际应用情况来讲都能满足需要。

假定 ΔP_1 为要充分利用的允许压降,则根据式(7-16)有:

$$\alpha_1 = \left(\frac{\Delta P_1}{A k_1^{\left(\frac{-m'-3}{m}\right)} k_2 k_3} \right)^{\frac{m}{m'+3}} \quad (7-17)$$

由:

$$\frac{u_2}{u_1} = \frac{q_{v2} M_1 W_1}{q_{v1} M_2 W_2} \quad (7-18)$$

可得:

$$\alpha_2 = \alpha_1 \left(\frac{q_{v2} M_1 W_1}{q_{v1} M_2 W_2} \right)^m \left(\frac{k_{12}}{k_{11}} \right) \quad (7-19)$$

至此,在允许压降范围内换热面积最小的目标函数:

$$A = \frac{Q}{\Delta T_m \phi} \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda_w} + R_{f1} + R_{f2} \right) \quad (7-20)$$

可以在以上约束条件下求得最小值。

7.4 板式换热器整体结构优化设计的有关计算

1、平均传热温差计算

虽然在板式换热器中尽量采用逆流的流动方式，但是当冷热流体的流程数不同时不可避免会产生顺流的情况，所以计算平均传热温差时采用纯逆流时的对数平均温差加修正系数的方法：

$$\Delta t_m = \Delta t_{m0} \psi \quad (7-21)$$

$$\Delta t_{m0} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2''}} \quad (7-22)$$

式中 ψ 为对冷热流体非逆流的传热温差修正系数，文献^[39]给出了计算方法和相关图线。

程序计算中需要注意判断冷热流体的进出口温度端差相等的情况，因为 $t_1' - t_2'' = t_1'' - t_2'$ 时会导致式(7-22)的分母为零，程序运算会出错，这是需要自动转化成用算数平均温差计算平均传热温差，即：

$$\Delta t_m = \frac{t_1' + t_1''}{2} - \frac{t_2'' + t_2'}{2} \quad (7-23)$$

也有：

$$\Delta t_m = t_1' - t_2'' = t_1'' - t_2' \quad (7-24)$$

2、流体物性参数计算

计算过程中需要的流体物性参数如密度 ρ_1 、 ρ_2 、粘度 ν_1 、 ν_2 、普朗特数 Pr_1 、 Pr_2 ，导热系数 λ_1 、 λ_2 以及比热 C_{p1} 、 C_{p2} 等，都事先输入数据库图表，程序需要时根据定性温度查取。定性温度取流体进出口的平均温度。即：

$$\text{热流体的定性温度 } t_1 = (t_1' + t_1'') / 2;$$

$$\text{冷流体的定性温度 } t_2 = (t_2' + t_2'') / 2.$$

3、板式换热器的流程及单程流道数的确定原则

对于一般对称型流道的板式换热器，两流体的体积流量大致相当时。应尽可能按照等程布置；另外，当某一介质温升或温降幅度较大时，也可按多程布置。一般对同一流体在各程中应采用相同的流道数。

单相换热时，逆流具有最大的平均传热温差。在一般换热器的工程设计中都尽量把流体布置为逆流。对板式换热器来说，要做到这一点，两侧必须为等程。多程等程排列时，在每一流程的转折处都会出现一个顺流板片，但在并联流道数较多时，一个顺流板片对整合换热器的性能不至于造成很大影响。若安排为不等程，则顺流与逆流将交替出现，此时的平均传热温差将明显小于纯逆流时的平均传热温差。

单程流道数决定流体在板间的流速，而流速影响换热性能和流体的压力降，流速高固然换热系数高，但流体的阻力降也增大；反之则情况相反。一般板间平均流速为 0.2~0.8m/s（主线上的流速要比平均值高 4~5 倍）。流速低于 0.2m/s 时流体就达不到紊流状态且会形成较大的死角区，流速过高则会导致阻力降剧增。具体设计时，按给定的允许压力降求出流速的初选值先确定一侧流速，另一侧流速要满足介质阻力降在允许的范围內。

在板片各项参数及流体参数已知的情况下，为缩小计算范围，提高计算效率，可先按以下原则确定流程数的大致范围：

$$\text{热流体流道截面 } As_1 = W \times b \times N_1 \quad (7-25)$$

$$\text{冷流体流道截面 } As_2 = W \times b \times N_2 \quad (7-26)$$

上两式中 b 为板片间隔距离。所以，热、冷流体在板片间的流速可以表示为：

$$u_1 = q_{m1} / (\rho_1 \times W \times b \times N_1) \quad (7-27)$$

$$u_2 = q_{m2} / (\rho_2 \times W \times b \times N_2) \quad (7-28)$$

上式中 q_{m1} 、 q_{m2} 为热冷流体的质量流量； ρ_1 、 ρ_2 为热冷流体的密度。

如果把流速限制在一个实际应用中不可能超出的区间 0.01~2.0 之间，宽度在 0.1~2.0 之间，那么可以得到下面的不等式组：

$$\begin{cases} 0.01 < u_1 < 2.0 \\ 0.01 < u_2 < 2.0 \\ 0.1 < W < 2.0 \end{cases}$$

将 (7-13)、(7-14) 式代入不等式组，可得到如下结果：

$$q_{m1} / (\rho_1 \times 2.0 \times 2.0 \times b) < N_1 < q_{m1} / (\rho_1 \times 0.01 \times 0.1 \times b) \quad (7-29)$$

$$q_{m2} / (\rho_2 \times 2.0 \times 2.0 \times b) < N_2 < q_{m2} / (\rho_2 \times 0.01 \times 0.1 \times b) \quad (7-30)$$

通过式 (7-29)、(7-30) 确定的流程数 N 的大致范围可以减少程序不必要的循环次数，提高运行效率。

7.5 板式换热器整体结构优化程序算例

图 7.1 至图 7.3 是根据上文介绍的思路编制优化程序的界面和运行结果。此程序的初步运行结果证明：通过板片尺寸的不断调整代替仅仅选板片型号的梯级调整获得更优设计结果的思想是可以实现的。这对新板片的开发，尤其是解决我国大多数板换生产企业，只是用有限的几种规格板片，进行流程和通道的不同组合就应用到所有换热工况导致浪费的问题，有一定实际应用价值。

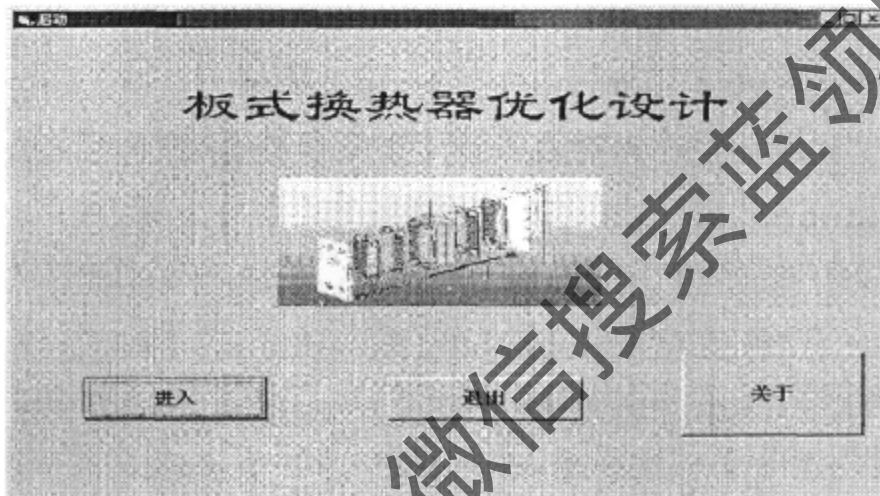


图 7.2 优化程序主界面

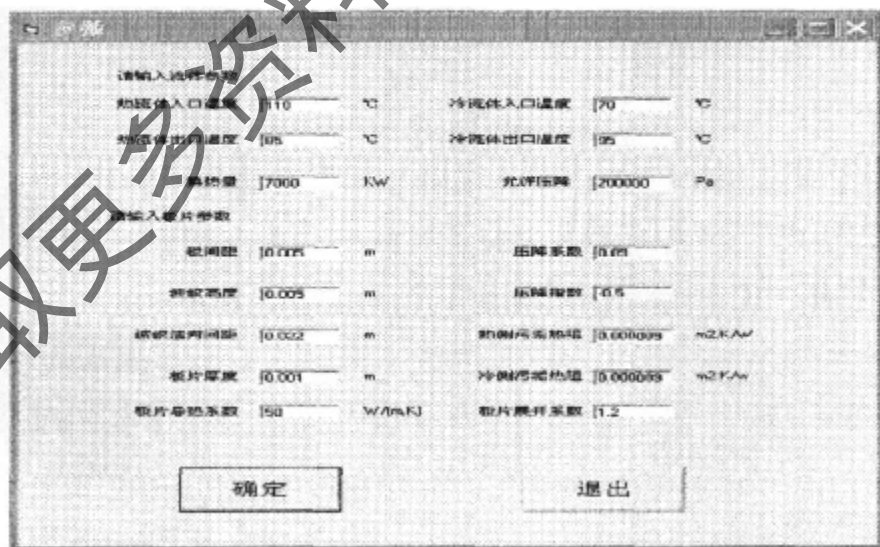


图 7.3 优化程序初始数据输入界面

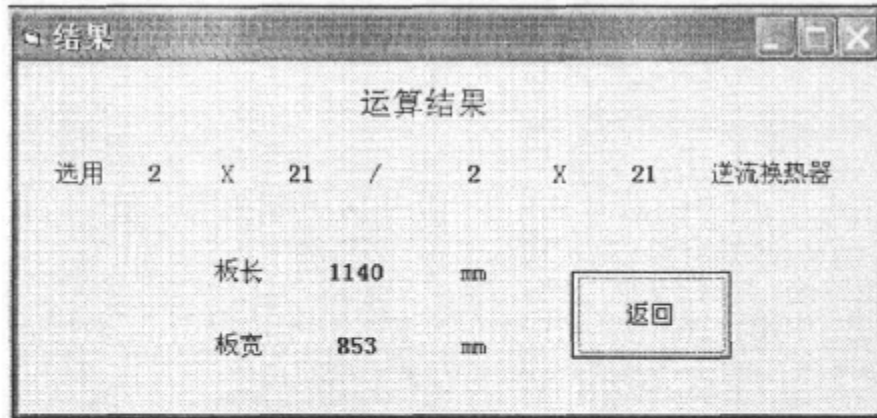


图 7.4 优化设计程序运行结果

7.6 本章小结

根据板式换热器实际设计过程和应用工况的分析,提出板式换热器换热强化的程度越大,换热面积和流通面积需求之间的矛盾就可能越突出,为兼顾流动阻力,造成换热强化但实际布置的换热面积并不减少的问题。

根据上述问题,从节约制造成本和节约运行功耗的目标出发,提出板式换热器整体结构优化的思路,即根据具体工艺过程的介质参数,同步调整板片的长宽比和通道数、流程数,以求得换热和流通能力最大程度上的匹配。

建立了板式换热器“传热—流动”的数学模型,编制了板式换热器整体优化设计程序,运行结果表明,换热器整体优化设计的思路可以实现。

获取更多资料

第八章 全文总结及展望

8.1 全文总结

本文先对固体壁面和单相流体之间对流换热的物理机制和数学模型进行分析, 得出以下结论: 流体和固体壁面之间的热量交换可以看作是壁面附近和主流区不同温度流体质量交换的结果, 这种质量交换既包括流体宏观运动引起的质量交换, 也包含分子运动水平上的质量交换; 垂直于壁面方向的流体运动对促进壁面附近流体和主流流体的质量交换起着主要作用, 因此流体垂直于壁面的速度分量是对流换热的关键因素, 增大这一速度分量, 可以强化壁面和流体之间的热量交换。

本文通过实例分析认为利用增大垂直于壁面的流体速度分量来强化换热在技术上是可行的; 如果流体速度与传热壁面有较大夹角, 则流体速度在壁面法线方向上的速度分量必然大, 因此增大流场中流速与壁面呈较大夹角的区域, 可以强化壁面和流体之间的热量交换; 外部流动较容易实现与壁面呈较大夹角的流动; 内部流动时可不要求这个速度与壁面的夹角是恒定的, 只要流动过程中流速与壁面呈较大夹角的流动机会多, 便可以起到相应的强化换热作用; “非平行弯曲表面”形成的流动通道可以增加流动过程中流速与壁面呈较大夹角的机会。

板式换热器复杂变化的流体通道形状以及较易引发湍流的特点, 使流速与壁面呈较大夹角的流动机会增多, 所以比其它类型的换热器有更好的传热性能。

对斜波纹板式换热器的数值研究和分析表明: 波纹倾角 β 能影响流体动量沿波纹方向的分量, 从而影响斜波纹板式换热器内流体流动形态的变化以及换热强化的程度和流动阻力大小。

本文对波纹角度、波高及波距对斜波纹板式换热器换热和流动影响规律的模拟分析, 可以为设计板式换热器波纹的最优几何参数提供参考: 在本文模拟的参数范围内, 波纹倾角 β 在 60° 时斜波纹的换热效果最好; $\beta = 30^\circ$ 时摩擦系数最小, 具有较好的换热和流动阻力的综合效果; 波距 P 对换热的影响不大, 但 P 的增大有利于减小流阻; 波高 H 越高换热效果越好, 但流动阻力也会以更大幅度上升; 在波距 $P = 25\text{mm}$ 时, 波高 $H = 5\text{mm}$ 具有比较好的综合性能。

通过数值计算得到了斜波纹板式换热器换热准则方程:

在 $\frac{\pi}{6} \leq \beta \leq \frac{\pi}{3}$ 范围内:

$$Nu = 0.225 Re^{0.66} Pr^{1/3} \left(\frac{d_c}{P}\right)^{0.19} \beta^{0.16} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (3-10)$$

在 $\frac{\pi}{3} \leq \beta \leq \frac{4\pi}{9}$ 范围内;

$$Nu = 0.245 Re^{0.66} Pr^{1/3} \left(\frac{d_c}{P}\right)^{0.19} \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)^{0.12} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (3-11)$$

在相同纵波倾角 β 范围内, 与 Y. S. Kim 通过实验研究得到的准则方程:

$$Nu = 0.295 Re^{0.64} Pr^{0.32} \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)^{0.09} \quad (3-12)$$

相比非常接近, 表明本文用数值方法进行的板式换热器换热规律的研究结果是可靠的。

根据斜波纹板式换热器中的流动阻力主要来自相对两板片沟槽内流体不断交汇和相互拖曳作用的机理, 本文设计了一种能改善流动阻力的新型复合波纹板片, 以实现较好的换热和流动综合性能。

对复合波纹板片间流体换热和流动的数值研究结果表明: 纵波倾角 β 对换热和阻力的影响趋势是一致的, 倾角大时换热效果会增强, 阻力也会增加; 适当地增加横波波高 h_1 有助于增强换热效果, 横波波距 P_1 的改变对换热的影响不大, 但横波波距 P_1 过大或过小都会导致大的摩擦系数; 纵波波高 h_2 比纵波波距 P_2 对换热的影响显著, 但纵波波距 P_2 减小仍然可以起到换热强化的效果, 纵波波高 h_2 增加使换热性能明显改善的同时, 导致阻力的增加幅度更大。

对复合波纹板片和人字形板片的对比数值研究结果表明: 在保持换热效果相当的前提下, 复合波纹板片的流动阻力损失比相同角度下人字形板片要降低 50% 左右。波纹倾角 β 同为 60° 时的复合波纹板片与人字形板片的换热效果几乎相同, 而复合波纹板片的阻力损失却比 β 为 40° 时的人字形板片还低。

数值计算结果没有显示出复合波纹板片象斜波纹板片那样, 在倾角 $\beta = 60^\circ$ 附近出现换热特性和阻力特性的转折, 这说明采取复合波纹的改进措施是有效的。由于两组波纹叠加的综合效果, 复合波纹板片可以有更多的参数组合, 有利于达到换热和阻力良好匹配的设计目标。

推导了归纳板式换热器换热特性准则方程和分离对流换热系数的等质量流量法, 实验获取了两种复合波纹板片分别进行不同当量直径组合时的换热准则方程

(式 5-39~5-46) 和阻力特性方程 (示于图 5.20~5.23 中), 可以为复合波纹板式换热器的设计计算提供依据。实验结果表明: 在阻力特性与 $\beta=30^\circ$ 的人字形“软板”相当的情况下, 复合波纹板片具有比 $\beta=60^\circ$ 的人字形“硬板”还稍强的换热效果, 这一结果能与数值模拟的结论相互验证。总体上看复合波纹板式换热器在流动阻力较小的前提下, 可以获得较好的换热效果。

汽水换热实验测试到在复合波纹换热器中凝结换热系数在 $15000-20000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{C})$ 之间。实验中观测到蒸汽在通道内凝结时压力和温度降低都非常明显, 提出了在有凝结换热的情况下, 应注意保持汽相介质的压力不要降低过快, 以保持较高的凝结温度, 从而利用较大的传热温差来强化换热的建议。

最后编制了板式换热器整体优化设计程序, 以满足新板片开发过程优化设计的需要, 该程序也可用于其它形式的板式换热器板片设计。

8.2 展望

由于本文实验接近于工业应用实验, 未能对低雷诺数下的换热工况进行测试。以后可利用油类等粘度较大的介质, 进行低雷诺数时复合波纹板式换热器的换热规律和阻力特性测试方面的工作。

复合波纹板片的波纹几何参数比传统斜波纹板片的更多, 本文仅对复合波纹板片几何参数对换热和流动的影响趋势进行了讨论, 没能将波纹参数对换热和流动的定量影响归纳成准则方程, 由于这方面的工作量巨大, 以后可采用数值方法完成。

凝结对流换热系数的影响因素非常复杂, 限于本文实验条件限制, 只是测试到了工业应用工况下复合波纹板式换热器内蒸汽凝结换热系数的数值范围, 没能总结出其他因素对蒸汽凝结换热的影响规律。

本文的研究侧重于复合波纹板式换热器的传热性能和阻力特性, 对换热器设计和制造同样重要的结构设计、强度设计及制造工艺等方面, 仍有很多工作有待以后进行。

参考文献

- [1] 史美中, 王中铮. 热交换器原理与设计. 东南大学出版社, 1996
- [2] 朱曾卮. 板式换热器的国内外概况: 动态、进展与展望. 制冷, 1990, (3). pp34-38
- [3] 周海成. 板式换热器的技术进展及其应用. 压力容器. 第13卷第2期, 1996
- [4] 冯志良, 常春梅. 当代国外板式换热器摘萃. 石油化工设备. 第28卷第2期, 1999年3月
- [5] Raju K. S. N., Bansal J. C. Plate Heat Exchangers and Their Performance, in low Reynolds Number Flow Heat Exchanger. S. Kakac et al., eds. Hemisphere Publishing, Washington. pp. 899-912, 1983
- [6] Raju K. S. N., Bansal J. C., Design of Plate Heat Exchangers, in low Reynolds Number Flow Heat Exchanger. S. Kakac et al., eds. Hemisphere Publishing, Washington. pp. 899-912, 1983
- [7] Shah R. K., Focke W. W. Plate Heat Exchangers and Their Design Theory, in Heat Transfer Equipment Design. R. K. Shah et al., eds. Hemisphere Publishing, Washington. pp. 4.149-4.176, 1988
- [8] Lawry F. J. Versatile, Flexible and Easy-to-Operate Plate Type Heat Exchangers Give Increased Heat Flux. Chemical Engineering. Vol. 66, No. 13, pp.89-94, 1959
- [9] Cooper A. Recover More Heat with Plate Heat Exchangers. The Chemical Engineer. No.285, pp.280-285, 1974
- [10] Pnlat S. Manglik R. M., Wilkins R. L. Forced Convective Boiling of a Non-Newtonian Liquid in a Multipass Plate Heat Exchanger. AIChE Symposium Series. Vol.89, AIChE, New York, PP.230-235, 1993
- [11] Kumar H. Evaporation in Plate Heat Exchangers. AIChE Symposium Series. Vol.89, AIChE, New York, PP.211-222, 1993
- [12] Jonsson I. Plate Heat Exchangers as Evaporators and Condensers for Refrigerants. Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating. Vol. 39, No. 9, pp.30-31,33-35, 1985
- [13] Sjogren S. Gruenio W. Applying Plate Heat Exchangers in Hydrocarbon Processing. Hydrocarbon Processing. Vol. 62, No. 9, pp.133-136, 1983.
- [14] Gillham M. W. H. New Composite Material for Plate Heat Exchangers. Materials & Design. Vol. 9, No. 4, PP. 192-194, 1988
- [15] Panchal C.E. Condensation Heat Transfer in Plate Heat exchangers, Two-Phase Heat Exchanger Symposium, HTD Vol. 44, ASME, New York, pp.45-52, 1985.
- [16] Wagner R. L., Sjogren S. Optimizing Heat Exchanger Design for Crude Oil Stabilization. Chemical Engineering Progress. pp. 46-51, 1985
- [17] 张洪彦. 板式换热器的工作特点及应用. 东北电力学院学报. 1994,14(3).-130-134
- [18] 谢静如. 板式换热器的调研. 北京节能. 1990, (4).-6-8
- [19] 姜守霞. 吕吁平. BB型板式换热器在供热行业中的应用. 区域供热. 1994, (5).-30-31
- [20] 胡峰. 新型均流板式换热器的开发. 石油化工设备. 1995, 24(4). -33-34
- [21] Nilsson M., Eklund M. Plate and Frame Heat Exchangers New Semi-welded design. Compact Heat Exchangers for Power and Process Industries, HTD. Vol.201. ASME, New York. pp. 101-109,1992
- [22] 吴德全. 板式换热器用氟橡胶和 EPDM 密封垫. 合成橡胶工业. 1996, 19(2):117

- [23] 吴德谦. 板式换热器用橡胶密封垫的研制. 特种橡胶制品. 第 22 卷第 1 期
- [24] 沈祥智等. 石墨密封垫片在板式换热器上的应用. 节能. 1998 年第 3 期
- [25] 杨崇麟. 板式换热器工程设计手册. 北京: 机械工业出版社, 1994
- [26] Focke W W. The effect of the corrugation angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1985,28(8):1469
- [27] 赵镇南. 板式换热器人字波纹倾角对阻力及传热性能的影响. 石油化工设备. 2001, 5
- [28] 王中铮, 赵镇南. 新版型板式换热器的研究[R]. 天津: 天津市科委, 1990
- [29] Muley A., Manglik P.M. Experimental Study of Turbulent Flow Transfer and Pressure Drop in a plate Heat Exchanger with Chevron Plates. *Journal of Heat Transfer*, vol.121, No.1, pp.110-117, 1999.
- [30] 许淑惠, 周明连. 板式换热器进出口流道内的压力分布、流阻及流型显示的实验研究. 节能. 1996 年第 8 期
- [31] Kumar H. Condensation Duties in Plate Heat Exchangers. [R] Symposium on condenser: theory and Practice. 1983
- [32] Wang L.K., Sunden B., Yang Q.S. Pressure Drop Analysis of Steam Condensation in a Plate Heat Exchanger. *Heat Transfer Engineering*. v 20 n1 Jan-Mar 1999. Taylor & Francis Ltd. p 71-77, 0145-7632
- [33] Cooper A. Condensation of Steam in Plate Heat Exchangers. AIChe Symposium Series. Vol.70, No.138. AIChE, New York, pp, 172-177
- [34] Tovazhnyanskiy. L. L., et al. Heat Transfer from Steam Condensing in an Extended-Surface Slot Channel. *Heat Transfer-Soviet Research*. 1980, July-August, V.12, No4
- [35] Wang Zhongzheng, Zhao Zhennan. Steam Condensation in Ordinary Plate Heat Exchangers. *Journal of Tianjin University*. No.4, 1989
- [36] Wang Z.Z, Zhao Z.N. Analysis of Performance of Steam Condensation Heat Transfer and Pressure Drop in Plate Condensers. *Heat Transfer Engineering*. 1993, Vol.14, PP. 32-40
- [37] [日]尾花英朗著;徐中权译. 热交换器设计手册(下). 北京: 石油工业出版社, 1982
- [38] Buonopane R, Troupe R, Morgan J. Heat Transfer Design Method for Plate Heat Exchangers. *Chemical Engineering Progress*. 1963, 59:57~61
- [39] Zaleski, Tadeusz, Klepacka, Krystyna. Plate Heat Exchangers. Method of Calculation, Charts and Guidelines for Selecting Plate Heat Exchanger Configurations. *Chemical Engineering and Processing*. v31, n1, Apr 1992, p 49-56 0255-2701
- [40] Ciofalo M., Di Piazza I., Stasiak J.A. Investigation of Flow and Heat Transfer in Corrugated-undulated Plate Heat Exchangers. *Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung*, v36, n5, Sep, 2000, p 449-462
- [41] 杨勇. 数值传热学在波纹式换热器上的应用. 华北电力技术. 1999, No10
- [42] Koen Grijspeerdt, Birinchi Hazarika, Dean Vucinic. Application of Computational Fluid Dynamics to Model the Hydrodynamics of Plate Heat Exchangers for Milk Processing. *Journal of Food Engineering*. 57 (2003) 237-242
- [43] M.A. Mehrabian, R. Poulter. Hydrodynamics and Thermal Characteristics of Corrugated

- Channels: Computational Approach. *Applied Mathematical Modelling*. 24 (2000) 343-364
- [44] ZAHID H. AYUB. Plate Heat Exchanger Literature Survey and New Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Refrigerant Evaporators. *Heat Transfer Engineering*. 24(5):3-16,2003
- [45] Arun Muley. Heat Transfer and Pressure Drop in Plate Heat Exchangers, Ph.D.s. Thesis. University of Cincinnati, 1997
- [46] Troupe R.A., Maogan J.C., Prifiti J.. The Plate Heater Versatile Chemical Engineering Tool. *Chemical Engineering Progress*. vol.56, no.1, pp.124-128,1960
- [47] Kumar H.. The Plate Heat Exchanger: Construction and Design. Institute of Chemical Engineering Symposium Series. No.86, pp.1275-1288, 1984
- [48] Heavner R.L.,Kumar H., Wanniarachchi A.S.. Performance of an Industrial Heat Exchanger: Effect of Chevron Angle. *AIChE Symposium Series*. vol.89, no.295, AIChE, New York, pp.262-267,1993
- [49] Wanniarachchi A.S., Ratnam U., Tilton B.E., Dutta-Roy K.. Approximate Correlations for Chevron-Type Plate Heat Exchangers. 30th National Heat Transfer Conference. vol.12, HTD vol.314, ASME, New York, pp.145-151, 1995
- [50] Thonon,B.. Design Method for Plate Evaporators and Condensers. 1st International Conference on Process Intensification for the Chemical Industry. BHR Group Conference Series Publication. no.18, pp.37-47, 1995
- [51] Buonopane R.A.,Troupe R.A., Morgan J.E.. Heat Transfer Design Methods for Plate Heat Exchangers. *Chemical Engineering Progress*. vol.59, no.57-61, 1963
- [52] Crozier R.D., Booth J.R., Stewart J.E.. Heat Transfer in Plate and Frame Heat Exchanger. *Chemical Engineering Progress*. vol.60, no.7, pp.65-67,1964
- [53] Jackson B W., Troupe R.A. Laminar Flow in a Plate Heat Exchanger. *Chemical Engineering Progress*. vol.60, no 7, pp.65-67, 1964.
- [54] Savostin A.F., Tikhonov A.M.. Investigation of the Characteristics of Plate Type Heating Surfaces. *Thermal Engineering*. vol.17, pp.113-117, 1970
- [55] Kovalenko L.M., Maslov A.M.. Soviet Plate Heat Exchangers. *Konservnaya i Ovoshchesushil Naya Promyshlennost*. no.7, pp.15-17, 1970
- [56] Marriott J.. Where and How to Use Plate Heat Exchangers. *Chemical Engineering*. vol.78, pp.15-17, 1970
- [57] Okada K., Ono M., Tomimura T., Okuma T., Konno H., Ohtani S.. Design and Heat Transfer Characteristics of a New Plate Heat Exchanger. *Heat Transfer Japanese Research*. vol.1, no.1, pp.90-95, 1972
- [58] Maslov A., Kovalenko L.. Hydraulic Resistance and Heat Transfer in Plate Heat Exchangers. *Molochnaya Promyshlennost*. no.10, pp.20-22, 1972
- [59] Clark D.F.. Plate Heat Exchanger Design and Recent Developments. *The Chemical Engineer*. no.285, pp.275-279, 1974
- [60] Edwards M.F., Changal Vaie A.A., Parrott D.L.. Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of a Plate Heat Exchanger Using Non-Newtonian Liquids. *The Chemical*

- Engineer. no.285, pp.286-288, 1974
- [61] Rosenblad G., Kullendroff A.. Estimating Heat Transfer from Mass Transfer Studies on Plate Heat Exchanger Surfaces. *Waerme-und Stoffubertragung*. vol.8, no.3, pp.187-191, 1975
- [62] Amooie-Foomeny M.M.. Flow Distribution in Plate Heat Exchanger, Ph.D. Thesis. Univeersity of Bradford. UK. 1977
- [63] Marriott J.. Performance of an Alfa flex Plate Heat Exchangers. *Chemical Engineering Progress*. vol.73, no.2, pp.73-78, 1977
- [64] Leuliet J.C., Mangonmat J.F., Lalande M., Etude de la Perte de Charge Dans des Echangeurs de Chaleur a Plaques Traitant des Produits Non-Newtonniens.*Revue Generale de Thermique*. vol.26, no. 308-309, pp.445-450, 1978
- [65] Leuliet J.c., Mangonmat J.F., Lalande M.. Flow and Heat Transfer in Plate Heat Exchangers Treating Viscous Newtonnian and Pseudoplastic Products.I.Modeling the Variations of the Hydraulic Diameter. *Canadian Journal of Chemical Engineering*. vol.68, no.2, pp.220-229, 1990
- [66] Rene F., Leuliet J.C., Lanlande M.. Heat Transfer to Newtonnian and Non-Newtonnian Food Fluids in Plate Heat Exchangers: Experimental and Numerical Approaches. *Food and Bioproducts Processing:Transaction of the IChE. Part C*, vol.69, no.3, pp.115-126, 1991
- [67] Chisholm D., Wanniarachchi A.S.. Maldistribution in Single-Pass Mixed-Channel Plate Heat Exchangers. *Compact Heat Exchangers for Power and Process industries. HTD-vol.201*, ASME, New York, pp.95-99, 1992.
- [68] Roetzel W., Das S.K., Luo,X.. Measurement of the Heat Transfer Coefficient in Plate Heat Exchangers Using a Temperature Oscillation Technique. *International Journal of Heat and Mass Tranfer*, vol.437, suppl.1, pp.325-331, 1994
- [69] Talik A.C., Fletcher L.S., Anand N.K., Swanson L.M.. Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of a Plate Heat Exchanger. *Proceedings of the ASME/JSME Thermal Engineering Conference*. vol.4, ASME, New York, pp.321-329, 1995
- [70] Talik A.C., Fletcher L.S., Anand N.K., Swanson L.W.. Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of a Plate Heat Exchanger Using a Propylene-Glycol/Water Mixture as the Working Fluid. *30th National Heat Transfer Conference*. vol.12, HTD vol.314, ASME, New York, pp.83-88, 1995
- [71] Mariano J.J., Jechura J.L.. Analysis of Heat Transfer in Plate Exchangers. *AIChESymposium Series*. No. 245, Vol.81, AIChE, New York, PP.116-121, 1985
- [72] Bond M. P. Plate Heat Exchangers for Effective Heat Transfer. *The Chemical Engineer*. Vol.367, PP. 162-167, 1981
- [73] Tovazhnyanski L.L., Kapustenko P. A., Tsibulnik V. A.. Heat Transfer and Hydraulic Resistance in Channels of Plate Heat Exchangers. *Energetika*. Vol. 9, PP.123-125, 1980.
- [74] Emerson W. H.. The Thermal and Hydrodynamic Performance of a plate heat Exchanger: I. A DeLaval Exchanger. *National Engineering Laboratories*. No.285, 1967
- [75] Emerson W. H., The Thermal and Hydrodynamic Performance of a plate heat Exchanger: III. A Rosenblad Exchanger. *National Engineering Laboratories*. No.286, 1967

- [76] 顾维藻等著. 强化传热. 北京: 科学出版社, 1990
- [77] E.-U.Schlünder. Analogy Between Heat and Momentum Transfer. *Chemical Engineering and Process*. 37 (1998) 103-107
- [78] 杨世铨, 陶文铨. 传热学. 高等教育出版社, 1998
- [79] 赵学端, 廖其莫. 粘性流体力学. 机械工业出版社, 1987
- [80] 过增元. 换热器中的场协同原则及其应用. *机械工程学报*. 2003年 12期
- [81] Guo Z Y, Li D Y, Wang B X. A Novel Concept for Convective Heat Transfer Enhancement. *Int.J. Heat Mass Transfer*, 1998, 41(2): 2221-2225
- [82] 程林, 田茂诚等. 弹性管束汽—水换热器强化传热试验研究. *工程热物理学报*. 2001年 22卷第2期, 199-202
- [83] 田茂诚. 弹性管束换热器的振动强化传热及动态特性研究. 东南大学博士论文. 1998. 12
- [84] Rodi W. *Turbulence Models and Their Application in Hydraulics*. 2nd ed[M]. Netherlands, IAHR, 1984. 9-46
- [85] Yakhot V, Orzag S A. Renormalization Group Analysis of Turbulence. Basic theory. *Scient Comput*. 1986. 1:3-13
- [86] 陶文铨. 数值传热学 (第二版). 西安交通大学出版社, 2001
- [87] Mir-Akbar Hessami. An Experimental Investigation of The Performance of Cross-corrugated plate heat exchangers[J]. *Journal of Enhanced Heat Transfer*. Vol.10, No.4, 2003
- [88] 刘中良. 网格 Peclet 数和网格尺寸对对流扩散方程差分格式精度的影响. *石油大学学报 (自然科学版)*. 1991, 23 (2): 61~66
- [89] Raju K.S.N et al. Design of plate heat exchangers, heat exchanger sourcebook (Palen,J.w.), Chapter 24. Hemisphere Publishing Corporation. p537~547, 1986
- [90] Bent Sunden. Enhancement of Convective Heat Transfer Characteristics in Rib-roaghened Rectangular Ducts. *Enhanced Heat Transfer*. 1999, vol.6:89~103
- [91] 钱颂文主编. 换热器设计手册. 化学工业出版社 (北京), 2002
- [92] Yasar Islamoglu, Cem Parmaksizoglu. The Effect of Channel Height on the Enhanced Heat Transfer Characteristics in a Corrugated Heat Exchanger Channel. *Applied Thermal Engineering*. 23(2003), p979-987
- [93] Y.S.Kim. An Experimental Study on Evaporation Heat Transfer Characteristics and Pressure Drop in Plate Heat Exchanger. M.S. Thesis. Yonsei University, 1999
- [94] 孟继安, 过增元, 李志信. 应用流场协同理论的多纵向涡强化换热管. *动力工程*. 2005年 03期
- [95] 孟继安, 梁新刚, 李志信. 多纵向涡对管内湍流换热特性影响的数值分析. *工程热物理学报*, 2005, (3)
- [96] 曲宁. 板式换热器传热与流动分析. 山东大学硕士学位论文. 2005
- [97] 潘毅编著. CAXA 模具设计与制造指导. 清华大学出版社, 2004
- [98] 欧阳新萍, 陶乐仁. 等雷诺数法在板式换热器传热实验中的应用. *热能动力工程*. 第13卷, 总第74期, 1998年3月

- [99] 涂颀编. 热工实验基础. 高等教育出版社. 1986
- [100] 欧阳新萍等. 等流速法在板式换热器传热实验中的应用. 动力工程. 第 21 卷, 第 3 期, 2001 年 6 月
- [101] 孔珑主编. 流体力学 (II). 高等教育出版社. 2003
- [102] 孙有光. 板式换热器在冷凝、蒸发方面的应用. 表面活性剂工业. 1993, 16, (4).-36-37
- [103] 戴传山. 板式换热器板型研究及设计初探. 区域供热. 1995 年第 6 期
- [104] 王列科, 杨强生. 板式换热器中蒸汽凝结换热特性. 上海交通大学学报. 1998, 32.
- [105] 何雪冰, 刘宪英. 集中供热用蒸气—热水板式换热器设计计算方法. 区域供热. 1997, (4). -95-98
- [106] 安英华. 板式换热器在集中供热系统中的应用问题. 区域供热. 1989, (3) 29-31

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

在读博士学位期间发表的论文及研究成果

一、发表论文

- [1] 弹性管束换热器动态特性分析及仿真系统设计, 工程热物理学报, 2003.01, 第 24 卷第 1 期, 91-94 页, 第 1 作者;
- [2] 管壳式换热器自动化设计及三维结构模拟, 山东大学学报, 2003.08, 第 33 卷第 4 期, 390-395 页, 第 1 作者;
- [3] Simulation and Analysis of Flow Pattern in Cross-corrugated Plate Heat Exchanges, JOURNAL OF HYDRODYNAMICS, 已录用, 第 1 作者;
- [4] 过程控制中被控对象神经网络模型的设计, 山东大学学报, 2002.04, 第 32 卷第 2 期, 122-126 页, 第 2 作者;

二、获奖成果

- [1] 流体诱导振动强化传热技术及弹性管束系列换热设备, 国家科技进步二等奖, 2003.1, 第 3 完成人;
- [2] 热力集成机组, 教育部科技进步一等奖, 2003.1, 第 3 完成人;
- [3] 换热器动态仿真及智能温度控制系统研制, 教育部科技进步二等奖, 2005.1, 第 4 完成人;
- [4] 基于场协同理论的传热强化技术及其应用, 国家科技进步二等奖, 2004.2, 第 8 完成人。

致 谢

衷心感谢导师田茂诚教授，不但本文的完成得益于田老师的悉心指导，作者自硕士研究生到现在的学习和工作一直得到田老师的耐心教诲和热情支持，我工作和学习上的几乎任何进步都得益于田老师的影响和鼓励。

特别感谢潘继红院长和程林教授，多年来他们在工作和生活上对作者的帮助和关怀将使作者终生难忘。

感谢林颐清教授、邱燕老师和冷学礼老师，作者从和他们的融洽合作中受益良多，他们切实有效的帮助对于本文的完成是不可或缺的。

感谢曲宁硕士、何庆琼硕士在数值计算方面所做的大量卓有成效的工作。

感谢高君老师、苏立志工程师在实验过程中提供的鼎力协助。

感谢山东大学的韩吉田教授和山东建筑大学的陈宝明教授对本文的修改所提出的宝贵意见。

感谢妻子多年来为支持我的工作和学习所付出的辛劳。

自参加工作以来，得到了山东大学能源与动力工程学院各位领导和诸多老师的支持和帮助，在此表示衷心感谢。

学位论文评阅及答辩情况表

姓名		专业技术职务	所在单位	对论文总体评价 [*]	
				优秀	良好
匿名评阅					A
匿名评阅					B
程林		教授	山东大学		A
姓名		专业技术职务	所在单位	备注	
主席	李志信	教授	清华大学		
委员	王仁人	教授	山东铝业学院		
	葛培琪	教授	山东大学		
	王志明	教授	山东大学		
	李国祥	教授	山东大学		
	李涛	教授	山东大学		
	程林	教授	山东大学		
答辩委员会对论文的 总体评价 [*]		A	答辩秘书	王程华	答辩日期
备注					

* 优秀为“A”；良好为“B”；合格为“C”；不合格为“D”。