

毕业设计（论文）

U形管换热器的设计

毕业设计（论文）原创性声明和使用授权说明

原创性声明

本人郑重承诺：所呈交的毕业设计（论文），是我个人在指导教师的指导下进行的研究工作及取得的成果。尽我所知，除文中特别加以标注和致谢的地方外，不包含其他人或组织已经发表或公布过的研究成果，也不包含我为获得_____及其它教育机构的学位或学历而使用过的材料。对本研究提供过帮助和做出过贡献的个人或集体，均已在文中作了明确的说明并表示了谢意。

作者 签名：_____ 日 期：_____

指导教师签名：_____ 日 期：_____

使用授权说明

本人完全了解_____大学关于收集、保存、使用毕业设计（论文）的规定，即：按照学校要求提交毕业设计（论文）的印刷本和电子版本；学校有权保存毕业设计（论文）的印刷本和电子版，并提供目录检索与阅览服务；学校可以采用影印、缩印、数字化或其它复制手段保存论文；在不以赢利为目的前提下，学校可以公布论文的部分或全部内容。

作者签名：_____ 日 期：_____

注 意 事 项

1. 设计（论文）的内容包括：

- 1) 封面（按教务处制定的标准封面格式制作）
- 2) 原创性声明
- 3) 中文摘要（300 字左右）、关键词
- 4) 外文摘要、关键词
- 5) 目次页（附件不统一编入）
- 6) 论文主体部分：引言（或绪论）、正文、结论
- 7) 参考文献
- 8) 致谢
- 9) 附录（对论文支持必要时）

2. 论文字数要求：理工类设计（论文）正文字数不少于 1 万字（不包括图纸、程序清单等），文科类论文正文字数不少于 1.2 万字。

3. 附件包括：任务书、开题报告、外文译文、译文原文（复印件）。

4. 文字、图表要求：

1) 文字通顺，语言流畅，书写字迹工整，打印字体及大小符合要求，无错别字，不准请他人代写

2) 工程设计类题目的图纸，要求部分用尺规绘制，部分用计算机绘制，所有图纸应符合国家技术标准规范。图表整洁，布局合理，文字注释必须使用工程字书写，不准用徒手画

3) 毕业论文须用 A4 单面打印，论文 50 页以上的双面打印

4) 图表应绘制于无格子的页面上

5) 软件工程类课题应有程序清单，并提供电子文档

5. 装订顺序

1) 设计（论文）

2) 附件：按照任务书、开题报告、外文译文、译文原文（复印件）次序装

订

指导教师评阅书

指导教师评价：

一、撰写（设计）过程

1、学生在论文（设计）过程中的治学态度、工作精神

优 良 中 及格 不及格

2、学生掌握专业知识、技能的扎实程度

优 良 中 及格 不及格

3、学生综合运用所学知识和专业技能分析和解决问题的能力

优 良 中 及格 不及格

4、研究方法的科学性；技术线路的可行性；设计方案的合理性

优 良 中 及格 不及格

5、完成毕业论文（设计）期间的出勤情况

优 良 中 及格 不及格

二、论文（设计）质量

1、论文（设计）的整体结构是否符合撰写规范？

优 良 中 及格 不及格

2、是否完成指定的论文（设计）任务（包括装订及附件）？

优 良 中 及格 不及格

三、论文（设计）水平

1、论文（设计）的理论意义或对解决实际问题的指导意义

优 良 中 及格 不及格

2、论文的观念是否有新意？设计是否有创意？

优 良 中 及格 不及格

3、论文（设计说明书）所体现的整体水平

优 良 中 及格 不及格

建议成绩： 优 良 中 及格 不及格

（在所选等级前的内画“√”）

指导教师：

（签名）

单位：

（盖章）

年 月 日

评阅教师评阅书

评阅教师评价：

一、论文（设计）质量

1、论文（设计）的整体结构是否符合撰写规范？

优 良 中 及格 不及格

2、是否完成指定的论文（设计）任务（包括装订及附件）？

优 良 中 及格 不及格

二、论文（设计）水平

1、论文（设计）的理论意义或对解决实际问题的指导意义

优 良 中 及格 不及格

2、论文的观念是否有新意？设计是否有创意？

优 良 中 及格 不及格

3、论文（设计说明书）所体现的整体水平

优 良 中 及格 不及格

建议成绩： 优 良 中 及格 不及格

（在所选等级前的内画“√”）

评阅教师：

（签名）

单位：

（盖章）

年 月 日

摘要

本文依据国家相关规范、标准，严格遵循 GB151-99 和 GB150-98，着重介绍了 U 型管式换热器的传热工艺的计算，及物料与结构因素对换热能力的影响和换热器的机械设计，包括工艺结构与机械结构设计和换热器受力元件如管板的受力计算和强度校核，以保证蒸汽过热器安全运行，其中，前者主要是确定有关部件的结构形式，结构尺寸和零件之间的连接，如封头、接管、管板、折流板等的结构形式和尺寸，管板与换热管、壳体、管箱的连接等。还介绍了 U 型管式换热器的制造、检验、安装和维修时应注意的事项。

关键词：蒸汽过热器 传热计算 结构设计 强度校核

Abstract

This thesis is based on relevant national standards, and strictly follows the GB151-99 and GB150-98, emphatically introduces the calculation of heat technologic process of U-tube heat exchangers, the effect with the fluids and structure of heat exchanger, and design of kinds of mechanical structure, including structure of technologic process and mechanical structure and the loading conditions of objects of heat exchanger and strength check ,such as, tube sheet, aimed to make the heat exchangers work safely, the former is mostly related to component structural form and dimension, such as Vessel Head, nozzle, tube sheet, and baffle plate, and so on. And it also involves connection between tube sheet and accessories, shell and channel. Besides it also introduces some events to taking into account when manufacturing, inspecting, installing and maintaining.

Key words: Steam superheater; Calculation of heat transfer; Design of structure; Strength check

目录

摘要.....	I
Abstract.....	II
第 1 章 绪论.....	1
1.1 概述.....	1
1.2 换热器在工业中的应用.....	1
1.3 换热器研究现状及发展方向.....	2
1.3.1 研究现状.....	2
1.3.2 发展趋势.....	3
1.4 设计任务及思想.....	4
1.4.1 设计任务.....	4
1.4.2 设计思想.....	4
第 2 章 工艺计算及结构设计.....	5
2.1 确定物性参数.....	5
2.2 确定热流量.....	7
2.2.1 平均传热温差.....	7
2.2.2 热流量.....	7
2.3 工艺结构尺寸.....	8
2.3.1 管径和管内流速.....	8
2.3.2 管程数和传热管数.....	8
2.3.3 平均传热温差校正.....	9
2.3.4 传热管排列.....	9
2.3.5 筒体.....	9
2.3.6 折流板.....	10
2.3.7 其他附件.....	11
2.3.8 接管.....	11
2.3.9 鞍座设计.....	12
2.4 校核传热系数及换热面积.....	12
2.4.1 壳程表面传热系数.....	12
2.4.2 管内表面传热系数.....	12
2.4.3 污垢热阻和管壁热阻.....	13
2.5 换热器主要参数.....	14
第 3 章 结构及强度计算.....	15
3.1 U 型管换热器基本参数.....	15
3.1.1 原始数据.....	15
3.1.2 布管限定圆.....	15

3.2 壳体设计及检验.....	15
3.2.1 壳程筒体壁厚.....	15
3.2.2 筒体壁厚检验.....	16
3.2.3 壳程筒体封头厚度的计算.....	17
3.2.4 折流板设计及检验.....	17
3.2.5 验证 U 型管的尾部支撑.....	17
3.3 管箱设计.....	18
3.3.1 管箱短节设计.....	18
3.3.2 管箱短节壁厚检验.....	18
3.3.3 管箱封头设计.....	19
3.3.4 管箱法兰设计.....	19
3.4 管板设计计算.....	20
3.5 分程隔板的设计.....	22
3.6 拉杆与定距管的设计.....	22
3.7 开孔和开孔补强设计.....	23
3.7.1 壳程进出口接管补强计算.....	23
3.7.2 管箱短节进出口接管补强计算.....	26
第 4 章 安装使用及维修.....	28
4.1 安装.....	28
4.2 维护和检修.....	29
4.3 设备施工中常见错误的一些解决方案.....	30
4.3.1 设备施工中管口错误的解决方案.....	30
4.3.2 材料选择与代用.....	30
4.3.3 试压.....	31
4.3.4 容器加工.....	31
结论.....	32
参考文献.....	33
致谢.....	34

第 1 章 绪论

1.1 概述

蒸汽过热器是管壳式换热器的一种,是以煤为原料的合成氨氮肥装置中的主要设备。该设备用合成反应气来加热蒸汽,既便于合成反应气达到下一道工序的温度要求,同时使蒸汽的焓值升高,从而生成过热蒸汽,达到节能增效的目的。换热器在日常生活中随处可见,是不可缺少的工艺设备之一。因此换热器的研究也备受世界各国政府及研究机构的高度重视。随着研究投入的加大,一批具有代表性的高效换热器和强化传热元件也随之诞生。随着研究的深入,工业应用取得了令人瞩目的成就,社会效益得到了显著提高,缓解了能源紧张问题。换热设备是使热量从热流体传递到冷流体的设备,使化工、炼油、动力、食品、轻工、原子能、制药、机械及其他许多工业部门广泛使用的一种通用设备。在化工厂中,换热设备的投资约占总投资的 10%~20%;在炼油厂中,约占总投资的 35%~40%。

1.2 换热器在工业中的应用

在工业生产中,换热设备的主要作用是使热量由温度较高的流体传递给稳到较低的流体,使流体温度达到工艺流程的指标,以满足工业流程上的需要。

由于世界性的能源危机,为了降低能耗,工业生产中对换热器的需求量越来越多,对换热器的质量要求也越来越高。近几十年来,紧凑式换热器(板式、板翅式、压焊板式换热器等)、热管式换热器、直接接触式换热器等得到发展。

目前国内使用的换热器多为列管换热器和螺旋板换热器。它的主要特点是管内外换热面积相等。这样当交换系数相差较大的交换介质在管内外进行热量交换时,由于其不恒性而达不到理想的交换目的,换热效率相对较低。

虽然现在出现大量结构紧凑高效的换热设备,例如:波纹板换热器、板翅式换热器、螺旋板换热器、伞板换热器等,但在各行业的换热设备中,管壳式换热器仍占据着主导地位。因为许多工艺过程都具有高温、高压、高真空、有腐蚀等特点,而管壳式换热器具有选材范围广(可为碳钢、低合金钢、高合金钢、铝材、铜材、钛材等),换热表面清洗较方便,适应性强,处理能力大,特别是能承受高温和高压等特点,所以管壳式换热器被广泛应用于化工、炼油、石油化工、制药、印染以及其它许多工业中,它适用于冷却、冷凝、加热、蒸发和废热回收等方面。

管壳式换热器主要由换热管束、壳体、管箱、分程隔板、支座等组成。换热管束包括换热管、管板、折流板、支持板、拉杆、定距管等。换热管可为普通光管，也可为带翅片的翅片管，翅片管有单金属整体轧制翅片管、双金属轧制翅片管、绕片式翅片管、叠片式翅片管等，材料有碳钢、低合金钢、不锈钢、铜材、铝材、钛材等。壳体一般为圆筒形，也可为方形。管箱有椭圆封头管箱、球形封头管箱和平盖管箱等。分程隔板可将管程及壳程介质分成多程，以满足工艺需要。

管壳式换热器在结构设计时，必须考虑许多因素，例如传热条件、材料、介质压力、温度、管壳程壁温温差、介质结垢情况、流体性质以及检修和清洗条件等等，从而确定一种适合的结构形式。对于同一种形式的换热器，由于各种不同工况，往往采用的结构并不相同。在工程设计中，应按其特定的条件进行分析设计，以满足工艺需要。

新型换热设备结构及材料研究及过程装备 CAD/CAE/CAM 技术研究方向以工程流体力学、传热学、应用力学为理论基础，集过程、工艺、结构于一系统之中，进行了优化与综合研究，推出了传统挡板管壳式换热器的换代产品。首次系统地研究和论述了“纵流壳程换热器”的流体力学、传热性能及强化机理，组合结构的设计强度分析，强化换热管及管束制造，结构性能的模糊优化，管束的动力和计算机辅助设计及仿真模拟技术。从理论上为新型“纵流壳程换热器”技术的发展与工程应用奠定坚实基础。

八十年代中至今，主要从事新型管壳式换热器的研究工作。由于传统的挡板式横向流壳程管壳式换热器，它的高度可靠性和广泛适应性，是其它板式高效换热器所不能替代的。因此，至今它仍在工业生产中占主要地位。在日本其产量占全部换热器的 70%，在我国高达 90% 以上。但它却存在传热效率低、流体流动阻力大和易产生诱导振动等缺点。因此进一步研究开发新型高效节能管壳式换热器，无论在理论和在工程实践中均有重要意义。此项成果将直接产生巨大经济效益和社会效益。

1.3 换热器研究现状及发展方向

20 世纪 80 年代以来，换热器技术飞速发展，带来了能源利用的提高。各种新型、高效换热器的相继开发与应用带来了巨大的社会效益，市场经济的发展、私有化比例的加大，降低成本已成为企业追求的最终目标。因而节能设备的研究与开发备受关注。能源的日趋紧张、全球环境气温的不断升高、环境保护要求的提高给换热器及高温、高压换热器带来了日益广阔的应用前景。

1.3.1 研究现状

美国传热研究公司（Heat Transfer Research Inc.）即 HTRI，是 1962 年发起组建的一个国际性、非赢利的合作研究机构。在传热机理、两相流、振动、污垢、模拟及测试技术方面做出了重要贡献。近年来，该公司在计算机应用软件开发上

发展很快，所开发的网络优化软件、各种换热器工艺设计软件计算精度准确，不仅节省了人力，提高了效率，而且提高了技术经济性能。

英国传热及流体服务中心（Heat Transfer and Fluid Flow

Service) 即 HTFS, 于 1967 年成立, 隶属于英国原子能管理局。该公司长期从事传热与流体课题的研究, 所积累的经验 and 研究成果不仅广泛应用于原子能工业, 而且用于一般工业。最大特点是与各大学和企业合作, 进行专门的课题研究, 研究成果显著。在传热与流体计算上更准确, 开发的 HTFS、TASC 各类换热器微机计算软件备受欢迎。

国内各研究机构 and 高等院校研究成果不断陈列出新, 在强化传热元件方面华南理工大学相继开发出表面多孔管、螺旋槽管、波纹管、纵横管等; 天津大学在流路分析法、振动等方面研究成果显著; 清华大学在板片传热方面有深入的研究; 在强度软件方面化工设备设计技术中心站开发出 SW6 等; 这些技术成果为国民经济快速发展, 为中国炼油、化工工业的发展起到了重要作用, 也使中国的传热技术水平步入国际先进水平。

1.3.2 发展趋势

物性模拟研究 换热器传热与流体流动计算的准确性, 取决于物性模拟的准确性。因此, 物性模拟一直为传热界重点研究课题之一, 特别是两相流物性的模拟。其基础来源于实验室实际工况的模拟, 这恰恰是与实际工况差别的体现。有时实验室与实际工况差别较大, 为此, 要求物性模拟在实验手段上更加先进, 测试的准确率更高。从而使换热器设计更加精确, 材料更节省。

分析设计的研究 分析设计是近代发展的一门新兴学科, 通过分析设计可以得到流体的流动分布场, 使得给常规强度计算带来更准确、更便捷的手段。这一技术随着计算机应用的发展, 将带来技术水平的飞跃。将会逐步取代强度试验, 摆脱实验室繁重的劳动。

大型化及能耗的研究 换热器将随装置大型化而大型化, 紧凑型换热器将越来越受到欢迎。当今换热器的发展将振动损失逐渐克服, 高温、高压、安装、可靠地换热器结构将朝着结构简单、制造方便、重量轻发展。

强化技术研究 各种新型、高效换热器将逐步取代现有常规产品。电场动力效应强化传热技术、添加物强化沸腾传热技术、通入惰性气体强化传热技术、滴状冷凝技术, 微生物传热技术、磁场动力传热技术在新的世纪得到研究和发

新材料研究 材料将朝着强度高、制造工艺简单、防腐效果好、重量轻的方向发展。

控制结垢即腐蚀的研究 随着节能、增效要求提高, 污垢研究将会受到国家的重视和投入。通过对污垢的形成机理、生长速度、影响因素的研究, 预测污垢曲线, 从而控制结垢, 这将传热效率的提高将带来重大突破。

1.4 设计任务及思想

1.4.1 设计任务

设计一台蒸汽过热器, 设计条件如下:

壳程 管程

物料名称
介质性质

蒸汽
无 毒

合成反应气
易燃易爆，中度毒性

设计压力 (MPa)	4.6	6
工作压力 (MPa)	3.75	5.5
工作温度 (°C)	248.2/400	443.1/416.3
设计温度 (°C)	400	450
换热面积 (m ²)		105
程数	1	2
使用寿命		12 年
结构型式		BIU

1.4.2 设计思想

设计应遵循优质、高产、安全、低耗的原则，尽可能采用先进的技术、最新的国家与行业标准，以满足技术先进，经济合理之要求，具体可概括为：

(1) 根据 GB151-1999《钢制压力容器》与压力容器用钢等国家标准进行设计。

(2) 满足工艺和操作要求。所设计的流程和设备应确保得到质量稳定的产品，同时所设计的流程与设备要具有一定的操作弹性，以期方便地对流量和传热量进行调节。

(3) 满足经济上的要求。设计省热能和电能的消耗，减少设备与基础的费用，选择合适的回流比，节省水蒸汽，设计时要全面考虑，力求总费用尽可能的低。

(4) 保证生产安全。所设计的换热器应具有一定的刚度和强度，设计中应根据设计压力确定壁厚,再校核其他零件的强度,进行水压试验，并保证容器具有足够的腐蚀裕度。

第 2 章 工艺计算及结构设计

2.1 确定物性参数

定性温度: 对于一般气体和水等低黏度流体，其定性温度可取流体进出口温度的平均值^[1]。故壳程蒸汽的定性温度为：

$$T = \frac{248.2 + 400}{2} = 324.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

管程合成反应气的定性温度为：

$$t = \frac{443.1 + 416.3}{2} = 429.7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

根据定性温度，分别查取计算壳程和管程流体的有关物性数据

合成反应气的组分及比例见表 2-1。

表 2-1 合成反应气组分比例表

组分	CO_2	CO	H_2	N_2	CH_4	H_2O	合计
含量%	11.78	3.27	44.33	16.16	0.27	24.19	100

根据表 2-1 以及化学化工物性数据手册^[2]查得各组分在定性温度下的物性参数，见表 2-2。

表 2-2 物性参数表

组分	比热 $C_p(J/kg \cdot K)$	密度 $\rho(kg/m^3)$	粘度 $\mu(Pa \cdot s)$	导热系数 $\lambda(W/m \cdot K)$
CO_2	1042.22	94.13	2.86×10^{-5}	0.049
CO	1112.14	57.82	5.73×10^{-5}	0.050
H_2	14604	3.86	1.58×10^{-5}	0.33
N_2	1096.25	57.85	6.75×10^{-5}	0.051
CH_4	3974.91	33.69	3.16×10^{-5}	0.11
H_2O	2838.9	41.34	2.81×10^{-5}	0.0766

根据查得的物性参数及常用化工单元设备的设计^[3]关于混合气体的计算公式计算合成反应气的各项物性参数。

CO_2 的摩尔分率为：

$$y_1 = \frac{11.78\%/44}{11.78\%/44 + 3.27\%/28 + 44.33\%/2 + 16.16\%/28 + 0.27\%/16 + 24.19\%/18} = 1.09\%$$

CO 的摩尔分率为：

$$y_2 = \frac{3.27\%/28}{11.78\%/44 + 3.27\%/28 + 44.33\%/2 + 16.16\%/28 + 0.27\%/16 + 24.19\%/18} = 0.48\%$$

H_2 的摩尔分率为：

$$y_3 = \frac{44.33\%/2}{11.78\%/44 + 3.27\%/28 + 44.33\%/2 + 16.16\%/28 + 0.27\%/16 + 24.19\%/18} = 90.52\%$$

N_2 的摩尔分率为:

$$y_4 = \frac{16.16\%/28}{11.78\%/44 + 3.27\%/28 + 44.33\%/2 + 16.16\%/28 + 0.27\%/16 + 24.19\%/18} = 2.36\%$$

CH_4 的摩尔分率为:

$$y_5 = \frac{0.27\%/16}{11.78\%/44 + 3.27\%/28 + 44.33\%/2 + 16.16\%/28 + 0.27\%/16 + 24.19\%/18} = 0.07\%$$

H_2O 的摩尔分率为:

$$y_6 = \frac{24.19\%/18}{11.78\%/44 + 3.27\%/28 + 44.33\%/2 + 16.16\%/28 + 0.27\%/16 + 24.19\%/18} = 5.48\%$$

合成反应气物性参数计算公式为:

$$\rho_m = \sum \rho_i y_i \quad (2-1)$$

$$\mu_m = \frac{\sum y_i \mu_i M_i^{0.5}}{\sum y_i M_i^{0.5}} \quad (2-2)$$

$$Cp_m = \sum y_i Cp_i \quad (2-3)$$

$$\lambda_m = \frac{\sum y_i \lambda_i M_i^{\frac{1}{3}}}{\sum y_i M_i^{\frac{1}{3}}} \quad (2-4)$$

按式 (2-1) 计算得出合成反应气密度为:

$$\rho_m = 94.13 \times 1.09\% + 57.82 \times 0.48\% + 57.85 \times 2.36\% + 33.69 \times 0.07\% + 3.86 \times 90.52\% + 41.34 \times 5.48\% = 8.45 \text{ kg} / \text{m}^3$$

按式 (2-2) 计算得出合成反应气粘度为:

$$\mu_m = \frac{2.86 \times 1.09\% \times 44^{0.5} + 5.73 \times 0.48\% \times 28^{0.5} + 6.75 \times 2.36\% \times 28^{0.5}}{1.09\% \times 44^{0.5} + 0.48\% \times 28^{0.5} + 2.36\% \times 28^{0.5} + 3.16 \times 0.07\% \times 16^{0.5} + 1.58 \times 90.52\% \times 2^{0.5} + 2.81 \times 5.48\% \times 18^{0.5}} = 2.23 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

按式 (2-3) 计算得出合成反应气比热为:

$$Cp_m = 1042.22 \times 1.09\% + 1112.14 \times 0.48\% + 1096.25 \times 2.36\% + 3974.91 \times 0.07\% + 14604 \times 90.52\% + 2838.9 \times 5.48\% = 13.42 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot \text{K}$$

按式 (2-4) 计算得出合成反应气导热系数为:

$$\lambda_m = \frac{0.049 \times 1.09\% \times 44^{\frac{1}{3}} + 0.05 \times 0.48\% \times 28^{\frac{1}{3}} + 0.051 \times 2.36\% \times 28^{\frac{1}{3}}}{1.09\% \times 44^{\frac{1}{3}} + 0.48\% \times 28^{\frac{1}{3}} + 2.36\% \times 28^{\frac{1}{3}} + \frac{0.11 \times 0.07\% \times 16^{\frac{1}{3}} + 0.33 \times 90.52\% \times 2^{\frac{1}{3}} + 0.0766 \times 5.48\% \times 18^{\frac{1}{3}}}{0.07\% \times 16^{\frac{1}{3}} + 90.52\% \times 2^{\frac{1}{3}} + 5.48\% \times 18^{\frac{1}{3}}} = 0.28 W / m \cdot K$$

则有：

蒸汽在 324.1℃，4.6 MPa 下的物性数据如下：

密度 $\rho = 18.68 kg / m^3$

定压比热容 $c_p = 2.76 kJ / kg \cdot K$

导热系数 $\lambda = 0.054 W / m \cdot K$

粘度 $\mu = 2.096 \times 10^{-5} Pa \cdot S$

合成反应气在 429.7℃，6 MPa 下的物性数据如下：

密度 $\rho = 8.45 kg / m^3$

定压比热容 $c_p = 13.42 kJ / kg \cdot K$

导热系数 $\lambda = 0.054 W / m \cdot K$

粘度 $\mu = 2.23 \times 10^{-5} Pa \cdot S$

2.2 确定热流量

2.2.1 平均传热温差

先按照纯逆流计算，根据式（2-5）计算

$$\Delta t_{m,逆} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (2-5)$$

得：

$$\Delta t_{m,逆} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{(416.3 - 248.2) - (443.1 - 400)}{\ln \frac{416.3 - 248.2}{443.1 - 400}} = 91.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2.2.2 热流量

为求得热流量，需先求出传热系数 K，而 K 值又与给热系数、污垢热阻等有关。在换热器的直径、流速等参数均未确定时，给热系数也无法计算，所以只能进行试算。假设 $K = 210 W / m^2 \cdot K$ ，则估算的热流量根据式（2-6）计算

$$Q = KA\Delta t_{m,逆} \quad (2-6)$$

为：

$$Q = KA\Delta t_{m,逆} = 210 \times 105 \times 91.8 = 2024190 W$$

根据热流量可求出壳程蒸汽及管程合成气的流量分别为：

$$m = \frac{Q}{c_p \Delta t_m} = \frac{2024190}{2.76 \times 10^3 \times (400 - 248.2)} = 4.83 \text{ kg/s}$$

$$m' = \frac{Q}{c_p \Delta t_m} = \frac{2024190}{13.42 \times 10^3 \times (443.1 - 416.3)} = 5.63 \text{ kg/s}$$

2.3 工艺结构尺寸

2.3.1 管径和管内流速

换热管有光管、焊接管、螺纹管、波纹管、波纹管、三维内外肋管等。在没有特殊要求的情况下，一般选用光管因为光管加工方便、价格便宜，本装置采用光管。

选择管径时，应尽可能使流速高些，但一般不应超过规定的流速范围。易结垢、粘度较大的液体宜采用较大的管径。我国目前试用的列管式换热器系列标准中仅有 $\phi 25 \times 2.5 \text{ mm}$ 及 $\phi 19 \times 2 \text{ mm}$ 两种规格的管子。采用小管径，可使单位体积的传热面积增大、结构紧凑、金属耗量减少、传热系数提高。

管长的选择是以清洗方便及合理使用管材为原则。长管不便于清洗，且易弯曲。我国生产的标准钢管长度为 6000 mm ，当选取管长时，应根据钢管长度规格，合理裁减，避免材料的浪费。本装置的换热管采用 $\phi 25 \times 2.5 \text{ mm}$ 的光管。取管内流速 $u = 16.5 \text{ m/s}$ 。

2.3.2 管程数和传热管数

可依据传热管内径和流速按式 (2-7) 确定

$$n_s = \frac{V}{\frac{\pi}{4} d_i^2 u} \quad (2-7)$$

则单程传热管数：

$$n_s = \frac{V}{\frac{\pi}{4} d_i^2 u} = \frac{5.63/8.45}{0.785 \times 0.02^2 \times 16.5} = 129 \text{ (根)}$$

所需的传热管长度按式 (2-8) 确定

$$L = \frac{A}{2\pi d_0 n_s} \quad (2-8)$$

为：

$$L = \frac{A}{2\pi d_0 n_s} = \frac{105}{2 \times 3.14 \times 0.025 \times 129} = 5.18 \text{ m}$$

根据本设计实际情况，采用标准设计，现取传热管长 $L = 6 \text{ m}$ 。

2.3.3 平均传热温差校正

平均温差校正系数有：

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{443.1 - 416.3}{400 - 248.2} = 0.177, \quad P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{400 - 248.2}{443.1 - 248.2} = 0.779$$

根据单壳程，双管程结构，查 GB150^[4]得：

$$\varepsilon_{\Delta t} = 0.95$$

则平均传热温差为：

$$\Delta t_m = \varepsilon_{\Delta t} \Delta t_{m逆} = 0.95 \times 91.8 = 87.21 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2.3.4 传热管排列

换热管外径为 $d = 25\text{mm}$ ，查 GB151^[5]得最小换热管最小弯曲半径为 $R_{\min} = 50\text{mm}$ ，取离分程隔板最近一排的换热管弯曲半径为 50mm ，由分程隔板向上每一排布管的弯曲半径相等。U 型换热管段弯曲前的最小壁厚按式 (2-9) 确定

$$\delta_0 = \delta_1 \left(1 + \frac{d}{4R}\right) \quad (2-9)$$

有：

$$\delta_0 = \delta_1 \left(1 + \frac{d}{4R}\right) = 2.5 \times \left(1 + \frac{25}{4 \times 50}\right) = 2.8125\text{mm}$$

换热管采用正方形排列。

取管心距 $t = 1.25d_0$ ，则 $t = 1.25 \times 25 = 31.25 \approx 32\text{mm}$ ，换热管排列方式见装配图中的布管图。

2.3.5 筒体

(1) 一般来说，换热器的壳体和管箱公称直径大于 400mm 时，其筒体使用板材卷制。当换热器的公称直径小于等于 400mm 时，其筒体使用管材制作。

(2) 壁厚的确定 筒体壁厚应按照文献[4]进行强度计算。规定壳体最小厚度的目的是为了增加壳体刚性，减少变形，以利于管板和管束的安装，尤其是浮头换热器的壳体由于得不到管板的加强又需要拆卸，故保证最小厚度更为重要。筒体的有效厚度及名义厚度在强度计算中确定。

由于本过热器采用双管程结构，壳体内径可按下式估算。取管板利用率 $\eta = 0.7$ ，则壳体内径按式 (2-10) 计算

$$D = 1.05t\sqrt{N_T/\eta} \quad (2-10)$$

为：

$$D = 1.05t\sqrt{N_T/\eta} = 1.05 \times 32 \times \sqrt{258/0.7} = 645.06(\text{mm})$$

按 U 型管换热器壳体标准直径系列，可取 $D = 700\text{mm}$ 。

2.3.6 折流板

列管式换热器的壳程流体流通截面积大

，在壳程流体属对流传热条件时，为增大壳程流体的流速，加强其湍动程度，提高其表面传热系数，需要设置折流板。折流板有横向折流板和纵向折流板两类^[6]，单壳程的换热器仅需设置折流板，横向折流板同时兼有支承传热管，防止产生振动作用。

管壳式换热器中常用的折流板形式如图 2-1:

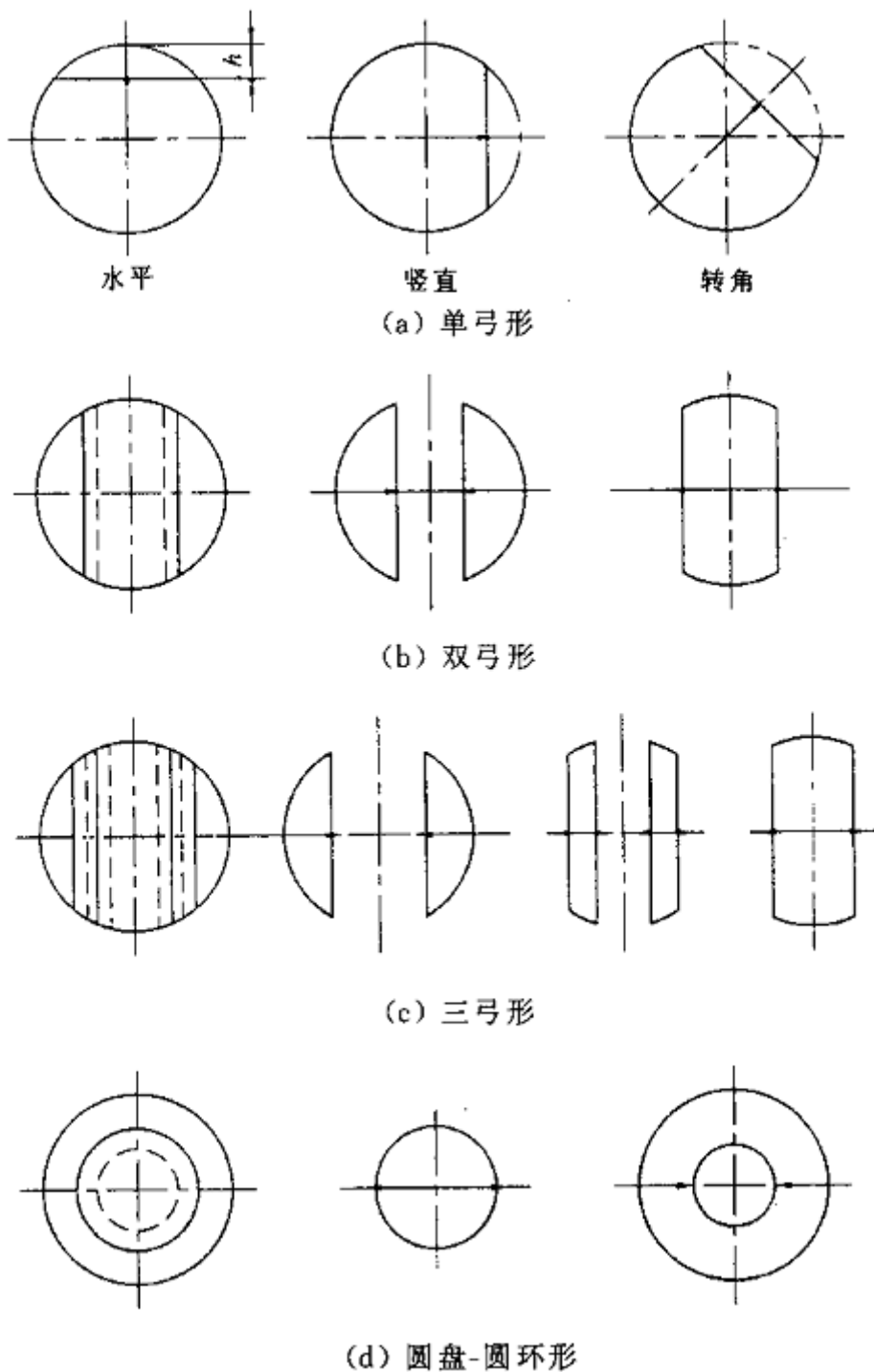


图 2-1 常用折流板形式

管壳式换热器常用的有弓形和盘环形。在弓形折流板中，流体在板间错流冲刷管子，而流经折流板弓形缺口时是顺流经过管子后进入下一板间，改变方向，流动中死区较少，比较优越，结构比较简单，一般标准换热器中只采用这种。盘环形折流板制造不方便，流体在管束中为轴向流动，效率较低。而且要求介质必须是清洁的，否则沉淀物将会沉积在圆环后面，是传热面积失效，此外，如有惰性气体活溶解气体放出是，不能有效地从圆环上部排出，所以一般用于压力比较高而又清洁的介质。因此，采用单弓形折流板。去弓形折流板圆缺高度为壳体内径的 25%，则切去的圆缺高度为：

$$h = 0.25 \times 700 = 175 \text{ mm} ,$$

可取 $h = 180 \text{ mm}$ 。

取折流板间间距为：

$$B = 0.6D = 0.6 \times 700 = 420 \text{ mm} ,$$

取 $B = 450 \text{ mm}$ 。

折流板数目：

$$N_B = \frac{\text{传热管长}}{\text{折流板间距}} - 1 = \frac{6000}{450} - 1 = 12.3 \approx 12$$

其中一个折流板不去圆缺，如装配图中所示。

按化工单元过程及设备课程设计中关于折流板厚度的规定，取折流板厚度为 8 mm 。

2.3.7 其他附件

查文献[5]中关于拉杆与定距管的相关规定，选择拉杆直径 $d_0 = 16 \text{ mm}$ ，本换热器壳体内径为 700 mm ，拉杆数量取为 6 根。

根据文献[5]设置中间挡板 2 块，中间挡板设置在 U 型管束的中间通道处，并与折流板点焊固定。见装配图。

2.3.8 接管

接管内径按式 (2-11) 计算：

$$D = \sqrt{\frac{4V}{\pi u}} \quad (2-11)$$

壳程流体进出口接管：取接管内气体流速为 $u_1 = 10 \text{ m/s}$ ，则接管内径为

$$D_1 = \sqrt{\frac{4V}{\pi u}} = \sqrt{\frac{4 \times 4.83 / 18.68}{3.14 \times 10}} = 0.2566 \text{ m}$$

圆整后取管内径为 250 mm 。

管程流体进出口接管：取接管内气体流速 $u_2 = 25 \text{ m/s}$ ，则接管内径为

$$D_2 = \sqrt{\frac{4V}{\pi u}} = \sqrt{\frac{4 \times 5.63 / 8.45}{3.14 \times 25}} = 0.1843 \text{ m}$$

圆整后取管内径为200mm。

2.3.9 鞍座设计

该设备为卧式换热器，由于筒体直径 $D_N = 700\text{mm}$ ，根据 JB/T4712^[7]选 BI 型重型鞍式支座：BI700-F/S，材料选用 Q235-B。安装尺寸根据 JB/T4717^[8]

中相关规定取值，其中， $L = 6000\text{mm}$ ，根据文献[5]中相关规定，取
 $L_B = 0.6L = 0.73 \times 6000 = 4400\text{mm}$ ， $L_c \approx L_c' = 800\text{mm}$ 。见装配图。

2.4 校核传热系数及换热面积

2.4.1 壳程表面传热系数

用克恩法^[9]按式(2-12)计算：

$$\alpha_o = 0.36 \frac{\lambda_1}{d_e} \text{Re}_o^{0.55} \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (2-12)$$

当量直径为：

$$d_e = \frac{4(t^2 - \frac{\pi}{4}d_o^2)}{\pi d_o} = \frac{4 \times (0.032^2 - 0.785 \times 0.025^2)}{3.14 \times 0.025} = 0.027\text{m}$$

壳程流通截面积为：

$$s_o = BD(1 - \frac{d_e}{t}) = 0.45 \times 0.7 \times (1 - \frac{0.025}{0.032}) = 0.067\text{m}^2$$

壳程流体流速及其雷诺数分别为：

$$u_o = \frac{4.83}{0.067 \times 18.68} = 3.86\text{m/s}$$

$$\text{Re}_o = \frac{0.02 \times 3.86 \times 18.68}{2.096 \times 10^{-5}} = 68802$$

普朗特数为：

$$\text{Pr} = \frac{2.76 \times 10^3 \times 2.096 \times 10^{-5}}{0.054} = 1.071$$

$$\text{粘度校正 } \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \approx 1$$

根据(2-12)计算出壳程表面传热系数有：

$$\alpha_o = 0.36 \times \frac{0.054}{0.027} \times 68802^{0.55} \times 1.071^{1/3} = 337[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$$

2.4.2 管内表面传热系数

根据式(2-13)计算：

$$\alpha_i = 0.023 \frac{\lambda_i}{d_i} \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \quad (2-13)$$

管程流体流通截面积为：

$$S_i = \frac{\pi}{4} \times 0.02^2 \times 129 = 0.0405(\text{m}^2)$$

管程流体流速及雷诺数为：

$$u_o = \frac{5.63}{0.0405 \times 8.45} = 16.45(\text{m/s})$$

$$Re = \frac{0.02 \times 16.45 \times 8.45}{2.23 \times 10^{-3}} = 125272$$

普朗特数为：

$$Pr = \frac{13.42 \times 10^3 \times 2.23 \times 10^{-5}}{0.28} = 1.069$$

根据式 (2-18) 计算出管程表面传热系数为：

$$\alpha_i = 0.023 \times \frac{0.28}{0.02} \times 125272^{0.8} \times 1.069^{0.4} = 3960 [W / (m^2 \cdot k)]$$

2.4.3 污垢热阻和管壁热阻

取管外侧污垢热阻 $R_o = 0.09 m^2 \cdot K / KW$ ，管内侧污垢热阻

$R_i = 0.52 m^2 \cdot K / KW$ 。管壁热阻按式 (2-14) 计算：

$$R_w = \frac{b}{\lambda_w} \quad (2-14)$$

根据文献[3]，碳钢在该条件下的热导率为 $\lambda_w = 34.89 W / (m \cdot K)$ ，

$$R_w = \frac{0.0025}{34.89} = 0.0000717 (m^2 \cdot K / W)$$

根据文献[9]按式 (2-15) 计算传热系数 K_e

$$K_e = \frac{1}{\left(\frac{d_o}{\alpha_i d_i} + \frac{R_i d_o}{d_i} + \frac{R_w d_o}{d_m} + R_o + \frac{1}{\alpha_o} \right)} \quad (2-15)$$

为：

$$\begin{aligned} K_e &= \frac{1}{\left(\frac{d_o}{\alpha_i d_i} + \frac{R_i d_o}{d_i} + \frac{R_w d_o}{d_m} + R_o + \frac{1}{\alpha_o} \right)} \\ &= \frac{1}{\left(\frac{1}{3960} \times \frac{25}{20} + 0.00052 \times \frac{25}{20} + 0.0000717 \times \frac{25}{22.5} + 0.00009 + \frac{1}{337} \right)} \\ &= 231 [W / (m^2 \cdot k)] \end{aligned}$$

校核传热系数有：

$$\frac{K_e - K}{K} = \frac{231 - 210}{210} = 10\% , K \text{ 值符合条件。}$$

校核传热面积，计算传热面积为：

$$A_c = \frac{Q}{K_e \Delta t_m} = \frac{2024190}{231 \times 87.21} = 100.5 (m^2)$$

该换热器的实际传热面积为：

$$A_p = \pi d_o l N_T = 3.14 \times 0.025 \times 6 \times 258 = 121.5 (m^2)$$

该换热器的面积裕度为：

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。

如要下载或阅读全文，请访问：

<https://d.book118.com/976221234030010120>