

沈阳化工大学科亚学院

本科毕业论文

题目：流量为 110t/h U 形管式加热器

院系：机械交通工程系

专业：过程装备与控制工程

班级：1201

学生姓名：周峰

指导教师：金丹

毕业设计（论文）任务书

过程装备与控制工程 专业 过控 1201 班 学生：周峰

毕业设计（论文）题目：流量为 110t/h U 形管式加热器

毕业设计（论文）内容：有关换热器综述一篇；

设计说明书一份；

设计计算书说明书一份；

绘制施工图折合 A1 号图四张以；

毕业设计（论文）专题部分：

指导教师： _____ 签字 _____ 年 月 日

教研室主任： _____ 签字 _____ 年 月 日

院长： _____ 签字 _____ 年 月 日

摘要

换热器又被叫热量交换器，是一种把热流体的热量传递给冷流体的设备，并且实现化工生产过程中热量的交换和传递不可缺少的设备，在工厂中具有重要的意义。管壳式换热器具有可靠性高、适应性广等优点，在各工业领域中得到最为广泛的应用。U型管式换热器就是管壳式换热器的一种，属石油化工设备，由管箱、壳体及管束等主要部件组成，因其换热管成U形而得名。折流板顾名思义是用来改变流体流向的板，常用于管壳式换热器设计壳程介质流道，根据介质性质和流量以及换热器大小确定折流板的多少。管板，就是在圆形钢板上钻出比管子外径一样略大一些的孔，是换热器中起到固定管子以及密封介质作用的圆钢。固定管板换热器中常用的是U型膨胀节，它具有结构紧凑简单，补偿性好，价格便宜等优点。

已知条件为：设计压力为管程 2.0MPa，壳程 1.9MPa，工作温度管程 90℃，壳程 180℃，设计温度管程 100℃，壳程 200℃，管程介质为水，壳程介质为高温油。依据给定条件，查 GB151—1999 书第 138 页，通过试算法获得总传热系数，所得传热面积为 73m²。考虑到介质特性、其他因素，采用Φ25×2.5 的不锈钢的无缝钢管作换热管，本设计采用 240 根换热管可满足换热量。设定拉杆数量为 12，计算得到筒体直径为 DN=700mm。完成了压降计算、管壁温度、传热系数计算等。强度设计中，依据 GB150 进行筒体、封头强度设计及校核，依据流量进行入口接管、出口接管等管口直径的选择，依据等面积补强法进行开口补强计算。本设计选择管板延长兼做法兰，依据 GB151 中的弹性支撑假设对管板进行设计和校核，管板与换热管的连接方式为焊接，拉杆与管板为螺纹连接结构。同时，进行了卧式容器鞍座校核。

我设计的 U 型管换热器每根换热管皆弯成 U 形，两端分别固定在同一管板上下两区，借助于管箱内的隔板分成进出口两室。此种换热器完全消除了热应力，结构比浮头式简单，但管程不易清洗。

关键字： 换热器;U 形管 ; 折流板 ; 管板

Abstract

For heat exchanger was called heat exchanger is a kind of the thermal fluid heat transfer to the cold fluid equipment, and the realization of chemical production in the process of heat exchange and transmission of essential equipment, in the factory has important significance. Shell and tube heat exchanger has the advantages of high reliability and wide adaptability, and is widely used in various industrial fields. U type tube heat exchanger is a shell and tube heat exchanger, is a petrochemical equipment, from the tube box, shell and tube bundles and other major components, because of its heat transfer tube into a U shaped and named. Baffle plate as the name suggests is used to change the flow direction of the plate, commonly used in shell and tube heat exchanger design shell medium flow channel, according to the nature of the medium and flow and the size of the heat exchanger to determine the number of baffles. Tube plate, is in the circular plate drilled than the pipe diameter as slightly larger hole is change in the heat exchanger to pipe fixing and sealing the role of the media bar. Fixed tube sheet for heat exchanger in common is U-type expansion joint, which has simple and compact structure, good compensatory and cheap price advantage.

For heat exchanger was called heat exchanger is a fluid heat transfer heat to the cold fluid equipment and known conditions: design pressure 2.0MPa pipes, shell 1.9mpa, working temperature tube process 90 DEG C, shell of 180 DEG C, design temperature tube process at a temperature of 100 DEG C, shell side 200 DEG C, monitor medium for water, shell side medium for high temperature oil. According to the given conditions, the GB151 - 1999 book 138th pages, the total heat transfer coefficient was obtained by trial calculation method, the heat transfer area was 73m². Considering the medium characteristics and other factors, the phi 25 x 2.5 stainless steel seamless steel

tube as heat transfer tube and the design the 240 tube can meet the heat transfer. The number of the set rod is 12, and the diameter of the cylinder is DN=1000mm. The calculation of the pressure drop, the wall temperature and heat transfer coefficient were completed. In the strength design and GB150 basis for cylinder head design and strength check, according to the flow of inlet takeover, outlet nozzle and orifice diameter selection, on the basis of the area fill method to an opening reinforcement calculation. The design selection of pipe plate to extend and do the flange, based on the elastic support GB151 assumption on the tube plate design and check, tube plate and heat exchanger tube connection for welding, tie rod and tube plate for the threaded connection structure. At the same time, the horizontal vessel saddle check.

I designed the U type tube heat exchanger each tube is bent into a U shape, both ends were fixed in the same tube plate up and down two areas, with the tube box of the partition into the import and export room two. The heat exchanger completely eliminates the thermal stress, simple structure than the float, but the tube is not easy to clean.

Key words: Heat exchanger ; Baffle plate ; Flange ;Tube-sheet

目 录

第一章综述.....	1
1.1 换热器的发展及用途.....	1
1.2 换热器结构形式.....	1
1.2.1 换热器的零部件名称.....	1
1.2.2 换热器的主要组合部件.....	3
1.3 间壁式换热器的类型.....	4
1.3.1 夹套换热器.....	4
1.3.2 沉浸式蛇管换热器.....	4
1.3.3 喷淋式换热器.....	5
1.3.4 套管式换热器.....	6
1.3.5 列管式换热器.....	6
1.3.6 新型高效换热器.....	8
1.4 换热器的腐蚀原因及防腐措施.....	11
1.5 结论.....	12
参考文献.....	12
第二章换热器传热工艺计算.....	14
2.1 起始数据.....	14
2.2 定性温度及确定其物性参数.....	14
2.3 热量守恒与油流量的计算.....	15
2.4 管程换热系数计算.....	15
2.5 结构的初步设计:	17
2.6 壳程换热系数计算.....	17
2.7 传热系数计算.....	18

2.8 管壁温度计算.....	19
2.9 管程压降计算.....	20
第三章 U 型换热器结构设计计算.....	21
3.1 换热管材料及规格的选择和根数确定.....	21
3.2 管子的排列方式.....	21
3.3 确定筒体直径.....	21
3.4 筒体壁厚的确定.....	22
3.5 筒体水压试验.....	23
3.6 管程标准椭圆形封头厚度的计算.....	23
3.7 容器法兰的选择.....	24
3.7.1 设备法兰的选择.....	24
3.7.2 接管法兰的选择.....	25
3.8 管板的设计.....	26
3.9 管箱短节壁厚的计算.....	27
3.10 拉杆和定距管的确定.....	28
3.11 折流板的选择.....	29
3.11.1 选型.....	29
3.11.2 折流板尺寸.....	29
3.11.3 换热管无支撑跨距或折流板间距.....	29
3.11.4 折流板厚度.....	29
3.11.5 折流板直径.....	29
3.12 接管及开孔补强.....	30
3.13 分程隔板厚度选取.....	32
3.14 支座的选择及应力校核.....	32
3.14.1 支座的选择.....	32

3.14.2 鞍座的应力校核.....	33
第四章结论.....	37
参考文献.....	38
致谢.....	40

第一章综述

1.1 换热器的发展及用途

能源是当前人类面临的重要问题之一,能源的开发及转换利用已成为各国的重要课题之一,而换热器是能源利用的过程中必不可少的设备,几乎一切工业领域都要使用它,化工、冶金、动力、交通、航空与航天等一些部门应用尤为广泛。近几年由于新技术发展和新能源开发和利用,各种类型的换热器越来越受到工业界的重视,而换热器又是节能措施中较为关键的设备之一,因此,无论是从工业的发展,还是从能源的高效利用,换热器的合理设计、制造、选型和运行都具有非常重要的发展意义。

近年来随着节能技术的快速发展,应用领域不断扩大,利用换热器进行高温和低温热能回收带来了显著的经济效益。换热器分类方式有多样形式,按照其工作原理可分为:直接接触式换热器、蓄能式换热器和间壁式换热器三大类型,间壁式换热器又可分为列管式和板壳式换热器两类型,其中列管式换热器以其高度的可靠性和广泛的适应性,在长期的操作过程中积累了丰富的实用经验,其设计资料比较齐全,随着经济的发展,各种不同型式和种类的换热器发展都很快,新结构、新材料的换热器不断涌现出来。

近年来尽管列管式换热器也受到了新型换热器的严峻挑战,但由于它具有结构简单、牢固、操作弹性大、应用材料广等一些优点,列管式换热器目前仍是化工、石油和石化行业中使用的主要类型的换热器,尤其在高温、高压和大型换热设备中仍占有显著的优势。

1.2 换热器结构形式

1.2.1 换热器的零部件名称

表 1.1

序号	名称	序号	名称	序号	名称
1	接管法兰	11	活动鞍座 (部件)	21	纵向隔板
2	管箱法兰	12	U形换热管	22	接管
3	壳体法兰	13	挡管	23	内导流筒
4	防冲板	14	固定鞍座 (部件)	24	圆筒
5	补强圈	15	滑到	25	管箱侧垫片
6	壳体(部件)	16	管箱垫片	26	凸形封头
7	折流板	17	管箱圆筒 (短节)	27	双头螺柱 或螺栓
8	拉杆	18	封头管箱 (部件)	28	放气口
9	定距管	19	分层隔板	29	螺母
10	支持板	20	中间挡板		

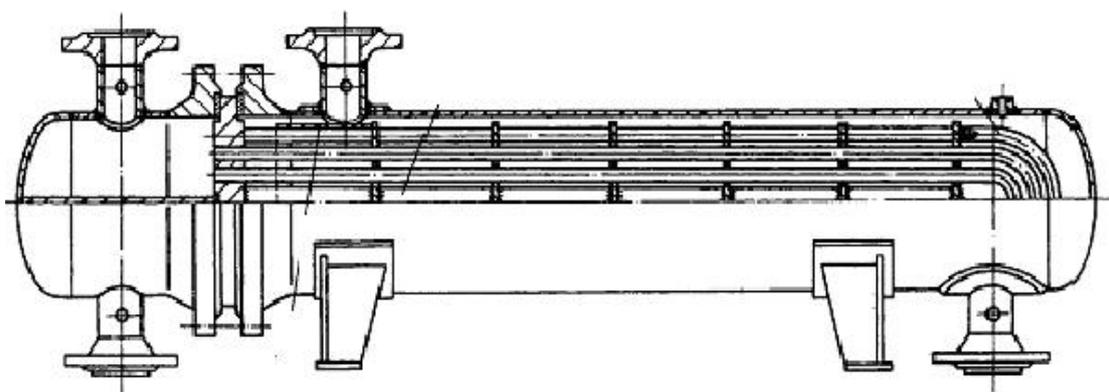


图 1 U型管式换热器

1.2.2 换热器的主要组合部件

换热器的主要组合部件有前段管箱、壳体和后端结构（包括管束）三部分组成。详细分类见图 2。

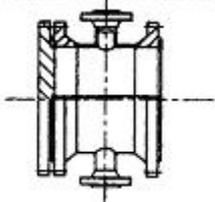
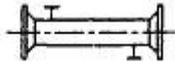
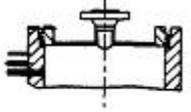
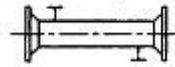
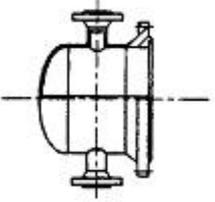
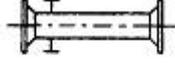
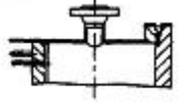
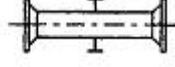
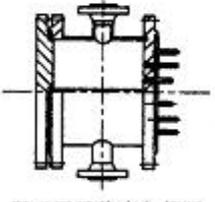
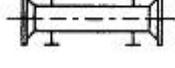
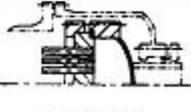
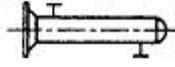
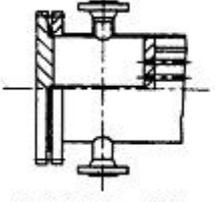
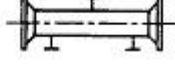
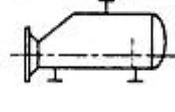
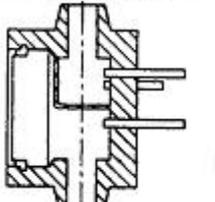
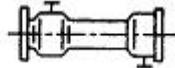
前端管箱型式		壳体型式		后端结构型式	
A	 平盖管箱	E	 单程壳体	L	 与 A 相似的固定管板结构
		Q	 单进单出冷凝器壳体		
B	 封头管箱	F	 具有纵向隔板的双程壳体	N	 与 C 相似的固定管板结构
		G	 分流		
C	 用于可拆管束与管板制成一体的管箱	H	 双分流	S	 钩圈式浮头
		I	 U 形管式换热器		
N	 与管板制成一体的固定管板管箱	J	 无隔板分流(或冷凝器壳体)	U	 U 形管束
		K	 釜式重沸器		
D	 特殊高压管箱	O	 外导流		

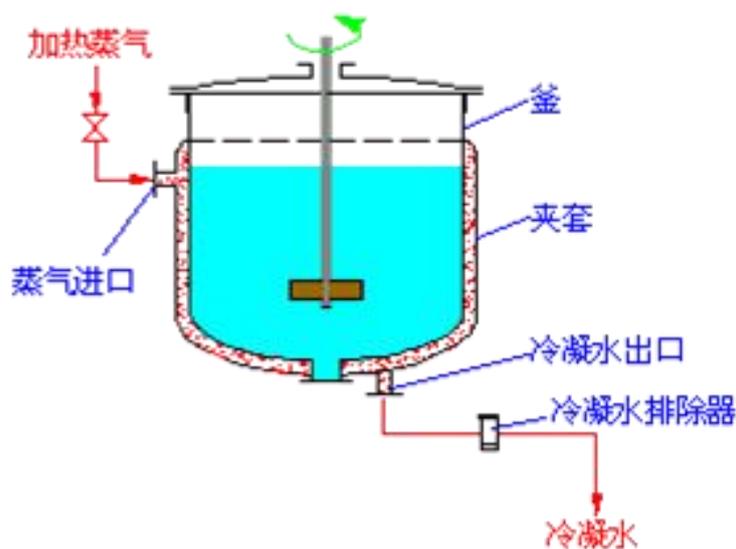
图 2 主要部件的分类及代号

1.3 间壁式换热器的类型

换热器的分类: (1) 按用途分类: 加热器、冷却器、冷凝器、蒸发器和再沸器 (2) 按冷热流体热量的交换方式可分为: 混合式、蓄热式和间壁式 (3) 主要内容有: 1. 根据工艺的要求, 选择合适的换热器类型; 2. 通过有关计算选择合适的换热器规格。

1.3.1 夹套换热器

夹套换热器(图 3)的结构: 夹套式换热器的主要用于反应过程的加热或冷却, 是在容器外壁安装夹套制成的。优点: 结构比较简单。缺点: 传热面受容器壁面限制, 传热系数小。为提高传热系数且使釜内液体受热均匀, 可在釜内安装搅拌器。也可在釜内安装蛇管。



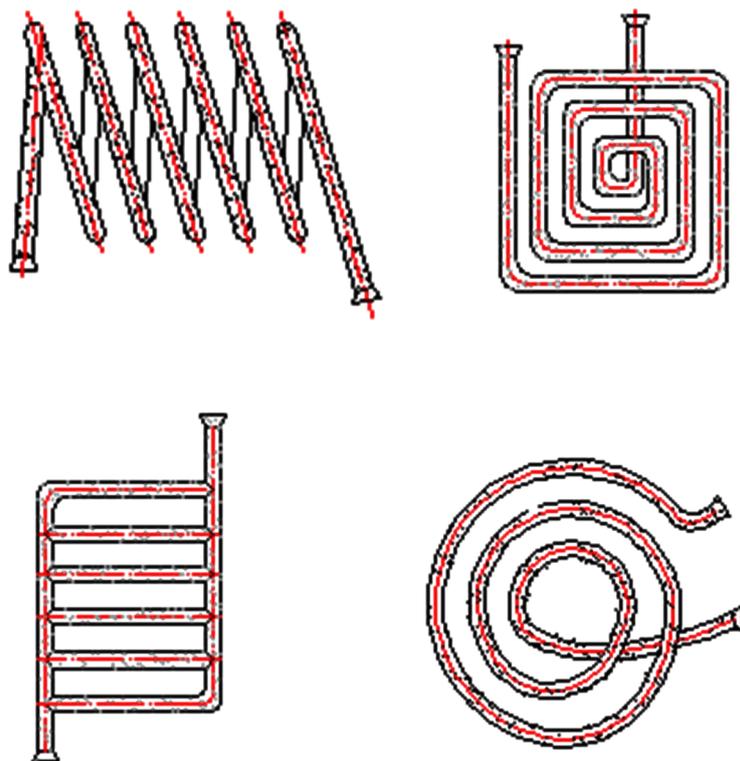
图(3)

1.3.2 沉浸式蛇管换热器

沉浸式蛇管换热器(图 4)结构: 这种换热器多以金属管子绕成, 或制成各种与容器相适应的情况, 并沉浸容器内的液体中。

优点: 结构简单, 便于防腐, 能承受高压。

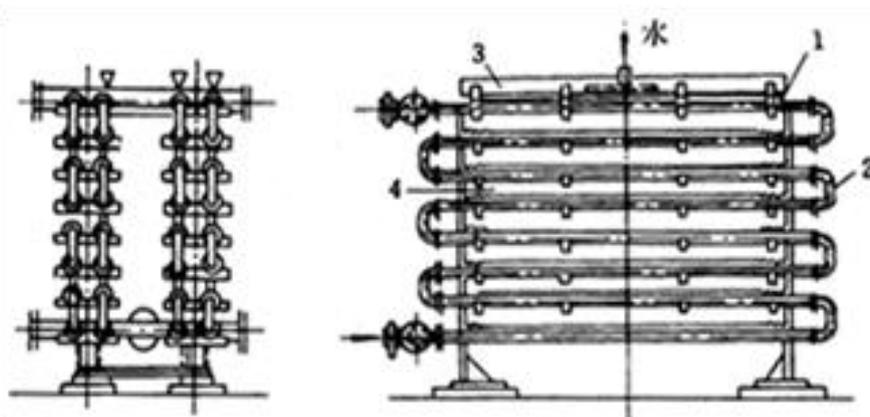
缺点: 由于容器体积比管子的体积大得多, 因此管外流体的表面传热系数较小。



图(4)

1.3.3 喷淋式换热器

喷淋式换热器(图 5)



图(5)

结构：冷却水从最上面的管子的喷淋装置中淋下来，沿管表面流下来，被冷却的流体从最上面的管子流入，从最下面的管子流出，与外面的冷却水进行换热。在下流过程中，冷却水可收集再进行重新分配。

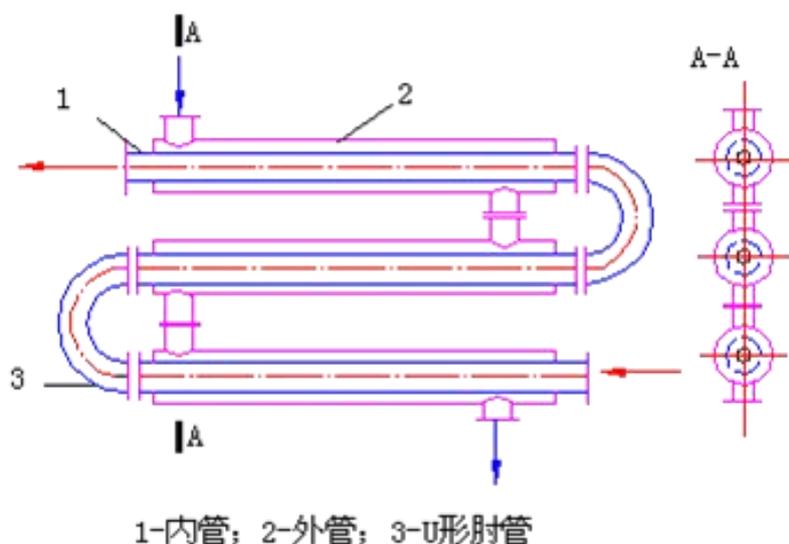
优点：结构简单、造价便宜，能耐高压，便于检修、清洗，传热效果好

缺点：冷却水喷淋不易均匀而影响传热效果，只能安装在室外。

用途：用于冷却或冷凝管内液体。

1.3.4 套管式换热器

套管式换热器(图 6)



图(6)

结构：由不同直径组成的同心套管，可根据换热要求，将几段套管用 U 形管连接，目的增加传热面积；冷热流体可以逆流或并流。

优点：结构简单，加工方便，能耐高压，传热系数较大，能保持完全逆流使平均对数温差最大，可增减管段数量应用方便。

缺点：结构不紧凑，金属消耗量大，接头多而易漏，占地较大。

用途：广泛用于超高压生产过程，可用于流量不大，所需传热面积不多的场合。

1.3.5 列管式换热器

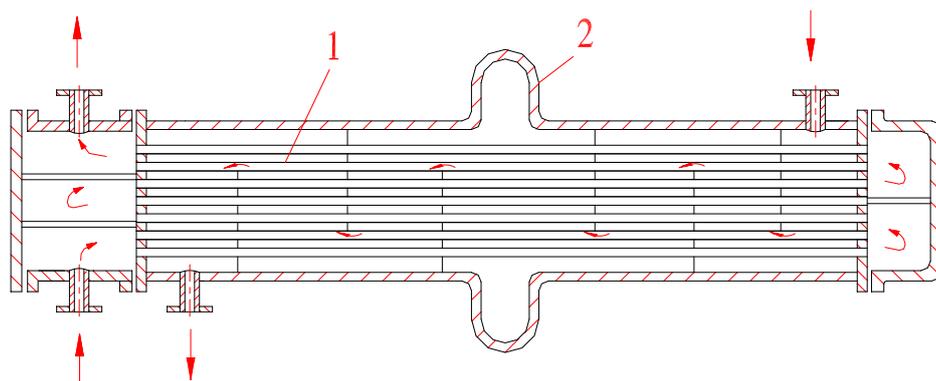
列管式换热器又称为管壳式换热器，是最典型的间壁式换热器，历史悠久，占据主导作用。

优点：单位体积设备所能提供的传热面积大，传热效果好，结构坚固，可选用的结构材料范围宽广，操作弹性大，大型装置中普遍采用。

结构：壳体、管束、管板、折流挡板和封头。一种流体在管内流动，其行程称为管程；另一种流体在管外流动，其行程称为壳程。管束的壁面即为传热面。

根据所采取的温差补偿措施，列管式换热器可分为以下几个型式。

(1) 固定管板式(图 7)



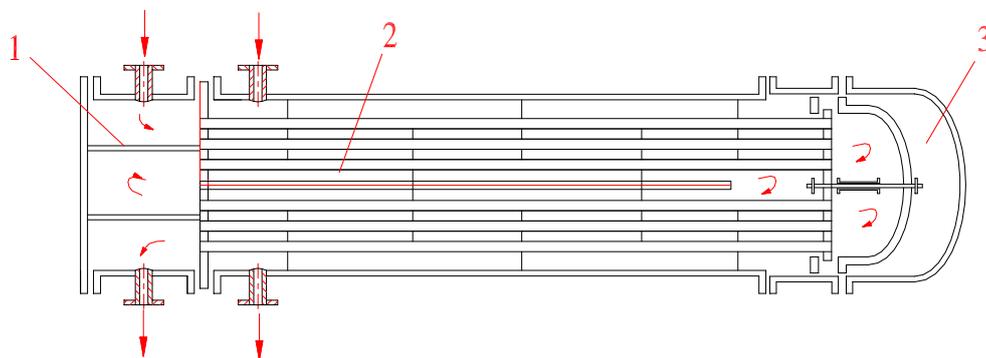
图(7)

1—列管 2—膨胀节

壳体与传热管壁温度之差大于 50°C ，加补偿圈，也称膨胀节，当壳体和管束之间有温差时，依靠补偿圈的弹性变形来适应它们之间的不同的热膨胀。

特点：结构简单，成本低，壳程检修和清洗困难，壳程必须是清洁、不易产生垢层和腐蚀的介质。

(2) 浮头式(图 8)



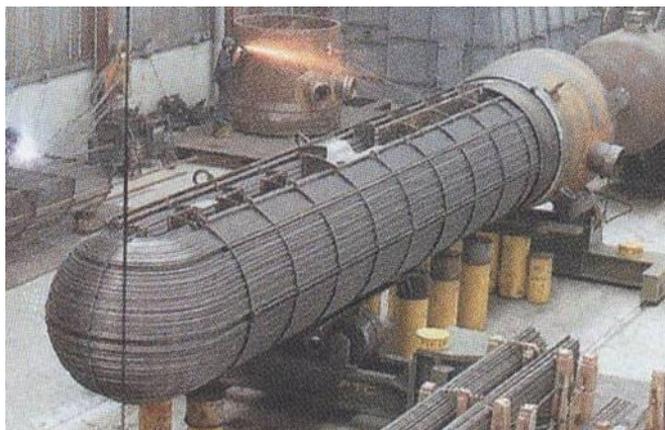
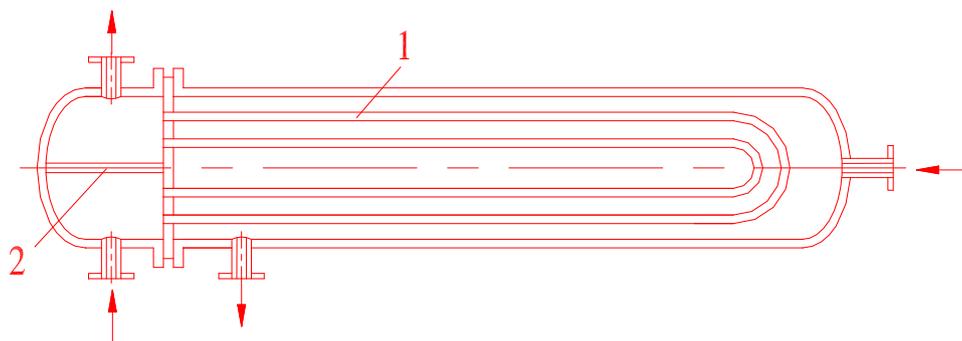
图(8)

1—分程板（管程隔板） 2—壳程隔板 3—内封头（浮头）

两端的管板，一端不与壳体相连，可自由沿管长方向浮动。当壳体与管束因温度不同而引起热膨胀时，管束连同浮头可在壳体内沿轴向自由伸缩，可完全消除热应力。

特点：结构较为复杂，成本高，消除了温差应力，是应用较多的一种结构形式。

(3) U 型管式(图 9)



图(9)

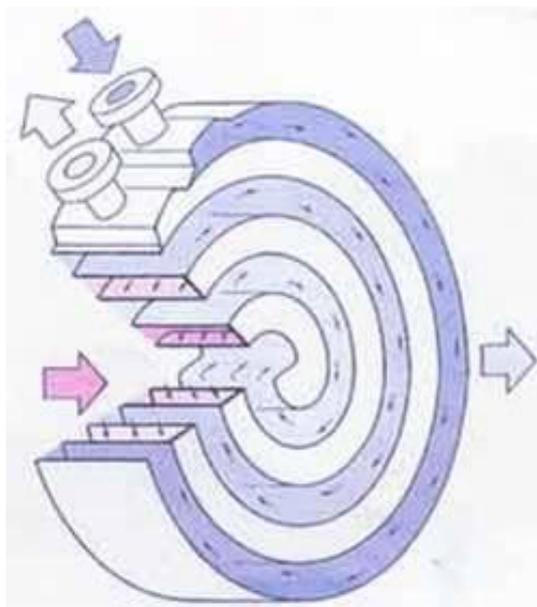
1—列管 2—隔板

把每根管子都弯成 U 形，两端固定在同一管板上，每根管子可自由伸缩，来解决热补偿问题。

特点：结构较简单，管程不易清洗，常为洁净流体，适用于高压气体的换热。

1.3.6 新型高效换热器

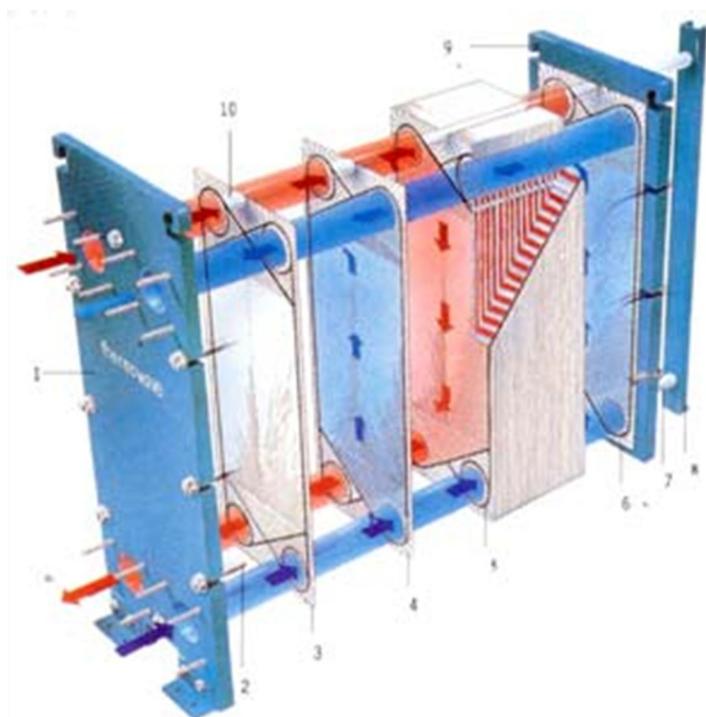
1. 螺旋板式换热器(图 10)



图(10)

- 结构：螺旋板式换热器由两块金属薄板焊接在一块分隔板上并卷制成螺旋状而构成的。换热时，冷、热流体分别进入两条通道，在器内作严格的逆流流动。

2. 板式换热器(图 11)

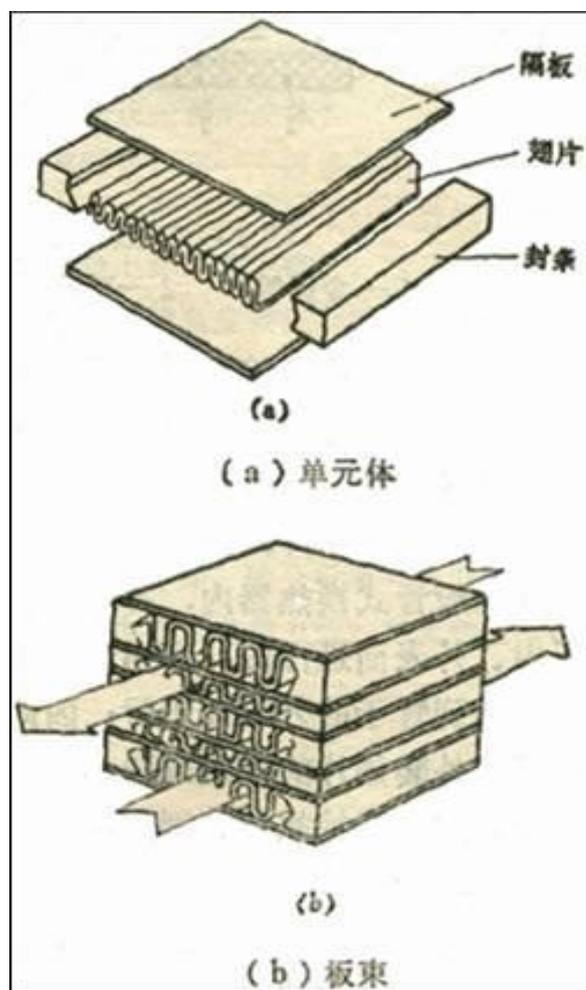


- 1. 固定压紧板 2. 夹紧螺栓 3. 前端板
- 4. 换热板片 5. 密封垫片 6. 后端板
- 7. 下导板 8. 后支柱 9. 活动压紧板
- 10. 上导板

图(11)

结构紧凑，占用空间小。很小的空间即可提供较大的换热面积，不需另外的拆装空间；相同使用环境下，其占地面积和重量是其他类型换热器的 $1/3 \sim 1/5$ 。

3. 板翅式换热器(图 12)

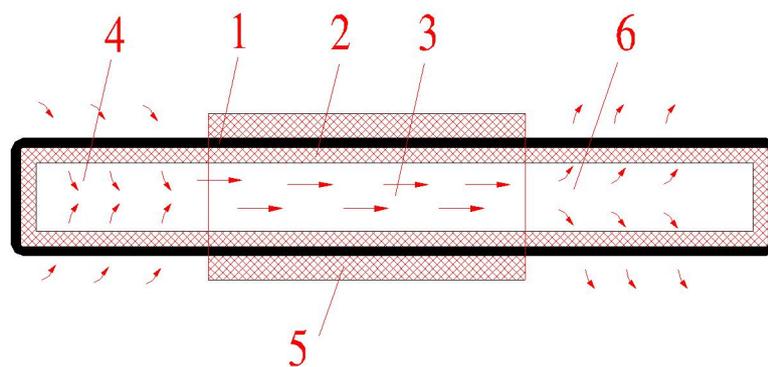


图(12)

在两块平行金属板之间夹入波纹状金属翅片，两边以侧条密封，组成一个单元体；将各单元体进行不同的叠集和适当地排列，再用钎焊予以固定，形成逆流、并流和错流的板翅式换热器组装件(芯部或板束)；将带有进、出口的集流箱焊接到板束上。

特点：传热效果更好、结构更为紧凑。

4. 热管式换热器(图 13)



1—导管 2—吸液芯 3—蒸汽 4—吸热蒸发端
5—保温层 6—放热冷凝端

图(13)

结构及工作原理：将一根金属管的两端密封，抽出不凝性气体，充以一定量的某种工作液体而成。当热管的一端被加热时，工作液体受热沸腾汽化，产生的蒸汽流至冷却端冷凝放出冷凝潜热，冷凝液沿着具有毛细结构的吸液芯在毛细管力的作用下回流至加热段再次沸腾汽化，工作介质如此反复循环，热量则由热管的轴向由加热端传至冷却端。

1.4 换热器的腐蚀原因及防腐措施

炼油工业中，换热器的应用十分广泛，其重要性也是显而易见的，换热设备利用率的高低直接影响到炼油工艺的生产效率以及成本的费用等问题。据统计换热器在化工建设中约占投资的 1/5,因此换热器的利用效率及寿命是值得研究的重要课题。由换热器的损坏原因来看，腐蚀是一个非常重要的原因之一，而且换热器的腐蚀是大量的普遍存在的问题，能够解决好腐蚀问题，就等于解决了换热器损坏的根本原因。要想防止换热器的腐蚀发生，就得弄清楚腐蚀的根源问题，换热器的腐蚀的原因有两中：1.换热器用材的选择，2.换热器的金属腐蚀

换热器几种常见的腐蚀破坏类型 1.均匀腐蚀在整个暴露于介质的表面上，或者在较大的面积上产生的，宏观上均匀的腐蚀破坏叫均匀腐蚀。2.接触腐蚀两种电位不同的金属或合金互相接触，并浸于电解质溶解质溶液中，它们之间就有电流通过，电位正的金属腐蚀速度降低，电位负的金属腐蚀速度增加。3.选择性腐蚀合金中某一元素由于腐蚀，优先进入介质的现象称为选择性腐蚀。 4.孔蚀集

中在金属表面个别小点上深度较大的腐蚀称为孔蚀，或称小孔腐蚀、点蚀。5. 缝隙腐蚀在金属表面的缝隙和被覆盖的部位会产生剧烈的缝隙腐蚀。6. 冲刷腐蚀是由于介质和金属表面之间的相对运动而使腐蚀过程加速的一种腐蚀。7. 晶间腐蚀晶间腐蚀是优先腐蚀金属或合金的晶界和晶界附近区域，而晶粒本身腐蚀比较小的一种腐蚀。8. 应力腐蚀破裂（SCC）和腐蚀疲劳 SCC 是在一定的金属-介质体系内，由于腐蚀和拉应力的共同作用造成的材料断裂。9. 氢破坏金属在电解质溶液中，由于腐蚀、酸洗、阴极保护或电镀，可以产生因渗氢而引起的破坏。冷却介质对金属腐蚀的影响工业上使用最多的冷却介质是各种天然水。影响金属腐蚀的因素很多，对几种常用金属的影响：1. 溶解氧水中的溶解氧是参加阴极过程的氧化剂，因此它一般促进腐蚀。2. 其他溶解气体在水中无氧时 CO_2 将导致铜和钢的腐蚀，但不促进铝的腐蚀。3. 硬度一般说来，淡水的硬度增高对铜、锌、铅和钢等金属的腐蚀减小。4. pH 值钢在 $\text{pH} > 11$ 的水中腐蚀较小， $\text{pH} < 7$ 时腐蚀增大。5. 离子的影响氯离子可以破坏不锈钢等钝化金属的表面，诱发孔蚀或 SCC。6. 垢的影响淡水中的 CaCO_3 垢。 CaCO_3 垢层对传热不利，但是有利于防止腐蚀。

1.5 结论

换热器是化工、石油、能源等各工业中应用相当广泛的单元设备之一。据统计，在现代化学工业中换热器的投资大约占设备总投资的 30%，在炼油厂中占全部工艺设备的 40% 左右，海水淡化工艺装置则几乎全部是由换热器组成的。对国外换热器市场的调查表明，虽然各种板式换热器的竞争力在上升，但管壳式换热器仍占主导地位约 64%。新型换热元件与高效换热器开发研究的结果表明，列管式换热器已进入一个新的研究时期，无论是换热器传热管件，还是壳程的折流结构都比传统的管壳式换热器有了较大的改变，其流体力学性能、换热效率、抗振与防垢效果从理论研究到结构设计等方面也均有了新的进步。目前各国为改善该换热器的传热性能开展了大量的研究，主要包括管程结构和壳程结构强化传热的发展。

参考文献

- [1] GB 150-1998 《钢制压力容器》
- [2] GB 151-1999 《钢制管壳式换热器》
- [3] JB/T 4737-95 《椭圆形封头》.北京：机械工业出版社，1996
- [4] JB/T 4717-92 《U 型管式换热器型式与基本参数》
- [5] 钱颂德主编.《换热器设计手册》.北京：化学工业出版社，2002.8
- [6] 化工部设备设计技术中心站 毛希澜.《化工设备设计全书（换热器设计）》
- [7] 《化工设备设计全书》编辑委员会编，化工设备设计全书——换热器，化学工业出版社，2003 年 5 月第一版

第二章换热器传热工艺计算

2.1 起始数据

壳程油的进口温度: $t_1^i=180^\circ\text{C}$

壳程油的出口温度: $t_1^r=120^\circ\text{C}$

壳程油的工作压力: $P_1=1.9\text{MPa}$

管程水的进口温度: $t_2^i=20^\circ\text{C}$

管程水的出口温度: $t_2^r=90^\circ\text{C}$

管程水的工作压力: $P_2=2.0\text{MPa}$

壳程油的流量: $G_1=110\text{t/h}=110000\text{Kg/h}$

2.2 定性温度及确定其物性参数

①壳程:

壳程油的定性温度: $t_1=150^\circ\text{C}$

查表得壳程油的密度: $\rho_1=730\text{Kg/m}^3$

查表得壳程油的比热: $C_{p1}=2.6\text{KJ}/(\text{Kg}\cdot^\circ\text{C})$

查表得壳程油的导热系数: $\lambda_1=0.097\text{w}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$

壳程油的粘度: $\mu_1=378.5\times 10^{-6}\text{Pa}\cdot\text{s}$

查表得壳程油的普朗特系数: $Pr_1=10.14$

②管程:

管程油的定性温度: $t_2=55^\circ\text{C}$

查表得管程油的密度: $\rho_2=985.65\text{Kg/m}^3$

查表得管程油的比热: $CP_2=4.176\text{KJ}/(\text{Kg}\cdot^\circ\text{C})$

查表得管程油的导热系数: $\lambda_2=0.654\text{w}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$

查表得管程油的粘度: $\mu_2=509.1\times 10^{-6}\text{Pa}\cdot\text{s}$

查表得管程油的普朗特系数： $Pr_2=3.26$

2.3 热量守恒与油流量的计算

假定取热交换效率为 $\eta=0.98$

其设计传热量：

$$\begin{aligned} Q_0 &= G_1 \times C_{p1} \times (t_1' - t_1'') \times \eta \times 1000 / 3600 \\ &= 110000 \times 2.6 \times (180 - 120) \times 0.98 \times 1000 / 3600 \\ &= 4671333 \text{ W} \end{aligned}$$

则管程苯流量为：

$$G_2 = \frac{Q_0}{C_{p2}(t_1'' - t_1')} = 3600 \times 467133 / 4.174 \times (90 - 20) \times 1000 = 57556.3 \text{ Kg/h}$$

2.4 有效平均温度的公式计算

$$\Delta t_m = \frac{-(t_2 - t_1'') - (t_2'' - t_1')}{\ln \left(\frac{t_2 - t_1''}{t_2'' - t_1'} \right)} = 91.44^\circ \text{C}$$

其中有关参数的计算

$$\text{参数： } P = \frac{t_1'' - t_1'}{t_2 - t_1'} = \frac{90 - 20}{180 - 20} = 0.4375$$

$$\text{参数： } R = \frac{t_2 - t_2''}{t_1'' - t_1'} = \frac{180 - 120}{90 - 20} = 0.86$$

加热器按照单壳程双管程设计差《管程式换热器原理与设计》图 2-6 (a)，得：

温差校正系数 $\phi = 0.908$

有效平均温差： $\Delta t_m = \phi \Delta t_n = 0.908 \times 91.44 = 83^\circ \text{C}$

2.4 管程换热系数计算

参考表 2—7 《管壳式换热器原理与计算》

初选传热系数： $K_0 = 500 \text{ w/m} \cdot \text{°C}$

则初选传热面积为：

$$F_0 = \frac{Q_0}{K_0 \times \Delta t_m} = \frac{4671333}{500 \times 83} = 112.56 \text{ m}^2$$

选用 $\Phi 25 \times 2.5$ 不锈钢的无缝钢管作换热管。

则 管子外径 $d_0 = 25 \text{ mm}$

管子内径 $d_i = 20 \text{ mm}$

管子长度 $L = 6000 \text{ mm}$

则所需换热管根数：

$$N_t = \frac{F_0}{\pi \times d_0 \times l} = \frac{113}{3.14 \times 0.025 \times 6} = 240$$

可取换热管根数为 240 根

$$a_2 = \frac{N_t}{2} \times \frac{\pi}{4} \times d_i^2 = \frac{240}{2} \times \frac{\pi}{4} \times 0.02^2 = 0.038 \text{ m}^2$$

则管程流通面积为 (两管程)

$$\omega_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \times a_2 \times 3600} = \frac{57556}{986 \times 3600 \times 0.038} = 0.427 \text{ m/s}$$

管程流速为：

$$W_2 = \omega_2 \rho_2 = 986 \times 0.427 = 421 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

管程质量流速为：

$$\text{Re} = \frac{\rho_2 \times \omega_2 \times d_i}{\mu_2} = \frac{986 \times 0.5 \times 0.02}{5 \times 10^{-4}} = 19720$$

管程雷诺数为

管程传热系数为：

$$\alpha_2 = \frac{3600 \times (1 + 0.015 t_2) \times \omega_2^{0.8}}{(100 d_i)^{0.2}} = \frac{3600 \times (1 + 0.015 \times 90) \times 0.833^{0.8}}{(100 \times 0.015)^{0.2}} = 6740$$

2.5 结构的初步设计:

查 GB151—1999 知管间距按 $1.25d_0$ 取:

管间距为: $S=1.25 \times 0.025=0.031\text{m}$

管束中心排管数为: $N_c = 1.1\sqrt{N_t} = 1.1\sqrt{240} = 18$

取 18 根

则壳体内径为: $D_i = S(N_c - 1) + 4d_0 = 0.031 \times (18 - 1) + 4 \times 0.025 = 0.627$

故内径为 0.7m

则内径比为 $\frac{L}{D_i} = \frac{6}{0.7} = 8.6$ (合理)

折流板由书可知可以选择弓形折流板。

则弓形折流板的弓高为: $h = 0.2D_i = 0.2 \times 0.7 = 0.14\text{m}$

折流板间距为: $B = \frac{D_i}{2} = \frac{0.7}{2} = 0.35\text{m}$

折流板数量为: $n_B = \frac{l}{B} - 1 = \frac{6}{0.35} - 1 = 16.2$ 实际取 15 块

2.6 壳程换热系数计算

壳程流通面积为: $f_1 = BD_i \left(1 - \frac{d_0}{s}\right) = 0.35 \times 0.7 \times \left(1 - \frac{0.025}{0.031}\right) = 0.05\text{m}^2$

壳程流速为: $\omega_1 = \frac{G_1/3600}{\rho_1 f_1} = \frac{110000}{3600 \times 730 \times 0.05} = 0.84\text{m/s}$

壳程质量流速为: $W_1 = \omega_1 \rho_1 = 730 \times 0.84 = 613.2\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$

壳程当量直径为: $d_e = \frac{D_i^2 - N_t d_0^2}{N_t d_0} = \frac{0.7^2 - 240 \times 0.025^2}{240 \times 0.025} = 0.0567$

$$\text{Re}_1 = \frac{\rho_1 \omega_1 d_e}{\mu_1} = \frac{730 \times 0.84 \times 0.0567}{379 \times 10^{-6}} = 91737$$

壳程雷诺数为：

$$\text{切去弓形面积所占比例按 } \frac{h}{D_i} = 0.2 \text{ 查得为 } 0.145$$

壳程传热因子由《管壳式换热器原理与设计》书图 2-12 可查得： $J_s = 120$

管外壁温度假定值为： 100°C

壁温下油的黏度为： $u_\omega = 600 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

$$\phi_1 = \left(\frac{\mu_1}{\mu_{\omega 1}} \right)^{0.14} = \left(\frac{379}{600} \right)^{0.14} = 0.9377$$

黏度修正系数为：

壳程换热系数为

2.7 传热系数计算

查 GB151—1999 书第 138 页可知：壳程选用柴油、管程选用原油
则油侧污垢热阻为： $\gamma_1 = 0.000172$ $\gamma_2 = 0.000172$

由于管壁比较薄，管壳层阻力损失都不超过 $0.3 \times 10^3 \text{ N/m}^3$ 所以管壁的热阻 γ 可以忽略不计。

所以可以计算出总传热系数为：

$$K_j = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \gamma_1 + \gamma_2 \frac{d_0}{d_i} + \frac{1 \times d_0}{\alpha_2 \times d_i}} = \frac{1}{\frac{1}{819.44} + 0.000172 + 0.000172 \frac{0.019}{0.015} + \frac{0.019}{6740 \times 0.015}}$$

$$= 553.72 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

则传热系数比为： $\frac{K_j}{K_0} = \frac{553.72}{500} = 1.11$ (合理)

所以假设合理。

2.8 管壁温度计算

$$q_1 = \frac{Q_0}{N_i \pi d_0 l} = \frac{4671333}{240 \times 3.14 \times 0.025 \times 6} = 41325 \text{ w/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

管外壁热流温度计算为:

管 外 壁 温 度 为 :

$$t_{w1} = t_1 - q_1 \left(\frac{1}{\alpha_1} + \gamma_1 \right) = 150 - 41325 \times \left(\frac{1}{419.90} + 0.000172 \right) = 104.9^\circ\text{C}$$

误差校核: $t_{w1} - t'_1 = 104.9 - 100 = 4.9^\circ\text{C}$

因为误差不大, 所以合适。

壳程当量直径为: $d_e = \frac{D_i^2 - N_t \times d_0^2}{N_t \times d_0} = \frac{0.7^2 - 406 \times 0.019^2}{406 \times 0.019} = 0.0445\text{m}$

壳程雷诺数为: $R_{e1} = \frac{W_1 d_e}{\mu_1} = \frac{380.3 \times 0.0334}{910 \times 10^{-6}} = 13958$

经查壳程的摩擦系数为: $\xi_1 = 0.42$

管束压降为: $\Delta P_0 = \left(\frac{W_1^2}{2\rho_1} \right) \left[\frac{D_i(n_b + 1)}{d_e} \right] \left(\frac{\xi_1}{\phi_1} \right) = \frac{314.8^2}{2 \times 715} \times \frac{0.7 \times (1 + 8)}{0.0445} \times \frac{0.42}{1} = 4121\text{Pa}$

取进口管处质量流速为: $1000 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$

取进口管压降为: $\Delta P_{N1} = \frac{W_{N1}^2}{2\rho_1} \times 1.5 = \frac{1000^2 \times 1.5}{2 \times 715} = 1049\text{Pa}$

取导流板阻力系数为: $\xi_d = 5$

导流板压降为: $\Delta P_d = \frac{W_{N1}^2}{2\rho_1} \xi_d = \frac{1000^2}{715} \times 5 = 6993\text{Pa}$

壳程结垢修正系数 $\xi_d = 1.38$

壳程压降为: $\Delta P_1 = \Delta P_0 \phi_d + \Delta P_d + \Delta P_{N1} = 1.38 \times 4121 + 6993 + 1049 = 13729\text{Pa}$

管程、壳程允许压降为: $[\Delta P_1] = [\Delta P_2] = 35000\text{Pa}$

$$\Delta P_1 < [\Delta P_1]$$

$$\Delta P_2 < [\Delta P_2] \quad \text{符合压降条件}$$

2.9 管程压降计算

$$t_{w2} = t_2 + q_1 \frac{d_0}{d_i} \left(\frac{1}{\alpha_2} + \gamma_2 \right) = 90 + 28996 \times \frac{0.019}{0.015} \times \left(\frac{1}{6740} + 0.000172 \right) = 102^\circ\text{C}$$

壁温下油的黏度为: $\mu_{w2} = 3 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

$$\text{黏度修正系数: } \phi_2 = \left(\frac{\mu_2}{\mu_{w2}} \right)^{0.14} = \left(\frac{3 \times 10^{-3}}{3 \times 10^{-3}} \right)^{0.14} = 1$$

查得管程摩擦系数为: $\xi_2 = 0.0122$

管程数 $n_t = 2$

管内沿程压为:

$$\Delta P_i = \left(\frac{W_2^2}{2\rho_2} \right) \left(\frac{l \cdot n_t}{d_i} \right) \left(\frac{\xi_2}{\phi_2} \right) = \frac{(679)^2 \times 3 \times 2 \times 0.0122}{2 \times 815 \times 0.015 \times 1} = 1380 \text{ Pa}$$

$$\text{回弯压降为: } \Delta P_b = \frac{W_2^2}{2\rho_2} \times 4n_t = \frac{(679)^2 \times 4 \times 2}{2 \times 815} = 2263 \text{ Pa}$$

取出口处质量流速为: $W_{N2} = 1000 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$

$$\text{进出口管处压降为: } \Delta P_{N2} = \frac{W_{N2}^2}{2\rho_2} \times 1.5 = \frac{1000^2}{2 \times 815} \times 1.5 = 8402 \text{ Pa}$$

管程污垢校正系数为: $\phi_{d2} = 1.2$

则管程压降:

$$\Delta P_2 = (\Delta P_i + \Delta P_b) \times \phi_{d2} + \Delta P_{n2} = (1380 + 2263) \times 1.2 + 8402 = 12773.6 \text{ Pa}$$

第三章 U 型换热器结构设计计算

3.1 换热管材料及规格的选择和根数确定

序号	项目	符号	单位	数据来源及计算公式	数值
1	换热管外径	d_0	mm	GB151--1999《管壳式换热器》	25
2	管长	l	mm	GB151--1999《管壳式换热器》	6000
3	传热面积	S	m^2	$A = \frac{Q}{K\Delta t_m}$ 《管壳式换热器设计原理》	112.56
4	换热管根数	N	个	$N = \frac{A}{\pi d_0 l}$	240

3.2 管子的排列方式

1	正三角形排列			GB151-1999《管壳式换热器》 图 11	
2	换热管中心距	S	mm	GB151-1999《管壳式换热器》	32
3	隔板板槽两侧 相邻中心距	S_n	mm	GB151-1999《管壳式换热器》	100

3.3 确定筒体直径

1	换热管中心距	S	mm	GB151-1999 《管壳式换热器》表 12	32
2	换热管根数	n	根		240
3	分程隔板厚	δ	mm		10
4	管束中心排管的管数	N_c	根	$N_c=1.1\sqrt{N}$	18
5	筒体直径	D'_1	mm	$D_i=S(N_c-1)+4$ d_0	700
6	实取筒体公称直径	D_N	mm	考虑防冲板 向上取	1000

3.4 筒体壁厚的确定

序号	项目	符号	单位	数据来源及计算公式	结果
1	工作压力	P	MPa	给定	1.9
2	筒体材料			GB150-1998《钢制压力容器》	Q245R
3	设计温度材料的许用应力	$[\sigma]^t$	MPa	GB150-1998《钢制压力容器》	167
4	焊接接头系数	ϕ		《过程装备设计》	0.85
5	壳程设计压力	P_c	MPa	$P_c = 1.1P$	2.09
6	筒体计算厚度	δ	mm	$\delta = \frac{P_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - P_c}$	7.28
7	设计厚度	δ_d	mm	$\delta_d = \delta + C_2$	9.28
8	名义厚度	δ'_n	mm	$\delta'_n = \delta_d + C_1$	10

9	实取名义厚度	δ_n	mm	GB151-1999《管壳式换热器》表 8	8
10	负偏差	C_1	mm	《过程装备设计》	0
11	腐蚀余量	C_2	mm	《过程装备设计》	2
12	计算厚度	δ_e	mm	$\delta_e = \delta_n - C_1 - C_2$	8
13	设计厚度下圆筒的计算应力	σ^t	MPa	$\sigma^t = \frac{P_c(D_i + \delta_e)}{2\delta_e}$	131.67
14	校核	$[\sigma]^{\varphi}$	MPa	$\sigma^t < [\sigma]^{\varphi}$	179.8 合格
15	设计温度下圆筒的最大许用工作压力	$[P_w]$	MPa	$[P_w] = \frac{2\delta_e[\sigma]^{\varphi}}{(D_i + \delta_e)}$	2.3

3.5 筒体水压试验

序号	项目	符号	单位	根据来源及计算公式	数值
1	试验压力	P_T	MPa	$P_T = \frac{1.25P_c[\sigma]}{[\sigma]^{\varphi}}$	2.6
2	圆筒薄膜应力	σ_T	MPa	$\sigma_t = \frac{P_t(D_i + \delta_e)}{2\delta_e}$	164.4
3	校核	$0.9\varphi\sigma^s = 240.9MPa > \sigma^T$ 合格			

3.6 管程标准椭圆形封头厚度的计算

序号	项目	符号	单位	根据来源及计算公式	数值
1	设计压力	P_c	MPa	$P_c = 1.1P$	2.2
2	材料			GB150-1998《钢制压力容器》	Q245R
3	材料许用应力	$[\sigma]^t$	MPa	GB150-1998《钢制压力容器》	167
4	焊接接头系数	ϕ		《过程装备设计》	0.85
5	封头计算厚度	δ	mm	$\delta = \frac{P_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - 0.5P_c}$	7.8
6	设计厚度	δ_d	mm	$\delta_d = \delta + C_2$	9.8
7	名义厚度	δ'_n	mm	$\delta'_n = \delta_d + C_1$	10
8	实取名义厚度	δ_n	mm	GB151-1999《管壳式换热器》表8	8
9	有效厚度	δ_e	mm	$\delta_e = \delta_n - C_1$	8
10	设计厚度下封头的计算应力	σ^t	MPa	$\sigma^t = \frac{P_c (D_i + \delta_e)}{2\delta_e}$	139
11	校核	$0.9\phi\sigma^s = 240.9MPa > \sigma^t$			
12	设计温度下封头的最大许用工作压力	$[P_w]$	MPa	$[P_w] = \frac{4\delta_e[\sigma]^t\phi}{(2D_i + \delta_e)}$	2.3
13	$P < [P_w]$ 合格				

3.7 容器法兰的选择

3.7.1 设备法兰的选择

按其条件 $DN = 1000\text{mm}$ 设计温度 110°C 设计压力 2.5MP 由《压力容器法

兰》选择乙型平焊法兰，相关参数如下： 单位（mm）

D	D_1	D_2	D_3	D_4	δ	H	δ_t	a	a_1	d	螺柱规格	螺柱数量
1195	1140	1098	1088	1085	68	155	42	21	18	30	M27	36

由《压力容器法兰》选择相应垫片：非金属软垫片 JB/T4704—2000

其相应尺寸为： $D=1087\text{mm}$ $d=1037\text{mm}$ 厚度 $\delta=3\text{mm}$

3.7.2 接管法兰的选择

1) 管程接管的公称直径相同设为 d ，设进出口质量流量为 1.5m/s

$$d_a = \sqrt{\frac{4G}{800\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 88000 \times 10^6}{986 \times 3.14 \times 3600}} = 158.2\text{mm}$$

则

同理 $d_b = 197.2\text{mm}$ 故取 $a=b=200\text{mm}$

故取公称直径 $d_{N2} = 200\text{mm}$ 公称压力为 $P_{N2} = 2.5\text{MPa}$

2) 壳程接管的公称直径相同设为 d ，设进出口质量流量为 1.5m/s

$$d_c = \sqrt{\frac{4G}{800\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 68000 \times 10^6}{800 \times 3.14 \times 3600}} = 173\text{mm}$$

同理 $d_d = 173\text{mm}$

故取公称直径 $d_{N1} = 200\text{mm}$ 公称压力为 $P_{N1} = 2.5\text{MPa}$

由《钢制管法兰，垫片，紧固件》选择带颈对焊法兰 a.b 相关参数如下

D_N	A/ B	D	K	n	L	Th	C	B ₁	法兰理论重量
200	221. 5/ 219	360	310	12	26	M24	30	244/ 244	17.4

由《钢制管法兰，垫片，紧固件》选择带颈对焊法兰 c.d 相关参数如下

D_N	A/ B	D	K	n	L	Th	C	B ₁	法兰理论重量
-------	---------	---	---	---	---	----	---	----------------	--------

250	219.	360	310	12	26	M24	30	244/ 244	17.4
	1/ 219								

3.8 管板的设计

管板尺寸的确定及强度计算:

本设计为管板延长部分兼作法兰的形式, 即 GB151-1999 项目 5.7 中
计算 A 、 A_s 、 na 、 K_t 、 $[\sigma]_{cr}$ 、 A_c 、 D_t 、 λ 、 Q 、 ε_s 、 β 、 ε_t 、 P_t ;

序号	项目	符号	单位	数据来源和计算公式	数值
1	筒体内径	D_1	mm		700
2	筒体内径横截面积	A	mm^2	$A = \pi D_1^2 / 4$	384650
3	筒体厚度	δ_s	mm		8
4	圆筒内壳壁金属截面积	A_s	mm^2	$A_s = \pi \delta_s (D_1 + \delta_s)$	17794
5	管子金属总截面积	na	mm^2	$na = n\pi\delta_t (d - \delta_t)$	7.65×10^4
6	换热管根数	n			406
7	换热管外径	d	mm		19
8	换热管壁厚	δ_t	mm		2
9	换热管材料的弹性模量	Et	MPa	GB150-1998 表 F5	185000
10	换热管有效长度	L	mm		2840
11	沿一侧的排管数	n'			203
12	布管区内未能被管支撑的面积	Ad	mm^2	$Ad = n' S (Sn - 0.866S)$	82976.25
13	管板布管区面积	At	mm^2	$At = 0.866nS^2 + Ad$	302723.75

14	管板布管区当量直径	D_t	mm	$D_t = \sqrt{4A_t / \pi}$	620
15	换热管中心距	S	mm	GB151-1999	25
16	隔板槽两侧相邻管中心距	S_n	mm	GB151-1999	38
17	管板布管内开孔后的面积	A_1	mm^2	$A_1 = A - n\pi d^2 / 4$	269537
18	系数	λ		$\lambda = A_1 / A$	0.7
19	壳体不带膨胀节时换热管束与圆筒刚度比	Q		$Q = Et \times na / Es As$	0.8
20	壳程圆筒材料的弹性模量	Es		GB150-1998 表 F5	190000
21	系数	β		$\beta = na / A_1$	0.28
22	系数	ε_s		$\varepsilon_s = 0.4 + 0.6(1+Q) / \lambda$	15.8
23	系数	ε_t		$\varepsilon_t = 0.4(1+\beta) + (0.6+Q) / \lambda$	2.512
24	管板不管区当量直径与壳程圆筒内径比	P_t		$P_t = D_t / D_i$	0.89
25	管子受压失稳当量长度	L_{cr}	mm	GB151-1999 图 32	2008
26	设计温度下管子受屈服强度	δ_s^t	MPa	GB150-1998 表 F2	133
27	管子回转半径	i	mm		6.35

3.9 管箱短节壁厚的计算

序号	项目	符号	单位	数据来源及计算公式	数值
1	设计压力	P_c	<i>MPa</i>	$P_c = 1.1P$	1.76
2	选材			GB150-1998《钢制压力容器》选	Q345R
3	计算厚度	δ	<i>mm</i>	$\delta = \frac{P_c D_i}{2[\sigma]\phi - P_c}$	4.3
4	设计厚度	δ_d	<i>mm</i>	$\delta_d = \delta + C_2$	6.3
5	名义厚度	δ'_n	<i>mm</i>	$\delta'_n = \delta_d + C_1$	7.3
6	实取名义厚度	δ_n	<i>mm</i>		8
7	有效厚度	δ_e	<i>mm</i>	$\delta_e = \delta_n - C$	7

注：其符号意义及取值同筒体壁厚计算的符号及意义。

水压试验比较筒体的水压试验和短节的水压试验同样可以满足要求。

3.10 拉杆和定距管的确定

序号	项目	符号	单位	数据来源及计算公式	数值
1	拉杆直径	d_n	<i>mm</i>	GB151-1999《管壳式换热器》表43	12
2	拉杆数量	n		GB151-1999《管壳式换热器》表44	8
3	定距管规格			GB151-1999《管壳式换热器》取	$\Phi 19 \times 2$
4	拉杆在管板端螺纹长度	L_d	<i>mm</i>	GB151-1999《管壳式换热器》表45	50
5	拉杆在折流板	L_s	<i>mm</i>	GB151-1999《管壳式换热器》表45	15

	端螺纹 长度				
6	拉杆上 倒角高	b	mm	GB151-1999《管壳式换热器》表 45	2.0

3.11 折流板的选择

3.11.1 选型

根据 GB151—1999《管壳式换热器》图 37 选择单弓形水平放置的折流板。

3.11.2 折流板尺寸

缺口弦高 h 值，一般取 0.20~0.45 倍的圆筒内直径，取
 $h = 0.2d_i = 0.2 \times 0.7 = 0.14m$

3.11.3 换热管无支撑跨距或折流板间距

由 GB151—1999 表 42 知，但换热管为外径 $\Phi 19 \times 2$ 钢管时，换热管的最大无支撑跨距为 $l = 1500mm$ ，且折流板最小间距一般不小于圆筒内直径五分之一且不小于 $50mm$ 由传热计算得到折流板间距 $B = 350mm$

3.11.4 折流板厚度

由 GB151—1999 表 34， $DN = 700mm$ $l = 1500mm$

查得折流板最小厚度为 $10mm$ ，实取折流板厚度 $10mm$

由 GB151—1999 表 36 查得管孔直径为 $19.6mm$ 允许偏差为 $0 \sim 0.4mm$

3.11.5 折流板直径

由 GB151—1999 表 41 查得折流板名义外直径为 $DN = 695.5mm$ 允许偏差为 $-0.8 \sim 0mm$

3.12 接管及开孔补强

补强及补强方法判别

补强判别

由 GB150—1998 表 8—1 知当满足下列所有条件时不另行补强。

- 1) 设计压力小于或等于 $2.5MPa$ 两相邻开孔中心距应不小于两孔直径之和的两倍；
- 2) 接管公称直径小于或等于 $89mm$
- 3) 接管最小壁厚满足表 8—1 要求 (GB150—1998 p75)

由于接管 $200mm$ 的公称直径大于 $89mm$ 所以要补强,但由于设计的筒体或封头的厚度远大于理论厚度,所以要进行计算看是否要进行补强。

补强计算方法判别

开孔直径 $d = d_i + 2C = 200 + 2 \times 1 = 202mm$

本凸形封头开孔直径 $d = 202mm < \frac{D_i}{2} = 350mm$ 满足等面积法开孔

补强计算的适用条件,故可用等面积法进行开孔补强计算

开孔所需补强面积

$$\text{强度削弱系数 } f_r = \frac{[\sigma]_m}{[\sigma]_r} = 1.0$$

接管有效厚度 $\delta_{et} = \delta_{nt} - l = 2 - 1 = 1mm$

开孔所需补强面积 $A = ds + 2\delta\delta_{et}(1 - f_r) = 202 \times 8.58 = 1733.16mm^2$

有效补偿范围

有效宽度取值 $B = d + 2\delta_n + 2\delta_{nt} = 350 + 2 \times 10 + 2 \times 1.9 = 370mm$

故取 $B = 420mm$

有效高度

外侧有效高度

$$h_1 = \sqrt{d\delta_m} = \sqrt{202 \times 1.9} = 19.6mm$$

故 $h_1 = 20mm$

内侧有效高度

$$h_2 = \sqrt{d\delta_m} = \sqrt{202 \times 1.9} = 20mm$$

$$h_2 = 0$$

故取 $h_2 = 0$

有效补强面积

封头多余金属面积

封头有效厚度

$$\delta_e = \delta_n - C = 8 - 1 = 7mm$$

封头多余金属面积

$$A_1 = (B - d)(\delta_e - \delta) - 2\delta_{et}(\delta_e - \delta)(1 - f_r) = (230 - 202)(10.2 - 8) = 16.8mm^2$$

接管多余金属面积

$$A_2 = 2h_1(\delta_{et} - \delta_t)f_r + 2h_2(\delta_{et} - C_2)f_r = 2 \times 23.9 \times (2.5 - 1.57) = 44.45mm^2$$

$$\text{其中 } \delta_t = \frac{P_c d_i}{2[\sigma]_n \phi - P_c} = \frac{1.76 \times 200}{2 \times 170 \times 0.85 - 1.76} = 3.14mm$$

接管区焊缝面积（焊角取 $6.0mm$ ）

$$A_3 = 2 \times \frac{1}{2} \times 6.0 \times 6.0 = 36.0mm^2$$

有效补强面积

$$A_e = A_1 + A_2 + A_3 = 16.8 + 44.45 + 36.0 = 97.25mm^2$$

所需另行补强面积

$$A_4 = A - (A_1 + A_2 + A_3) = 2939.2 - 97.25 = 2842mm^2$$

拟采用补强圈补强

补强圈设计

根据接管公称直径 $DN200$ 选补强圈，参照补强圈标准 $JB/T4736$ 取补强圈

外径

$$D' = 400mm$$

内径

$$d' = 215mm$$

因 $B = 420mm > D'$ 补强圈在有效补偿范围内

$$\text{补强圈厚度为 } \delta' = \frac{A_4}{D' - d} = \frac{1842}{400 - 215} = 8.5mm$$

考虑钢板负偏差并经圆整，取补强圈名义厚度为 $\delta'_n = 10mm$

3.13 分程隔板厚度选取

根据 GB151-1999 《管壳式换热器》，分层隔板厚度取 $10mm$

3.14 支座的选择及应力校核

3.14.1 支座的选择

根据《钢制管法兰 垫片 紧固件》JB/T4712-92 鞍式支座的选择重型 BI 型焊制鞍式支座（表 7）

当 $DN = 700mm$ 取鞍式支座的相关尺寸如下：

序号	项目	符号	单位	数值
1	公称直径	DN	mm	700
2	允许载荷	Q	KN	170
3	鞍座高度	h	mm	200
4	底板	l_1	mm	640
		b_1	mm	150
		δ_1	mm	10
5	腹板	δ_2	mm	8
6	筋板	l_3	mm	350
		b_2	mm	140
		b_3	mm	200
		δ_3	mm	10

7	垫板	弧长	mm	830
		b_4	mm	350
		δ_4	mm	6
		e	mm	36
8	螺栓间距	l_2	mm	460
9	带垫板鞍座质量	M	kg	28
10	包角	α	$^\circ$	120
11	型号	BI		700

3.14.2 鞍座的应力校核

(1) 原始数据表

序号	项目	符号	单位	数值
1	设计压力	P	MPa	1.76
2	设计温度	T	$^\circ C$	200
3	物料密度	ρ	kg/m^3	815
4	筒体内径	D_i	mm	1000
5	筒体长度	L	mm	6412
6	公称厚度	δ_n	mm	10
7	厚度附加量	C	mm	2
8	鞍座型号	BI	F, S 型各一个	
9	鞍座中心线离封头切线的距离	A	mm	3800
10	鞍座腹宽	b	mm	270
11	腹板厚度	b_0	mm	8
12	鞍座包角	θ	$^\circ$	120
13	容器与封头的材料		Q245R	
14	容器与封头的许用应力	$[\sigma]$	MPa	140

15		鞍座材料		<i>Q245B</i>
16	鞍座材料许用应力	$[\sigma]_{sa}^t$	<i>MPa</i>	113
17	容器自重	M_1	<i>kg</i>	8307
18	物料重量	M_2	<i>kg</i>	5024
19	总重量	M	<i>kg</i>	13331

(2) 校核计算

序号	项目	符号	单位	根据来源及计算公式	数值
1	支座反力	F	N	$F = \frac{1}{2} Mg$	66655
2	系数	C_1		$C_1 = \frac{1 + 2 \left[\left(\frac{R_i}{L} \right)^2 - \left(\frac{H}{L} \right)^2 \right]}{4 \left(1 + \frac{4H}{3L} \right)}$	0.006
3	系数	C_2		$C_2 = 1 + \frac{4H}{3L}$	1.05
4	系数	C_3		$C_3 = \frac{R_i^2 - H^2}{2R_i L}$	0.093
5	筒体在支座跨中截面处的弯矩	M_1	$N \cdot mm$	$M_1 = F(C_1 L - A)$	227645
6	筒的支座截面的弯矩	M_2	$N \cdot mm$	$M_2 = \frac{FA}{C_2} \left(1 - \frac{A}{L} + C_3 \frac{R_i}{A} - C_2 \right)$	66573
7	跨中截面处的轴向应力(最高点)	σ_1	MPa	$\sigma_1 = -\frac{M_1}{\pi R_i \delta_e}$	3.6
8	跨中截面处的轴向应力(最低点)	σ_2	MPa	$\sigma_2 = \frac{PR_i}{2\delta_2} + \frac{M_1}{\pi R_i^2 \delta_e}$	3.6
9	系数	A		$A = \frac{0.094}{\frac{R_i}{\delta_e}}$	0.0006

10	系数	B	MPa	GB150—1998 图 6-3	137
11	轴向许用压缩应力	$[\sigma]_{ac}$	MPa	$[\sigma]_{ac} = B$	137
12	比较 $ \sigma_1 < \sigma_2 < [\sigma]_{ac} = 128MPa$ ，验算合格				
筒体和封头中的切向剪应力					
13	系数	K_3		《过程装备设计》表 5-2	1.7
14	切向剪应力	τ_{max}	MPa	$\tau_{max} = \frac{K_3 F}{R_i \delta_e} \cdot \frac{L - 2A}{L + \frac{4H}{3}}$	13
15	椭圆形封头的形状系数	K		标准椭圆形封头 $K = 1.0$	1.0
16	封头内压引起应力	σ_h	MPa	$\sigma_h = \frac{KPD_i}{2\delta_e}$	69
17	比较 $\tau_{max} < 0.8[\sigma]^t, \tau_{max} < 1.25[\sigma]^t, \sigma_h$ ，验算合格				
筒体的周向应力					
18	鞍座截面筒体最低处的周向应力	σ_5	MPa	$\sigma_5 = \frac{-K_5 F}{\delta_e b_2}$	-0.64
19	系数	K_5		《过程装备设计》表 5-3	0.760
20	筒体有效宽度	b_2	mm	$b_2 = 1.56\sqrt{R_i \delta_e}$	476
21	鞍座边角处筒体的周向应力	σ_b	MPa	$\sigma_b = \frac{-F}{4\delta_e b_2} - \frac{12K_6 FR_i}{L\delta_e^2}$	-2.78
22	系数	K_6		《过程装备设计》表 5-3	0.06
23	比较 $ \sigma_5 < [\sigma]^t, \sigma_b < 1.25[\sigma]^t$ ，验算合格。				
鞍座腹板应力					
24	系数	K'		《过程装备设计》表 5-5	0.204
25	鞍座承受水平分力	F_s	N	$F_s = K' F$	5938.09
26	鞍座计算高度	H_s	mm	取实际高度	300

27	取 H'_s 和 $\frac{R}{3}=267$ 中较小者为 H'_s ，即 $H_s=300$				
28	鞍座有效断面平均应力	σ_s	MPa	$\sigma_9 = \frac{F_s}{H_s b_o}$	1.34
29	比较 $\sigma_9 < \frac{2}{3}[\sigma]_{sa} = \frac{2}{3} \times 113 = 75.33$ ，验算合格				

第四章结论

通过被课题的学习与研究，基本完成了 U 型管式换热器的设计任务，收获颇丰，虽然设计任务圆满完成，但是设计中尚有需要改进和完善之处。

成果：（1）通过设计过程对过去学到的专业知识进行了系统的回顾和学习；（2）较全面的了解和学习了 U 型管式换热器设计的设计步骤和设计要求；（3）学习了换热器设计中常用的规范和标准；（4）了解了焊接工艺常用的规范和技术要求；（5）懂得了独立研究和思考问题的方法。

不足：（1）对于管箱隔板的设计研究还不够深入，设计不够精准；（2）接管的补强设计还需完善，以使结构更加美观和经济；（3）由于设计压力较高有些结构需要自行设计，设计经验少，研究不够深入设计的结构还需完善和完美。

此次设计已经结束，受益匪浅，设计规范中一些细节之处可参考的资料较少，在设计过程中遇到的一些难以解决的问题。苦于自身知识结构还不够完善，缺乏深度，希望在以后的工作中不断充实与完善自我知识。

参考文献

- [1] 金志浩. 管壳式换热器原理与设计[M]. 沈阳: 辽宁科学技术出版社, 2001: 1-1.
- [2] 刘月芹. 浅谈换热器的分类和特点[J]. 化工设计通讯, 2003, 29(3): 39-42.
- [3] spence.J.Tooth.A.S.Pressure Vessels Dessign:Concepts and Principles.Oxford:Alden Press UK 1994.
- [4] 杨长威. 姜爱华, 周勤等. 肋片管式蒸发器的计算机辅助设计[J]. 机电工程, 2002, 19(5): 1-3.
- [5] 陈维汉. 板翅式换热器综合考虑传热、流动与结构的优化设计[J]. 化工装备技术, 2004, 25(1): 27-32.
- [6] 郑钢, 杨强. 翅片管换热器最佳回路长度的仿真计算[J]. 制冷与空调, 2006, 6(4): 48-51.
- [7] 董玉军, 包涛, 胡跃明等. 板式蒸发器换热性能的数值模拟 1: 数学模型[J]. 制冷空调与电力机械, 2004, 25(4): 10-13.
- [8] 董玉军, 包涛, 胡跃明等. 板式蒸发器换热性能的数值模拟 2: 结果及分析[J]. 制冷空调与电力机械 2004, 26(5): 16-21.
- [9] 胡跃明, 董玉军, 周翔等. 人字形波纹板式蒸发器数值模拟[J]. 制冷与空调, 2005, 5(2): 42-46.
- [10] 黄兴华, 王启杰, 王如竹. 基于分布参数模型的满液式蒸发器性能模拟[J]. 上海交通大学学报, 2004, 38(7): 1164-1169.
- [11] 宋伟宏, 赵辉, 臧润清等. 直接蒸发式表面冷却器的结霜状况计算机模拟计算[J]. 天津商学院学报, 2002, 22(6): 3-6.
- [12] 陈楠, 申江, 徐烈等. 管翅式表冷器数值模拟与性能分析[J]. 低温与超导, 2003, 31(2): 60-64.
- [13] 赖建波, 车晶, 苏文. 肋片管式换热器表面结霜问题的研究[J]. 暖通空调, 2004, (3): 17-21.
- [14] 曾文良, 林培森, 王世平等. 板式换热器作为压缩机冷却器的传热和流阻性能实验研究[J]. 流体机械, 1999, 27(12): 5-8.
- [15] 冯国红, 曹艳芝, 郝红. 管壳式换热器的研究进展[J]. 化工技术与开发, 2009, 38(6): 41-45.
- [16] 金国梁, 陈琳, 张爱林. 可靠性与优化及其在石油工业中的应用[M]. 北京: 中国科学技术出版社, 1992: 36-37.
- [17] Kiefner J F.Vieth P H.New method corrects criterion for evaluating corroded pipe[J].Oil &

Gas Journal,1990(6):56-59.

[18] Hopkins P,Jones D G.A study of the behavior of long and complex-shaped corrosion in transmission pipelines,Conference on offshore mechanics and arctic engineering[C].New York:ASME,1992,5(A):211-217.

[19] 丰艳春, 方强. 波纹管式换热器(三)—强化传热机理[J]. 管道技术与设备, 1998, 12(3): 41-42.

[20] 赵晓曦, 邓先和, 陆恩锡. 空心环支撑菱形翅片管油冷器的传热性能[J]. 石油化工设备, 2003, 32(1): 1-3.

[21] Mukherjee Rajiv.Broaden Your Heat Exchanger Design Skills[J].Chemical Engineering Progress,1998,40 (3):35-47.

致 谢

毕业设计即将结束，在金丹老师的指导和同学的帮助之下，学生对于换热器设计有了更多新的认知，对 u 型管换热器设计有了更深一步的认识，对换热器综合设计的整体脉络了解得更加的清晰透彻。通过毕业设计，学生对自己大学四年以来所学的知识有更多的认识。

毕业设计，帮助我们总结大学四年收获、认清自我。同时，还帮助我们改变一些处理事情时懒散的习惯。从最开始时的搜集资料，整理资料，到方案比选，确定方案，u 型管换热器设计，每一步都衔接紧密，其中任何一个步骤产生遗漏或者疏忽，就会对以后的设计带来很多的不便。学生的动手能力和资料搜集能力在设计中也得到提升。毕业设计中很多数值、公式、计算方法都需要我们去耐心地查阅书籍，浏览资料，设计中需要用到辅助设计软件的地方，也需要我们耐心的学习。掌握其使用的要领，运用到设计当中去。最后汇总的时候，需要将前期各个阶段的工作认真整理。

毕业设计结束了，通过设计，学生深刻领会到基础的重要性，毕业设计不仅仅能帮助学生检验大学四年的学习成果，更多的是毕业设计可以帮助我们更加清楚的认识自我，磨练学生的意志与耐性，这会为学生日后的工作和生活带来很大的帮助。

感谢与我并肩作战的舍友与同学们，感谢关心我支持我的朋友们，感谢学校领导、老师们，感谢你们给予我的帮助与关怀；感谢沈阳化工大学科亚学院，特别感谢机械交通与工程系四年来为我提供的良好学习环境，谢谢！