

## 煤油固定管板式换热器设计

**摘要：**本文主要进行煤油冷却器设计，其设备型式为管壳式固定管板换热器；主要设计内容有：工艺设计、设备设计，其中包含了传热计算、强度计算、结构设计、密封设计等。工艺设计是根据给定工艺设计条件选定换热器型式为固定管板式带膨胀节，估算传热面积、核算传热系数、计算实际换热面积、验证传热面积达到设计要求、管程及壳程压降满足工艺要求等。设备设计主要包括筒体、封头、管箱、管板、换热管、膨胀节、接管法兰，支座及内件等设计及选择；其中主要包含对筒体、封头、管板、膨胀节的壁厚强度计算和应力校核；对管壳程接管进行开孔补强计算和校核，达到各承压元件均满足强度要求。

**关键词：**煤油冷却器； 换热器； 设计； 校核

## Kerosene fixed tube heat exchanger design

**Abstract:** In this paper, the design of kerosene cooler, the type of equipment for tube shell type fixed tube plate heat exchanger; the main content of the design: the design of process and equipment, which contains a heat transfer calculation, strength calculation, structure design and seal design etc.. Process design is according to the given process design conditions selected for fixed tubesheet exchanger with expansion joint, the heat exchanger type heat exchanger, estimate the heat transfer area, the calculation of heat transfer coefficient, calculation actual exchanging heat area, to validate the heat transfer area to meet the design requirements, tube side and shell side pressure drop to meet the process requirements and so on. Equipment design mainly includes cylinder, head, tube box, tube sheet, heat pipe, expansion joint, pipe flange, bearing and inner parts such as design and selection, which mainly includes the cylinder, head, tube sheet, the intensity of the wall thickness calculation and stress check of the expansion; on the tube side and shell side takeover of opening reinforcement calculation and verification, to the pressure bearing components meet the strength requirement.

**Key words:** Kerosene cooler, heat exchanger, design, verification

## 目 录

第 1 章 绪论.....	1
1.1 换热器的应用.....	1
1.2 换热设备分类及特点.....	1
1.3 换热器的发展方向.....	4
1.4 设计课题的意义.....	5
1.5 课题主要研究内容.....	6
第 2 章 工艺计算.....	7
2.1 设计任务.....	7
2.1.1 研究内容.....	7
2.1.2 设计思想.....	7
2.1.3 主要工作方法.....	7
2.2 传热计算.....	9
2.2.1 计算热流量.....	9
2.2.2 平均传热温差.....	9
2.2.3 冷却水用量.....	9
2.2.4 总传热系数.....	10
2.2.5 工艺结构尺寸.....	12
2.2.6 热量核算.....	13
2.2.7 换热器内流体的阻力计算.....	15
第 3 章 结构及强度计算.....	17
3.1 圆筒设计.....	17
3.1.1 厚度设计.....	17

---

---

3.1.2	腐蚀裕量.....	17
3.1.3	焊接接头系数: .....	18
3.1.4	许用应力.....	18
3.1.5	接管选型.....	19
3.1.6	壳程接管的最小位置.....	19
3.2	管箱设计 .....	20
3.2.1	厚度设计.....	20
3.2.2	管箱的最小内侧深度.....	20
3.2.3	最小接管位置.....	21
3.2.4	分程隔板.....	21
3.2.5	管箱设备法兰选型.....	22
3.2.6	垫片选型.....	22
3.2.7	接管法兰选型.....	23
3.3	换热管 .....	24
3.4	封头设计 .....	25
3.5	膨胀节 .....	25
3.6	折流板 .....	26
3.7	拉杆与定距管 .....	26
3.8	管板设计 .....	27
3.8.1	管板厚度计算.....	27
3.8.2	管板结构尺寸.....	39
3.9	膨胀节校核 .....	39
3.9.1	系数计算.....	39

---

---

3.9.2 应力计算.....	40
3.10 开孔补强.....	41
3.11 鞍座.....	45
第4章 换热器的制造、检验与维修.....	46
4.1 换热器的制造、检验与验收.....	46
4.1.1 筒体.....	46
4.1.2 换热管.....	46
4.1.3 管板.....	46
4.1.4 折流板、支持板.....	46
4.1.5 管束的组装.....	47
4.1.6 换热器的组装.....	47
4.1.7 压力试验.....	47
4.2 换热器的安装与维护.....	47
4.2.1 安装.....	47
4.2.2 维护.....	48
结论.....	49
致谢.....	50
参考文献.....	51

# 第 1 章 绪论

## 1.1 换热器的应用

过程设备在生产技术领域中的应用十分广泛,是在 化工、炼油、轻工、食品、制药、冶金、纺织、城建、海洋工程等传统部门所必需的关键设备,而换热器则是广泛使用的一种通用的过程设备。换热器的基建投资在一般化工厂、石化厂约占设备总投资的20%,在炼油厂中,约占总投资的35%~40%。其中固定管板式换热器约占换热器的70%。随着节能技术的发展,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。

用于两种或两种以上流体间、一种流体一种固体间、固体粒子间或者热接触且具有不同温度的同一种流体间的热量传递的装置成为换热设备。它是化工、炼油、食品、轻工、能源、制药、机械及其他许多工业部门广泛使用的一种通用设备。在工业生产中,换热设备的主要作用是使热量从温度较高的流体传递给温度较低的流体,使流体温度达到工艺要求的指标,以满足工艺过程的需要。此外,换热设备也是回收余热、废热特别是低品位热能的装置。例如,烟道气、高炉炉气、需要冷却的化学反应工艺气等的余热,通过余热锅炉可生产压力蒸汽,作为供热、供汽、发电和动力的辅助能源,从而提高热利用率,降低燃料消耗和电能消耗,提高工业生产经济效益。

## 1.2 换热设备分类及特点

在工业生产中,由于用途、工作条件和物料特性的不同,出现了各种不同形式和结构的换热设备。

按照作用原理或传热方式分类,换热设备可分为以下几种形式。

### (1) 直接接触式换热器

这类换热器又称为混合式换热器。它是利用冷热流体直接接触,彼此混合进行换热的换热器。在工艺上允许两种流体相互混合的情况下,这是比较方便和有效的,且其结构比较简单,传热面积大,价格也便宜。直接接触式换热器常用于气体的冷却或水蒸汽的冷凝。

### (2) 蓄热式换热器

这类换热器又称为回热式换热器。它主要由热容量较大的蓄热室构成，室中可填耐火砖或金属带等作为填料。当冷、热两种流体交替地通过同一蓄热室时，即可通过填料将得自热流体的热量，传递给冷流体，达到换热的目的。由于两种流体交替与蓄热体接触，因此不可避免地会使两种流体少量混合。

蓄热式换热器结构紧凑、价格便宜、单位体积传热面大，故比较适合用于气-气热交换的场合。

### (3) 间壁式换热器

这类换热器又称为表面式换热器。它是利用间壁使冷热两种流体分开，互不接触，热量由热流体通过间壁传递给冷流体的换热器。间壁式换热器是工业生产中应用最为广泛的换热器，其形式多样，如常见的管壳式换热器和板式换热器都属于间壁式换热器，

### (4) 中间载体式换热器

这类换热器是把两个间壁式换热器由在其中循环的载热体连接起来的换热器。载体在高温流体换热器和低温流体换热器之间循环。在高温换热器中吸收热量，在低温换热器中释放热量。

管壳式换热器具有可靠性高、适应性广等优点，在各个工业领域中得到了最为广泛的使用。近年来，尽管受到了其他新型换热器的挑战，但反过来也促进了其自身的发展。在换热器向高参数、大型化发展的今天，管壳式换热器依然占据着主导地位。

管壳式换热器主要有壳体、管束、管板、折流板和管箱等部件组成。壳体多位圆形，内部放置由许多管子组成的管束，管子的两端固定在管板上，管子的轴线与壳体轴线平行。进行热交换的两种流体，一种在管内流动，称为管程流体，一种在壳层流动，成为壳程流体。为增加壳层流体的速度以改善传热，在壳体内安装折流板，折流板可以提高壳程流体速度，增强流体湍流程度。

流体每通过管束一次称为一个管程；每通过壳体一次称为一个壳程。为提高管内流体速度，可在两端管箱内设置隔板，将全部管子分为若干个组。这样流体每次只能通过部分管子，因而在管束中往返多次，这成为多管程。为提高管外流速，也可以在壳体内安装纵向挡板，迫使流体多次通过壳体空间，成为多壳程。多管程和多壳程可以配合使用。

这种换热器结构不算复杂，造价不高，可选用多种结构材料，管内清洗方便，适应

性强，处理量大，高温高压条件也能够应用，但传热效率、结构的紧凑性、单位传热面的金属消耗等方面尚待改善。

由于管内外的流体温度不同，因此换热器的壳体与管束的温度也不同。若两流体的温度差较大，换热器将产生很大的热应力，导致管子弯曲、断裂或从管板上脱落。因此，管束与壳体温差超过 50℃时，需采用适当的补偿措施，以消除或减少热应力。根据采用的补偿措施，管壳式换热器可以分为以下几种主要类型：

### (1) 固定管板式换热器

换热器的管端以焊接或胀接的方法固定在两块管板上，而管板则以焊接的方法与壳体相连。与其它型式的管壳式换热器相比，结构简单，当壳体直径相同时，可安排更多的管子，也便于分程，同时制造成本较低。其优点是结构简单、紧凑、能承受较高的压力，造价低，管程清洗方便，管子损坏时容易更换。主要的缺点是当壳体与管子的壁温或材料的线膨胀系数相差较大时，在壳体与管中将产生较大的温差应力，因此为了减少温差应力，通常需在壳体上设置膨胀节，利用膨胀节在外力作用下产生较大变形的能力来降低管束与壳体中的温差应力。这类换热器适用于壳侧介质清洁且不宜结垢并能进行清洗，管、壳程两侧温差不大或温差较大但壳侧压力不大的场合。

### (2) 浮头式换热器

管子一端固定在一块固定管板上，管板夹持在壳体法兰与管箱法兰之间，用螺栓连接，另一端可相对壳体自由移动，成为浮头。故当管束与壳体受热伸长时，两者互不牵制，因而不会产生温差应力。浮头部分是由浮头管板，钩圈与浮头端盖组成的可拆联接，因此可以容易抽出管束，故管内管外都能进行清洗，也便于检修。主要缺点是结构复杂，造价较高，设备笨重，材料消耗量大，且浮头端小盖在操作中无法检查，对密封性要求较高。由上述特点可知，浮头式换热器多用于壳体和管束之间壁温差较大或壳层介质易结垢的场合。

### (3) U 型管式换热器

一束管子被弯制成不同曲率半径的 U 型管，其两端固定在同一块管板上，组成管束，从而省去了一块管板与一个管箱。因为管束与壳体是分离的，在受热膨胀时，彼此间不受约束，故消除了温差应力。其结构简单，造价便宜，管束可以在壳体中抽出，管外清洗方便，但管内清洗困难，故最好让不易结垢的物料从管内通过。由于弯管的外侧



管壁较薄以及管束的中央部分存在较大的空隙，故 U 型管换热器具有承压能力差、传热能力不佳的缺点

#### (4) 填料函式换热器

管束一端与壳体之间用填料密封，管束的另一端管板与浮头式换热器同样夹持在管箱法兰和壳体法兰之间，用螺栓连接。拆下管箱、填料压盖等有关零件后，可将管束抽出壳体外，便于清洗管间。管束可自由伸缩，具有与浮头式换热器相同的优点。由于减少了壳体大盖，它的结构较浮头式换热器简单，造价也较低，但填料处容易泄漏，工作压力与温度受一定限制，直径也不宜过大。

#### (5) 釜式重沸器

这种换热器的管束可以为浮头式、U 型管式和固定管板式结构，所以它具有浮头式、U 型管式换热器的特性。在结构上与其他换热器不同之处在于壳体上部设置一个蒸发空间，蒸发空间的大小由产气量和所要求的蒸汽品质所决定。这种换热器清洗维修方便，可处理不清洁、易结垢的介质，并能承受高温、高压。

### 1.3 换热器的发展方向

换热器相关技术的发展主要表现在以下几个方面。

#### (1) 防腐技术的应用

近年来，在换热器防腐领域的研究和设计方面取得了较为显著的成果，如阳极保护技术的开发和新型防腐技术的应用等。

#### (2) 大型化与微型化并重

随着成套的大型化，换热器向大型化发展，同时由于微电子、航空航天、医疗、化学生物工程、材料科学等场合的特殊要求而向微小型化发展。微小型换热器与普通换热器相比的主要特点是单位体积内传热面积很大。

#### (3) 强化技术

各种新型、高效的换热器将逐步取代现在有的常规产品。电场动力效应强化传热技术、添加物强化沸腾传热技术、纳米流体传热技术、磁场动力传热技术、通入惰性气体强化传热技术等将得到研究和发

#### (4) 抗振技术

换热器尺寸过大，因流体诱导振动所造成的破坏事故显著增多。目前以出现多种应用新型壳程支撑结构和其他的抗振方法的新型换热器。

#### (5) 防结构技术

结构不仅会使换热器的传热效率降低，输送压力增大，而且大大减少有效传热面积和增大材料的浪费，甚至会使换热器发生堵塞失效。随着结垢机理的研究，防结垢的方法也获得了很大的发展。如采用表面涂层或特殊表面形状、管内插入物或清洗球等在线除垢、声波除垢、改变流道结构等技术得到了一定的工业应用。

#### (6) 先进的制造技术

制造技术的进步主要表现在各种强化管加工工艺的日渐成熟和新材料焊接工艺水平的提高。许多新材料在换热器设计中的应用带来了焊接工艺的进步，进一步推动了新型材料换热器的发展。

#### (7) 研究手段

随着计算流体力学（CFD）的发展和计算机软件技术的飞速发展，以及大型商业化 CFD 的日渐成熟，通过计算机程序来对负责的流体流动现象进行模拟和仿真已成为可能。当前用 CFD 方法对换热器进行数值模拟已成为新型换热器开发和研究的一种重要手段，CFD 方法已成为性能检验和性能评价的有效方法之一。

随着工业中经济效益与社会中环境保护的要求，制造水平的不断提高，新能源的逐渐开发，研究手段的日益发展，各种新思路和新结构的涌现，换热器朝着更高效、经济、环保的方向发展。

### 1.4 设计课题的意义

在我国石油化工产业换热器受到普遍的重视，而换热器的应用的广泛性，决定了换热器换热性能的改善设计理念的不断发展和创新，企业的经济收益和工业的飞速发展都具有一定的积极作用，也对节约能源和保护环境方面有着显著的贡献。在换热器这个大家庭中，使用量最大的就属管可视换热器，这种换热器凭借其结构简单、牢固、操作弹性大、应用范围广等优点，成为了化工工业换热器的首选。虽然在传热效率、紧凑性和金属消耗量等方面相比新型换热器还有一定得差距。但是凭借其悠久的历史，设计资料的完善，并已经存在的一系列标准，加上其独特的优点，在近年不断涌现的新型换热设备中，仍然不失其重要地位，特别是在高温高压和大型换热设备中仍然占据着绝对优势。

本文依据相应的标准，进行煤油冷却器的设计，其中包含传热设计、结构设计和强度设计三个部分。通过设计提高换热器的传热效率和减少能源消耗，达到更加高效和节能的原则。

### 1.5 课题主要研究内容

本文对煤油冷却器进行设计，主要包括一下内容。

- (1) 煤油冷却器的传热设计；
- (2) 煤油冷却器的结构设计；
- (3) 煤油冷却器的强度设计。

## 第2章 工艺计算

### 2.1 设计任务

#### 2.1.1 研究内容

设备名称：煤油冷却器

设备型式：管壳式换热器 处理能力 35t/h 煤油；

操作条件：煤油 入口温度 135℃，出口温度 35℃

冷却介质 循环水，入口温度 25℃，出口温度 35℃

允许压降 不大于 10<sup>5</sup>Pa

操作压力：煤油 0.3MPa，循环水 0.4MPa

设计内容及工作量 ①设计计算书及说明书的要求

编写设计计算书及说明书和中英文摘要

说明书及计算书中应有：设计计算和强度计算书、设计说明书

②工程图纸要求 a.总图 b.主要零部件图

③其他

#### 2.1.2 设计思想

根据任务书给定的条件，计算换热器工艺条件，确定传热面积，其次遵循现行的会烦标准，在确保安全的前提下，对换热器进行结构设计，确定主要部件包括换热管、管板、管箱、折流板等的结构和尺寸；最后进行结构、强度和密封设计，保证换热器能够安全、正常的满足生产需要。

#### 2.1.3 主要工作方法

依据 GB150-2011，GB151-1999，设计主要分成三个部分：工艺计算、结构计算和强度校核。

##### (1) 工艺计算

根据给出的条件，如流体进出口温度、压力和物性参数，确定壳层和管程，有对数平均温差和修正系数确定传热系数，从而计算出传热面积的大小。

## (2) 结构计算

根据计算得出的传热面积计算热交换器主要部件和构件的尺寸和结构，以及确定时候需要设置膨胀剂，确定折流板数目及尺寸。

## (3) 强度校核

计算热交换部件，如壳体的厚度、应力大小及开孔强度是否在允许的范围内。

### 换热器初选型

两流体出口和入口温度变化：

(1) 煤油：入口温度 135℃，出口温度 35℃

(2) 水：入口温度 25℃，出口温度 35℃

该换热器用循环冷水进行冷却，冬季操作时，出口温度会降低，考虑到这一因素，而且管壁温度和壳体温度相差较大，需要考虑热膨胀的影响，相应应该进行热补偿设计，所以初步确定选用带膨胀节的固定管板式换热器。

### 流动空间安排及流速选择

已知两流体允许压降不大于  $10^5\text{Pa}$ ；两流体分别为水和煤油，相比煤油，水的对流传热系数较大。由于冷却水易结垢，若流速过低，则会增加污垢增长的速度，使换热器热流量下降，再考虑散热方面的因素，所以应使煤油走壳层，水走管程。

根据下表 2-1 和 2-2，我们初步设定管内流速为  $u_i=1.5\text{m/s}$ ，选用管子规格为  $\phi 25\text{ mm} \times 2.5\text{ mm}$  的碳钢管。

表 2-1 列管换热器中常用的流速范围

流体的种类		一般液体	易结垢液体	气体
流速/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	管程	0.5~3	> 1	5~30
	壳层	0.2~1.5	> 0.5	3~15

表 2-2 不同粘度液体的流速（以普通钢壁为例）

液体粘度 $\text{MPa} \cdot \text{s}$	> 1500	1500~500	500~100	100~35	35~1	<1
最大流速 $\text{m/s}$	0.6	0.75	1.1	1.5	1.8	2.4

### 确定物性参数

定性温度可取流体进出口温度的平均值。

壳体内流体煤油的定性温度： $T = \frac{135+35}{2} = 85^{\circ}\text{C}$ ，管子内流体水的定性温度： $t = \frac{25+35}{2} = 30^{\circ}\text{C}$ 。

在确定的定性温度下查的物质的物性参数如下表 2-3

表 2-3 定性温度下流体物性

流体	密度/ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	比热容 / $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$	黏度 / $\times 10^{-3} \text{Pa} \cdot \text{s}$	热导率 / $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$
煤油	825	2.22	0.74	0.14
水	995.7	4.174	0.8007	0.6176

给定的操作条件如下表 2-4。

表 2-4 操作条件

类别	管程	壳层
工作介质	煤油	水
入口温度 ( $^{\circ}\text{C}$ )	135	25
出口温度 ( $^{\circ}\text{C}$ )	35	35
操作压力 (MPa)	0.3	0.4

## 2.2 传热计算

### 2.2.1 计算热流量

$$Q = qm_1 c_{p1} (T_1 - T_2) = 7.77 \times 10^9 \text{ kw} \cdot \text{h}$$

### 2.2.2 平均传热温差

暂按单壳层、双管程进行计算。逆流时平均温度差为：

$$\Delta t_{m逆} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = 39.1^{\circ}\text{C}$$

### 2.2.3 冷却水用量

由上面的计算结构可以算得：

$$W_i = \frac{Q}{c_{p2} (t_2 - t_1)} = \frac{7.77 \times 10^9}{4.174 \times 10^3 \times 10} = 186152 \text{ kg/h}$$

## 2.2.4 总传热系数

总传热系数  $K$  值取决于流体的特性、传热过程的操作条件及换热器的类型等多种因素，因而变化范围很大。根据表 2-5 估计一个合适的总传热系数经验值，才能进行下一步计算。

表 2-5 常见流体的传热系数

冷流体	热流体	总传热系数/ $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$
水	水	850~1700
水	气体	17~280
水	有机溶剂	280~350
水	轻油	340~910
水	重油	60~380
有机溶剂	有机溶剂	115~340
水	水蒸气冷凝	1420~4250
气体	水蒸气冷凝	20~300
水	低沸点烃类冷凝	455~1140
水沸腾	水蒸气冷凝	2000~4250
轻油沸腾	水蒸气冷凝	455~1020

(1) 管程传热系数 $\alpha_1$

$$Re = \frac{d_2 u \rho}{\mu} = \frac{0.02 \times 1.5 \times 995.7}{0.8007 \times 10^{-3}} = 37306 \quad (2-1)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda} = \frac{4.174 \times 10^3 \times 0.8007 \times 10^{-3}}{0.6176} = 5.41 \quad (2-2)$$

$$\alpha_i = 0.023 \frac{\lambda_i}{d_i} Re_i^{0.8} Pr^n = 8271 W/(m^2 \cdot ^\circ C) \quad (2-3)$$

(2) 壳层传热系数

先假设壳层传热系数为  $\alpha_0=340 W (m^2 \cdot ^\circ C)$  ;污垢热阻为: 管内、外侧污垢热阻分别取为: $R_{si}=0.00035 m^2 \cdot ^\circ C/W$  ,  $R_{so}=0.00017 m^2 \cdot ^\circ C/W$ , 管壁导热系数  $k=45 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 。

$$K = \frac{1}{\frac{d_o}{a_i d_i} + R_{si} \frac{d_o}{d_i} + \frac{b d_o}{\lambda d_m} + R_{so} + \frac{1}{a_o}} = 266 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \quad (2-4)$$

计算传热面积

$$S' = \frac{Q}{K \Delta t_m} = \frac{7.77 \times 10^9}{266 \times 32 \times 3600} = 254 \text{ m}^2$$

考虑 15% 的面积裕度，取  $S = 1.15S' = 1.15 \times 254 = 292 \text{ m}^2$ 。

工艺结构尺寸

(1) 选用的是  $\Phi 25 \times 2.5 \text{ mm}$  的碳钢管，初取管内流速  $u_i = 1.5 \text{ m/s}$

(2) 管程数和传热管数

依据传热管内径和流速确定单程传热管数：

$$n_s = \frac{V}{\frac{\pi}{4} d_i u_i} = \frac{186152}{\frac{995.7 \times 3600}{3.14} \times 0.02^2 \times 1.5} = 110.2 \approx 111 \text{ 根}$$

按照单管程计算，所需换热管长度为

$$L = \frac{S}{\pi d_o n_s} = 35.5 \text{ m}$$

如果按单管程设计，传热管过长，应采取多管程结构。取传热管长为  $L = 6 \text{ m}$ ，换热

管管程数为 2，则  $n_s = \frac{S}{\pi d_o L} = \frac{292}{3.14 \times 0.025 \times 6} = 620 \text{ 根}$ 。

每程管数为  $620/2 = 310 \text{ 根}$

管内流速  $u_i = \frac{V}{\frac{\pi}{4} d_i^2 n_s} = 0.53 \text{ m/s}$

(3) 平均传热温差及壳层数

平均传热温差校正系数

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = 0.09$$



$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = 10$$

上式中 $T_1$ 、 $T_2$ 表示热流体的进出口温度， $t_1$ 、 $t_2$ 表示冷流体的进出口温度，由上面计算的值通过查表得到修正系数 $\psi=0.82$ 。所以修正后的温度差为： $\Delta t_m = \Delta t \text{ 逆 } \psi = 0.82 \times 39.1 = 32^\circ\text{C}$ 。

### 2.2.5 工艺结构尺寸

#### (1) 传热管排列及分程方法

每程采用正三角形排列，隔板两侧采用正方形排列。取管心距 $t=1.15d_0$ ，则 $t=1.25 \times 25=32 \text{ mm}$ 。横过管束中心线的管数 $n_c=1.19 \times \sqrt{620} = 30$ 根。

#### (2) 壳体内径

采用多管程结构，去管板利用率 $\eta=0.7$ ，则壳体内径为

$$D=1.05t \sqrt{\frac{N}{\eta}} = 1.05 \times 32 \times \sqrt{\frac{472}{0.7}} = 998 \text{ mm}，\text{圆整取 } D=1000 \text{ mm}。$$

#### (3) 折流挡板

采用弓形折流板，取弓形折流板圆缺高度为壳体内径的 35%，则切去的圆缺高度为： $h=0.35 \times 1000=350 \text{ mm}$

取折流挡板间距为 $B=0.6D$ ，则 $B=0.6 \times 1000=600 \text{ mm}$

$$\text{折流挡板数为 } N_B = \frac{\text{传热管长}}{\text{折流挡板间距}} - 1 = \frac{6000}{600} - 1 = 9 \text{ 块}$$

折流挡板圆缺面水平装配。

#### (4) 接管

壳体内流体进出口接管：去接管内煤油的流速为 $u_1=1 \text{ m/s}$ ，则接管内径为

$$d_1 = \sqrt{\frac{4V}{\pi u_1}} = \sqrt{\frac{4 \times 35000}{825 \times 3600 \times 3.14 \times 1}} = 0.123 \text{ m}$$

管程流体进出口接管：取循环水进出口的流速为 $u_2=1.5 \text{ m/s}$

$$\text{则接管内径为: } d_2 = \sqrt{\frac{4 \times 186152}{3600 \times 995.7 \times 1.5 \times 3.14}} = 0.21 \text{ m}$$

## 2.2.6 热量核算

### (1) 壳程对流传热系数

对圆缺型折流挡板, 可采用克恩公式

$$\alpha_o = 0.36 \frac{\lambda_o}{d_e} R_e^{0.55} P_r^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu_o}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2-5)$$

由正三角形排列得当量直径

$$d_e = \frac{4 \times \left( \frac{\sqrt{3}}{2} t^2 - \frac{\pi}{4} d_o^2 \right)}{\pi d_o} = \frac{4 \times \left( \frac{\sqrt{3}}{2} \times 0.032^2 - 0.785 \times 0.025^2 \right)}{3.14 \times 0.025} = 0.02 \text{ m}$$

壳程流通截面积

$$S_o = BD \left( 1 - \frac{d_o}{t} \right) = 0.6 \times 1 \times \left( 1 - \frac{0.025}{0.032} \right) = 0.131 \text{ m}$$

壳程流体流速及雷诺数分别为

$$u_o = \frac{35000}{3600 \times 825 \times 0.131} = 0.09$$

$$R_{e_o} = \frac{0.02 \times 0.09 \times 825}{0.74 \times 10^{-3}} = 2007$$

普兰特数

$$\text{Pr} = \frac{2.22 \times 10^3 \times 0.74 \times 10^{-3}}{0.14} = 11.7$$

粘度校正取  $\mu = \mu_w$

$$\alpha_o = 3748 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{°C})$$

### (2) 管程对流传热系数

$$\alpha_1 = 0.023 \frac{\lambda_i}{d_i} R_e^{0.8} P_r^{0.4} \quad (2-14)$$

管程流通截面积

$$S_i = 0.785 \times 0.022 \times \frac{620-30}{2} = 0.09 \text{ m}^2$$

管程流体流速

$$u_i = \frac{186152}{3600 \times 995.7 \times 0.09} = 0.58 \text{ m/s}$$

$$R_e = \frac{0.02 \times 0.58 \times 995.7}{0.8007 \times 10^{-3}} = 14425$$

普兰特数

$$P_r = \frac{4.174 \times 10^3 \times 0.8007 \times 10^{-3}}{0.6176} = 5.4$$

$$\alpha_i = 0.023 \times \frac{0.6176}{0.02} \times 14425^{0.8} \times 5.4^{0.4} = 2962 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

(3) 传热系数

$$K = \frac{1}{\frac{d_0}{\alpha_i d_i} + R_{si} \frac{d_0}{d_i} + \frac{b d_0}{k d_m} + R_{so} + \frac{1}{\alpha_o}} \quad (2-6)$$

$$= \frac{1}{\frac{0.025}{2962 \times 0.02} + 0.00035 \times \frac{0.025}{0.02} + \frac{0.0025 \times 0.025}{45 \times 0.02} + 0.00017 + \frac{1}{374.8}}$$

$$= 266 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

(4) 传热面积

$$S = \frac{Q}{K \Delta t_m} = 253.5 \text{ m}^2$$

该换热器的实际换热面积为：

$$S_p = \pi d_o L N_t = 275 \text{ m}^2$$

该换热器的面积裕度为

$$H = \frac{S_p - S}{S} \times 100\% = \frac{275 - 253}{253} \times 100\% = 8.7\%$$

该换热器能够完成生产任务。

## 2.2.7 换热器内流体的阻力计算

管程流动阻力

$$\Sigma \Delta p_i = (\Delta p_1 + \Delta p_2) F_t N_s N_p \quad (2-7)$$

$F_s$ —污垢校正系数， $\phi 25 \text{ mm} \times 2.5 \text{ mm}$  的换热管取 1.4,  $N_s=1$ ,  $N_p=2$ ,  $\Delta p_1 = \lambda_i \frac{l}{d} \frac{\rho u^2}{2}$ ,

$\Delta p_2 = \xi \frac{\rho u^2}{2}$ , 由  $Re=14425$ , 传热管相对粗糙度  $\frac{0.01}{20} = 0.0005$ , 查莫迪图得  $\lambda_i = 0.027 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ 。

流速  $u = 0.58 \text{ m/s}$ ,  $\rho = 995.7 \text{ kg/m}^3$ ,

$$\Delta p_2 = \xi \frac{\rho u^2}{2} = 3 \times \frac{995.7 \times 0.58^2}{2} = 502 \text{ Pa}$$

$$\Sigma \Delta p_i = (1356.6 + 502) \times 1.4 \times 2 = 5202.4 \text{ Pa} < 10^5 \text{ Pa}$$

管程流动阻力在允许范围内。

壳程流动阻力

$$\Sigma \Delta p_o = (\Delta p_1' + \Delta p_2') F_t N_s N_p$$

已知  $N_s=1$ ,  $F_s=1$ , 流体流经管束的阻力：

$$\Delta p_1' = F f_0 n_c (N_B + 1) \frac{\rho u^2}{2} \quad (2-8)$$

其中  $F = 0.5$ ,

$$f_0 = 5 \times 14425^{-0.228} = 0.56$$

$$n_c = 30$$

$$N_B = 9$$

$$\Delta p_1' = 0.5 \times 0.56 \times 30 \times (9+1) \times \frac{995.7 \times 0.58^2}{2} = 14068 \text{ Pa}$$

流体流过折流板缺口的阻力:

$$p_2' = N_B \left(3.5 - \frac{2B}{D}\right) \frac{\rho u^2}{2} = 9 \times \left(3.5 - \frac{2 \times 0.6}{1}\right) \times \frac{995.7 \times 0.58^2}{2} = 3467 \text{ Pa}$$

总阻力

$$\Sigma \Delta p_0 = 14068 + 3467 = 17535 \text{ Pa}$$

壳层流体阻力在合理压力范围内。

## 第 3 章 结构及强度计算

### 3.1 圆筒设计

#### 3.1.1 厚度设计

厚度附加量 $C$ 按下式计算

$$C = C_1 + C_2 \quad (3-1)$$

式中:

$C_1$ —材料厚度负偏差

$C_2$ —腐蚀裕量

$C_1$ —Q245R, Q345R, 负偏差均为  $-0.30\text{mm}$

$$C_2 = \text{设计寿命} \times 0.1(0.05 \sim 0.25) = 1.5\text{mm}$$

#### 3.1.2 腐蚀裕量

为防止换热器元件由于腐蚀、机械磨损而导致厚度削弱减薄,应考虑腐蚀裕量,具体规定如下:

- a) 对有腐蚀或磨损的元件,应根据预期的寿命和介质对金属材料的腐蚀速率确定腐蚀裕量;
- b) 换热器各元件受到的腐蚀程度不同时,可以采取不同的腐蚀裕量;
- c) 介质为压缩空气、水蒸汽或水的碳素钢或低合金钢制换热器,腐蚀裕量应不小于  $1\text{mm}$ ;
- d) 换热器主要元件腐蚀裕量的考虑原则:
- e) 管板、浮头法兰、球冠封头和钩圈两面均应考虑腐蚀裕量;
- f) 瓶盖、凸形封头、管箱和圆筒的内表面应考虑腐蚀裕量;
- g) 管板和平盖上开槽时,可把高出隔板槽底面的金属作为腐蚀裕量,但腐蚀裕量大于槽深时,还应加上两者的差值;
- h) 压力容器法兰和管箱法兰的内表面应考虑腐蚀裕量;
- i) 换热管不考虑腐蚀裕量;

j) 拉杆、定距管、折流板和支持板等非受压元件，一般不考虑腐蚀裕量

### 3.1.3 焊接接头系数：

焊制压力容器筒体的纵向接头、筒节与筒节（封头）连接的环向接头、封头的拼接接头，以及球刻板间的焊接接头，应当采取全截面焊透的对接接头形式。球形储罐球壳板不得拼接。

焊接接头偶系数应按下图 3-1 确定。

表 3-1 焊接接头系数表

焊接接头形式	焊接接头系数	
	全部无损检测	局部无损检测
相当于双面焊的全焊透对接接头	$\phi=1.00$	$\phi=0.85$
单面焊对接接头	$\phi=0.90$	$\phi=0.80$

煤油属于第二组介质，按压力容器分类属于 I 类压力容器，采用局部无损检测。  
取  $\phi = 0.85$ 。

### 3.1.4 许用应力

钢板材料选择 Q345R，则钢板需用应力  $[\sigma]^t = 189$ 。

厚度计算式：

$$\delta = \frac{p_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - p_c} \quad (3-2)$$

$[\sigma]^t = 189$ ， $\delta = 3.12$ ，设计厚度  $\delta_d = \delta + C_2 = 4.62$

名义厚度  $\delta_n = \delta_d + C_1 + 2 = 6.62$ （其中腐蚀裕量为 2），要符合最小厚度要求，圆整取  $\delta_n = 8\text{mm}$ ， $[\sigma]^t$  在 6~16mm 时， $[\sigma]^t = 189$ ，无变化，可行。

压力校核：有效厚度  $\delta_e = \delta_n - C = 8 - 1.8 = 6.2$

$$\text{设计温度下圆筒的计算应力 } \sigma^t = \frac{p_c(D_i + \delta_e)}{2\delta_e} = 81.4 \leq [\sigma]^t \phi = 151.2$$

最大允许工作压力

$$[p_w] = \frac{2\delta_e[\sigma]^t\phi}{D_i + \delta_e} = 1.97$$

### 3.1.5 接管选型

接管规格选取

钢管外径包括 A、B 两个系列，A 系列为国际通用系列（俗称英制管）、B 系列为国内沿用系列（俗称公制管）。其公称通径 DN 和钢管外径按下表 3-1 规定。

表 3-2 钢管外径

公称通径 DN		40	100	200
钢管外径	A	48.3	114.3	219.1
	B	45	108	219

本次设计中管径选用公称管规格。

接管外伸长度也叫接管伸出长度，是指接管法兰面到壳体外壁的长度。

计算式：

$$L \geq h + h_1 + \delta + 15 \quad (3-3)$$

接管选择结果如下表 3-3 所示。

表 3-3 接管规格

接管位置	接管规格	接管外伸长度
壳程出入口接管	$\phi 108 \times 9$	150
管程出入口接管	$\phi 219 \times 9.5$	200

### 3.1.6 壳程接管的最小位置

壳程进口接管尺寸如下图 3-1 所示

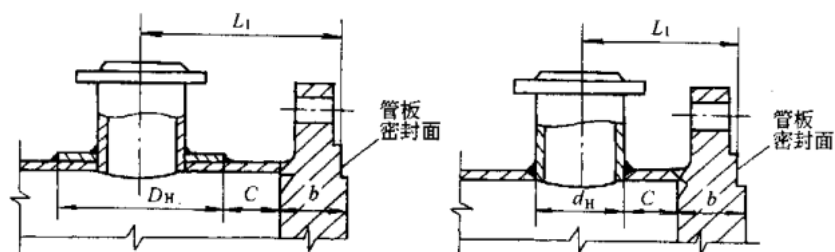


图 3-1 壳层接管尺寸



进口接管最小位置:

$$L_1 \geq \frac{D_H}{2} + (b - 4) + C = 150 + 48 + 4 \times 8 = 222$$

取 $L_1 = 230\text{mm}$ 。

## 3.2 管箱设计

### 3.2.1 厚度设计

按筒体厚度计算

$$\delta = \frac{p_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - p_c}$$

$[\sigma]^t = 189$  ,  $\delta = 3.12$ , 设计厚度 $\delta_d = \delta + C_2 = 4.62$

名义厚度 $\delta_n = \delta_d + C_1 + 2 = 6.62$  (其中腐蚀裕量为 2), 要符合最小厚度要求, 圆整取 $\delta_n = 8\text{mm}$ ,  $[\sigma]^t$  在 6~16mm 时,  $[\sigma]^t = 189$ , 无变化, 可行。

压力校核: 有效厚度 $\delta_e = \delta_n - C = 8 - 1.8 = 6.2$

设计温度下圆筒的计算应力

$$\sigma^t = \frac{p_c (D_i + \delta_e)}{2\delta_e} = 81.4 \leq [\sigma]^t \phi = 151.2$$

最大允许工作压力

$$[p_w] = \frac{2\delta_e [\sigma]^t \phi}{D_i + \delta_e} = 1.97$$

### 3.2.2 管箱的最小内侧深度

- 轴向开口的单管程管箱, 开口中心处的最小深度应不小于按管内直径的 1/3 ;
- 多程管箱的内侧深度应保证两程之间的最小流通面积不小于每程换热管流通面积的 1.3 倍; 当操作允许时, 也可等于每程换热管的流通面积。

每程换热管流通面积为:  $\frac{620}{2} \times \pi \times 10^2 = 97340$

深度为:  $1.3 \times \frac{97340}{800} = 158.2$

考虑最小接管距离, 取左管箱长度为 500, 右端管箱长度为 300mm。

### 3.2.3 最小接管位置

管箱接管位置的最小尺寸如图 3-2 所示。

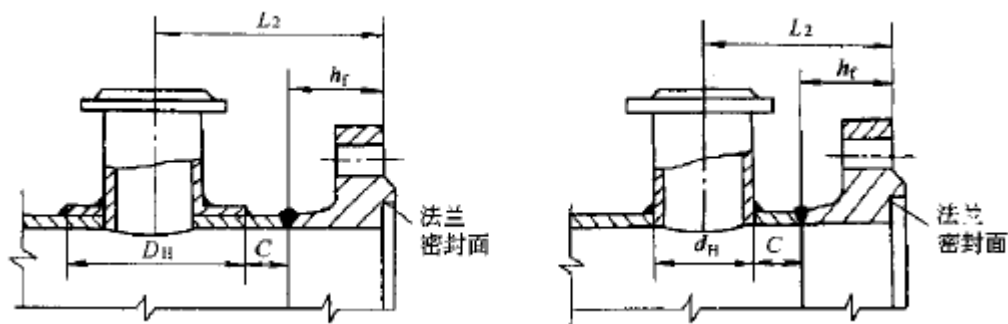


图 3-2 管箱接管尺寸

管箱接管位置的最小尺寸可按下列公式计算：

- (1) 带补强圈接管

$$L_2 \geq \frac{D_H}{2} + h_1 + C \quad (3-4)$$

- (2) 无补强圈接管

$$L_2 \geq \frac{d_H}{2} + h_f + 40 \quad (3-5)$$

式中  $C \geq 4S$  ( $S$  为管箱壳体厚度, mm) 且  $\geq 30\text{mm}$ 。由后面计算得知管箱接管无补强圈, 所以计算并圆整取  $L=260\text{mm}$ 。

### 3.2.4 分程隔板

若厚度大于 10mm 的分程隔板, 密封面处应按图 3-3 削边至 10mm。

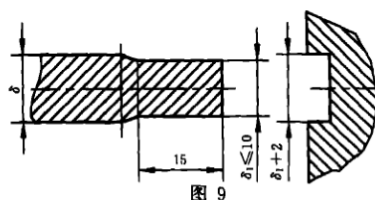


图 3-3 大于 10mm 的分程隔板尺寸

由公称直径  $D_n = 1000\text{mm}$ , 得到分程隔板厚度为 10mm。

### 3.2.5 管箱设备法兰选型

查 JB4703-2000 压力容器法兰可选管箱法兰和壳体法兰为长颈对焊法兰，平面密封面，材料为 16Mn，由 DN=1000，所以选择的法兰为：法兰-FM 1000-1.0 56-110 JB/T4703-2000，基本参数如下表 3-5 所示。

表 3-5 法兰基本参数表

DN	D	D1	D2	D3	D4	$\delta$	H	h	a	a1	$\delta_1$	$\delta_2$
1000	1140	1100	1065	1055	1052	56	110	25	17	16	12	22
R	D	规格	数量		对接筒体最小厚度							
11	23	M20	40		10							

### 3.2.6 垫片选型

此时查 JB4706-2000,压力容器法兰,可以根据设计温度选择垫片形式为金属包垫片,材料为 0Cr18Ni9, 其形式如图 3-3 所示。

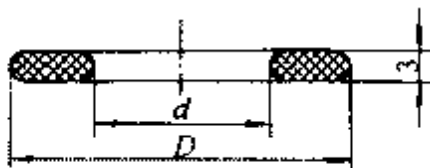


图 3-3 垫片形式

选择垫片的基本参数如下表 3-6 所示。

表 3-6 垫片基本尺寸

PN(Mpa)	DN (mm)	外径 D(mm)	内径 d (mm)	垫片厚度 (mm)	反包厚度 (mm)
1	1000	1054	1022	3	4

垫片反包宽度 L 如下规定：

- a) DN  $\leq$  1200mm 时, L = 4mm;
- b) DN > 1200mm 时, L = 5mm。

垫片反包形式如图 3-4 所示。

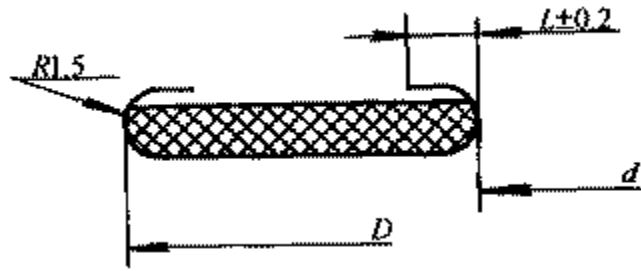


图 3-4 垫片反包尺寸

### 3.2.7 接管法兰选型

接管法兰参考 HG/T20592-2009 《钢制管法兰》，选择板式平焊法兰，其结构如图 3-5。

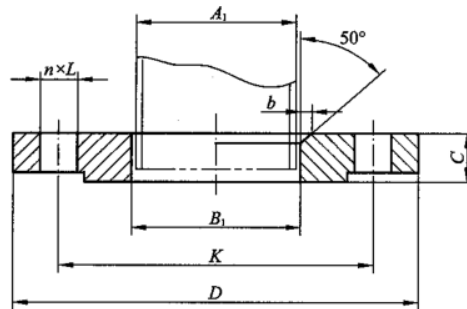


图 3-5 板式平焊钢制管法兰示意图

本次设计选择接管法兰尺寸如表 3-7。

表 3-7 接管法兰尺寸

PN 1.0 MPa								
公称 尺寸 DN	钢管 外径	连接尺寸					法兰 厚度	法兰 内径
		法兰 外径 D	螺栓孔 中心圆 直径 K	螺栓孔 直径 L	螺栓孔 数目 n	螺栓 Th		
		100	108	220	180	18		
200	219	340	295	22	8	M20	24	222

### 3.3 换热管

本次设计选用换热管为  $\phi 25 \times 2.5$  mm 的碳钢管。

换热管的摆列主要有以下四种，如图 3-6 所示。

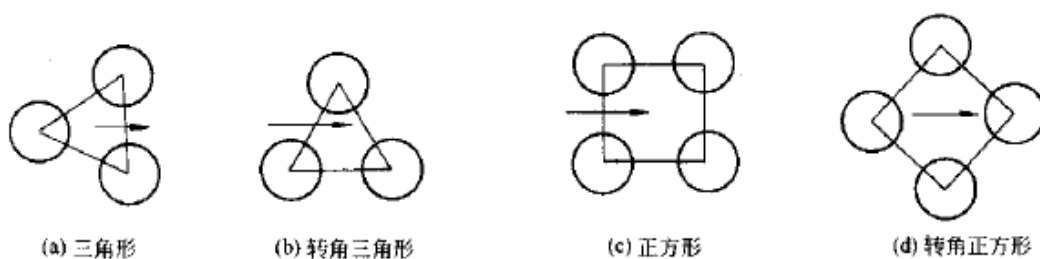


图 3-6 换热管排列形式

### 3.4 封头设计

选择标准椭圆形封头,故  $K=1$ , 则封头的计算厚度为:

$$\delta = \frac{K p_c D_i}{2[\sigma] \varphi - 0.5 p_c} \quad (3-6)$$

计算得到  $\delta = 3.12\text{mm}$ 。

设计厚度  $\delta_d = \delta + C_2 = 4.62\text{mm}$

名义厚度  $\delta_n = \delta_d + C_1 + 2 = 6.62\text{mm}$

圆整去 8mm, 经检查  $[\sigma]^t$  没有变化, 故可行。

根据 JB1154 选型, 选择的封头型号为:

Dg1000 × 8 JB1154 - 73, 其参数如表 3-8 所示。

表 3-8 封头基本尺寸

公称直径 (mm)	曲面高度 (mm)	直边高度 (mm)	厚度 (mm)	内表面积 ( $\text{m}^2$ )	容积 ( $\text{m}^3$ )	质量 (kg)
1000	250	25	8	1.16	0.151	74.1

### 3.5 膨胀节

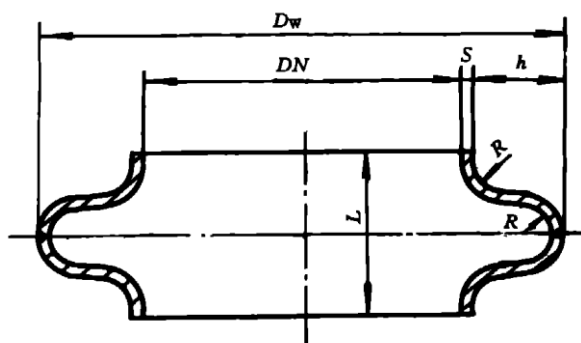
膨胀节是装在固定管板式换热器壳体上的挠性构件, 依靠这种易变形的挠性构件, 对管束与壳体间的变形差进行补偿, 以此来消除壳体与管束间因温差而引起的温差应力。

由 DN=1000mm, 选择的膨胀节基本参数如表 3-9 所示。

表 3-9 膨胀节基本参数

波高 $h=150$	圆弧半径 45
壁厚 $s=8\text{mm}$	单波最大位移量 4.6mm
波纹管层数 1	波数 1
波长 170mm	直边段长度 $L_4=30\text{mm}$
单波重量 51.2kg	腐蚀裕量 2

膨胀节的形式结构如图 3-7 所示。



(b) DN400~2 000 mm

图 3-7 膨胀节尺寸及结构

### 3.6 折流板

前面已经计算得出折流板采用弓形折流板，切去的圆缺高度为 350mm，折流板间距为 600mm，折流板数为 9 块。厚度选择 10mm，管孔直径选择 25.8mm。

### 3.7 拉杆与定距管

采用拉杆定距管结构，由于换热管外径为 25mm，所以采用的拉杆直径为  $d=16\text{mm}$ ，数量为 6 根。

拉杆的连接尺寸如图 3-8 所示。

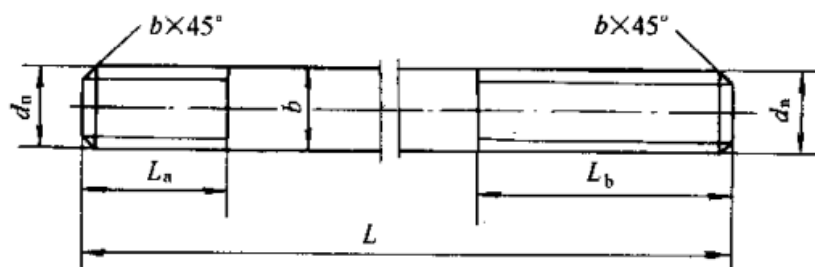


图 3-8 拉杆尺寸

拉杆的尺寸如表 3-10 所示。

表 3-10 拉杆尺寸表

拉杆直径 $d$	拉杆螺纹公称直径	$L_a$	$L_b$	$b$
16	16	20	$\geq 60$	2.0

定距管如见表 3-11。

表 3-11 定距管数量

定距管长度	数量
590	16
1040	7
440	1
450	3

### 3.8 管板设计

管板是管壳式换热器的一个重要元件，它除与壳体、换热管等部件连接之外，还是换热器的一个主要受压元件。本次设计管板形式选择为整体管板。

#### 3.8.1 管板厚度计算

##### (1) 材料选择

选用锻件，材料 16Mn

(2) 根据布管尺寸计算以下参数： $A$ 、 $A_s$ 、 $na$ 、 $K_t$ 、 $[\sigma]_{cr}$ 、 $A_l$ 、 $A_t$ 、 $D_t$ 、 $\lambda$ 、 $Q$ 、 $\beta$ 、 $\Sigma_s$ 、 $\Sigma_t$ 、 $\rho_t$ 。

$A$ ——壳程圆筒内直径横截面积

$$A = \frac{\pi D_i^2}{4} = 785000 \text{ mm}^2$$

式中  $D_i$ ——壳程圆筒内直径， $mm$ ；

$A_d$ ——在布管区范围内，因设置隔板槽和拉杆结构的需要，而未能被换热管支承的面积， $mm^2$

$$A_d = n'S(S_n - 0.866S) = 19 \times 32 \times (44 - 0.866 \times 32) = 12000 \text{ mm}^2$$

式中  $S$ ——换热管中心距， $mm$ ；

$S_n$ ——隔板槽两侧相邻管中心距， $mm$ ；

$n'$ ——沿隔板槽一侧的排管根数。

$A_l$ ——管板开孔后的面积



$$A_l = A - n \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 561800 \text{mm}^2$$

式中  $n$ ——换热管根数；

$d$ ——换热管外径， $mm$ 。

$A_s$ ——圆筒壳壁金属横截面积

$$A_s = \pi \delta_n (D_i + \delta_n) = 3.14 \times 10 \times (800 + 10) = 22150 \text{mm}^2$$

式中  $\delta_n$ ——壳程圆筒壁厚， $mm$ 。

$A_t$ ——管板布管区面积

三角形排列

$$A_t = 0.866nS^2 + A_d = 5.618 \times 10^5 \text{mm}^2$$

$a$ ——一根换热管管壁金属的横截面积

$$a = 3.14 \times \frac{(25^2 - 20^2)}{4} = 176.625 \text{mm}^2$$

$\beta$ ——系数

$$\beta = \frac{na}{A_l} = 0.2278$$

$P_c$ ——当量组合压力

$$P_c = p_s = 1 \text{Mpa}$$

式中  $p_s$ ——壳程设计压力， $MPa$ ；

$p_t$ ——管程设计压力， $MPa$ 。

$D_t$ ——管板布管区当量直径

$$D_t = \sqrt{4A_t/\pi} = 845.8 \text{mm}$$

$L$ ——换热管有效长度

$$L = 6000 - (52 + 3) \times 2 = 5890 \text{mm}$$

$K_t$ ——管束模数

$$K_t = \frac{E_t n a}{L D_i} = 3586 \quad (3-7)$$

式中  $E_t$ ——换热管材料的弹性模量，MPa。

$l_{cr}$ ——换热管受压失稳当量长度

$$l_{cr} = 700mm$$

$i$ ——换热管的回转半径

$$i = 0.25\sqrt{d^2 + (d - 2\delta_t)^2} = 8.004mm$$

式中  $\delta_t$ ——换热管壁厚，mm。

$C_r$ ——系数

$$C_r = \pi \sqrt{\frac{2E_t}{\sigma_s^t}} = 132.8 \quad (3-8)$$

式中  $\sigma_s^t$ ——设计温度时，换热管材料的屈服点，MPa。

$[\sigma]_{cr}$ ——换热管稳定许用压应力

由于  $C_r > l_{cr}/i = 68.75$

$$[\sigma]_{cr} = \frac{\sigma_s^t}{2} \cdot \left(1 - \frac{l_{cr}/i}{2C_r}\right) = 71.1 \quad (3-9)$$

$\lambda$ ——系数

$$\lambda = \frac{A_l}{A} = 0.6125$$

$Q$ ——壳体带波形膨胀节时，换热管束与圆筒刚度比

$$Q = \frac{E_t n a}{E_s A_s} = 4.613 \quad (3-10)$$

式中  $E_s$ ——壳程圆筒材料的弹性模量，MPa。

$\rho_t$ ——管板布管区的当量直径与壳程圆筒内径之比

$\Sigma_s$ ——系数

$$\rho_t = \frac{D_t}{D_i} = 0.8458$$

$$\Sigma_s = 0.4 + \frac{0.6}{\lambda}(1 + Q) = 5.898 \quad (3-11)$$

$\Sigma_t$ ——系数

$$\Sigma_t = 0.4(1 + \beta) + \frac{1}{\lambda}(0.6 + Q) = 9.002 \quad (3-12)$$

(3) 对于其延长部分兼作法兰的管板，计算 $M_m$ 和 $M_p$ 。

$M_m$ 计算

$M_m$ ——基本法兰力矩

$$M_m = A_m \cdot L_G[\sigma]_t$$

按 GB150，设计部分法兰相关公式计算

螺栓材料选择 40MnB

$$[\sigma]_b = 196$$

$$[\sigma]_b^t = 191.5$$

$[\sigma]_b$ ——室温下螺栓材料的许用应力，MPa。

$[\sigma]_b^t$ ——设计温度下螺栓材料的许用应力，MPa。

参数计算

$b_o$ ——基本密封宽度

$$b_o = \frac{N}{2} = \frac{422 - 402}{2} = 11mm \quad (3-13)$$

式中  $N$ ——垫片宽度，mm。

$b$ ——有效密封宽度

当 $b_o > 6.4mm$ 时，

$$b = 2.53\sqrt{b_o} = 8.32mm$$

$D_G$ —垫片压紧力作用中心圆直径

$$D_G = \text{垫片外径} - 2b = 1037\text{mm}$$

$L_G$ ——螺栓中心至 $F_G$ 作用位置处的径向距离

$$L_G = \frac{D_b - D_G}{2} = \frac{1140 - 1037}{2} = 51.5$$

式中  $D_b$ ——螺栓中心圆直径,  $mm$ 。

垫片选择

垫片选用石棉橡胶板, 其厚度为 $3mm$ , 则垫片系数 $m = 3$ , 比压力 $y = 11$ 。

螺栓载荷

$W_a$ ——预紧状态下需要的最小螺栓载荷

$$W_a = F_a = 3.14D_Gby = 3 \times 10^5$$

$F_a$ ——预紧状态下需要的最小垫片压紧力,  $N$ 。

$W_p$ ——操作状态下需要的最小螺栓载荷

$$W_p = F + F_p$$

式中  $F$ ——内压引起的总轴向力

$$F = 0.785D_G^2p_c$$

$F_p$ ——操作状态下需要的最小垫片压紧力

$$F_p = 6.28D_Gbmp_c$$

$p_c$ ——计算压力, 取管程设计压力 $p_c = 1.0MPa$

所以

$$W_p = F + F_p = 0.785D_G^2p_c + 6.28D_Gbmp_c = 9.54 \times 10^5$$

螺栓面积

$A_m$ ——需要的螺栓面积

需要的螺栓面积 $A_m$ 取 $A_a$ 与 $A_p$ 中的最大值

$A_a$ ——预紧状态下需要的最小螺栓面积

$$A_a = \frac{W_a}{[\sigma]_b} = 1530.6$$

$A_p$ ——操作状态下需要得最小螺栓面积

$$A_p = \frac{W_p}{[\sigma]_b^t} = 5579.9$$

所以,  $A_m = A_p = 3258.5$

$$M_m = A_m \cdot L_G [\sigma]_b = 2.0 \times 10^7$$

$M_p$  计算

$M_p$ ——管程压力操作工况下的法兰力矩

$$M_p = F_D L_D + F_T L_T + F_G L_G$$

$L_D$ ——螺栓中心至 $F_D$ 作用位置处的径向距离

$$L_D = L_A + 0.5\delta_1 = 27.8 + 0.5 \times 17.2 = 36.4$$

式中  $L_A$ ——螺栓中心至法兰颈部（或焊缝）与法兰背面交点的径向距离,  $mm$ ;

$\delta_1$ ——法兰颈部大端有效厚度,  $mm$ 。

$L_T$ ——螺栓中心至 $F_T$ 作用位置处的径向距离

$$L_T = \frac{L_A + \delta_1 + L_G}{2} = 38.15$$

$F_D$ ——作用于法兰内径截面上的内压引起的轴向力

$$F_D = 0.785 D_i^2 p_c = 0.785 \times 6400 \times 1.0 = 502400$$

$F_T$ ——内压引起的总轴向力 $F$ 与内径截面上的轴向力 $F_D$ 之差

$$F = 0.785 D_G^2 p_c = 785000$$

$$F_T = F - F_D = 844522$$

$F_G$ ——窄面法兰垫片压紧力

$$F_G = F + F_p = 0.785 D_G^2 p_c + 6.28 D_G b m p_c = 9.54 \times 10^5$$

所以

$$M_p = F_D L_D + F_T L_T + F_G L_G = 3.647 \times 10^7$$

(4) 假定管板计算厚度 $\delta$ ，当管板延长部分兼作法兰时，还需按结构要求确定壳体法兰厚度 $\delta'_f$ ，计算 $K$ 、 $k$ 、 $\bar{K}_f$ 。

假定管板计算厚度 $\delta = 45\text{mm}$

$K$ ——换热管加强系数

$$K = \left[ 1.318 \frac{D_i}{\delta} \sqrt{\frac{E_t n a}{E_p \eta L \delta}} \right]^{1/2} = 5.403$$

管板布管区的当量直径与壳程圆筒内径之比 $\rho_t = 0.765$

$k$ ——管板周边不布管区无量纲宽度

$$k = K(1 - \rho_t) = 0.8332 < 1$$

$\bar{K}_f$ ——旋转刚度无量纲参数

$$\bar{K}_f = \frac{\pi K_f}{4K_t} \quad (3-14)$$

对于其延长部分兼作法兰的管板 $K_f = K'_f$

$K'_f$ ——壳体法兰与圆筒的旋转刚度参数

$$K'_f = \frac{1}{12} \left[ \frac{2E'_f b_f}{D_i + b_f} \left( \frac{2\delta'_f}{D_i} \right)^3 + \omega' E_s \right] \quad (3-15)$$

式中  $b_f$ ——壳体法兰或管箱法兰的宽度， $\text{mm}$ ；

$$b_f = \frac{1}{2}(D_f - D_i) = 70$$

$D_f$ ——壳体法兰或管箱法兰的外径， $\text{mm}$ ；

$E'_f$ ——壳体法兰材料弹性模量，壳体法兰既为管板伸出部分， $E'_f = 2.006 \times 10^6$

$\delta'_f$ ——壳体法兰厚度， $\delta'_f = 42\text{mm}$

$E_s$ ——壳程圆筒材料弹性模量， $E_s = 2.07 \times 10^5$

$\omega'$ ——系数，按 $\delta_n/D_1$ 和 $\delta'_f/D_1$ 查下图

$$\delta_n/D_i = \frac{10}{800} = 0.0125, \quad \delta'_f/D_i = \frac{42}{800} = 0.0525$$

查图得： $\omega' = 0.00015$

所以

$$K'_f = \frac{1}{12} \left[ \frac{2E'_f b_f}{D_i + b_f} \left( \frac{2\delta'_f}{D_i} \right)^3 + \omega' E_s \right] = 3.982$$

$$\widetilde{K}_f = \frac{\pi K_f}{4K_t} = 0.00086$$

(5) 按  $K$  和  $\widetilde{K}_f$  查  $m_1$ 、 $G_2$ ，计算  $\psi$ ；

由  $K = 4.117$ 、 $\widetilde{K}_f = 0.00319$  查表得： $m_1 = 0.1147$

$\psi$ ——系数

$$\psi = \frac{m_1}{K \widetilde{K}_f} = 27.48$$

由  $K = 4.117$ 、 $\widetilde{K}_f = 0.00319$  查下表得： $G_2 = 3.78$

(6) 对于其延长部分兼作法兰的管板，计算  $M_1$ ，按  $K$  和  $Q$  查  $G_3$ ，计算  $\xi$ 、 $\Delta \widetilde{M}$ 、 $\Delta \widetilde{M}_f$ 。

$$M_1 = \frac{m_1}{2K(Q + G_2)} = 0.00127 \quad (3-16)$$

$$G_3 = 0.0056$$

$\xi$ ——法兰力矩折减系数

$$\xi = \frac{\widetilde{K}_f}{\widetilde{K}_f + G_3} = \frac{0.00319}{0.00319 + 0.012} = 0.133 \quad (3-17)$$

$K_f''$ ——管箱圆筒与法兰的旋转刚度参数

$$K_f'' = \frac{1}{12} \left[ \frac{2E_f'' b_f}{D_i + b_f} \left( \frac{2\delta_f''}{D_i} \right)^3 + \omega'' E_h \right] \quad (3-18)$$

式中  $E_f''$ ——管箱法兰材料弹性模量， $MPa$ ；

$\delta_f''$ ——管箱法兰厚度,  $mm$ ;

$E_h$ ——管箱圆筒材料弹性模量,  $MPa$ 。

$\omega''$ ——系数, 按 $\delta_h/D_i$ 和 $\delta_f''/D_i$ 查下图

$\delta_h$ ——管箱圆筒厚度,  $mm$ 。

$$\delta_h/D_i = 0.001$$

$$\delta_f''/D_i = 0.042$$

查图得:  $\omega'' = 0.00028$

所以

$$K_f'' = \frac{1}{12} \left[ \frac{2E_f'' b_f}{D_i + b_f} \left( \frac{2\delta_f''}{D_i} \right)^3 + \omega'' E_h \right] = 9.063$$

$\Delta\tilde{M}$ ——管板边缘力矩变化系数

$$\Delta\tilde{M} = \frac{1}{\xi + \frac{K_f'}{K_f''}} = 1.764$$

$\Delta\tilde{M}_f$ ——法兰力矩变化系数

$$\Delta\tilde{M}_f = \frac{K_f'}{K_f''} \Delta\tilde{M} = 0.7648 \quad (3-19)$$

(7) 按 K 和 Q 查 $m_2$ ;

查下图得:  $m_2 = 3.159$

(8) 针对不同危险组合, 分别对每种组合工况进行计算与校核。

危险组合 1: 只有壳程设计压力, 而管程设计压力为零, 不计入膨胀节变形差。

$$\tilde{M} = \tilde{M}_m + (\Delta\tilde{M})M_1$$

$P_a$ ——有效压力组合

$$P_a = \sum_s p_s = 5.898$$

$\tilde{M}_m$ ——基本法兰力矩系数



$$\widetilde{M}_m = \frac{4M_m}{\lambda\pi D_i^3 P_a} = 0.0108$$

$$\widetilde{M} = \widetilde{M}_m + (\widetilde{\Delta M})M_1 = 0.01307$$

$\nu$ ——边缘剪切系数

$$\nu = \psi \cdot \widetilde{M} = 0.324$$

$G_{ii}$ 按 K, m 查表得:  $G_{ii} = 0.1917$

因此, 取  $G_i = 0.105$

管板径向应力系数, 带膨胀节 Q 为  $Q_{ex}$

$$\widetilde{\sigma}_r = \frac{1}{4} \cdot \frac{(1+\nu)G_1}{Q_{ex} + G_2} = 0.0076$$

管板布管区周边, 处径向应力系数

$$\widetilde{\sigma}_r = \frac{3}{4} \cdot \frac{m(1+\nu)}{K(Q + G_2)} = 0.0189$$

管板布管区周边, 处剪切应力系数

$$\widetilde{\tau}_p = \frac{1}{4} \cdot \frac{1+\nu}{Q + G_2} = 0.0394$$

壳体法兰力矩系数

$$\widetilde{M}_{ws} = \xi \widetilde{M}_m - (\widetilde{\Delta M}_f)M_1 = 0.00047$$

应力校核见表 3-12。

表 3-12 应力校核结果

	计算值	许用值
管板径向压力 $\sigma_r = \left  \widetilde{\sigma}_r \cdot P_a \frac{\lambda}{\mu} \left( \frac{D_1}{\delta} \right)^2 \right $	33.72	$1.5[\sigma]_r^t = 237.3$
管板布管区周边处径向应力 $\sigma_r' = \frac{\lambda \cdot P_a}{\mu} \cdot \widetilde{\sigma}_r \left[ 1 - \frac{k}{m} + \frac{k^2}{2m} (\sqrt{2} - m) \right] \left( \frac{D_1}{\delta} \right)^2$	21.46	$1.5[\sigma]_r^t = 237.3$
管板布管区周边剪切应力 $\tau_p = \frac{\lambda P_a}{\mu} \cdot \widetilde{\tau}_p \cdot \frac{D_1}{\delta}$	6.695	$0.5[\sigma]_r^t = 79.1$
壳体法兰应力 $\sigma_f' = \frac{\pi}{4} Y \widetilde{M}_{ws} \lambda P_a \left( \frac{D_1}{\delta_f} \right)^2$	11.29	$1.5[\sigma]_r^t = 237.3$
换热管轴向应力 $\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[ P_c - \frac{G_2 - v Q_{ex}}{Q_{ex} + G_2} P_a \right]$	-2.661	$[\sigma]_r^t = 140.8$ $[\sigma]_{cr} = 71.1$
壳程圆筒轴向应力 $\sigma_c = \frac{A}{A_\delta} \cdot \frac{\lambda(1+v)}{Q_{ex} + G_2} P_a$	20.21	$[\sigma]_c^t = 160.7$
换热管与管板连接拉脱应力 $q = \frac{\sigma_t \cdot a}{\pi dl}$	1.711	$[q] = 70.4$

危险组合 2:

只有管程设计压力，而壳程设计压力为零，不计入膨胀变形差。

$$P_a = - \sum_t p_t = -9.002$$

$$\widetilde{M} = \widetilde{M}_p = \frac{4M_p}{\lambda \pi D_1^3 P_a} = -0.0084$$

$$v = \psi \cdot \widetilde{M} = -0.209$$

$$m = \frac{m_1 + \nu m_2}{1 + \nu} = -0.688$$

$$G_i = G_{li} = 0.6199$$

管板径向应力系数，带膨胀节 Q 为  $Q_{ex}$

$$\widetilde{\sigma}_r = \frac{1}{4} \cdot \frac{(1 + \nu)G_1}{Q_{ex} + G_2} = 0.0146$$

管板布管区周边，处径向应力系数

$$\widetilde{\sigma}_r = \frac{3}{4} \cdot \frac{m(1 + \nu)}{K(Q + G_2)} = -0.009$$

管板布管区周边，处剪切应力系数

$$\widetilde{\tau}_p = \frac{1}{4} \cdot \frac{1 + \nu}{Q + G_2} = 0.0236$$

壳体法兰力矩系数

$$\widetilde{M}_{ws} = \xi \widetilde{M}_p - M_1 = -0.0024$$

应力校核见表 3-13

表 3-13 应力校核结果

	计算值	许用值
管板径向压力 $\sigma_r = \left  \widetilde{\sigma}_r \cdot P_a \frac{\lambda}{\mu} \left( \frac{D_1}{\delta} \right)^2 \right $	99.47	$1.5[\sigma]_r^t = 237.3$
管板布管区周边处径向应力 $\sigma_r' = \frac{\lambda \cdot P_a}{\mu} \cdot \widetilde{\sigma}_r \left[ 1 - \frac{k}{m} + \frac{k^2}{2m} (\sqrt{2} - m) \right] \left( \frac{D_1}{\delta} \right)^2$	70.82	$1.5[\sigma]_r^t = 237.3$
管板布管区周边剪切应力 $\tau_p = \frac{\lambda P_a}{\mu} \cdot \widetilde{\tau}_p \cdot \frac{D_1}{\delta}$	-6.107	$0.5[\sigma]_r^t = 79.1$
壳体法兰应力 $\sigma_f' = \frac{\pi}{4} Y M_{ws} \lambda P_a \left( \frac{D_1}{\delta_f} \right)^2$	87.24	$1.5[\sigma]_r^t = 237.3$
换热管轴向应力 $\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[ P_c - \frac{G_2 - v Q_{ex}}{Q_{ex} + G_2} P_a \right]$	16.94	$[\sigma]_r^t = 140.8$ $[\sigma]_{cr} = 71.1$
壳程圆筒轴向应力 $\sigma_c = \frac{A}{A_\delta} \cdot \frac{\lambda(1+v)}{Q_{ex} + G_2} P_a$	17.03	$\emptyset[\sigma]_c^t = 160.7$
换热管与管板连接拉脱应力 $q = \frac{\sigma_t \cdot a}{\pi dl}$	10.89	$[q] = 70.4$

根据以上计算，管板名义厚度  $\delta_n = 52mm$ ，且管板校核通过。

### 3.8.2 管板结构尺寸

管板与管箱设备法兰采用螺栓连接，管板延长部分兼作法兰，延长部分尺寸、螺栓孔开孔位置与布置按设备法兰尺寸设计。

## 3.9 膨胀节校核

### 3.9.1 系数计算

$$\text{波根外径 } D'_o = D_n + 2S = 1016\text{mm}$$

$$\text{直边段平均直径 } D_e = D_b + 2mS + S_e = 1021\text{mm}$$

$$\text{波纹管平均直径 } D_m = D'_o + h = 1166\text{mm}$$

$$\text{波纹管直边段平均直径 } D_o = D_b + ms = 1016\text{mm}$$

成型后波纹管第一层最小厚度

$$S_p = \left(\frac{D_b}{D_m}\right)^{0.5} S = \left(\frac{1008}{1166}\right)^{0.5} \times 8 = 7.44$$

$$k = \frac{L_4}{1.5\sqrt{D_b S}} = \frac{30}{1.5 \times \sqrt{1008 \times 8}} = 0.22$$

$$\frac{W}{2h} = \frac{170}{2 \times 150} = 0.57$$

$$\frac{W}{2.2\sqrt{D_m S_p}} = \frac{170}{2.2 \times \sqrt{1166 \times 7.44}} = 0.83$$

查 GB16749-1997 的图标可得  $C_p = 0.54$ 、 $C_f = 1.51$ 、 $C_d = 2.05$ 。

### 3.9.2 应力计算

(1) 内压引起的波纹管直边段的周向薄膜应力

$$\sigma_z = \frac{pD_o^2 L_4 E_b^t k}{2ms E_b^t L_4 D_o} = \frac{0.22 \times 1.5 \times 1016}{2 \times 8} = 20.95\text{Mpa}$$

(2) 内压引起的波纹管周向薄膜应力

$$\sigma_1 = \frac{pD_m}{2mS_p \left( \frac{1}{0.571 + \frac{2h}{W}} \right)} = \frac{1.5 \times 1166}{2 \times 7.44} \times \frac{1}{0.571 + \frac{2 \times 150}{170}} = 50.32\text{Mpa}$$

(3) 内压引起的波纹管径向薄膜应力

$$\sigma_2 = \frac{ph}{2ms} = \frac{1.5 \times 150}{2 \times 1 \times 7.44} = 15.12\text{Mpa}$$

(4) 内压引起的波纹管径向弯曲应力

$$\sigma_3 = \frac{p}{2m} \left( \frac{h}{S_p} \right)^2 C_p = \frac{1.5}{2 \times 1} \times \left( \frac{150}{7.44} \right)^2 \times 0.54 = 164.62 \text{Mpa}$$

(5) 周向位移引起的波纹管径向薄膜应力

$$\sigma_4 = \frac{E_b(S_p + C_2)e_1}{2h^3C_f} = \frac{2.06 \times 10^5 \times (7.44 + 3) \times 4.6}{2 \times 150^3 \times 1.51} = 10.13 \text{Mpa}$$

(6) 轴向位移引起的波纹管径向弯曲应力

$$\sigma_5 = \frac{5E_b(S_p + C_2)e_1}{3h^2C_d} = \frac{5 \times 2.06 \times 10^5 \times (7.44 + 3) \times 4.6}{3 \times 150^2 \times 2.05} = 357.46 \text{Mpa}$$

(7) 组合应力

$$\sigma_p = \sigma_2 + \sigma_3 = 15.12 + 164.62 = 179.74 \text{Mpa}$$

$$\sigma_d = \sigma_4 + \sigma_5 = 10.13 + 357.46 = 367.59 \text{Mpa}$$

$$\sigma_r = 0.7\sigma_p + \sigma_d = 0.7 \times 179.74 + 367.59 = 493.41 \text{Mpa}$$

(8) 膨胀节失稳临界压力

$$p_s = \frac{1.4mS_p\sigma_s}{h^2C_p} = \frac{1.4 \times 1 \times 7.44 \times 212}{150^2 \times 0.54} = 1.39 \text{Mpa}$$

(9) 校核

$$\sigma_z\sigma_1\sigma_2 \leq [\sigma]^t = 189 \text{Mpa}$$

$$\sigma_p \leq 1.5\sigma_s^t = 1.5 \times 212 = 318 \text{Mpa}$$

$$p = 1 \leq p_s = 1.38 \text{Mpa}$$

所以膨胀节校核合格。

### 3.10 开孔补强

壳程进出口接管的公称直径为 150mm，按照厚度系列 可以选择 $\phi 159 \times 4.5$ 的接管，接管材料为 10 号钢。

(1) 补强及补强方法的判别。

根据 GB151,不需补强的接管最大公称外径为 89mm。所以壳层和管程接管都需要开孔补强。

开孔直径:

$$\text{壳层: } d_2 = d_i + 2C = 2000 + 4 = 204\text{mm}$$

小于  $\frac{D_i}{2}=500$ , 所以满足等面积补强的适用条件, 故选用等面积补强计算方法进行设计。

(2) 所需补强面积

强度削弱系数

$$f_r = \frac{[\sigma]_n^t}{[\sigma]_t} = \frac{112}{132} = 0.848$$

接管有效厚度

$$\delta_{et} = \delta_{nt} - C = 4.5 - 2 = 2.5\text{mm}$$

开孔补强所需面积

$$A = d\delta + 2\delta\delta_{et}(1 - f_r) = 530.8$$

(3) 有效补强范围

有效宽度

$$B = (2d = 308 \quad ; \quad d + 2\delta_n + 2\delta_{nt} = 176)_{\max} = 308\text{mm}$$

外侧有效高度

$$h_1 = \sqrt{d\delta_{nt}} = 26.3$$

$$h_1 = 200 \text{ (实际外伸高度)}$$

取最小值 26.3mm

内测  $h_2$

$$h_2 = \sqrt{d\delta_{nt}} = 26.3$$

$$h_2 = 0 \text{ (实际内伸高度)}$$

取最小值:  $h_2 = 0$ 。

(4) 有效补强面积

筒体多余金属面积

$$A_1 = (B - d)(\delta_e - \delta) - 2\delta_{et}(\delta_e - \delta)(1 - f_r)$$

筒体有效厚度

$$\delta_e = \delta_n - C = 8 - 2 = 6$$

$$A_1 = (B - d)(\delta_e - \delta) - 2\delta_{et}(\delta_e - \delta)(1 - f_r) = 393$$

接管多余金属面积

$$A_2 = 2h_1(\delta_{et} - \delta_t)f_r + 2h_2(\delta_{et} - C_2)f_r$$

$$\text{接管计算厚度 } \delta_t = \frac{p_c d_i}{2[\sigma]_n^t \phi - p_c} = 1.01\text{mm}$$

$$A_2 = 2h_1(\delta_{et} - \delta_t)f_r + 2h_2(\delta_{et} - C_2)f_r = 66\text{mm}^2$$

接管区焊缝面积（焊脚取 6.0mm）

$$A_3 = 2 \times \frac{1}{2} \times 6 \times 6 = 36.0\text{mm}^2$$

有效补强面积

$$A_e = A_1 + A_2 + A_3 = 495\text{mm}^2$$

开孔后需要另行补强

所需增加的补强金属截面积 $A_4$ 应满足

$$A_4 \geq A - A_e = 35.8$$

选择补强圈外径 $D' = 300\text{mm}$ ，内径 $d' = 64\text{mm}$ （选用 E 型坡口），因为 $B = 308 > D'$ 补强圈在有效补强范围内。

补强圈厚度：

$$\delta' = \frac{A_4}{D' - d'} = 0.26\text{mm}$$

考虑钢板负偏差并经圆整，去壳体和管箱上补强圈名义厚度为 4mm，但为方便选制，补强圈名义厚度取壳体厚度，即 $\delta' = 8\text{mm}$

#### （5）管程开口补强

管程公称直径为 200mm，补强设计计算与前面壳层补强计算方法相同。所以设计过程不予赘述，最终设计结果如下：



所需最小补强面积

$$\delta_{et} = 7.9$$

$$f_r = \frac{\text{接管材料许用应力 (10 钢)}}{\text{壳体材料许用应力}} = \frac{124}{189} = 0.656$$

$$A = 554\text{mm}^2$$

有效宽度  $B=406.4$

有效高度——外侧  $h_1$

$$h_1 = 44$$

内测  $h_2$

$$h_2 = 0$$

筒体多余金属面积  $A_1$

$$\text{筒体有效厚度 } \delta_e = 8.2$$

$$\text{接管有效厚度 } \delta_{et} = 7.9$$

$$\delta = 2.65$$

$$A_1 = 1097.6\text{mm}^2$$

接管多余金属面积

$$\text{接管计算厚度 } \delta_t = 2.55\text{mm}$$

$$A_2 = 308.8\text{mm}^2$$

接管区焊缝面积（焊脚取 6.0mm）

$$A_3 = 36.0\text{mm}^2$$

有效补强面积

$$A_e = A_1 + A_2 + A_3 = 1097.6 + 308.8 + 36 = 1442.4\text{mm}^2 < A = 554\text{mm}^2$$

开孔后不需要另行补强。

### 3.11 鞍座

根据 JB/T4712-2007，选择鞍座 BV1000-5-SF，其如下表 3-13。

表 3-13 鞍座尺寸

公称直径 DN	允许载荷	底板 $l_1$	腹板	筋板 $l_2$	垫板弧长	螺栓间距	鞍座质量
1000	305	760	8	170	1180	600	63

## 第 4 章 换热器的制造、检验与维修

### 4.1 换热器的制造、检验与验收

换热器的制造、检验与验收，应遵守 GB151-1999 和 GB150-1998 的有关规定。

#### 4.1.1 筒体

A、圆筒内直径允许偏差：用板材卷制时，内直径允许偏差可通过外圆周长加以控制，其外圆周长允许上偏差为 10mm，下偏差为 0。

B、圆筒同一断面上，最大直径与最小直径之差为  $e \leq 0.5\%DN$ ， $DN=0.5\% \times 600=3\text{mm}$

C、圆筒直线度偏差为  $L/1000$ ，且当  $L \leq 6000\text{mm}$  时，其值不大于 4.5mm。 $L=6000\text{mm}$  所以直线度允许偏差 4.5mm。进行检查时，应通过中心线和垂直面即沿圆周  $0^\circ$ 、 $90^\circ$ 、 $180^\circ$ 、 $270^\circ$  四个部位测量。

D、壳体内壁凡有碍管束顺利装入或抽出的焊缝均应磨至与母材表面齐平。

E、插入式接管不应伸出管箱、壳体和头盖的内表面。

#### 4.1.2 换热管

A、换热管管端外表面应除锈，用于焊接时，管端清理长度应不小于管外径，且不小于 25mm。

B、管端坡口应采用机械方法加工，焊前应清洗干净。

#### 4.1.3 管板

A、管板由不锈钢 0Cr18Ni10Ti 制成，加工前表面不平度不得大于 2mm，如超过此值，应先进行校平，然后进行加工。

B、拼接管板的对接接头应进行 100%射线或超声检测，按 JB4730-94 进行表面检测，检测结果不低于 III 级，或超声检测中的 I 级为合格。

C、换热管与管板的连接：二者采用焊接的形式连接，连接部位的换热管和管板孔表面，应清理干净，不得有毛刺、铁屑、锈斑、油污等。焊渣及凸出于换热器内壁的焊瘤均应清除。

D、管板与换热管焊接时，管孔表面粗糙度 Ra 值  $\leq 25\mu\text{m}$ 。

#### 4.1.4 折流板、支持板

A、折流板、支持板的管孔直径及允许误差按 GB151-1999 中 5.9.3 的规定为： $19.6^{+0.30}_0$ ，但允许超差 0.1mm 的管孔数不得超过 4%。

B、折流板、支持板外圆表面粗糙度 Ra 值不得大于 25 $\mu\text{m}$ ，外圆面两侧的尖角应倒钝。还应取出折流板、支持板上的任何毛刺。

#### 4.1.5 管束的组装

A、拉杆上的螺母应拧紧，以免在装入或抽出管束时，因折流板窜动而损伤换热管。

B、穿管时不应强行敲打，换热管表面不应出现凹瘪或划伤。

C、除换热管与管板间以焊接连接外，其他任何零件均不准与换热管相焊。

D、管箱应在补焊后作消除应力的热处理，设备法兰应在热处理后加工。

D、换热器的密封面应予以保护，不得因磕碰划伤、电弧损伤、焊瘤、飞溅等二损坏密封面。

#### 4.1.6 换热器的组装

A、换热器零、部件在组装前应认真检查和清扫，不应留有焊疤、焊接飞溅物、浮锈及其他杂物等。

B、吊装管束时，应防止管束变形和损伤换热管。

C、螺栓的紧固至少应分三遍进行，每遍的起点应相互错开 120° 角。

#### 4.1.7 压力试验

压力试验的方法及要求应符合 GB150-1998《钢制压力容器》第十章 10.9 的规定。

U 型管换热器的压力试验的顺序：先用试验压环进行壳程试验，同时检查接头，水压试验压力 6.0Mpa（表压）在进行壳程试验，合格后，再以 4.0Mpa（表压）进行气密性试验。

## 4.2 换热器的安装与维护

### 4.2.1 安装

(1) 安装位置：根据该换热器的结构形式，在换热器的两端留有足够的空间来满足拆装、维修的需要。

(2) 基础：必须使换热器不发生下沉。在活动支座的一端应予以埋滑板。

(3) 地脚螺栓和垫铁

a.活动支座的地脚螺栓应装有两个紧锁的螺母，螺母与底板间应留有1~3mm的间隙。

b.地脚螺栓两侧均有垫铁。设备找平后，斜垫铁，可与设备支座底板焊牢，但不得与下面的平垫铁或滑板焊死。

c.垫铁的安装不应妨碍换热器的热膨胀。

#### 4.2.2 维护

换热器不得在超过铭牌规定的条件下进行。要经常对管壳程介质的温度和压降进行监督，分析换热器的泄漏和结构情况。在压降增大和传热系数降低超过一定数值时，应根据介质和换热器的结构，选择有效的方法进行清洗。应经常监视管束的振动情况。

## 结论

本次煤油冷却器设计，采用的是管壳式换热器中的固定管板式换热器。固定管板式换热器具有结构简单紧凑、造价低。

在本次设计过程中，主要涉及到工艺参数的确定煤油冷却器热力学计算与传热面积面积校核、冷凝器主要结构的选型与计算，并完成强度校核，以及使用 CAD 绘制煤油冷却器的装配图以及管板、管箱、折流板、封头、法兰等部件图。

通过此次毕业设计，让我对已学的专业知识进行了一次系统的复习和巩固；了解到了设计换热器的步骤和要求；学习使用了设计中常用的规范和标准，让自己能够熟练的查阅相关标准来获取信息；也通过设计换热器，换热器的结构和工作原理有了更加清晰的认识；对焊接工艺常见的规范和技术要求也有了初步的认识；提高了自己使用 CAD 绘图软件的熟练程度；懂得了遇到问题该如何思考如何解决。

通过这次毕业设计也能够认识到自身的不足之处，如绘图方面很多快捷的绘制方法都没有学习到，导致了绘图进度缓慢，很多细节地方的处理也存在许多问题，设计过程中好很多基本常识也比较欠缺，导致在设计过程中犯下了在老师眼中的低级错误。

总的来说，通过本次毕业设计，我收获颇丰。而从中学到的知识、技能以及思考问题的方式等等，都将是人生一笔宝贵的财富。

## 致谢

本次毕业设计是在杨玉民老师的帮组和指导下完成的，从选题开始到完成毕业设计这三个月的时间里，杨老师给了我们莫大的帮助和关怀。在选题时期，杨老师给我们耐心讲述各个题目设计的方向和要点;在设计过程中，每次遇到问题和困难，杨老师总是凭借其渊博的知识为我们解惑答疑；在制图过程中，杨老师不断督促我们独立画图，培养制图方面的知识和技能，还不厌其烦地帮我们检查审阅，提出修改意见和建议。在完成毕业设计这段日子里，杨老师渊博的知识、丰富的经验、严谨的治学态度、积极的态度和热情待人的品格，都深深地教育和感染了我，让我在这段时间里不仅学到了理论知识，锻炼了实用技能，也学到了做人的道理和正确的人生态度，让我为之敬佩。在这里，谨向杨老师表示衷心的感谢和诚挚的敬意。

也衷心感谢本设计小组的每一位同学，他们为我提供了榜样，也为我解决了很多遇到的问题。还有其他帮助过我的人，我也要感谢他们，没有他们的无私帮助，我就无法完成本次毕业设计。

---

---

## 参考文献

- [1] 钱颂文.换热器设计手册.北京：化学工业出版社，2002.
- [2] 贾绍义，柴诚敬.化工单元操作课程设计.天津大学出版社，2011.9.
- [3] 郑津洋，董其伍，桑芝富.过程设备设计.化学工业出版社 2010.6.
- [4] 支浩，汤慧萍，朱纪磊. 换热器的研究发展现状 [J]. 化工进展，2009.
- [5] 曾坤. 我国化工换热器研究进展和应用状况 [J]. 山东化工，2013.
- [6] 冯国红，曹艳芝，赫红. 管壳式换热器研究进程 .太原科技大学材料学院，2009.
- [7] 杨祖荣，化工原理.化学工业出版社.2009.6.
- [8] 黄卫星，李建明，肖泽仪.工程流体力学.化学工业出版社.2008.12.
- [9] 大连理工大学工程图学教研室.机械制图.北京：高等教育出版社.2007.7.
- [10] GB151 – 1999.管壳式换热器.国家技术质量监督局.1999.
- [11] GB150 – 2011.压力容器.国家技术质量监督局.2011.
- [12] Mark J.Microfabrication and Nanomanufacturing[M].Taylor & Francis Group,2006.
- [13] Small W M,Young R K.[J].Oil and Gas Journal,1977.
- [14] EdwardM.Trent,PaulK.Wright.MetalCutting[M].FourthEdition,1999.