

螺旋型与弓型折流板换热器

在相同压降下管外膜传热系数的对比实验

佟德斌¹ 张瑞十² 杨阳³ 王利文²

1. 中国石油管道沈阳输油分公司 110031

2. 华东理工大学 200237

3. 东北石油管道公司沈阳工程技术公司 110031

comparison of the exterior pipe coefficient of heat transmission between a spiral-type and a bow-type baffle board heat exchanger in a similar condition

TONG De-bin¹, ZHANG Rui-shi², YANG Yang³, WANG Li-wen¹

1. Petrol China Pipeline-Shenyang Oil Transportation Sub-Company, Shenyang, 110031 China

2. East China University of Science and Technology, Shanghai 200237, China

3. Northeast Petroleum Pipeline Company-Shenyang Project Technology Company, 110031 China

摘 要

通过对螺旋折流板换热器与弓型折流板换热器管外膜传热系数的对比研究表明,在相同壳程压降条件下,螺旋折流板换热器的膜传热系数约为弓型折流板换热器膜传热系数的 1.9 倍。说明螺旋折流板换热器显著强化了换热效果。

关键词

螺旋折流板;膜传热系数;换热器

Abstract

By the means of comparison the coefficient of heat transmission exterior pipe between a spiral-type and a bow-type baffle board heat exchanger, under the same shell pressure fall, the heat transmission coefficient of exterior pipe of the spiral-plate-baffle heat exchanger is 1.9 times to the bow baffle board heat exchanger. It is indicate that the spiral-plate-baffle heat exchanger notably enhanced the effectiveness of head the transfer.

Key words

spiral baffle board; coefficient of heat transmission; head exchanger

符号说明

k — 总传热系数, $W / m^2 \cdot K$
 P_r — 管内流体普兰特准数 (无因次数)
 A_i — 管内壁表面积, m^2
 h_i — 管内膜传热系数, $W / m^2 \cdot K$
 h_o — 管外膜传热系数, $W / m^2 \cdot K$
 r_i — 管内壁污垢热阻, $K \cdot m^2 / W$
 r_o — 管外壁污垢热阻, $K \cdot m^2 / W$
 ϕ_i — 管程壁温校正系数, 无因次
 J_{hi} — 管内传热因子, 无因次
 ϕ_o — 管程壁温校正系数, 无因次
 A_o — 管外壁表面积, m^2
 μ_{o0} — 壳程温度下的流体粘度, $Pa \cdot s$
 d_i — 管外径, m
 λ_i — 管内流体的导热系数, $W / m \cdot K$
 r_p — 管内壁热阻, $K \cdot m^2 / W$
 G_o — 壳程流体质量流速, $kg / m^2 \cdot s$
 $G_o = W_o / S_o$
 ΔT_m — 对数平均温差, $^{\circ}C$
 P_{ro} — 壳程流体普兰特数, (无因次)
 Δt_h — 热端温差, $^{\circ}C$
 $\Delta t_h = T_1 - t_2$
 T_1 — 热流体入口温度, $^{\circ}C$
 t_2 — 冷流体出口温度, $^{\circ}C$
 Δt_c — 冷端温差, $^{\circ}C$
 $\Delta t_c = T_2 - t_1$
 T_2 — 热流体出口温度, $^{\circ}C$
 t_1 — 冷流体入口温度, $^{\circ}C$

Q_h — 热流体负荷, W
 W_h — 热流体质量流率, kg / s
 C_{ph} — 热流体比热, $J / kg \cdot ^{\circ}C$
 Re_o — 壳程流体雷诺准数, (无因次)
 W_o — 壳程流体质量流率, kg / s
 C_{p00} — 壳程定性温度下介质的比热, $J / (kg \cdot K)$
 S_o — 壳程流通面积, m^2
 Re_i — 管内流体雷诺准数, 无因次
 P_t — 管心距, m
 ϵ_h — 旁路挡板传热校正系数, 无因次
 J_{ho} — 壳程传热因子, 无因次
 λ_{o0} — 壳程定性温度下介质的导热系数, $W / (m \cdot K)$
 d_e — 管子的当量直径, 定义为 4 倍管实际空间的面积除以管子的润湿周长, m
 换热器是炼油、化工、环保、能源、电力等工业中一种重要的单元设备。通常在化工厂的建设中, 换热器约占总投资的 10 - 20 %; 在炼油厂中, 换热器约占全部工艺设备投资的 35 - 40 %。世界各国围绕着高效率、低能耗、低成本这一目标, 对各类换热器进行了大量研究工作。目前已经出现大量结构紧凑、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。但在化工生产中, 管壳式换热器仍占据着主导地位 (占国内全部换热器产量约 80 %)。这是因为许多化工过程都具有高温、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,换热表面清洗较方便,适应性强,处理能力强,能承受高温和高压等特点,适用于冷却、冷凝、加热、蒸发和废热回收等场合。^[1、2、3]弓型折流板换热器是使用最普遍的一种传统的管壳式换热器。20世纪60年代,基于弓型折流板换热器的结构,从改变折流板布置方式的角度,提出了螺旋折流板换热器的思想。螺旋折流板换热器是将折流板布置成近似的螺旋面,使换热器中的壳侧流体实现连续的螺旋状流动,以实现有效地降低壳侧的流动阻力及强化传热的目的。90年代出现了这种新型的管壳式换热器的商业产品。目前,欧美、俄罗斯和日本等国家已在使用,国内尚处于开发阶段。^[4、5]目前对于螺旋折流板换热器的综合性能的评价还没有统一的观点。根据不同的应用场合,有不同的评价方法。国外文献介绍螺旋折流板换热器的性能评价采用,比较相同压降下的传热系数。^[6]

1. 实验

1.1 实验设备及流程

螺旋折流板换热器壳体是流动特性实验用壳体,采用金属制造;螺旋折流板也采用金属制造,换热管外径为10mm,共12根,均匀布置。螺旋折流板倾斜角度为35°C对应的弓型折流板换热器,壳体与螺旋折流板换热器的壳体一样,弓型折流板为金属制造,换热管也为12根。均匀布置。

图1.1是实验流程图,热水从高处经流量计流入换热管,管程入口和出口均有插入的温度计测量热水的进口和出口温度。冷水由泵也经流量计打入壳体,壳程入口也有温度计测量冷水的出入口的温度。

1.2 实验数据,如表1.1、1.2。

2. 数据处理

2.1 计算螺旋折流板换热器的管外膜传热系数

以外径为基准,换热器的总热阻为:

$$\frac{1}{k} = \frac{A_o}{A_i} \left(\frac{1}{h_i} + r_i \right) + \left(\frac{1}{h_o} + r_o \right) + \quad (1)$$

实验管束及壳体为新设备,所以 $r_o = r_i = 0 \text{ k} \cdot \text{m}^2 / \text{W}$;管壁热阻 r_o ,材质为碳钢, $\Phi 19 \text{ mm} \times 2 \text{ mm}$,查值为: $r_p = 0.000048 \text{ k} \cdot$

m^2 / W ;

所以(1)式简化为

$$\frac{1}{k} = \frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} + r_p \quad (2)$$

计算管内膜传热系数:

$$h_i = \frac{\lambda_i}{d_i} J_{Hi} P \frac{1}{r} \phi_i \quad (3)$$

根据本实验所取数据的雷诺数 $Re > 10^4$,所以 J_{Hi} 按下式计算:

$$J_{Hi} = 0.023 Re^{0.8} \quad (4)$$

有效平均温差 ΔT_m

$$\Delta T_m = \frac{(\Delta t_h - \Delta t_c)}{l_n(\Delta t_h - \Delta t_c)} \quad (5)$$

热负荷以换热器的放热量为负荷;

$$Q_h = W_h C_{ph} (T_1 - T_2) \quad (6)$$

将(5)式(6)式带入(7)式得:

$$K = \frac{Q}{A \Delta T} \quad (7)$$

再将(3)式(7)式带入(2)式,整理得:

$$h_o = \frac{1}{\left(\frac{1}{K} - r_p - \frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_i} \right)} \quad (8)$$

2.2 计算弓形折流板换热器的管外膜传热系数

管外的膜传热系数:

采用光管

$$Re_o = d_e \cdot \frac{G_o}{\mu_o} \quad (9)$$

当管子呈正方形排列时,

$$d_e = \frac{4 \left(p_i^2 - \frac{\pi d_o^2}{4} \right)}{\pi d_o} \quad p_{ro} = \left(\frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} \right)_{oD}$$

(10)

管外膜传热系数 h_o :

$$h_{io} = \frac{\lambda_{oD}}{d_e} \cdot J_{Hi} \cdot \left(\frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \phi_o \cdot \varepsilon_k$$

(11)

3. 结论及分析

3.1 结论

螺旋折流板换热器的螺旋流动强化了传热;相同条件下,螺旋折流板的传热系数近似为弓形折流板的传热系数的1.9倍,可见螺旋折流板比弓形折流板换热效果好。

3.2 分析

螺旋折流板换热器在结构上采用若干块四分之一壳程横截面的扇形板组装成螺旋状折流板,使介质自壳体进口向出口以双流道呈螺旋状推进,这里称之为“螺旋流”。螺旋流避免了大斜度折返带来的严重压力损失,因而具有低压力降特点,故可利用不同角度调整流通截面。介质高的传热系数来源于高 Re 数,而高的流速又是提高 Re 数的重要条件^[7]。

在螺旋流中,由于切线速度产生作用在流体上的离心力,流体外侧的压力升高,内侧压力下降,流体在内外压差的作用下从外侧向内侧流动,同时中心的流体出现回流,造

下转第85页

表1.1 弓形折流板换热器

测试次数		1	2	3
流体	壳程	10.6	10.5	10.3
	流体质量 (kg)	入口	20.0	20.0
	温度 (°C)	出口	30.0	31.0
	差值	+10.0	+11.0	+13.0
管程	流体质量 (kg)	9.5	9.8	11.8
	温度 (°C)	入口	60.0	62.0
	温度 (°C)	出口	45.0	48.5
	差值	-15.0	-13.5	-7.0

表1.2 螺旋折流板换热器

测试次数		1	2	3
流体	壳程	10.8	10.9	10.4
	流体质量 (kg)	入口	19.0	19.0
	温度 (°C)	出口	32.0	35.0
	差值	+13.0	+16.0	+16.0
管程	流体质量 (kg)	10.5	10.4	11.0
	温度 (°C)	入口	60.0	57.0
	温度 (°C)	出口	38.2	41.0
	差值	-21.8	-16.0	-16.0

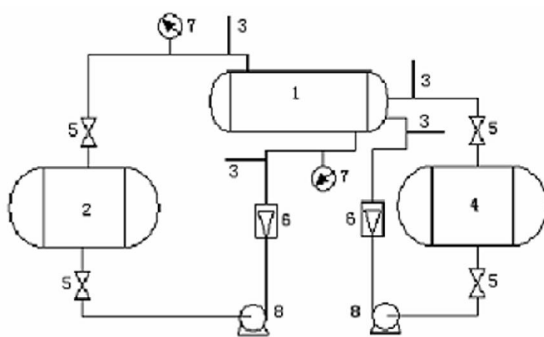


图 1.1 实验流程图 1 换热器 2 热流体储罐 3 温度计 4 冷水储罐 5 截止阀 6 流量计 7 压力表 8 泵

坡口形式为双边单面“V”形。

下料坡口角度用半自动切割机加工完后,应铲除钢板切割后边缘的毛刺、溶渣、飞溅物等,并用手提砂轮机磨光,尤其是坡口锯齿处,凸凹不平处,以及连接接触面和沿焊缝边缘周边30~50mm范围内的铁锈、毛刺、污垢、油迹、冰雪等杂物,污染物清除干净,并保证坡口及附近清洁、干燥,不被再污染。

3.2 组对。封闭箱形箱体的组对,采用三面定位法,即在操作平台上用下底面板和筋板的两个侧板定位。待三个面的面板和筋板都点焊定位后,再将上盖板盖实定位。如图四所示。

定位点焊所用焊接材料应于正式焊接材料相同,焊条用 $\phi 4\text{mm}$,焊缝厚度不宜超过设计焊缝厚度的 $2/3$ 。焊缝高度小于等于 8mm 。

3.3 焊接。由于此井架斜架部分采用Q235-B、C板,故焊条选用与之匹配低氧型碱性焊条E4316焊丝H08A,焊剂HJ431。焊条必须烘干后才能使用。E4316焊条烘干温度 $350^{\circ}\text{C}\sim 450^{\circ}\text{C}$,烘干及保温时间均为1~2小时,井架箱体四道外主缝采用埋弧自动焊,其余箱体内焊缝如纵向筋、横向筋、托底焊均为手工焊,焊高度为 8mm 。焊条烘干后放于保温筒内,随用随取。遇到恶劣气候时,如果没有有效的措施,不能施焊,我厂在加工屯留井架时,正赶上一年中最寒冷的三九天,每天早上的温度都在零下 $70\sim 80$ 。等到温度上升接近 0°C 时,焊工在施焊处 $100\sim 200\text{mm}$ 范围内,预热到 15°C 左右,焊接过程中,保证焊缝能自由收缩。

a、打底焊,第一遍焊缝用 $\phi 3.2$ 焊条,一定要保证根部焊缝焊透,严防气孔、夹渣、裂纹等缺陷产生,第一遍焊缝是至关重要的一道焊缝,是第二遍、第三遍焊缝的基础,第一遍焊缝若有缺陷,且不易清根,影响焊缝质量。

b、在第二遍焊缝前必须用小尖锤敲击焊缝,以清除第一遍焊缝上的药皮飞溅物等。用钢丝刷或磨光机将毛刺清除干净后才能焊接下一遍焊缝。

c、焊接第二遍焊缝时要保证焊缝高度均匀,不能断断续续,最后一遍焊缝要保证饱满,焊缝的高度和角度要达到图纸要求。

焊出的焊缝质量如果不符合规定要求,有气孔、夹渣、未焊透等现象,必须用碳弧气刨或磨光机清除后重新焊接。

3.4 矫正。箱体焊接完成后要截头,一般箱体构件绝对不允许以一端口为齐划线截头,注意箱体外形尺寸的控制,尤其是横向筋的几何位置。箱体如果出现弯曲或扭曲(由于焊接产生的变形)可用火焰矫正法进行矫正。火焰温度不能过高,控制在 800°C 左右,以母材出现樱红色为宜,不宜超过亮红色并防止板材过热熔化。

3.5 预组装。构件在出厂前应在自由状态下进行预组装,预组装的允许偏差见下表。

预拼装检查合格后,应标注中心线,控制基准线等标记。

4 结束语

通过这次对屯留主井井架制作工艺研究探讨,丰富了我们的施工经验。总结了一套较为细致和完善的制作工艺和质量要求。总结后可列为以下几点:

- 1)、作好技术交底工作,将图纸细化、便于班组施工——省时
- 2)、校定材料的规格及数量——省料
- 3)、编制详细的施工措施及工艺指导书。安排合理的制作工期——省工
- 4)、制定合理有效的安全、质量检查制度——省钱

我厂保质保量完成对屯留主井井架加工制作,为井架成功竖立打下了坚实的基础,也为我们公司赢得较高的社会效益和经济效益,树立了良好的企业形象。

作者简介

张鲁鲁:男,1972年出生,大学本科,学士、工程师。

上接第83页

成二次流。螺旋流和二次流相叠加,使湍流强度大幅度增强,并使湍流度径向分布均匀化,从而增强换热。二次流动的强烈冲刷既可增强换热又有除垢的独特优点。同时流体在壳程产生旋转流动,在离心力的作用下流体周期的改变速度方向,加强了流体的纵向混合,从而能够强化传热;螺旋流动的流体斜向冲刷管束,在倾斜和旋转的双重作用下,使速度边界层变得很薄,使换热系数大大增大;在螺旋折流板换热器中,因为壳侧流体螺旋流动,流体会不对称地从管子的两边分离,同时管子上的边界层会产生螺旋状的流路。这种现象会改变普通边界层分离的特点,使边界层减薄及增强边界层的扰动性,从而增大传热效率。

参考文献

- [1] 靳明聪,程尚模编著.换热器.重庆:重庆大学出版社.1990
- [2] 施林德尔·E·U·主编,马庆芳,马重芳主译.换热器设计手册.第三卷.北京:机械工业出版社.1988
- [3] 茹卡乌斯卡斯AA著.换热器内的对流换热.北京:科学出版社.1986
- [4] Doug Storey,Rick Van der Ploeg. Compact exchanger to reduce refinery fouling. PTQ Autumn.1997.88
- [5] Naim Afgan,Bar-Cohen A.A new developments in heat exchangers. Amsterdam:Gordon and Breach Publishers. 1996. 467 — 499
- [6] 高晓东.螺旋折流板换热器试验研究.西安交通大学.
- [7] J.Lutuha,J.Nemcansky. Performance Improvement of Tubular Heat Exchangers by Helical Baffles. Trans. IChemE..1990,68(A): 263-270.

作者简介

佟德斌(1973-),男,辽宁省沈阳市人。1997年毕业于原抚顺石油学院石油天然气储运工程专业,学士学位。工程师,毕业后一直从事输油生产工艺和设备的管理工作。参加的工程主要有东北输油管网铁秦线改造、铁抚线改造和东北管网安全性改造等工程的项目管理工作。

构件类型	项 目	允许偏差(mm)
多 节 柱	预拼装单元总长	± 5.0
	预拼装单元弯曲矢高	$1/1500$ 且不大于 10.00
	接口错边	2.0
	预拼装单元柱身扭曲	$H/200$ 且不大于 5.0
	相邻层梁与梁之间距离	± 3.0