

浙江大学

化学工程与生物工程学院



《换热器选型设计任务书》

姓名与学号: 钟世纪 3190103874

学年 学期: 2020-2021 学年春夏学期

专业 班级: 化工 1903

任课 老师: 窦梅

设计时间: 2021 年 6 月 3 日-2021 年 6 月 9 日



扫描全能王 创建

目 录

1. 选择换热器类型
2. 确定冷热流体流向
3. 冷却剂或加热剂的选择
4. 选择管材
5. 确定出口温度
6. 选择流体流速
7. 确定初步传热过程相关物理量
 - 7.1 物性确定
 - 7.1.1 冷流体
 - 7.1.2 热流体
 - 7.2 热量估计
 - 7.3 平均温差
 - 7.4 初估传热系数 K
 - 7.5 初得传热面积 A
8. 工艺尺寸设计
 - 8.1 管径
 - 8.1.1 管径设计
 - 8.1.2 管径检测
 - 8.2 管长与管数
 - 8.2.1 质量流量
 - 8.2.2 体积流量
 - 8.2.3 管数
 - 8.2.4 管长
 - 8.2.5 管程与总管数
 - 8.3 平均传热温差修正
 - 8.4 壳程
 - 8.5 管子排列
 - 8.6 壳体内径
 - 8.7 折流板
9. 传热能力核算
 - 9.1 壳程传热膜系数计算
 - 9.2 管程传热膜系数计算
 - 9.3 污垢热阻和管壁热阻
 - 9.4 总传热系数
 - 9.5 换热面积裕度
10. 壁温核算
11. 流体阻力计算
 - 11.1 管程流体阻力
 - 11.2 壳程流体阻力
 - 11.3 阻力对压力降的校验
12. 设计汇总
13. 参考文献



一、选择换热器类型

根据冷热流体温差，进口温相差 50°C ，根据教材^[1] 应选用固定管板式换热器。但根据《列管式换热器设计》^[2]，当固定管板式换热器中壳程流体压力超过 $7\text{kg}/\text{cm}^2$ (表压) 时，由于膨胀节材料较厚，难以伸缩而失去温差补偿作用，而在本题中，无论是乙烷还是热水，操作压力均超过了 $7\text{kg}/\text{cm}^2$ (686kPa)，因此不适合使用固定管板式换热器。而根据教材^[1] U型管式换热器内壁污垢不易清洗等缺点，不适于本设计。因此综合，本次设计选用浮头式换热器。

二、确定冷、热流体的流向

相比乙烷等烃类气体，热水更易结垢，应及易清洗一侧；为提高传热膜系数，在这种情况下，热水的流速易控，做为易提高流速的流体放在管程；

热水的压力更高，应在管程，管程直径小，承压能力强；

热水和乙烷进行无相变换热，气体(乙烷)一般是壳程。

综上所述所有因素，热水(热流体)走管程、乙烷(冷流体)走壳程。

三、冷却剂或加热剂的选择

本次设计的为乙烷预热器，冷流体为乙烷。设计要求中设定热流体为热水，因此加热剂为热水。

四、选择管材

本次设计中的热流体为热水，为使换热器能够长期工作且避免发生锈蚀，本次换热器管材选用不锈钢。

五、确定流体出口温度

根据设计要求，未确定的，仅为热水(热流体)的出口温度。考虑到经济优化，为使出口温度适宜以使操作费和设备费之和最小，同时热水流动过程中析出 Ca^{2+} 等金属离子，从而导致积垢，使得热阻大大增加，综合考虑后，将热水出口温度定为 40°C 。



六. 选择流体流速

对于乙烷(冷流体)的流量已确定, 下为设计热水(热流体)流速。

根据列管式换热器设计^[2], 水的经济流速为 $0.5 \text{ m/s} \sim 3 \text{ m/s}$, 由于本次流体换热流量小, 因此定为 1 m/s 。

七. 确定初步传热过程相关物理量

7.1 物性确定

7.1.1 冷流体

定性温度

$$\Delta t_{m,c} = \frac{1}{2}(t_{c,1} + t_{c,2}) = \frac{1}{2}(30 + 60) = 45^\circ\text{C}$$

查询《工程常用物质的热物理性质手册》^[3], 得到乙烷在 45°C 下, (318.15 K)

$$\text{密度 } \rho_c = 1.1600 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{导热系数 } \lambda_c = 0.0237 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C}$$

$$\text{摩尔质量 } M_c = 30.07$$

$$\text{粘度 } \eta_c = 0.96 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

$$\text{定压比热 } C_{p,c} = 1.773 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned} \text{流体流量 } m_h &= 11.59 \text{ t/h} \\ &= 3.22 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

7.1.2 热流体

定性温度

$$\Delta t_{m,h} = \frac{1}{2}(t_{h,1} + t_{h,2}) = \frac{1}{2}(80 + 70) = 75^\circ\text{C}$$

查询[3], 得到水在 75°C 下:

$$\text{密度 } \rho_h = 983.2 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{导热系数 } \lambda_h = 0.659 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

$$\text{摩尔质量 } M_h = 18.02$$

$$\text{粘度 } \eta_h = 4.688 \times 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

$$\text{比热 } C_{p,h} = 4.178 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$$

7.2 热量估计

已知冷流体的流量、比热和温差, 在热损失很小, 忽略不计的条件下, 换热量为

$$\begin{aligned} Q_c &= m_c \cdot C_{p,c} (t_c - t_i) \\ &= \frac{11.59 \times 10^3}{3600} \times 1.773 \times 30 \\ &= 171.3 \text{ kJ} \end{aligned}$$



八、工艺尺寸设计

式中 Q_c — 冷流体吸收的热量, kJ/h

m_c — 冷流体流量, kg/h

$c_{p,c}$ — 冷流体比热容, $\text{kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$

T_1, T_2 — 冷流体进出口温度, $^\circ\text{C}$

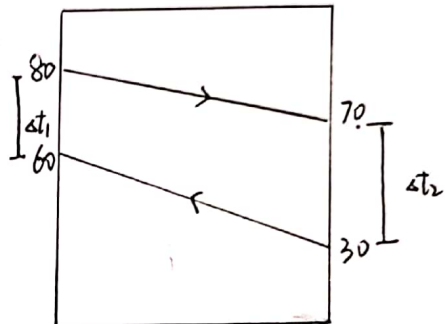
7.3 平均温差

已知热流体出口温度 40°C , 低于冷流体出口温度 60°C , 显然不为并流, 则考虑为无垢正系数 纯逆流时

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{(80-60)-(70-30)}{\ln \frac{80-60}{70-30}} = 28.85^\circ\text{C}$$

式中 Δt_m — 逆流的平均传热温差

$\Delta t_1, \Delta t_2$ — 如右图所示, 为进出口温差



7.4 初估传热系数 K

查询《列管式换热器设计》^[2] 表 1.1 可得, 在题设条件下, K 值大致取 600 W/m^2

7.5 初得传热面积 A

选取合适的 K 值后, 根据冷、热流体具体情况, 利用传热速率方程式, 初步确定所需的传热面积:

$$A = \frac{Q_c}{K \cdot \Delta t_m} = \frac{171.3 \times 10^3}{600 \times 28.85} = 9.9 \text{ m}^2$$

式中 A — 估算的传热面积, m^2 ;

K — 选取的传热系数, KW/m^2 ;

Δt_m — 平均传热温差, $^\circ\text{C}$;

Q_c — 换热器传热量, KW ;

上式中 Δt_m 为纯逆流计算, 待确定换热器结构后, 进行适当校正, 取计算得到的 A 的 1.2 倍为初始换热面积。

$$A_0 = 1.2A = 1.2 \times 9.9 = 11.8 \text{ m}^2$$

式中 A_0 — 初始换热面积

A — 估算的传热面积



八. 工艺尺寸设计

8.1 管径

8.1.1 管径设计

一般使用的管径有19mm, 25mm两种。考虑到热水长期通入带来的一系列问题, 应选用25mm管径。查询 GB/T 14976-2002 得到, 该管径的不锈钢规格为 $\phi 19_{-0.1}^{+0.1} \times 2_{-0.1}^{+0.1}$ mm

8.1.2 管径检测

对选定的管径进行耐压能力测试, 根据 GB/T 14976-2002 [5] 有:

$$P = 2SR/D = \frac{2 \times 2 \times 20 \times 0.4}{19} = 1.68 \text{ MPa}$$

式中 P - 试验压力, MPa

S - 公称壁厚, mm

D - 公称外径, mm

R - 允许应力, 抗拉强度的40%, MPa

得到的 P 大于 931.7 kPa, 符合设计要求。

8.2 管数与管长

8.2.1 质量流量(热流体)

在不考虑热损失时, 由热平衡式, 得到

$$Q_h = m_h c_{p,h} \Delta t_h = m_c c_{p,c} \Delta t_c = Q_c$$

$$m_h = \frac{Q_c}{c_{p,h} \Delta t_h} = \frac{171.3}{4.178 \times 10} = 4.10 \text{ kg/s}$$

Q_c - 冷流体吸收的热量

$c_{p,h}$ - 热流体比热容

Δt_h - 热流体进出口温差

m_h - 热流体流量

8.2.2 体积流量(热流体)

由 7.1.2 已得热流体的密度, 则可得体积流量为

$$V = \frac{m}{\rho} = \frac{4.10}{983.2} = 4.17 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

式中:

V - 热流体的体积流量;

m - 热流体的质量流量

ρ - 热流体定性密度



8.2.3 管数

选定管径、管内流速(经济流速)、管内体积流量后,可得单程管子数。

$$n = \frac{V}{\frac{\pi}{4} d_i^2 u} = \frac{4.17 \times 10^{-3}}{\frac{\pi}{4} \cdot (0.015)^2 \cdot 1} \approx 24 \text{ 根}$$

式中 n — 单程管子数

V — 管程流体的体积流量, m^3/s

d_i — 管内径, m ;

u_i — 管内流速, m/s ;

8.2.4 管长

已知换热面积和管数后,计算管长有,

$$L = \frac{A}{n \pi d_o} = \frac{11.8}{24 \times \pi \times 0.019} = 8.24 \text{ m}$$

式中 L — 管子长度, m ;

A — 初估的初始传热面积, m^2 ;

d_o — 管子外径, m 。

8.2.5 管程与总管数

根据国标 GB151-2014⁽⁶⁾ 结合设计所需管长^为, 则选取 4.5m 钢材。
(GB151-89 推荐的管长为 1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0, 4.5, 6.0,

则求得管程

$$N_p = \frac{L}{l} = \frac{8.24}{4.5} \approx 2$$

式中 L — 按单程换热器计算得到的管长, m ;

l — 选取的每根管子长度, m ;

N_p — 管程数(整数)。

则可得总管数为

$$N_T = N_p \cdot n = 2 \times 24 = 48$$

式中 N_T — 总管数



8.3 平均传热温差校正

对多管程换热器, 进行温差校正, 根据教材^[1] P234, 有

$$P = \frac{t_{c2} - t_{c1}}{t_{h1} - t_{c1}} = \frac{60 - 30}{80 - 30} = 0.6$$

$$R = \frac{t_{h1} - t_{h2}}{t_{c2} - t_{c1}} = \frac{80 - 70}{60 - 30} = \frac{1}{3}$$

$$F = \frac{\frac{\sqrt{R^2+1}}{R-1} \ln \frac{1-P}{1-PR}}{\ln \left[\frac{2-P(1+R-\sqrt{R^2+1})}{2-P(1+R+\sqrt{R^2+1})} \right]} = 0.935$$

$$\begin{aligned} \Delta t_m &= P \cdot \Delta t'_m \\ &= 0.935 \times 28.85 \\ &= 26.98^\circ\text{C} \end{aligned}$$

式中 t_{c1}, t_{c2} — 冷流体进出口温度, $^\circ\text{C}$;

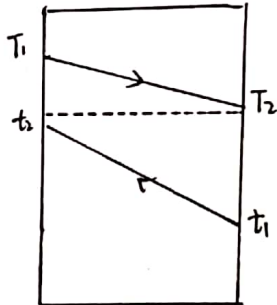
T_1, T_2 — 热流体进出口温度, $^\circ\text{C}$;

$\Delta t'_m$ — 纯逆流得到的对数平均温差, $^\circ\text{C}$;

Δt_m — 复杂流动排列型的平均温差, $^\circ\text{C}$;

8.4 壳程

根据^[2]第1页, 图解法求壳程有,



由左图可见, 没有水平线同时与管程温度线和壳程温度线相交, 因此仅有一个壳程

word P7 最下面的图是
类似的

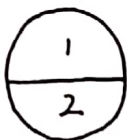
8.5 管子排列

查阅《热交换器型式与基本参数》^[7] 第15页可得 $\phi 19 \times 2\text{mm}$ 的换热管, 管心距 25mm , 一般为正方形排列, $\phi 25 \times 2.5\text{mm}$ 的换热管, 一般管心距 32mm , 为正方形排列。

由于管程数仅为2, 因此仅有一种分程方法。

流动顺序

管箱隔板



8.6 壳体内径

根据[2]第24页, 有多管程换热器壳体内径计算式, 得

$$D = 1.05 t \sqrt{N_T / \eta} = 1.05 \times 25 \times \sqrt{48 / 0.55} = 245 \text{ mm}$$

式中 D — 壳体内径

t — 管心距

η — 管板利用率, 2管程, $\eta = 0.55 \sim 0.7$, 本题取 $\eta = 0.55$,

取圆整后, 壳体内径为 300 mm.

8.7 折流板

根据[2]第25页, 浮头式换热器一般常用弓形折流板, 并要求弓形板切去的圆缺高度为壳体内径的 20~25%, 本题流速较小, 为减少由于折流板的阻碍而带来的滞流, 本题设计圆缺高度为 25%, 同时折流板间距取壳体内径 100%, 以使得在阻力损失范围内尽可能小。

$$\text{故弓形圆缺高度} = D \times 20\% = 60 \text{ mm}$$

$$B: \text{折流板间距} = D = 300 \text{ mm}$$

$$(\text{折流板数} = \frac{\text{管长}}{B} = \frac{6}{300 \times 10^{-3}} = 20 \text{ 根})$$

9. 传热能力核算

9.1 壳程传热膜系数计算

根据克恩法有弓形折流板壳程流体的传热膜系数计算式:

$$\begin{aligned} \alpha_o &= 0.36 \cdot \frac{\lambda}{d_o} Re_o^{0.55} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = 0.36 \cdot \frac{\lambda}{d_o} \left(\frac{d_o u \rho}{\mu} \right)^{0.55} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \\ &= 0.36 \times \frac{0.0237}{22.88} \cdot 71642^{0.55} \cdot 0.72^{1/3} \cdot 1^{0.14} = 858.7 \text{ W/m}^2\text{C} \end{aligned}$$

式中: α — 管外传热膜系数, $\text{W/m}^2\text{C}$

λ — 壳程流体的导热系数, $\text{W/m}\cdot\text{C}$

d_o — 当量直径, m,

Re_o — 管外流动雷诺数

Pr — 普三特数, 45°C 取值, $\frac{C_p \mu}{\lambda} = 0.72$

μ_w — 45°C 下乙烷的粘度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$

μ — 流体在壁温下的粘度, 由于热水的传热系数远远大于乙烷, 因此壁温近似等于水的定性温度 75°C , $\text{Pa}\cdot\text{s}$

上式中

$$\text{当量直径 } d_o = \frac{4(t^2 - \frac{\pi}{4} d^2)}{\pi d_o} = 22.88; u = \frac{V_o}{S_o} = \frac{m_o}{PBD(1 - \frac{d_o^2}{t^2})}$$

直径

未计算得

当量直径 $d_o = 22.88 \text{ m}$

$u_o = 2.42 \text{ m/s}$

$Re_o = \frac{d_o u \rho}{\mu} = 71642$

t — 管间距, m

d_o — 管外径, m

m_o — 壳程流体质量流量

P — 乙烷密度

B — 折流板间距



扫描全能王 创建

最终得到 $\alpha_o = 858.7 \text{ W/m}^2\cdot\text{C}$, 其中 $Re_o = 71642$, 符合 $Re_o = 2 \times 10^4 \sim 10^5$ 的前提, 以及折流板圆缺高度为直径 25% 的前提。

9.2 管程传热膜系数

根据教材^[1], 通常可用下式计算 (前提 $Re > 10000$, $1/d > 50$)

$$\alpha_i = 0.023 \cdot \frac{\lambda_i}{d_i} Re^{0.8} Pr^n = 9088.2 \quad , \quad Re = \frac{du\rho}{\mu} = \frac{0.015 \times 1 \times 983.2}{4.688 \times 10^{-4}} = 31459$$

$$n = \begin{cases} 0.4 & \text{当流体被加热} \\ 0.3 & \text{当流体被冷却} \end{cases}$$

式中: α_i — 管内传热膜系数, $\text{W/m}^2\cdot\text{C}$

λ_i — 管程流体的导热系数,

d_i — 管内直径, m

Re — 管内流动雷诺数,

Pr — 普朗特数, 75°C 下的值, $\frac{C_p \mu}{\lambda} = 1.07$

9.3 污垢热阻和管壁热阻

由于污垢热阻难以定量计算, 常用经验量代替, 查 [2] 表 1-10, 有有机物

污垢热阻 $0.176 \text{ m}^2\text{K/kW}$, 2 吨的锅炉用水: $0.26 \text{ m}^2\text{K/kW}$.

管壁热阻取决于壁厚与材料, 其值为:

$$R_w = \frac{b}{\lambda_w} = \frac{2 \times 10^{-3}}{17.1} = 0.117 \times 10^{-3} \text{ m}^2\cdot\text{C/kW}$$

式中: R_w — 管壁热阻 $\text{m}^2\cdot\text{C/kW}$;

b — 管壁厚, m ,

λ_w — 管壁导热系数, 查 [2] 表 1-1 得 不锈钢在本题条件下导热系数约为 $17.1 \text{ W/m}\cdot\text{C}$

9.4 总传热系数

以管外径为基准, 有

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_o} + R_o + R_w \frac{d_o}{d_m} + R_i \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{\alpha_i} \frac{d_o}{d_i}$$

$$d_m = \frac{d_i + d_o}{2} = \frac{15 + 19}{2} = 17.5 \text{ mm}$$

式中: K — 总传热系数, $\text{W/m}^2\cdot\text{C}$

α_o — 壳程流体传热膜系数, $\text{W/m}^2\cdot\text{C}$

R_o — 壳程污垢热阻, $\text{m}^2\cdot\text{C/kW}$



R_w — 管壁热阻, $m^2 \cdot ^\circ C / W$

R_i — 内污垢热阻, $m^2 \cdot ^\circ C / W$

d_o — 管外径, m

d_i — 管内径, m

d_m — 管平均直径, m

α — 管程传热膜系数, $W / m^2 \cdot ^\circ C$

将数据代入上式有

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{858.7} + 0.176 \times 10^{-3} + 0.117 \times 10^{-3} \times \frac{19}{17.5} + 0.26 \times 10^{-3} \times \frac{19}{15} + \frac{1}{4088.2} \times \frac{19}{15} \Rightarrow K = 665.1$$

9.5 换热面积裕度

在得到平均传热温差和总传热系数后, 可得

$$A_n = \frac{Q}{K \Delta t_m} = \frac{171.3 \times 10^3}{665.1 \times 26.98} = 9.54 m^2$$

$$F = \frac{A_o - A_n}{A_n} \times 100\% = 100\% \times \frac{11.8 - 9.54}{9.54} = 24.2\%$$

式中: F — 换热器面积裕度

A_o — 实际传热面积, m^2

A_n — 计算得到的传热面积, m^2

得到的面积裕度 $> 15\%$, 因此设计面积可行。

10. 管壁温度核算

由于本次管壁仅 2mm, 热阻小, 对总体影响小, 因此可通过 [2] 第 32 页 1-41 式, 得

$$t_w = \frac{T_m \left(\frac{1}{\alpha_c} + R_c \right) + t_m \left(\frac{1}{\alpha_h} + R_h \right)}{\frac{1}{\alpha_c} + R_c + \frac{1}{\alpha_h} + R_h} = \frac{75 \left(\frac{1}{858.7} + 0.176 \times 10^{-3} \right) + 45 \left(\frac{1}{4088.2} + 0.26 \times 10^{-3} \right)}{\frac{1}{858.7} + 0.176 \times 10^{-3} + \frac{1}{4088.2} + 0.26 \times 10^{-3}} = 66.7^\circ C$$

$$T_m = \frac{1}{2} (T_1 + T_2) = 75^\circ C$$

$$t_m = \frac{1}{2} (t_1 + t_2) = 45^\circ C$$

式中: T_m — 热流体平均温度

t_m — 冷流体平均温度



α_c — 冷流体一侧传热膜系数

α_h — 热流体一侧传热膜系数

R_c — 冷流体一侧污垢热阻

R_h — 热流体一侧污垢热阻

T_1, T_2 — 热流体进出口温度

t_1, t_2 — 冷流体进出口温度

11. 换热器内流体阻力计算

11.1 管程流体阻力

根据[2]第33页1-46式, 有 (当 $Re \geq 4000, \xi_d \leq 0.05$)

$$\Delta P_t = (\Delta P_i + \Delta P_r) \cdot N_s \cdot N_p \cdot F_s = (22495 + 24.58) \times 1 \times 2 \times 1.5 = 67.56 \times 10^3 \text{ Pa} = 67.56 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_i = \lambda_i \frac{L}{d_i} \frac{u^3}{2} = 22495 \text{ Pa} \quad \lambda_i = 0.1 \left(\frac{\xi}{d} + \frac{68 \mu}{d \cdot u \rho} \right)^{0.23} = 0.132$$

$$\Delta P_r = \xi \frac{u^2 \rho}{2} = 24.58 \text{ Pa}$$

式中: ΔP_i — 单程直管阻力

ΔP_r — 局部阻力

N_s — 壳程数

N_p — 管程数

ΔP_t — 总阻力 (管程)

F_s — 管程阻力结构校正系数, 近似取 1.5

λ_i — 摩擦因子

L — 传热管长度, m

d_i — 传热管内径, m

u — 管内流速, m/s

ρ — 管内流体密度, kg/m^3

ξ — 局部阻力系数, 取 0.05

μ — 管内流体黏度, Pa·s

11.2 壳程阻力

壳程中装有弓形折流板, 常用埃索法计算。

$$\Delta P_s = [\Delta P_o + \Delta P_i] \cdot F_s \cdot N_s = 3138 \text{ Pa} = 3.14 \text{ kPa}$$

$$\text{其中: } \Delta P_o = F_o \cdot N_{TC} (N_B + 1) \frac{u_o^3 \rho}{2} = 4522 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_i = N_B \left(3.5 - \frac{2B}{D} \right) \frac{u_o^3 \rho}{2} = 20064 \text{ Pa}$$

式中 ΔP_s — 壳程总阻力, Pa;

ΔP_o — 流体流过管束的阻力, Pa;

ΔP_i — 流体流过折流板缺口的阻力, Pa;



F_s — 壳程结构校正系数。本题中，壳程内为气体，故 $F_s = 1.0$ 。

N_s — 壳程数；

$N_{TC} = 1.19 N_T^{0.5}$ ， N_T — 壳程管子数

N_B — 折流板数，

B — 折流板间距，m；

D — 壳体内径

u_0 — 壳程中平均流速，m/s

F — 管子排列对阻力损失的影响，本题以正三角形排列，取 $F = 0.4$

f_0 — 壳程流体摩擦因子， $f_0 = 5.0 \times Re_0^{-0.228} = 5.0 \times 71642^{-0.228} = 0.391$

计算得到 $\Delta P = 3.14 \text{ kPa}$

11.3 阻力与压力降的校核。

由上式计算得到壳程阻力降 3.14 kPa ，管程阻力降 67.56 kPa ，

均小于设计要求的最大允许压降， 19.6 kPa ， 68.6 kPa



设计汇总

管程: 热水 (热流体)

壳程: 乙烷 (冷流体)

流量 kg/s	4.10	3.22
进口温度 $^{\circ}\text{C}$	80	30
出口温度 $^{\circ}\text{C}$	70	60
表面传热系数 $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$	4088.2	858.7
污垢热阻 $\text{m}^2\cdot\text{K/W}$	0.26	0.176
管壁传热系数 $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$	0.117×10^{-3}	
总传热系数 $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$	665.1	
平均传热温差 $^{\circ}\text{C}$	26.98	
传热量 kJ	171	
传热面积及裕度, m^2	11.8 (24.2%)	
压力降 kPa	67.56	3.14
换热器型式	浮头式	管材 不锈钢
换热管管径 mm	$\phi 19 \times 2 \text{ mm}$	管心距, mm 25
管长 m	6	管排列方式 正方形
管数 (根)	24 × 2	壳内径, mm 300
管程数	2	折流板数、间距, mm 20, 300
壳程数	1	折流板形状 弓形 (圆缺高度 60 mm)



扫描全能王 创建

参考文献

- [1] 何潮洪, 刘永忠, 姜梅. 2017 化工原理(上册). 3版. 北京: 科学出版社.
- [2] 大连理工大学. 列管式换热器设计. 大连: 大连理工大学出版社.
- [3] 张家荣. 工程常用物质的热物理性质手册
- [4] GB/T 14976-94, 流体输送用不锈钢无缝钢管. 北京: 中国标准出版社
- [5] GB/T 14976-2002, 流体输送用不锈钢无缝钢管. 北京: 中国标准出版社
- [6] GB/T 151-2004, 热交换器. 北京: 中国标准出版社;
- [7] JB/T 4714-92, 浮头式换热器和冷凝器型式与基本参数. 北京: 中国标准出版社.

