

(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 102810128 A

(43) 申请公布日 2012.12.05

(21) 申请号 201210297815.1

(22) 申请日 2012.08.21

(71) 申请人 张周卫

地址 730070 甘肃省兰州市安宁区安宁西路
88 号兰州交通大学环境工程学院建环
系

(72) 发明人 张周卫 汪雅红 张小卫

(51) Int. Cl.

G06F 17/50 (2006.01)

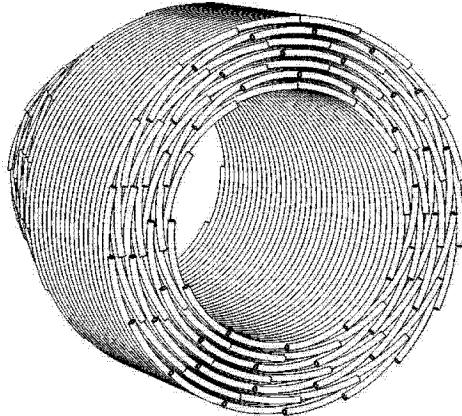
权利要求书 5 页 说明书 6 页 附图 1 页

(54) 发明名称

单股流螺旋缠绕管式换热器设计计算方法

(57) 摘要

单股流螺旋缠绕管式换热器设计计算方法针对单股流螺旋缠绕管式换热器换热工艺设计计算过程,包括单股流螺旋缠绕管式换热器管程流速计算、单股流螺旋缠绕管式换热器壳程流速计算、单股流螺旋缠绕管式换热器总传热系数计算及压力校核四个主要换热工艺计算过程;可应用于-161℃天然气低温液化、-197℃空气低温液化分离、-197℃低温液氮洗工艺、-70℃低温甲醇洗工艺等气体低温净化、低温液化分离技术领域等;结合换热工艺计算结果及进出口参数,可确定缠绕管束基本结构及管道排列方法,简捷计算缠绕管式换热总传热系数、总传热面积、有效换热高度及压力损失等重要参数,便于螺旋缠绕管式换热器的整体设计过程。



1. 单股流螺旋缠绕管式换热器设计计算方法,包括单股流螺旋缠绕管式换热器管程流速计算、单股流螺旋缠绕管式换热器壳程流速计算、单股流螺旋缠绕管式换热器总传热系数计算及单股流螺旋缠绕管式换热器压力校核四个主要换热工艺计算过程。

2. 根据权利要求 1 所述的单股流螺旋缠绕管式换热器管程流速计算过程,其特征在于:

根据已知设计参数包括换热流体流量、进出口温度、进出口压力、设计温度、设计压力、管道材料及规格等计算总体管道数量

$$n = G_i / [3600 \pi \rho v_i (d_i/2)^2]$$

式中:

n ——管道数量;

G_i ——管内质量流量, kg/s;

ρ ——流体密度, kg/m³;

v_i ——管内流体流速, m/s;

d_i ——管道内径, m;

确定螺旋管道规格、径向层间距、轴向管间距及螺旋上升角;确定芯筒(4)直径并按等差数列绕芯筒(4)层层排列管道;第一层排满后以反向螺旋上升角排列第二层管道;第二层管道排满后以正向螺旋上升角排列第三层;第三层管道排满后以反向螺旋上升角排列第四层……正反排列至第 i 层;第 i 层排不满时按等差数列补足并形成整体管束(3);重新统计管束(3)中管道数量并根据统计数量 n 重新计算管内流速

$$v_i = G_i / [3600 \pi \rho_i n (d_i/2)^2]$$

用于计算总传热系数。

3. 根据权利要求 1 所述的单股流螺旋缠绕管式换热器壳程流速计算过程,其特征在于:

壳程总截面面积

$$A_{\text{总}} = \pi (D/2)^2$$

式中:

D ——壳体(1)内径, m²;

芯筒(4)总截面面积

$$A_{\text{芯}} = \pi (d_{\text{芯}}/2)^2$$

式中:

$d_{\text{芯}}$ ——芯筒(4)外径, m²;

管道总截面 $A_{\text{管}}$ 为管道各层沿轴向投影面积之和,即

$$A_{\text{管}} = A_{\text{层}1} + A_{\text{层}2} + A_{\text{层}3} + \dots + A_{\text{层}(n-1)} + A_{\text{层}n}$$

管道任一层沿轴向投影面积

$$A_{\text{层}i} = \pi (D_{\text{层}i} + d_0/2)^2/4 - \pi (D_{\text{层}i} - d_0/2)^2/4$$

式中:

$D_{\text{层}i}$ ——第 i 层管道层直径, m;

d_0 ——管道外径, m;

流通总截面

$$A_{\text{壳}} = A - A_{\text{管}} - A_{\text{芯}}$$

壳侧质量流量

$$G_0 = \nu_0 \rho_0 A_{\text{壳}}$$

式中：

G_0 ——壳侧质量流量, kg/s ;

ρ_0 ——壳侧流体密度, kg/m³ ;

ν_0 ——壳侧流体流速, m/s ;

壳侧流速

$$\nu_0 = G_0 / (3600 \rho_0 A_{\text{壳}})$$

可用于计算总传热系数。

4. 根据权利要求 1 所述的单股流螺旋缠绕管式换热器总传热系数计算过程, 其特征在于：

管外雷诺数

$$Re_0 = \nu_0 \rho_0 d_0 / \mu_0$$

式中：

μ_0 ——管外粘度系数, Pa. s ;

管外对流换热系数

$$h_0 = 0.297 (\lambda_0 / d_0) Re^{0.609} Pr^{0.3}$$

式中：

h_0 ——壳侧对流换热系数, W/ (m² • K) ;

λ_0 ——壳侧流体导热系数, W/ (m • K) ;

管外普朗特准数

$$Pr_0 = \mu_0 C_p / \lambda_0$$

式中：

C_p ——定压比热, kJ/kg ;

管内传热系数

$$h_i = 0.038 (\lambda_i / d_i) (Re^{0.75} - 180) Pr^{0.42}$$

式中：

h_i ——管侧对流换热系数, W/ (m² • K) ;

λ_i ——管侧流体导热系数, W/ (m • K) ;

管内雷诺数

$$Re_i = \nu_i \rho_i d_i / \mu_i$$

式中：

ρ_i ——管内流体密度, kg/m³ ;

ν_i ——管内流体流速, m/s ;

d_i ——管道内径, m ;

μ_i ——管内粘度系数, Pa. s ;

管内普朗特准数

$$Pr_i = \mu_i C_p / \lambda_i$$

总传热系数

$$K = 1 / \{1/h_0 + 1 \times d_0 / (d_i \times h_i) + R_0 + R_i d_0 / d_i + \delta d_0 / (\lambda d_m)\}$$

式中：

K ——总传热系数, $\text{W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K})$;

δ ——管道厚度, m ;

R_i ——管内污垢系数, $(\text{m}^2 \cdot \text{K}) / \text{W}$;

R_0 ——管外污垢系数, $(\text{m}^2 \cdot \text{K}) / \text{W}$;

总传热量

$$Q = C_p m \Delta t$$

式中：

Q ——总传热量, W ;

m ——质量流量, kg/s ;

Δt ——温差, K ;

总传热面积由

$$Q = K \Delta t_m A$$

式中：

Δt_m ——对数平均温差, K ;

计算得

$$A = Q / K \Delta t_m$$

每根管长

$$L = A / (\pi d_0 n)$$

换热器有效换热高度

$$H = L \sin \alpha$$

式中：

α ——螺旋盘管上升角；

有效换热高度不包括封头、管箱、接管及裙座等高度。

5. 根据权利要求 1 所述的单股流螺旋缠绕管式换热器压力校核计算过程, 其特征在于：

壳侧压力校核按照

$$\Delta P_0 \leq 0.125 P_{od} [\sigma_0] / [\sigma_0]^t$$

式中：

P_{od} ——壳侧设计压力, MPa ;

$[\sigma_0]$ ——试验温度下壳侧许用应力, MPa ;

$[\sigma_0]^t$ ——设计温度下壳侧许用应力, MPa ;

ΔP_0 ——壳侧压力损失, MPa ;

进行校核;当 ΔP_0 大于壳侧许用压力损失时减小壳侧流速并重新按照单股流螺旋缠绕管式换热器壳侧流速计算、单股流螺旋缠绕管式换热器总传热系数计算、单股流螺旋缠绕管式换热器压力损失计算步骤计算 ΔP_0 ;按 v_o 每次递减 0.1m/s 速度重复计算直至 ΔP_0 小于壳侧许用压力损失;按照 Gilli 给定的错流盘管计算公式

$$\Delta P_0 = 0.337 C_t C_i C_n n G^2 / (2 g_c \rho_0)$$

式中：

ρ_0 ——壳侧流体的密度, kg/m³;

ΔP_0 ——壳侧压力损失, kg/m²;

n ——流动方向的管排数(每一根传热管的缠绕数);

C_i ——传热管倾斜(传热管盘管的缠绕角)修正系数;

$$C_i = (\cos \beta)^{-1.81} (\cos \phi)^{1.356}$$

式中：

β ——流体流动方向与轴向之间的夹角;

$$\beta = \alpha \times (1 - \alpha / 90^\circ) (1 - K^{0.25})$$

$$\phi = \alpha + \beta$$

K ——盘管层织成的管束的特性数, 缠绕管式热交换器左缠和右缠盘管层交补布置时, $K=1$, 因此 $\beta=0$ 在仅由左缠或右或中任何一个缠绕方向盘管组成的热交换器中, $K=0$;

ϕ ——流体实际流动方向与传热管垂直轴之间的夹角;

C_n ——管排数修正系数;

$$C_n = 0.9524 (1 + 0.375/n)$$

C_t ——管子布置修正系数;

$$C_t = (C_{\text{in-line}} + C_{\text{staggered}}) / 2;$$

式中：

$C_{\text{in-line}}$ ——直列布置时的修正系数;

$C_{\text{staggered}}$ ——规则错列布置时的修正系数;

管侧压力校核按照

$$\Delta P_i \leq 0.125 P_{id} [\sigma_i] / [\sigma_i]^t$$

式中：

P_{id} ——管侧设计压力, MPa;

$[\sigma_i]$ ——试验温度下管侧许用应力, MPa;

$[\sigma_i]^t$ ——设计温度下管侧许用应力, MPa;

ΔP_i ——管侧压力损失, MPa;

进行校核;当 ΔP_i 大于管侧许用压力损失时减小管侧流速并重新按照单股流螺旋缠绕管式换热器管侧流速计算、单股流螺旋缠绕管式换热器总传热系数计算、单股流螺旋缠绕管式换热器压力损失计算步骤计算 ΔP_i ;按照 v_i 每次递减 0.1m/s 速度重复计算直至 ΔP_i 小于管侧许用压力损失;按照施密特给定的盘管内压力损失计算公式

$$\Delta P_i = f_i G_i^2 n I / (2 g_c \rho_i d_i)$$

$$f_i = 0.3164 [1 + (28800 / Re_i) (d_i / d_m)^{0.62}] / Re_i^{0.25}$$

式中：

ΔP_i ——管内侧压力损失, kg/m²;

ρ_i ——管内侧流体的密度, kg/m³;

I ——传热管长, m;

g_c ——重力换算系数 1.27×10^8 m/h²;

f_i ——摩擦系数。

单股流螺旋缠绕管式换热器设计计算方法

技术领域

[0001] 本发明涉及一种单股流螺旋缠绕管式换热器设计计算方法,主要应用于气体低温液化分离领域,包括-161℃天然气低温液化、-197℃空气低温液化分离、-197℃低温液氮洗工艺、-70℃低温甲醇洗工艺等气体低温净化、低温液化分离技术领域。

背景技术

[0002] 单股流螺旋缠绕管式换热器是一种换热管道经层层缠绕后形成的一种单管束螺旋盘管型热交换设备,主要由壳体(1)、管束上支撑(2)、管束(3)、芯筒(4)、管束下支撑(5)等主要部件构成,为缠绕管式换热器中最基础的单股流换热器,主要用于管程存在较大温差流体的换热过程。单股流螺旋缠绕管式换热器以其结构紧凑,单位容积具有较大的传热面积,传热管的热膨胀可自行补偿,容易实现大型化,可减少设备台数等优点成为天然气液化、低温空分、低温甲醇洗等低温净化、液化工艺中的重要设备。由于螺旋缠绕管式换热器大多应用于低温环境,体积较大,一般以传热塔的形式出现,最高可达到七、八十米,一般换热器也在二、三十米,内部管道缠绕复杂,没有通用设计标准,也没有统一的换热工艺设计计算方法,随着工艺流程或物性参数特点不同而存在较大差别,因此给螺旋缠绕管式换热器标准化过程带来了困难。此外,由于螺旋缠绕管式换热器管束(3)缠绕方法很多,没有统一的管道缠绕模式及理论设计计算方法用于计算机辅助计算过程,给螺旋缠绕管式换热器的科学计算过程带来了障碍。为更好地解决螺旋缠绕管式换热器的标准化及科学计算问题,本发明从最基础的单股流螺旋缠绕管式换热器换热工艺设计计算出发,给出了一种单股流螺旋缠绕管式换热器的简捷设计计算方法。

发明内容

[0003] 单股流螺旋缠绕管式换热器设计计算方法,主要包括管程流速计算、壳程流速计算、总传热系数计算及压力校核四个主要过程;管程流速计算完成后,根据已知给定设计参数,确定缠绕管束(3)基本参数、总体管根数及总体管根排列方法;壳体(1)强度计算过程可参照GB150、GB151等现有国家标准设计。

[0004] 本发明的技术解决方案:

1、管程流速计算

根据已知设计参数包括换热流体流量、进出口温度、进出口压力、设计温度、设计压力、管道材料及规格等计算总体管道数量

$$n = G_i / [3600 \pi \rho v_i (d_i/2)^2]$$

式中:

n ——管道数量;

G_i ——管内质量流量, kg/s;

ρ ——流体密度, kg/m³;

v_i ——管内流体流速, m/s;

d_i ——管道内径, m;

确定螺旋管道规格、径向层间距、轴向管间距及螺旋上升角;确定芯筒(4)直径并按等差数列绕芯筒(4)层层排列管道;第一层排满后以反向螺旋上升角排列第二层管道;第二层管道排满后以正向螺旋上升角排列第三层;第三层管道排满后以反向螺旋上升角排列第四层……正反排列至第 i 层;第 i 层排不满时按等差数列补足并形成整体管束(3);重新统计管束(3)中管道数量并根据统计数量 n 重新计算管内流速

$$v_i = G_i / [3600 \pi \rho_i n (d_i/2)^2]$$

用于计算总传热系数;

2、壳程流速计算

壳程总截面面积

$$A_{\text{总}} = \pi (D/2)^2$$

式中:

D ——壳体(1)内径, m²;

芯筒(4)总截面面积

$$A_{\text{芯}} = \pi (d_{\text{芯}}/2)^2$$

式中:

$d_{\text{芯}}$ ——芯筒(4)外径, m²;

管道总截面 $A_{\text{管}}$ 为管道各层沿轴向投影面积之和, 即

$$A_{\text{管}} = A_{\text{层}1} + A_{\text{层}2} + A_{\text{层}3} + \dots + A_{\text{层}(n-1)} - A_{\text{层}n}$$

管道任一层沿轴向投影面积

$$A_{\text{层}i} = \pi (D_{\text{层}i} + d_0/2)^2/4 - \pi (D_{\text{层}i} - d_0/2)^2/4$$

式中:

$D_{\text{层}i}$ ——第 i 层管道层直径, m;

d_0 ——管道外径, m;

流通总截面

$$A_{\text{壳}} = A - A_{\text{管}} - A_{\text{芯}}$$

壳侧质量流量

$$G_0 = v_0 \rho_0 A_{\text{壳}}$$

式中:

G_0 ——壳侧质量流量, kg/s;

ρ_0 ——壳侧流体密度, kg/m³;

v_0 ——壳侧流体流速, m/s;

壳侧流速

$$v_0 = G_0 / (3600 \rho_0 A_{\text{壳}})$$

可用于计算总传热系数;

3、总传热系数计算

管外雷诺数

$$Re_0 = v_0 d_0 / \mu_0$$

式中:

μ_0 ——管外粘度系数, Pa. s ;

管外对流换热系数

$$h_0 = 0.297 (\lambda_0/d_0) \text{Re}^{0.609} \text{Pr}^{0.3}$$

式中 :

h_0 ——壳侧对流换热系数, W/ (m² • K) ;

λ_0 ——壳侧流体导热系数, W/ (m • K) ;

管外普朗特准数

$$\text{Pr}_0 = \mu_0 C_p / \lambda_0$$

式中 :

C_p ——定压比热, kJ/kg ;

管内传热系数

$$h_i = 0.038 (\lambda_i/d_i) (\text{Re}^{0.75} - 180) \text{Pr}^{0.42}$$

式中 :

h_i ——管侧对流换热系数, W/ (m² • K) ;

λ_i ——管侧流体导热系数, W/ (m • K) ;

管内雷诺数

$$\text{Re}_i = v_i \rho_i d_i / \mu_i$$

式中 :

ρ_i ——管内流体密度, kg/m³ ;

v_i ——管内流体流速, m/s ;

d_i ——管道内径, m ;

μ_i ——管内粘度系数, Pa. s ;

管内普朗特准数

$$\text{Pr}_i = \mu_i C_p / \lambda_i$$

总传热系数

$$K = 1 / \{1/h_0 + 1 \times d_0 / (d_i \times h_i) + R_0 + R_i d_0 / d_i + \delta d_0 / (\lambda d_m)\}$$

式中 :

K ——总传热系数, W/ (m² • K) ;

δ ——管道厚度, m ;

R_i ——管内污垢系数, (m² • K) / W ;

R_0 ——管外污垢系数, (m² • K) / W ;

总传热量

$$Q = C_p m \Delta t$$

式中 :

Q ——总传热量, W ;

m ——质量流量, kg/s ;

Δt ——温差, K ;

总传热面积由

$$Q = K \Delta t_m A$$

式中：

Δt_m ——对数平均温差, K;

计算得

$$A = Q/K \Delta t_m$$

每根管长

$$L = A / (\pi d_0 n)$$

换热器有效换热高度

$$H = L \sin \alpha$$

式中：

α ——螺旋盘管上升角；

有效换热高度不包括封头、管箱、接管及裙座等高度；

4、压力校核

壳侧压力校核按照

$$\Delta P_0 \leq 0.125 P_{od} [\sigma_0] / [\sigma_0]^t$$

式中：

P_{od} ——壳侧设计压力, MPa；

$[\sigma_0]$ ——试验温度下壳侧许用应力, MPa；

$[\sigma_0]^t$ ——设计温度下壳侧许用应力, MPa；

ΔP_0 ——壳侧压力损失, MPa；

进行校核；当 ΔP_0 大于壳侧许用压力损失时减小壳侧流速并重新按照单股流螺旋缠绕管式换热器壳侧流速计算、单股流螺旋缠绕管式换热器总传热系数计算、单股流螺旋缠绕管式换热器压力损失计算步骤计算 ΔP_0 ；按 v_0 每次递减 0.1m/s 速度重复计算直至 ΔP_0 小于壳侧许用压力损失；按照 Gili 等给定的错流盘管计算公式

$$\Delta P_0 = 0.337 C_t C_i C_n G^2 / (2 g_c \rho_0)$$

式中：

ρ_0 ——壳侧流体的密度, kg/m³；

ΔP_0 ——壳侧压力损失, kg/m²；

n ——流动方向的管排数(每一根传热管的缠绕数)；

C_i ——传热管倾斜(传热管盘管的缠绕角)修正系数；

$$C_i = (\cos \beta)^{-1.81} (\cos \phi)^{1.356}$$

式中：

β ——流体流动方向与轴向之间的夹角；

$$\beta = \alpha \times (1 - \alpha / 90^\circ) (1 - K^{0.25})$$

$$\phi = \alpha + \beta$$

K ——盘管层织成的管束(3)特性数, 缠绕管式热交换器左缠和右缠盘管层交补布置时, $K=1$, 因此 $\beta=0$ 在仅由左缠或右或中任何一个缠绕方向盘管组成的热交换器中, $K=0$ ；

ϕ ——流体实际流动方向与传热管垂直轴之间的夹角；

C_n ——管排数修正系数；

$$C_n = 0.9524 (1 + 0.375/n)$$

C_t ——管子布置修正系数；

$$C_t = (C_{\text{in-line}} + C_{\text{staggered}}) / 2;$$

式中：

$C_{\text{in-line}}$ ——直列布置时的修正系数；

$C_{\text{staggered}}$ ——规则错列布置时的修正系数；

管侧压力校核按照

$$\Delta P_i \leq 0.125 P_{id} [\sigma_i] / [\sigma_i]^t$$

式中：

P_{id} ——管侧设计压力, MPa；

$[\sigma_i]$ ——试验温度下管侧许用应力, MPa；

$[\sigma_i]^t$ ——设计温度下管侧许用应力, MPa；

ΔP_i ——管侧压力损失, MPa；

进行校核；当 ΔP_i 大于管侧许用压力损失时减小管侧流速并重新按照单股流螺旋缠绕管式换热器管侧流速计算、单股流螺旋缠绕管式换热器总传热系数计算、单股流螺旋缠绕管式换热器压力损失计算步骤计算 ΔP_i ；按照 v_i 每次递减 0.1m/s 速度重复计算直至 ΔP_i 小于管侧许用压力损失；按照施密特给定的盘管内压力损失计算公式

$$\Delta P_i = f_i G_i^2 n I / (2 g_c \rho_i d_i)$$

$$f_i = 0.3164 [1 + (28800 / \text{Re}_i) (d_i / d_m)^{0.62}] / \text{Re}_i^{0.25}$$

式中：

ΔP_i ——管内侧压力损失, kg/m²；

ρ_i ——管内侧流体的密度, kg/m³；

I ——传热管长, m；

g_c ——重力换算系数 1.27×10^8 m/h²；

f_i ——摩擦系数。

[0005] 单股流螺旋缠绕管式换热器壳体(1)及其它辅助部件可参照 GB150、GB151 等设计标准进行设计计算。

[0006] 方案所涉及的原理问题：

单股流螺旋缠绕管式换热器主要应用于气体低温液化分离及气体净化领域, 如天然气低温液化、空气低温液化分离、低温甲醇洗等气体低温净化、低温液化分离等技术领域, 所以具有低温换热特性, 是目前低温高压换热设备中计算、设计、制造难度较大的换热器。本发明应用传热学及流体力学基本原理, 提出了一种单股流螺旋缠绕管式换热器换热工艺设计计算方法, 并通过实验验证及基础设计参数修正过程, 可应用于复杂缠绕管束(3)的数学建模过程, 并将所建数学模型及相应三维物理模型应用于螺旋缠绕管式换热器的传热计算过程, 获得螺旋缠绕管式换热器复杂管束(3)结构参数及相关传热模型, 以此设计整个螺旋缠绕管式换热器, 使螺旋缠绕管式换热器有一个确定的设计方法, 有利于螺旋缠绕管式换热器的标准化过程。

[0007] 本发明的技术特点：

通过四步法即单股流螺旋缠绕管式换热器管程流速计算、单股流螺旋缠绕管式换热器壳程流速计算、单股流螺旋缠绕管式换热器总传热系数计算及单股流螺旋缠绕管式换热器

压力校核四个主要过程,简化螺旋缠绕管式换热器工艺计算过程,得到单股流低温螺旋缠绕管式换热器管束(3)模型及缠绕结构总体设计参数;提出一套完整的单股流缠绕管式换热器换热工艺计算模型,可将单股流螺旋缠绕管式换热器的缠绕方法应用于建模过程,并将所建模型及相应三维物理模型应用于传热工艺计算过程,得到单股流螺旋缠绕管式换热器管束(3)缠绕模型及工艺计算模型,以此设计整个单股流螺旋缠绕管式换热器,使单股流螺旋缠绕管式换热器有确定的设计计算方法。

附图说明

[0008] 图1所示为单股流螺旋缠绕管式换热器主要部件构成图。

[0009] 图2所示为单股流螺旋缠绕管式换热器的缠绕管束三维立体结构简图。

具体实施方式

[0010] 根据已知进出口参数,确定换热管道材料及尺寸,假设管道流体流速,计算换热管道数量,根据管道数量选定芯筒(4),按已经确定好的管间距、层间距及缠绕角进行缠绕,缠绕过程中确保层与层之间管道数量由内向外按等差数列递增,且末层管道数量不够时,按等差差额补足,完成整个管道缠绕过程;根据补足末层后的总体管道数量,反算管道流体流速;根据已经建好的管束(3)缠绕数学模型,计算壳程流体流速;根据管程流体流速及壳程流体流速,计算总传热系数及总传热面积,确定换热器有效换热高度;校核管道流体及壳程流体压力损失,如果计算压力损失大于许用压力损失,则重新假设管道流速,完成整个计算过程,直至计算压力损失小于许用压力损失为止;传热工艺计算完成后,再根据现有技术进行壳体(1)强度计算;结合换热工艺计算及强度计算过程,完成整个单股流螺旋缠绕管式换热器的设计计算过程。

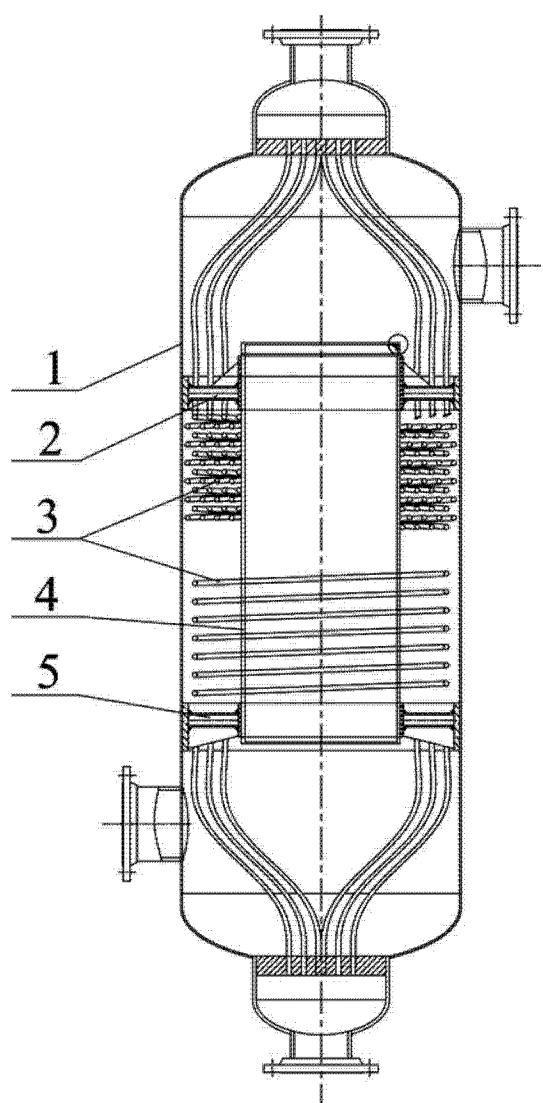


图 1

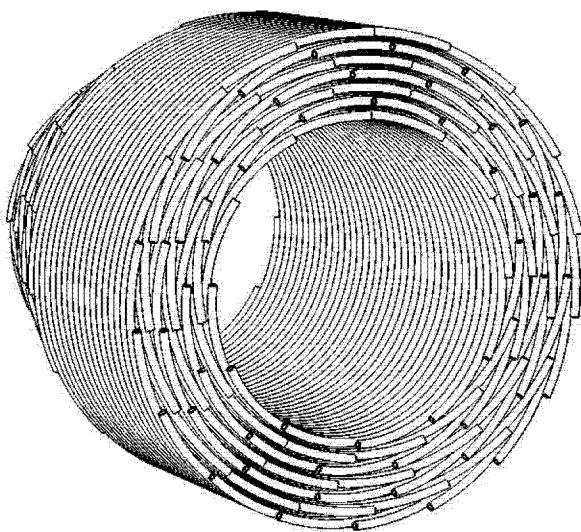


图 2