

新型高效紧凑式换热器仿真及热力分析

鲜成卓¹, 赵剑刚², 李海阳², 陈玉翔¹

(1. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078;

2. 中广核研究院有限公司, 广东 深圳 518000)

摘要: 为了提高新型高效紧凑式换热器设计的功能性, 并使其满足热力学性能需求, 对绕管的结构参数及桥接布管方式进行设计。采用一种新型的变径变线桥接方式, 在体积有限的情况下实现密集的管束布置形式; 对该新型换热器设计进行全尺寸流域建模及CFD数值模拟; 并将三维建模结果与一维程序计算结果对比, 进行可靠性验证。计算结果表明: 三维计算的各项热力学性能结果与一维计算仅有较小偏差, 总传热系数相对误差仅为3.74%, 总传热量相对误差仅为1.04%, 验证了该三维计算模型具有较好的准确性; 结合温度云图证明了换热区域基本集中在绕管段, 为简化复杂换热器的计算提供了思路; 该新型高效紧凑式换热器设计实现了管侧双流可独立运行且同层间不存在无效换热区, 整体换热平顺进行, 壳侧流阻较小, 换热能力保持较好; 在工况范围内整机换热体积功率达到4.67 MW。

关键词: 缠绕管式换热器; 数值模拟; 全尺寸建模; 热力计算

中图分类号: U664.5+3

文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2024.03.018

[引用本文格式] 鲜成卓, 赵剑刚, 李海阳, 等. 新型高效紧凑式换热器仿真及热力分析[J]. 热能动力工程, 2024, 39(3): 142-149.

XIAN Cheng-zhuo, ZHAO Jian-gang, LI Hai-yang, et al. Simulation and thermal analysis of a new efficient compact heat exchanger[J].

Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(3): 142-149.

Simulation and Thermal Analysis of a New Efficient Compact Heat Exchanger

XIAN Cheng-zhuo¹, ZHAO Jian-gang², LI Hai-yang², CHEN Yu-xiang¹

(1. No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078;

2. China Nuclear Power Technology Research Institute Co., Ltd., Shenzhen, China, Post Code: 518000)

Abstract: In order to improve the design function of the new efficient compact heat exchanger and meet its thermodynamic performance requirements, the structural parameters of the wound tube and the bridging arrangement method were designed. By employing a novel variable diameter and variable line bridging method, the dense arrangement of tube bundle was realized in the case of limited volume; the modeling of full-scale fluid field and the CFD simulation were carried out for the design of the new heat exchanger; and the reliability was verified by comparing the three-dimensional modeling result and one-dimensional procedure calculation result. The calculation results show that the thermodynamic performance of the three-dimensional calculation has only a small deviation from the one-dimensional calculation, with a relative error of only 3.74% for the total heat transfer coefficient and only 1.04% for the total transferring heat. This verifies the good accuracy of the three-dimensional calculation model; at the same time, combined with the temperature cloud chart, it is proved that the heat exchange area is basically concentrated in the winding section, which provides a way to simplify the calculation of complex heat exchangers; the new efficient compact heat exchanger design realizes that the double stream flow at the tube side can operate independently, and there is no invalid heat exchange zone between the same layer. The overall heat

收稿日期: 2023-11-22; 修订日期: 2023-12-22

作者简介: 鲜成卓(1997-), 男, 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所硕士研究生.

通信作者: 陈玉翔(1966-), 男, 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所研究员.

transfer is smooth, with small flow resistance on the shell side and great heat transfer capacity maintained; the heat exchange volume power of the entire machine has reached 4.67 MW within the working conditions.

Key words: spiral wound heat exchanger, numerical simulation, full scale modeling, thermodynamic calculation

引言

绕管式换热器具有结构紧凑、传热面积大、传热效率高、壳程操作压力高、适用温度范围广、能自身消除热应力等优点。1895年德国林德公司首次开发了缠绕管式换热器^[1]。其结构设计及热力学性能的研究也因此受到国内外学者广泛关注。Yang等人^[2]对绕管式换热器不同流质的换热进行了实验研究,得到了一定条件下不同流质的壳侧努塞尔数和雷诺数的拟合关系式。于清野^[3]以低温甲醇洗工段的绕管式换热器为研究对象,建立数学模型并编写换热器校核软件,对两类换热器进行了分析计算,结果表明,绕管式换热器的几何结构及传热、压力损失等公式基本符合设计要求,模型具有准确性和可靠性。尹接喜等人^[4]通过对并管管壁微元段建立热平衡方程,提出了多流体缠绕管式换热器的并管传热模型,并以空气为工质进行了实验验证,结果表明,该模型可用于绕管换热器设计计算。李琴等人^[5]采用响应面及多目标遗传算法研究了缠绕管式换热器的结构参数,并对其热力学性能进行了数值研究,结果表明,层间距的减小和管外径的增大有利于提升壳侧换热性能。高兴辉等人^[6]采用 Standard $k-\varepsilon$ 、Realizable $k-\varepsilon$ 、RNG $k-\varepsilon$ 3种湍流模型分别对壳程为饱和水绕管式换热器进行了精度考察,并针对绕管不同结构参数进行了研究,结果表明,Realizable $k-\varepsilon$ 为最佳湍流模型;绕管直径及缠绕平均直径的增大有利于提升壳侧努塞尔数,而螺距的增加不利于壳程强化传热。

本文根据高效紧凑式换热器设计功能需求,针对绕管进行了合理的布置设计,对全尺寸流域进行三维数值计算,并采用与一维计算结合的方式,验证其模型设计的合理性并考察其热力学性能。

1 传热计算模型

总传热系数 K 是衡量换热器性能最重要的参数之一,是换热器进行设计计算和校核计算的依据。 K 的大小取决于换热器的类型、流体的性质及传热过程等参数。总传热系数 K 由下式计算^[3]:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_o} + R_o + \frac{b}{\lambda} \cdot \frac{d_o}{d_m} + \frac{1}{h_i} \cdot \frac{d_o}{d_i} + R_i \cdot \frac{d_o}{d_i} \quad (1)$$

式中: K —总传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; h_o —壳程热膜系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; h_i —管程热膜系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; λ —管壁导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; d_o —换热管外径, m ; d_i —换热管内径, m ; d_m —管程内外平均直径, m ; b —壁厚, m ; R_i —管程污垢热阻, $(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$; R_o —壳程污垢热阻, $(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$ 。

根据串联电阻叠加原理,总传热系数 K 在忽略管壳程污垢热阻后,总体由管侧换热热阻、壳侧换热热阻和管壁面导热系数3部分组成。对于高效紧凑式热交换器热力计算中的温差可以采用逆流换热器的计算方式,管外传热系数采用 Gills 公式、管内传热系数采用 Schmidt 公式计算,管壁导热系数由材料决定。

在进行一维计算时,采用 Matlab 程序按照结构设计参数建立一维传热模型;采用水工质的变物性库,通过热平衡方程求得出出口参数,得到总换热量及对数平均温差;再根据总传热系数 K 求出所需要的换热面积^[7]。

1.1 壳侧传热模型

Gills 公式采用直管簇与流体作正交流动时的附面层传热系数加蛇形管错流流动的修正系数来推导管束外部壳侧流域的附面层传热系数,其计算式如下^[8]:

$$\frac{h_o d_o}{\kappa_o} = 0.338 \bar{F}_l \cdot F_i \cdot F_n \cdot \left(\frac{G_{\text{eff}} d_o}{\mu_o} \right)^{0.61} \cdot \left(\frac{c_o \mu_o}{\kappa_o} \right)^{0.333} \quad (2)$$

适用范围:

$$2\,000 \leq \frac{G_{\text{eff}} d_o}{\mu_o} \leq 100\,000 \quad (3)$$

$$0.1 \leq \frac{c_o \mu_o}{\kappa_o} \leq 10 \quad (4)$$

式中: κ_o —管外流体的热导率, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$; μ_o —管外流体的运动粘度, m^2/s ; c_o —管外流体的比热, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; F_i —传热管螺旋角修正系数; $\bar{F}_i$ —管子排法修正系数; F_n —传热管列数修正系数; G_{eff} —管外流体的有效质量速度, $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 。

1.2 管侧传热模型

在缠绕管式换热器中,把流体在管内的流动换热看作两部分:一部分为流体在直管管束群错流流动换热,另一部分为流体盘旋流动产生离心力带来的热膜系数影响。Schmidt^[9]提出下列各式,用来求取缠绕管式换热器管侧传热系数。

临界雷诺数为:

$$Re_c = 2\,300 \left[1 + 8.6 \left(\frac{d_i}{d_m} \right)^{0.45} \right] \quad (5)$$

式中: d_m —螺旋管的平均缠绕直径, m 。

当 $100 < Re < Re_c$ 时:

$$\frac{h_i d_i}{\kappa_i} = 3.65 + 0.08 [1 + 0.8 (d_i/d_c)^{0.9}] \cdot (d_i G_i/\mu_i)^\alpha \cdot (c_i \mu_i/\kappa_i)^{\frac{1}{3}} \quad (6)$$

其中:

$$\alpha = 0.5 + 0.2903 \left(\frac{d_i}{d_c} \right)^{0.194} \quad (7)$$

当 $Re_c < Re < 22\,000$ 时:

$$\frac{h_i d_i}{\kappa_i} = 0.023 [1 + 14.8 (1 + d_i/d_c) (d_i/d_c)^{\frac{1}{3}}] \cdot (d_i G_i/\mu_i)^\alpha \cdot (c_i \mu_i/\kappa_i)^{\frac{1}{3}} \quad (8)$$

其中:

$$\alpha = 0.8 - 0.22 \left(\frac{d_i}{d_c} \right)^{0.1} \quad (9)$$

当 $22\,000 < Re < 150\,000$ 时:

$$\frac{h_i d_i}{\kappa_i} = 0.023 [1 + 3.6 (1 - d_i/d_c) \cdot (d_i/d_c)^{0.8}] \cdot (d_i G_i/\mu_i)^{0.8} \cdot (c_i \mu_i/\kappa_i)^{\frac{1}{3}} \quad (10)$$

式中: c_i —管内流体比热, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; κ_i —管内流体热导率, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$; μ_i —管内流体的运动粘度, m^2/s ; G_i —管内流体的质量速度, $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$; Re —雷诺数。

2 数值模拟计算方法

2.1 高效换热器仿真模型设计

在设计绕管式换热器绕管的过程中,其布置方式对换热器的传热性能有直接影响。对于本次设计的新型高效紧凑式换热器,绕管的安装方式为竖直安装,同时热流体和冷流体在换热区域为内流。通过结构设计实现管侧的每股流体可独立进出,并在改进与管板的接管方式后,使管侧单股流在工作中不存在换热无效区。

在管束区域,换热管有两种间距,一种是沿缠绕管轴向的间距,称为纵向间距;另一种是垂直于缠绕管轴向的间距,称为横向间距。横向间距受缠绕管管束排布方式的影响,由换热器管束的径向间隙决定。对于单排管束,主要考虑纵向间距。但本文研究的换热器为多排管束,需要同时考虑横向间距和纵向间距及缠绕角^[10]。较小的横向间距可使壳侧热流体的流速分布均匀,同时也能起到提升流速的作用,从而增强换热^[11]。而交错的盘管排列能增大湍动能,流体分布也会更加均匀,提升换热能力^[12]。考虑结构功能性与换热性能两方面因素,对换热器管束的排布方式进行了设计,确定其横、纵向间距及缠绕角^[5]。

所设计的新型高效紧凑式换热器管束的相对半径较普通绕管换热器大,但为了达到更高的换热功率密度,将管束区的螺旋管段排布设计得更加密集,将6层缠绕管束桥接至两层管孔布置的管板中,最小设计间隙仅1 mm。同时,考虑工程实际中减小壳侧流动阻力及管束密集带来的管束与管板间连接空间位置狭小等问题,最终设计出满足管路平顺桥接和换热功能需求的新型变径变线桥接方式。

经理论结构参数分析计算和NX建模,初步得到整体绕管部分合理的换热器布局方式,并通过数值模拟方法对设计方案进行了可靠性验证。高效紧凑式换热管束如图1所示。可以看出,设计时保证不同排管束之间的纵向间距恒定,同排管束不同管的横向间距也保持相等,且管间隙较小。

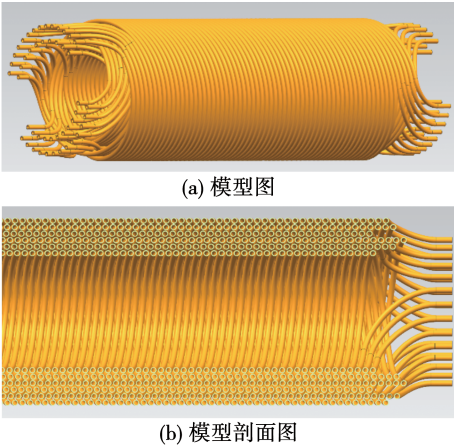


图 1 高效紧凑式换热器管束

Fig.1 Efficient compact heat exchanger tube bundles

2.2 边界条件及模型求解

利用 CFD 流场仿真软件进行数值模拟,由于压力基求解器更适合低速不可压缩流体,考虑到模拟收敛速度和计算精度,故选用基于压力的分离求解器的 SIMPLE 算法。动量及能量方程均采用二阶迎风差分格式来求解,收敛残差设置为 1×10^{-6} 。由于绕管式换热器内部的特殊缠绕结构,冷热侧流体随时存在流动方向的偏移。考虑计算精度要求,为了更好地描述流体因流线偏移而产生的湍流特性,选用 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型^[6]。

在计算中,考虑由密度变化引起的重力和浮升力,以及由粘性耗散引起的热效应,忽略在传热过程中壳体向外界环境传递的热量,所有流动均为定常流动。缠绕管换热器中的流动工质为水,壁面为无滑移壁面。为了提升计算精度和收敛性,在低 Re 区域和非充分发展的湍流区壁面附近采用可缩放壁面函数^[13]。

其中,热流体和冷流体温度变化较大,分别在 310 ~ 620 K 和 300 ~ 390 K,因此采用变物性参数进行计算。所采用物性为国际标准 IAPWS-IF97 工业用水,物性参数特性如图 2 所示^[14]。通过 Fluent UDF 方法将变物性条件添加到计算程序中,在冷-热侧入口根据物性函数与压力-温度信息计算得到入口流速及速度入口边界条件,而在冷/热侧出口选用自由压力出口边界条件。

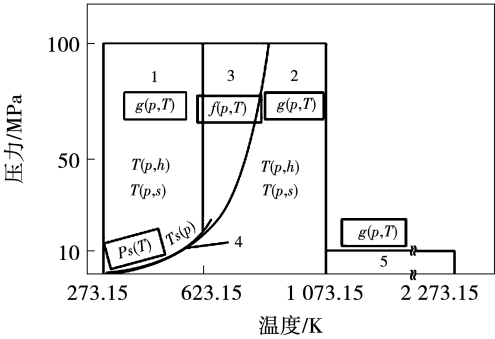


图 2 IAPWS-IF 97 工业用水物性参数曲线^[14]

Fig.2 IAPWS-IF 97 Industrial water physical property parameter curve^[14]

2.3 网格划分与无关性验证

由于高效紧凑式换热器热流体模型较为复杂,为保证计算的准确性,选择加入入口段的全尺寸整体流域计算,采用布尔运算将流域抽离,建立管壳侧流域模型。根据绕管换热器物理模型建立管壳侧流域模型,如图 3 所示。

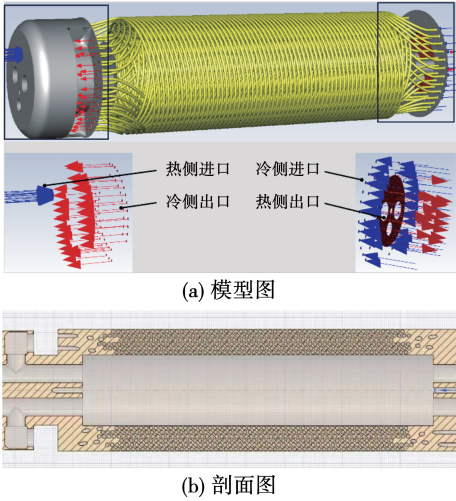


图 3 高效紧凑式换热器管壳侧流域

Fig.3 Efficient compact heat exchanger shell side watersheds

从图 3 中可以看出,所建立的数值模型精确地描述了原物理模型的几何特征及流体流动特征。壳侧流体进、出口唯一,通道的直径为 65 mm,管侧流体与壳侧流体整体以逆流的形式进行流动换热,最内侧及最外侧螺旋管分别与筒内壁以及外壁保持 2 mm 的间隙,以保证壳侧流体在全径高方向匀速地流过换热区域。

对所建立的数值模型进行网格划分,每根管束区内流体均采用单独划分进口面边界层加扫掠的方式。由于大型缠绕管管侧、壳侧以及固体区域的几何特征和流动方式不同,因此将缠绕管换热器分为管侧、固体和壳侧 3 个区域分别划分网格。其中,管侧冷流体和固体区域采用高正交性的固体网格进行划分,壳侧热流体流速较低、流动形式复杂,采用多面体与附面层网格结合的形式进行划分。相比于传统的四面体非结构化网格形式,多面体网格可保证较好的正交性。靠近管子壁面处流场湍动加剧,故对换热管附近的网格加密,以提高网格质量及热边界层计算精度。网格划分结果如图 4 所示。

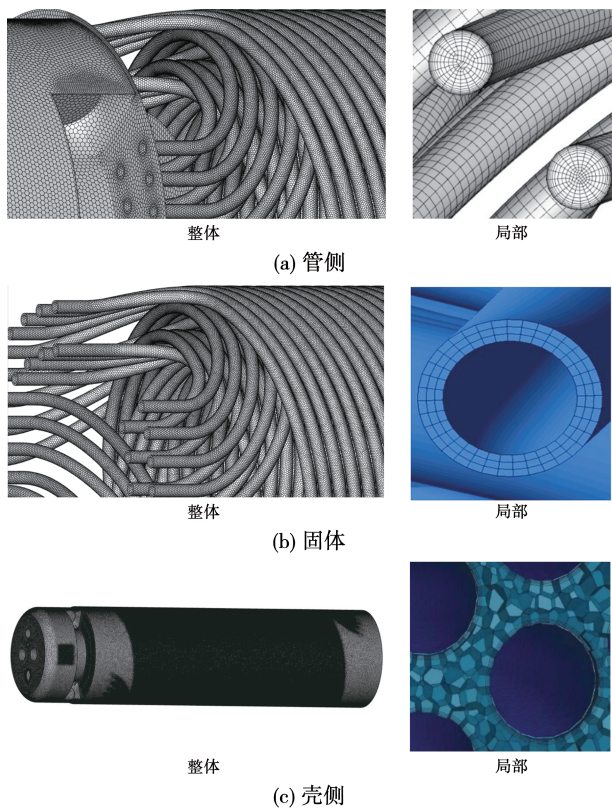


图 4 缠绕管换热器网格划分

Fig. 4 Grid divisions of a wound tube heat exchanger

最终,对换热器全尺寸建模网格划分的网格总数为 1.07 亿。为了验证网格划分方案对模型精度的影响,调整网格尺度后将无关性检验网格增加至 5 套,网格数分别为 7 400 万、8 600 万、9 600 万、1.07 亿和 1.18 亿。管侧和壳侧质量流量分别为 33 和 5.56 kg/s,壳侧进口温度为 618 K,管侧进口温度为 313 K,管程工作压力为 1.5 MPa,壳程压力为

18 MPa。在 450 核的计算集群中进行计算,单个算例的计算时间约为 50 h。壳程努塞尔数和总传热系数 K 随网格数量增加而增大,最后 3 套网格计算出的缠绕管式换热器壳程努塞尔数结果相差在 3% 以内,阻力系数 f 结果相差在 1% 以内。可以认为,网格数在大于 9 600 万后计算趋于稳定,考虑计算精度与时间成本,故选用该套网格进行计算。

3 结果与分析

3.1 换热器工况 1

3.1.1 计算分析

利用 CFD 数值仿真对高效紧凑型换热器进行模拟。工况 1 边界条件为:管侧和壳侧质量流量分别为 33 和 5.56 kg/s,壳侧进口温度为 618.15 K,管侧进口温度为 313.15 K,管程工作压力为 1.5 MPa,壳程压力为 18 MPa。换热器工况 1 壳侧和管侧温度分布云图如图 5 所示。

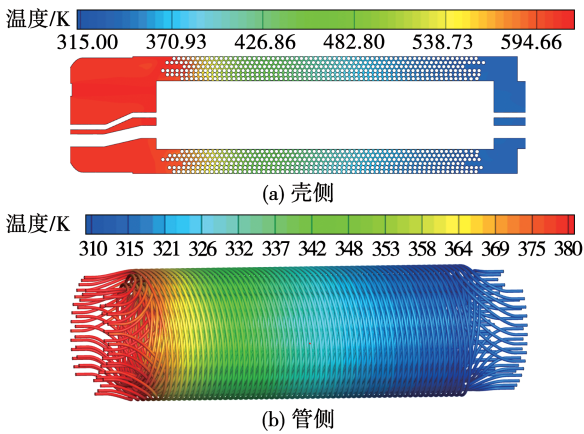


图 5 换热器工况 1 下壳侧、管侧温度分布云图

Fig. 5 Cloud charts of temperature distribution on heat exchanger shell side and tube side under condition 1

从图 5 可以看出,该工况参与换热的管束段均匀分布在整個换热器管段中。管侧流体从右至左逐步吸热升温,壳侧流体从左至右放热冷却,入口前端封头腔室几乎不进行换热,直至管束区换热程度明显增加,呈平滑温度梯度分布,符合逆流的换热规律。壳侧出口平均温度为 332 K,管侧出口平均温度为 367.51 K。本绕管式结构设计采用了较大的管外径及较小的螺距和层间距,使整个壳侧换热区换热较为均匀。均匀错盘的绕管和较小的流动间隙

有助于加强流体扰动,增大流体沿轴向流动的湍流程度,增大流体沿管壁向两侧的速度梯度,有利于破坏速度边界层与热边界层,加快流体温升速度,实现壳程强化传热,同时会提高流体流动阻力,有增大进出口压降的风险。

换热器工况 1 的壳侧速度分布图及管侧、壳侧压力分布图如图 6 和图 7 所示。

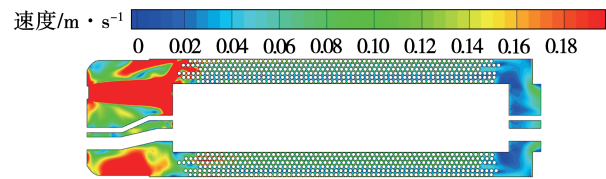


图 6 换热器工况 1 下壳侧速度分布云图

Fig.6 Cloud chart of velocity distribution on heat exchanger shell side under condition 1

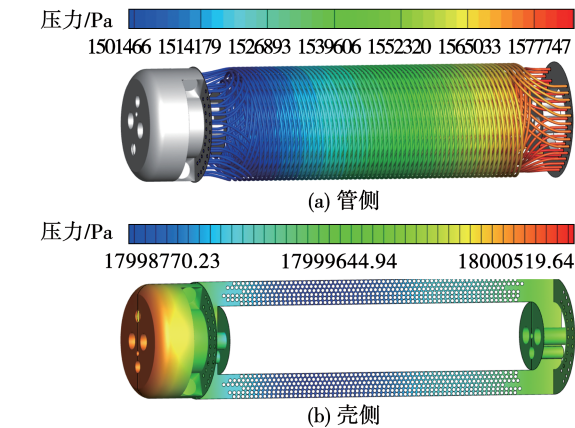


图 7 换热器工况 1 下管侧、壳侧压力分布云图

Fig.7 Cloud charts of pressure distribution on heat exchanger shell side and tube side under condition 1

由模型计算结果得到,工况 1 下换热器壳侧压力损失为 623 Pa,管侧压降为 79.88 kPa。管侧平均流速为 3.58 m/s,壳程平均流速仅为 0.16 m/s。从图 6 和图 7 中可以看出,壳侧流体经过封头腔室进口后,流动截面迅速扩张,流速降低。封头腔室的复杂结构有助于增加流体湍动度,使流体更均匀地流入绕管段,换热更加均匀,但几乎不会带来压力损失,压力损失集中在绕管换热区。在整个换热区、壳侧压力均匀且呈现平滑梯度分布,压力损失较小。同时,也证明了此绕管设计结构在本工况下损失压力较小,但换热效果不错。

3.1.2 模型对比

由于换热区基本集中在盘管段,壳侧进口前段

封头类似于均流结构,几乎不参与换热,因此三维计算应当与一维计算有较好的吻合性。为了验证三维模型计算的准确性,现将工况 1 的三维模拟计算结果与一维计算结果进行比较,结果如表 1 所示。

表 1 工况 1 三维计算与一维计算结果对比

Tab.1 Comparison of three-dimensional simulation results with one-dimensional results under condition 1

参 数	一维	三维
热侧质量流量/kg·s ⁻¹	5.56	5.56
热侧入口温度/℃	345	345
热侧出口温度/℃	60	58.84
冷侧入口温度/℃	40	40
冷侧出口温度/℃	93	94.36
冷侧质量流量/kg·s ⁻¹	33.33	33.33
壳侧传热系数/W·m ⁻² ·K ⁻¹	3 198.71	3 312.86
管侧传热系数/W·m ⁻² ·K ⁻¹	1 9573	2 0021
总传热系数/W·m ⁻² ·K ⁻¹	1 715.24	1 779.42
总传热量/kW	7 502.03	7 579.69
对数平均温差/K	91.56	89.57
体积功率/kW·m ⁻³	4 625.17	4 673.1

从上表中及计算结果得到,一维计算与三维计算得到的管壳侧进、出口温度及平均对数温差偏差较小,满足热平衡方程。三维计算壳侧传热系数相对误差为 3.56%、管侧传热系数相对误差为 2.3%,总传热系数相对误差仅为 3.74%,总传热量相对误差仅为 1.04%。三维计算的热力学性能各项结果与一维计算偏差均较小,一定程度上验证了该三维计算选用的湍流模型、壁面函数等具有较好的准确性,同时也证明,即使考虑换热器整体的换热性能,一维计算在类似换热器工况和结构下也具备较好的准确性。

3.2 换热器工况 2

新型高效紧凑式换热器工况 2 的边界条件为:管侧和壳侧质量流速与工况 1 相同,而壳侧进口温度为 383.15 K,较工况 1 减少 235 K,管侧进口温度与工况 1 一致,管程工作压力为 1.5 MPa,壳程工作压力为 18 MPa。

换热器工况 2 壳侧、管侧温度分布云图如图 8 所示。

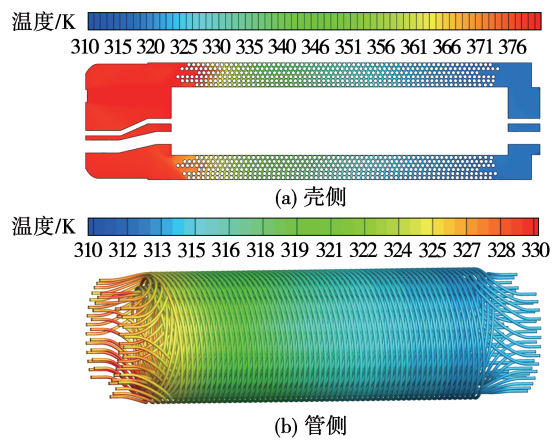


图 8 换热器工况 2 下管侧、壳侧温度分布云图
Fig. 8 Cloud charts of temperature distribution on heat exchanger tube side under condition 2

通过 CFD 计算结果结合图 8 发现,壳侧换热同样集中在管束区,管侧流体从右至左逐步吸热升温,壳侧流体从左至右放热冷却,同样呈现平顺的温度梯度分布。壳侧出口平均温度为 318.2 K,管侧出口平均温度为 324.02 K,对数平均温差为 21.92 K,总传热系数为 1 427.34 W/(m²·K),总换热量为 1 501.79 kW。与工况 1 相较而言,工况 2 在其他边界条件改变、对数平均温差较小且壳侧均温较低的情况下,本绕管设计结构仍然具备较强的换热能力。

工况 2 的壳侧速度分布云图及管侧、壳侧压力分布图如图 9 和图 10 所示。

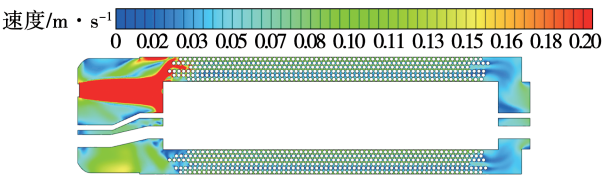


图 9 换热器工况 2 下壳侧速度分布云图
Fig. 9 Cloud chart of temperature distribution on heat exchanger shell side under condition 2

由模型计算结果得到,该工况下换热器壳侧压力损失为 410 Pa,管侧压降为 78.4 kPa,管侧平均流速为 3.53 m/s,壳程平均流速仅为 0.11 m/s。较工况 1 而言,虽然两种工况的管壳侧流体质量流量相同,但由于工况 2 的壳侧整体均温较低,导致其密度偏大,壳程平均流速更低,管侧同理。因此,工况 2

整体压力损失都有不同程度的降低。壳程流体流速和流动阻力的降低,会导致流体在该工况下流动更加平顺均匀,热边界层变厚且边界层破坏能力不如工况 1,这也是工况 2 换热能力弱于工况 1 的原因之一。

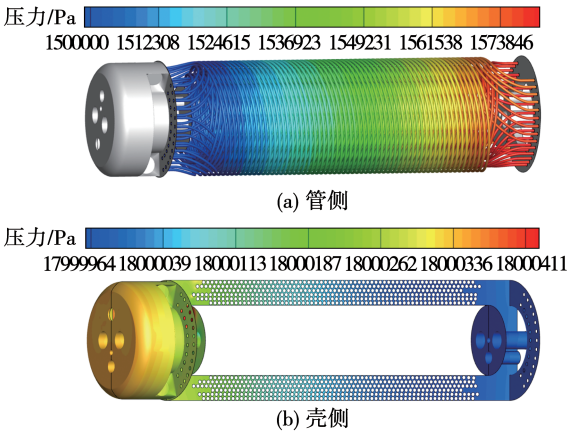


图 10 换热器工况 2 下管侧、壳侧压力分布云图
Fig. 10 Cloud charts of pressure distribution on heat exchanger tube side and shell side under condition 2

3.3 换热器工况 3

为了考察该换热器设计的单侧换热能力,工况 3 的边界条件设置为:壳侧质量流量保持 5.56 kg/s 不变,而管侧只有一半管束作为管侧进口的冷源参与换热,管侧质量流量为 18 kg/s;而管壳侧入口温度边界条件则与工况 1 一致,壳侧进口温度为 618.15 K,管侧进口温度为 313.15 K;管程工作压力为 1.5 MPa,壳程压力为 18 MPa。

换热器工况 3 壳侧和管侧温度分布云图如图 11 所示。通过 CFD 计算结果结合云图发现,壳侧换热同样集中在管束区,管侧流体从右至左逐步吸热升温,壳侧流体从左至右放热冷却。壳侧出口平均温度为 393.21 K,管侧出口平均温度为 394.91 K,对数平均温差为 139.62 K,总传热系数为 1 843.59 W/(m²·K),总换热量为 6 112.23 kW。由图 11 可以看出,工况 3 管侧和壳侧入口温度与工况 1 相同,但管侧仅有一半管束有冷源参与换热。不过同层管束中,参与换热的管束和不参与换热的管束均匀分布,既实现了设计结构的紧凑,又避免了换热死区的出现,在管束区换热过程中,使壳侧换热同样呈现平顺的温度梯度,达到强化传热的目的。

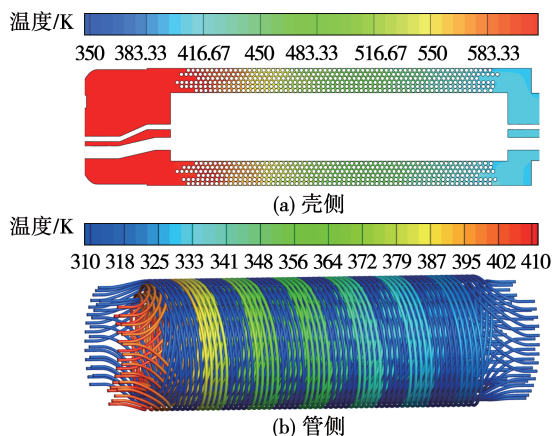


图 11 换热器工况 3 下壳侧和管侧温度分布云图

Fig. 11 Cloud charts of temperature distribution on heat exchanger shell side and tube side under condition 3

对比前两种工况的总传热系数发现,在本绕管设计结构下,工况 3 仍然保持较强的换热性能,甚至总传热系数更高。虽能得到更大的对数平均温差,但由于整体质量流量的减少,换热面积减半,导致整体换热功率仍小于工况 1。

由仿真计算结果得出工况 3 下换热器阻力特性结果为:壳侧压力损失为 844 Pa,管侧压降为 91.2 kPa,管侧平均流速为 3.97 m/s,壳程平均流速为 0.21 m/s。与工况 1 和 2 对比可知,工况 3 下的壳侧压损均较小,满足换热器设计要求。由于工况 3 管侧、壳侧整体平均温度较高,同时管侧单根管的质量流量增加,导致了管侧、壳侧的压降较工况 1 有不同程度的增加,其中管侧压降增加幅度较大。壳侧平均流速的增大也是导致工况 3 总传热系数高于工况 1 的原因之一。

4 结 论

(1) 根据设计的功能性及热力学性能需求,对绕管的螺距、横向及纵向间距、缠绕角等进行了设计,同时通过一种新型的变径变线桥接方式对绕管与管板的桥接方式及布置形式进行特殊设计,并通过数值模拟方法对换热器的设计进行了可靠性验证。最终在体积有限的情况下实现了密集的管束布置形式。

(2) 实现了管侧双股流可独立运行且同层间不存在无效换热区,整体换热平顺进行,换热能力保持

较好。

(3) 绕管桥接区平顺的设计使换热器在全工况范围内不以牺牲较大壳程流动阻力为代价保持换热能力,即使在整体管、壳侧平均温度较低的情况下也能有较好的换热能力。在全工况范围内整机换热体积功率达到了 4.67 MW。

(4) 对设计的新型换热器全尺寸流域三维建模仿真,并与仅计算盘管段的一维热力计算进行对比发现,三维计算的热力学性能各项结果均与一维计算偏差较小,总传热系数相对误差仅为 3.74%,总传热量相对误差仅为 1.04%,一定程度上验证了该三维计算选用的湍流模型、壁面函数等具有较好的准确性。同时结合温度云图证明了换热区域基本集中在绕管段,为简化复杂换热器的计算提供了思路。

参考文献:

- [1] 瓦尔特·H·朔尔茨,霍勒里格尔斯科罗伊特,张秀芳. 缠绕管式换热器[J]. 压力容器,1991(4):72-76.
SCHULTZ W H, KOROIT H R, ZHANG Xiu-fang. Spiral wound tube heat exchanger[J]. Pressure Vessels Technology, 1991(4): 72-76.
- [2] YANG Z, ZHAO Z, LIU Y, et al. Convective heat transfer characteristics of high-pressure gas in heat exchanger with membrane helical coils and membrane serpentine tubes[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2011, 35(7): 1427-1434.
- [3] 于清野. 缠绕管式换热器计算方法研究[D]. 大连:大连理工大学, 2011.
YU Qing-ye. Research on calculation method for helical wound coil tube heat exchangers[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2011.
- [4] 尹接喜,李清海,施德强,等. 缠绕管换热器并管传热模型及实验[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2000, 40(6): 73-75, 79.
YIN Jie-xi, LI Qing-hai, SHI De-qiang, et al. Heat transfer model and experiment for paired-tubes wound-tube heat exchangers [J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2000, 40(6): 73-75, 79.
- [5] 李 琴,张治坤,何鹏飞. 缠绕管式换热器传热的优化设计及数值模拟[J]. 化工设计通讯, 2018, 44(10): 119-121.
LI Qin, ZHANG Zhi-kun, HE Peng-fei. Optimal design and numerical simulation of heat transfer in wound tube heat exchangers [J]. Chemical Engineering Design Communications, 2018, 44(10): 119-121.

(下转第 180 页)