

基于多物理场耦合仿真的换热器温差应力分析

Thermal stress analysis for the heat exchanger based on the Coupled simulation of multiple physical fields

谷 芳¹ 崔国起¹ 黄劲松² 秦竞蕊² 张曼²

(1天津大学内燃机研究所；2滨海环保装备(天津)有限公司)

摘 要：采用 STAR-CCM+软件，对某固定管板式换热器进行了多物理场的耦合仿真分析。首先以 CFD方法计算得到换热器固体温度场，然后作为热载荷对换热器进行热应力计算，着重分析了管板与管子及壳体连接处的热应力分布。

关键词：换热器，多物理场耦合仿真，热应力，STAR-CCM+

Abstract A coupled simulation of multiple physical fields for a fixed tube-sheet heat exchanger was built utilizing STAR-CCM+ software. The solid temperature field of the heat exchanger was firstly simulated by use of CFD method. Then the temperature results were taken as thermal load to calculate the thermal stress of the heat exchanger. The distribution of thermal stress near the connections between the tubes, tube-sheets, and shells was emphatically analyzed.

Key words: Heat Exchanger, Coupled simulation of multiple physical fields, Thermal stress, STAR-CCM+

1 引言

固定管板式换热器具有结构坚固、操作弹性大、可靠性高等特点，被广泛应用于各个工业领域。固定管板式换热器中的管束、管板和壳体三大主要构件彼此连接在一起，在换热过程中它们分别与不同温度的流体接触，产生一定的温差，从而使得刚性连接的构件间热变形受到约束，进而产生温差应力。目前文献中，关于固定管板式换热器的温差应力研究，大多采用有限元软件，建立结构较为简化的三维实体模型，进行温度场和温差应力研究^[1-2]。一般利用已知的平均温度或换热系数对结构模型加载来计算热应力，而这些已知条件通常来源于经验数据，即便来源于换热器的流体力学与传热计算，也是将计算数据进行平均化处理，再加载给有限元模型。这是造成有限元热-结构计算误差的主要原因之一。

由于准确的温度场是研究固定管板式换热器温差应力的前提条件。因此本文利用 STAR-CCM#软件对一台固定管板式换热器在正常运行工况下的流场和温度场进行了仿真分析，并以 CFD 计算得到的换热器固体温度场为加载条件，进行了换热器热应力分析。实现了固定管板式换热器在多物理场条件下的热流固耦合仿真分析，流体边界与结构边界数据的无缝传递使得计算结果的数值可靠性提高。这种研究方法为准确估算换热器结构热应力分析打下了坚实的基础，也是传统换热器热结构分析技术的重大突破。

2 换热器基本结构参数及操作参数

换热器结构如图 1 所示。为了简化计算模型，只建立了换热器的最基本结构，管箱、管板、换热管、隔板等。换热器主要结构及材料性能参数见表 1，换热器主要操作参数见表 2。整个换热器强度最薄弱的是管板区域，为了分析最恶劣的情况，采用了并流流程。

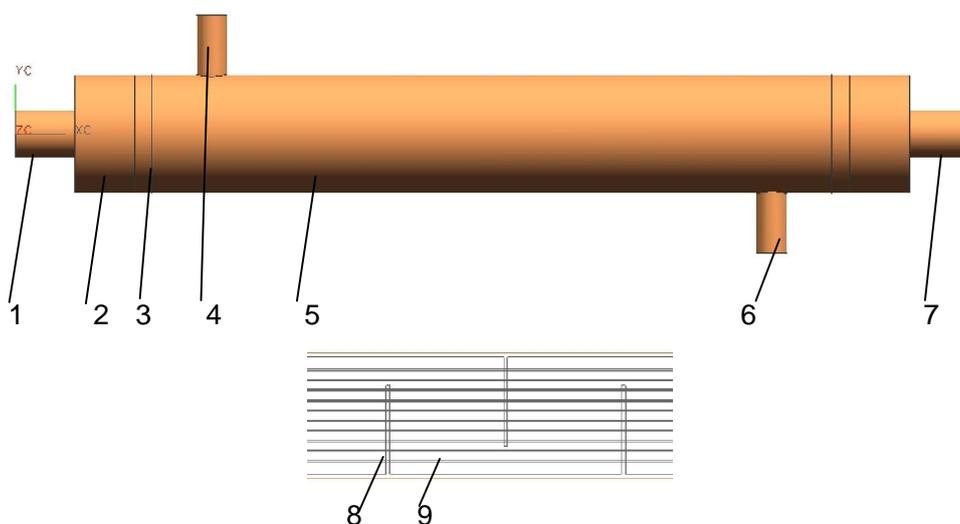


图 1 换热器结构简图

1 管程进口管；2 管箱；3 管板；4 壳程进口管；5 壳体；6 壳程出口管；7 壳程出口管；8 隔板；9 换热管

表 1 换热器主要结构及性能参数

项目	规格, mm	材料	导热系数, W/(m·K)	弹性模量, Mpa	泊松比	线膨胀系数, m/(m·k)
筒体	200× 6	Q235-A	61.1	2.01E5	0.3	12.5E-6
管板	200× 30	0Cr18Ni10Ti	18	1.78E5	0.3	16.6E-6
换热管	19× 2× 1140	0Cr18Ni9	16.2	1.79E5	0.3	16.2E-6

表 2 换热器主要操作参数

项目	介质	进口温度, °C	进口流速, m/s	操作压力, Mpa
壳程	冷流体	20	2	0.9
管程	热流体	200	1	0.4

3 建立换热器的多物理场仿真模型

换热器内的冷热介质的流动和传热过程可分解成三个物理问题：粘性不可压缩流体在管程和壳程内的湍流流动过程；粘性不可压缩流体与管程和壳程固体壁面之间的对流传热过程；换热器筒体、管板和换热管固体内的热传导过程。将上述三个物理问题转化成数学问题，需要用流体流动、流体对流传热和固体热传导三个数学模型来描述^[3]，具体方程如下：

连续性方程：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

动量守恒方程：

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right] + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\overline{\rho u_i u_j}) \quad (2)$$

湍动动能 k 输运方程：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (3)$$

湍动耗散率 ε 输运方程：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + G_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4)$$

式(1)~(4)中, $i, j=1, 2, 3$; u 为介质的流动速度; p 为介质压力; t 为时间; μ 为介质黏度; δ_{ij} 为 Kronecker 算子; k 为流体的湍动强度; ε 为流体的湍动耗散率; μ_{eff} 为湍流黏度; Y_M 为湍流膨胀耗散项; G_k 为与平均速度梯度有关的湍动动能生成项, G_b 为与浮力有关的湍动动能生成项。 k 方程中的其它参数分别为: $C_\mu=0.09$, $C_1=1.44$, $C_2=1.92$, $C_3=1$, $C_4=1.3$ 。

用能量守恒原理描述流体域对流传热过程,即式(5)所示。

$$\rho \frac{D}{Dt} \left[h + \frac{1}{2} u^2 \right] - \frac{\partial p}{\partial t} = 0 \quad (5)$$

上式中， h 为流动介质的焓。

换热器固体壁面内的热传导也符合能量守恒原理。由于固体中不存在流体流动，并且压力对固体热传导影响不大，另外假定热量传递过程为稳态，无内热源，因此换热器管板、壳体和换热管固体内的热传导过程可用式（6）表示。

$$\nabla \cdot (k \nabla T) = 0 \quad (6)$$

流固耦合传热计算的关键是实现流体与固体边界上的热量传递。由能量守恒可知，在流固耦合交界面处，固体传出的热量应等于流体吸收的热量，因此，可以用式（7）表示流固边界面上的热量传递过程。

$$\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial X} \right)_w = \alpha (T_w - T_f) \quad (7)$$

式中， λ 为固体导热系数； α 为对流换热系数； T_w 为固体壁面温度； T_f 为流体温度。

在利用 CFD 计算得到换热器管板、壳体和换热管的固体温度分布后，可利用 STAR-CCM+的热-结构耦合分析功能，进行换热器热应力分布状况的分析。由于采用同一套计算网格，则 CFD 计算得到的换热器固体温度场可以实现热载荷的无缝传递，避免了不必要的的数据传递误差，使得计算结果的数值精度更高。

3 计算结果及分析

3.1 温度场分析

通过 CFD 数值计算，可以得到换热器内部流体流动和传热状况，同时也可以获得换热器固体壁面的温度分布。图 2~ 图 4 显示，由于是顺流流程，在入口段，管板和换热管的壁温变化比较剧烈，尤其是管板冷热流体两侧的温差变化较大。在出口段，换热器各个部件的温度变化比较均匀。因此，整个换热器温度变化最恶劣的部位是进口段的管板与换热管之间的结构。进口管板的边缘和中心区域温差较大，由此会造成这些部位产生较高的温差应力。

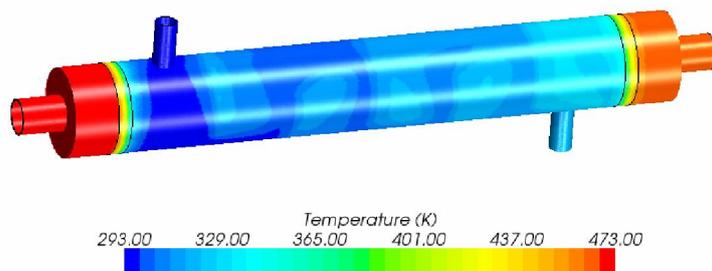


图 2 换热器壳体温度分布

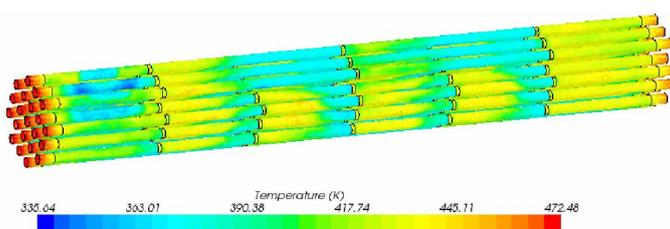


图 3 换热管温度分布

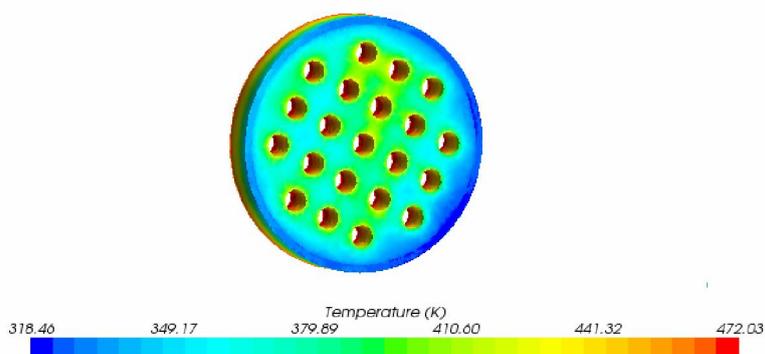


图 4 进口管板温度分布

3.2 热应力分析

以 CFD 计算得到的换热器温度分布为热载荷，进行换热器固体结构的热应力分析，获得换热管管板和管子连接区以及管板和壳体连接区的热应力分布。由图 5 图 6 可知：在管子与管板连接区域、壳体与管板连接区域，分别出现较大的应力剧烈变化。这主要是由于管子、管板、筒体之间的温度分布和材料特性引起的局部热应力。这些区域也是整个换热器最容易造成破坏的地方，需要进行应力强度评定。为此，在管板和管壳上分别定义三条路径，如图 7 所示。

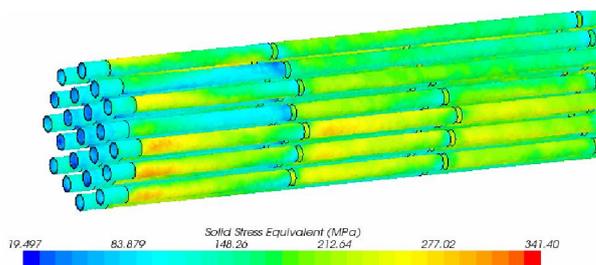


图 5 换热器应力分布

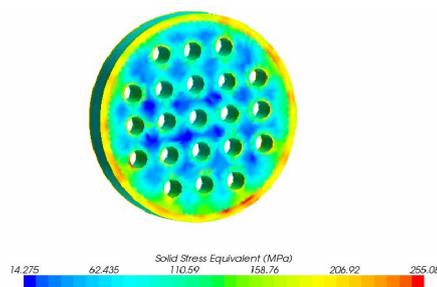


图 6 进口管板应力分布

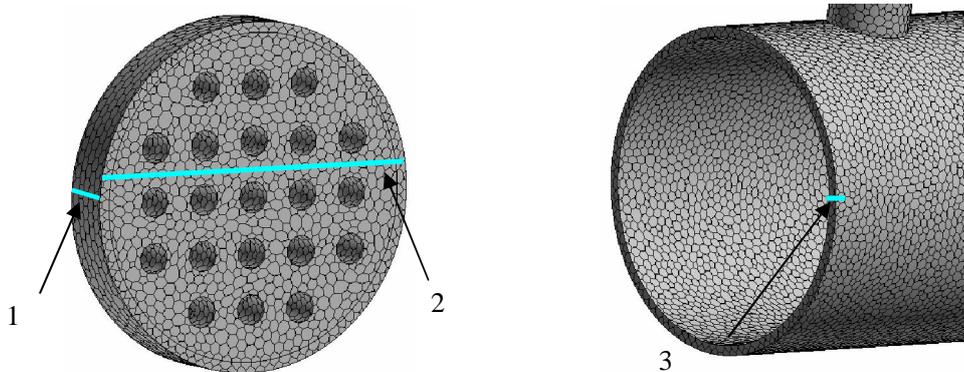


图 7 路径图

路径 1 是沿管板轴向截取，方向是由管程到壳程，选取位置是管板与壳程壳体和管箱壳体相连接的部位，这个位置是整个管板应力最大区域。图 8 是路径 1 的主应力与等效应力分布图，包括 σ_{eq} （等效应力）、 σ_1 （第一主应力）、 σ_2 （第二主应力）、 σ_3 （第三主应力）。由图可以看出，管板与管程壳体和管箱壳体的连接处有较大的局部应力，并在靠近壳程侧的管板上应力强度达到最大。在管板厚度方向上，在温度变化不大的管板中间区域，应力变化较小，在温度剧烈变化的薄层区域，应力变化剧烈。

路径 2 是沿管板径向截取。图 9 显示整个管板与各个换热管的交界处有较大的应力变化。这主要是受换热管与管板之间的温度剧烈变化影响，而产生的局部不连续应力。由于换热管和管板的材料物性不同，造成了不连续膨胀，产生了较大的局部应力。

路径 3 是在靠近管板的壳程筒体上沿着厚度方向截取。选取此路径是为了考察热应力在壳程筒体上的影响程度。图 10 显示，热应力在壳程厚度方向上的应力波动不大。

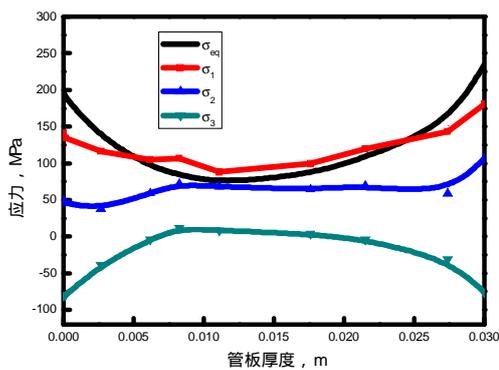


图 8 路径 1 应力分布

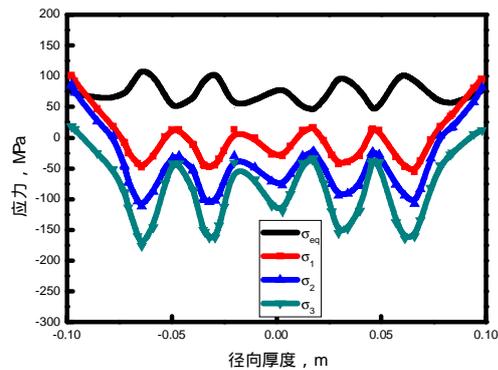


图 9 路径 2 应力分布

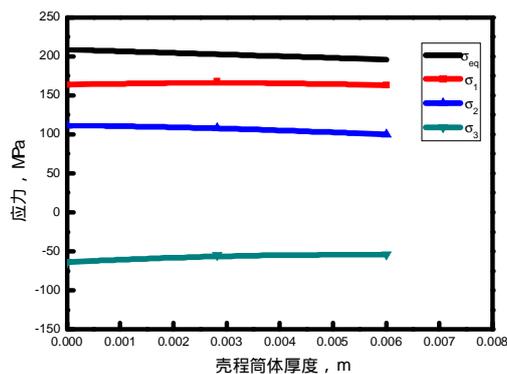


图 10 路径 3 应力分布

4 结论

采用多物理场耦合的方法，对某固定管板式换热器进行了热应力分析。实现了 CFD 数值仿真结果与强度计算模型之间的无缝数据传输，从而使得换热器的工艺数值模拟与设备的结构强度分析紧密衔接，保证了数值计算的可靠性。是将现代先进的数值仿真技术，应用于传统产品设计的典范。

5 参考文献

- [1] 冷纪桐, 吕洪, 章姚辉等. 某固定管板式换热器的温度场与热应力分析. 北京化工大学学报, 2004, 31(2): 104-107.
- [2] 郭崇志, 周洁. 固定管板式换热器的误差热应力数值分析. 化工机械, 2009, 36(1): 41-46.
- [3] 陶文铨. 数值传热学 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2004.