文章编号：1000-4750(2010)06-0232-08

三维瞬态方形管流的热流固耦合数值模拟

*张　健，黄晨光

(中国科学院力学研究所，北京 100190)

摘　要：以主动冷却发动机壁板为模型，考虑受均匀热流载荷作用下方形管在流体冷却过程中的共轭传热问题，建立了防热涂层、固体管道和冷却液的三维耦合模型。利用数值离散方法进行了瞬态热流固耦合分析，得到了固体结构和流场的瞬态温度场、界面热流及结构应力分布规律。结果表明：在冷却液的作用下结构温度能达到稳定值，但油冷情况下稳态温度值高于水冷情况；在流固界面处温度沿流向逐渐上升，且壁面热流分布在界面上下表面处随时间变化情况不同，在结构边角处出现较大的应力集中。

关键词：热流固耦合；瞬态传热；热应力；层流；湍流

中图分类号：O343; O359　　**文献标识码**：A

NUMERICAL SIMULATION OF 3-D TRANSIENT THERMO-FLUID-SOLID COUPLED FLOW IN A RECTANGULAR CHANNEL

*ZHANG Jian , HUANG Chen-guang

(Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

Abstract: In this paper, the conjugative heat transfer in a regenerative cooling structure is investigated numerically by using the FEM and CFD software. The distribution and evolution of the temperature in the solid and coolant, the interfacial heat flux, and the stress state and the deformation of this cooling structure are obtained. These results show that the thermal equilibrium of the cooling structure can be achieved in a given flow condition, and the water is more effective as a coolant by comparing with the kerosene. At the same time, an obvious stress concentration is exhibited in the corner of a rectangular pipeline, which prompts a more elaborate designing of this cooling structure.

Key words: thermo-fluid-solid coupled method; transient heat transfer; thermal stress; laminar; turbulent

结构在高温环境下的热防护在工程实际中受到广泛关注，用冷却通道内的液体带走热量的主动冷却方式是一种常用的方法。该过程包括结构本身的热传导、流体和固体的界面传热和管道内流体的流动与传热，是一个典型的流固耦合共轭传热问题。有许多学者对流体-固体共轭传热问题进行了理论、实验和数值计算方面的研究[1−11]。Chida[1]对共轭传热问题进行了量纲分析，得到了同时考虑流体和固体热物理性质的无量纲参数组合，并提出在非稳态共轭传热问题中，流固两种物质在界面处的耦合影响必须考虑。Rizk[2]等获得了二维情况下流体流过加热平板的稳态耦合传热问题的理论解，并通过数值分析发现 Peclet 数、热导率比以及热边界条件类型对固体表面的温度和热流分布有明显影响，且理论和数值解吻合得很好。文献[3－7]分别研究了不同热边界条件下完全发展的层流管流的共轭

收稿日期：2008-11-05；修改日期：2010-02-01

基金项目：国家自然科学基金项目(10972228)

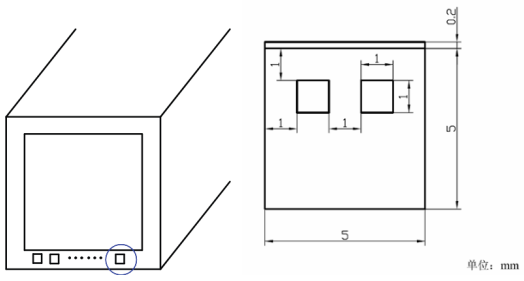
作者简介：*张　健(1982－)，男，湖南人，博士，主要从事热流固耦合及激光与物质相互作用机理研究(E-mail: zhangjian19822@sina.com)；
黄晨光(1969－)，男，湖北人，研究员，博士，博导，中国科学院力学研究所副所长，主要从事冲击动力学、激光与物质的相互作用以及结构动力学等方向的研究(E-mail: huangcg@imech.ac.cn)；

稳态传热问题。其中，Al-Zaharnah[4]等研究了不同 Prandtl 数和不同导热比对完全发展的层流管流与管道之间的耦合传热及相应的管道热应力分布产生的影响。研究指出，低 Prandtl 数和低液固导热比情况下，固体结构与流体温度几乎呈均匀分布，从而产生较低的径向应力；另外，入口处管道应力高于沿轴向的其他位置处的应力。Luna[5]等采用解析方法与数值方法对圆形管与完全发展的层流之间的稳态共轭传热过程进行了分析，给出了不同导热参数、管道比面积及流体指数因子等对传热产生的影响。Bilir[6]利用数值方法研究了完全发展的层流管流二维非稳态共轭传热问题，得出了不同流-固导热比、不同流-固耗散比和不同壁面厚度与管道内径比等参数对共轭传热的影响。文献[8－9]分别研究了湍流管流的情况，研究表明不同的流体环境、流固热物理性质和热边界条件对共轭传热都会产生影响。上述研究注重二维流场的共轭传热问题，没有对三维情况下的流场和结构耦合问题进行分析。另外，李迎[10−11]等对发动机冷却系统的流固耦合稳态传热问题进行了三维数值仿真，其结果与实测数据吻合较好，但其没有考虑瞬态情况等。

本文采用数值方法对均匀热流作用下的三维方形冷却管道的热流固耦合问题进行了分析。流场通过流体计算软件 CFX 分析得到，固体管壁温度场由 ANSYS 分析得到，两者间通过定义流固界面进行载荷传递作为相应的边界条件。分析中考虑材料热物理性质随温度的变化，得到了不同液体冷却下相应的流场和固体结构的温度及热应力分布。

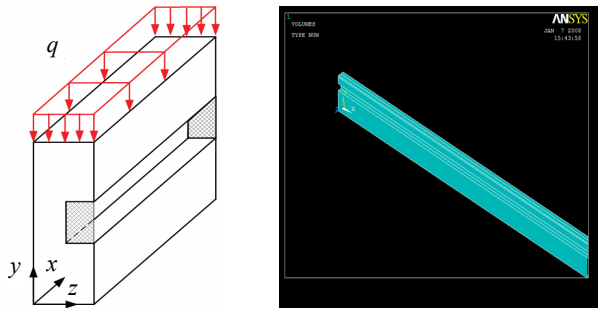
1　问题描述

本文考虑如下三维瞬态热流固耦合问题。在某燃烧室壁内有很多狭长的方形冷却管道，如图 1(a)所示，其局部放大如图 1(b)，燃烧室内壁有 0.2mm 厚的防热涂层材料，方形管道边长为 1mm，燃烧室壁厚 5mm，管道长 0.5m。



(a)　　(b)

考虑到问题的对称性，取单根管道的一半结构进行分析，如图 1(c)，其相应的有限元模型如图 1(d)所示，入口处流体的温度和环境温度都为室温 $T_0=293\text{K}$，入口流速为 $u=5\text{m/s}$，出口处设置参考压力为 0；方形管上涂层外表面(图 1(c))有均匀热流 $q=40\text{W/cm}^2$ 输入，在管道内壁的流固界面处设置控制面进行载荷传递，对称面设置为对称边界条件，其他表面设为绝热面。分析中分别使用了水和煤油两种流体，并假设固体材料是均匀的各向同性材料，且不考虑流体的热物理性质随温度的变化[12]。固体管道的材料为铬镍高温合金，该材料[13]常温下的密度为 $\rho_h=8.17\times10^3\text{kg/m}^3$，考虑其为理想塑性材料；防热涂层为 TGR-1 涂层，其密度为 $\rho_t=5.89\times10^3\text{kg/m}^3$，由于其强度很高，不考虑其塑性变形。材料导热率随温度的变化见表 1。



(c)　　(d)

图 1　结构模型和有限元模型

Fig.1　Sketch map of structure and 3-D FEM model

表 1　材料物理性质随温度变化情况

Table 1　Material property vs. temperature

θ/(℃)	k_h/(W/(m·℃)	k_t/(W/(m·℃)	E_h/GPa	Y_h/GPa	α_h/(×10^{-5}℃$^{-1}$)	α_t/(×10^{-5}℃$^{-1}$)
20			203	1.055	1.37	0.964
100	12.6	0.233			1.48	0.949
200	14.2			1.016	1.57	0.96
300	16.4	0.233			1.66	0.995
400	17.6			0.955	1.75	1.045
500	18.9	0.163		0.685	1.83	1.317
600	20.1				1.92	1.167
700	22.2		162		2.00	1.044
800	24.8				2.04	0.935
900	27.2		152		1.86	0.789

2　基本方程

本文针对用液体通过方形管道对高温极端环境下的发动机壁板进行冷却的过程，考虑一面受热流载荷作用的三维方形管在充分发展的管流冷却作用下的瞬态热流固耦合问题。该过程包括固体结

构的热传导、界面处的耦合传热和流体的流动及导热过程，其控制方程包括固体的热传导方程，流体的质量、动量和能量方程等。

计算中考虑流场分别为三维不可压缩层流和湍流流动，流场控制方程为[14]：

连续方程

$$\nabla \cdot \boldsymbol{U} = 0 \tag{1}$$

动量方程

$$\rho \frac{D\boldsymbol{U}}{Dt} = \nabla \cdot (\eta \nabla \boldsymbol{U}) - \nabla p \tag{2}$$

能量方程

$$\rho \frac{De}{Dt} = \nabla \cdot \left(k \nabla T\right) - p \nabla \cdot \boldsymbol{U} + \boldsymbol{\Phi} \tag{3}$$

对于湍流流动，湍流模型采用标准的 $k-\varepsilon$ 方程，其形式为：

k 方程

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \boldsymbol{U} k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right) \nabla k\right] + P_k - \rho\varepsilon \tag{4}$$

ε 方程

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \boldsymbol{U} \varepsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right) \nabla \varepsilon\right] + \alpha \frac{\varepsilon}{k} P_k - \beta \rho \varepsilon^2 \tag{5}$$

其中

$$P_k = \mu_t S^2 \tag{6}$$

且

$$S = \sqrt{2\boldsymbol{S}_{ij}\boldsymbol{S}_{ij}}, \boldsymbol{S}_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial \boldsymbol{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \boldsymbol{U}_j}{\partial x_i}\right) \tag{7}$$

式中：$\boldsymbol{U}$ 为速度矢量；p 为压强；η 为动力粘度；$\boldsymbol{\Phi}$ 为耗散函数；k 为湍动能；ε 为湍流涡旋耗散；$\boldsymbol{S}_{ij}$ 为应变率矢量；μ_t 湍流粘度；P_k 为湍流产生项；α、β、σ_k、σ_ε 常数。

对于固体结构考虑其初始温度为室温，结构外壁面的上表面有固定热流输入，其固体热传导方程为[15]：

$$\rho c \frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x}\left(k \frac{\partial T_s}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(k \frac{\partial T_s}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(k \frac{\partial T_s}{\partial z}\right) \tag{8}$$

初始温度 $T_0 = 293\text{K}$，

$$T_s|_{t=0} = T_0 \tag{9}$$

热流输入面(图 1(c))边界条件：

$$\left.\frac{\partial T_s}{\partial y}\right|_{y=5.2\text{mm}} = q \tag{10}$$

在管壁内壁面，由温度和热流的连续性条件，有：

$$T_s = T_f \quad 和 \quad k_s \frac{\partial T_s}{\partial y} = k_f \frac{\partial T_f}{\partial y} \tag{11}$$

式中：T_s、T_f 分别为固体、流体温度；q 为单位面积的热流量；ρ 为材料密度；c 为材料比热容；k_s 为材料的热传导系数；k_f 为流体的热传导系数。

结构在热流作用下温度迅速上升，且在高温下材料性质随温度会有明显变化，本文考虑管道材料为理想塑性的，其应力-应变关系为[16]：

$$\dot{\varepsilon}_{ij} = \dot{\varepsilon}_{ij}^e + \dot{\varepsilon}_{ij}^p + \dot{\varepsilon}_{ij}^T \tag{12}$$

$$\dot{\sigma}_{ij} = \frac{E}{1-\nu}[\dot{\varepsilon}_{ij} - \alpha \dot{T}] + (1-g)(\operatorname{sgn}\sigma_{ij})\dot{Y} \tag{13}$$

其中：在屈服时取 $g=1$，没有发生屈服时取 $g=0$，E 为弹性模量，ν 为泊松比，Y 为屈服极限。

3 数值求解方法

耦合传热问题在固壁和流体界面处进行导热与对流耦合，其边界条件由界面的动态换热决定而不能预先规定，受流体与壁面间的相互作用影响。用有限元和 CFD 的联合求解的方法进行耦合分析能很好的解决界面处传热问题。该方法通过在界面处定义控制面进行载荷传递来实现耦合分析，即在每一个时间步或载荷步中先对一个场进行分析，然后将所得界面处的结果作为边界条件通过控制面加载到另一个场中计算直到收敛再进行下一个时间步或载荷步的计算，如图 2。整个分析中由有限元方法进行固体结构分析，用 CFD 进行流体动力学分析得到相应流场，两个域的计算各自独立，只是在界面处进行耦合，不需要在不同域间反复跌代，能有效地缩短计算时间；在流固耦合界面处使用软件提供的标准的壁面函数方法来处理流动边界层和热边界层。

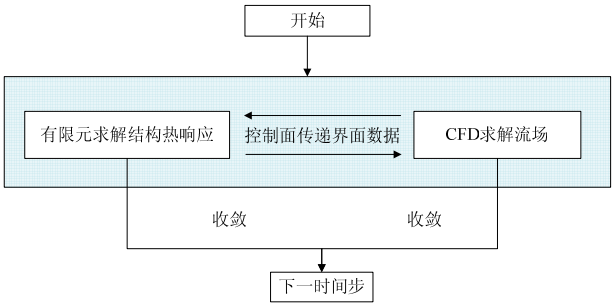


图 2 流固耦合算法的迭代步骤

Fig.2 Iterative scheme of the fluid-structure interaction model

为研究流体的主动冷却性能，对不同液体、不同 Re、Pr 数情况进行了分析，具体情况见表 2。一

般管流中产生湍流的临界雷诺数[17]为 $Re_{cr}=2300$ 左右，因此针对不同情况需要分别进行三维不可压缩层流和湍流流动的计算。

表 2　不同计算情况

Table 2　Different simulation case

	液体	速度 U/(m/s)	Re	Pr
算例 1	水	5	5600	6.1
算例 2	水	0.41	460	6.1
算例 3	煤油	5	460	570
算例 4	煤油	10	920	570

4　结果与讨论

通过建立以上所述的三维耦合模型，利用商业程序 ANSYS 和 CFX 进行了热流固耦合分析，得到了不同流体冷却情况下结构温度场、应力场和流场的演化及分布情况。

图 3 为两种不同液体在相同流速的冷却条件下热流输入面沿流向不同位置点温度随时间的变化情况。由图 3 中看出，两种不同液体都能使结构热流输入表面温度达到稳定值，且沿流向(x 方向)稳态温度值逐渐增大。然而，流体为煤油时其相应位置处的稳态温度明显高于水时的情况，流体为煤油时温度最高达到 1100K 左右，而流体为水时只到 775K 左右；且煤油情况下达到稳态值所需的时间明显长

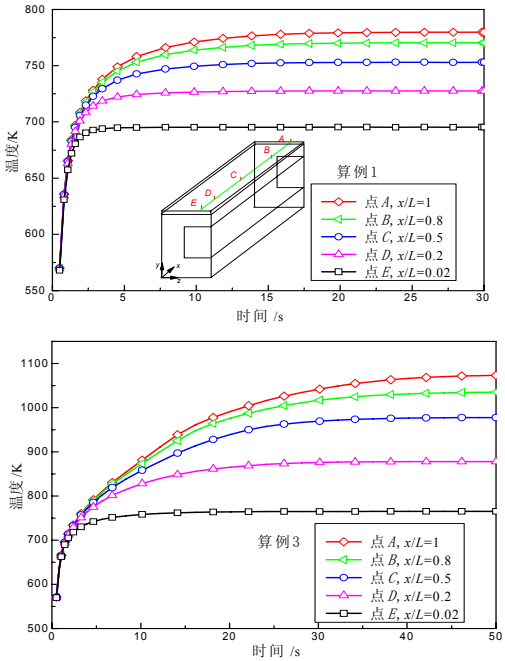


图 3　外壁上表面不同位置点温度随时间变化曲线

Fig.3　Temperature history of different points on the upper surface

于水时的情况，煤油情况下 $t=50$s 时出口端才刚刚达到稳定值，而水冷情况在 $t=20$s 左右就全部达到稳定值了。

图 4 为温升稳定后管道内壁面沿流向不同位置处的温度分布情况，由图可以清楚地看出沿流向温度逐渐上升，油冷情况的壁面温度都高于相应位置处水冷情况的温度；且不同固壁面其温度值不同，越靠近热流输入面(即外壁面的上表面)其稳态温度越高。

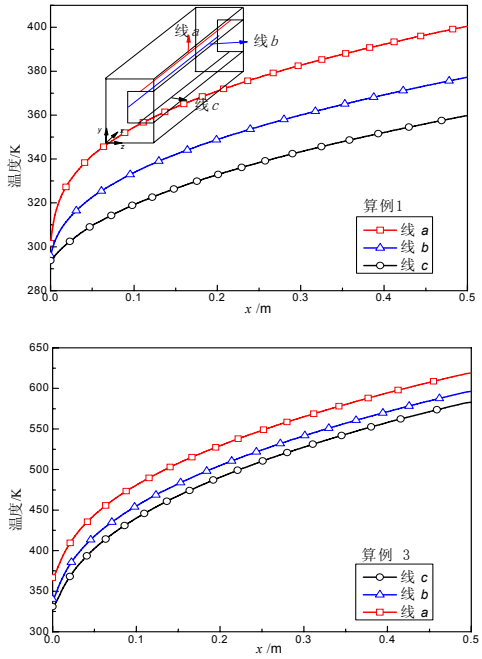
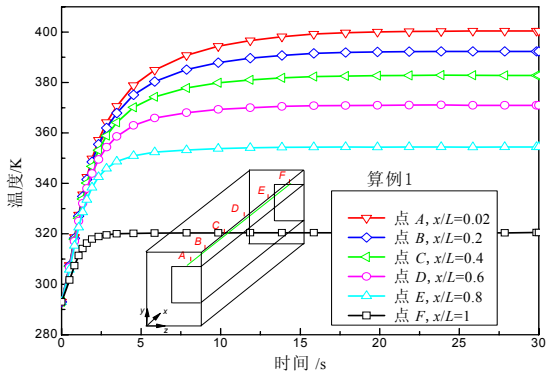


图 4　内壁面沿流向不同位置处温度分布曲线

Fig.4　Temperature distribution at different locations of the inner surface

图 5 为管道内壁上表面沿流向不同位置处温度随时间变化情况，由图可以看出其温度演化与热流输入面(图 3)相似，但稳态温度值有明显下降。

图 6 为冷却液为煤油时(Pr 相同)不同入口流速条件下界面温度分布及不同位置处温度随时间变化的对比情况。从图 6 中可以看出，入口流速大



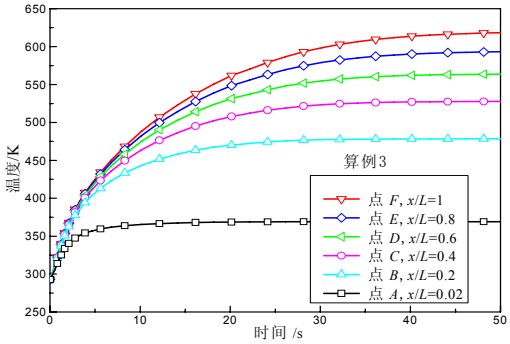


图 5 流固界面处不同位置点温度随时间变化曲线

Fig.5 Temperature history of different points on the fluid-structure interface

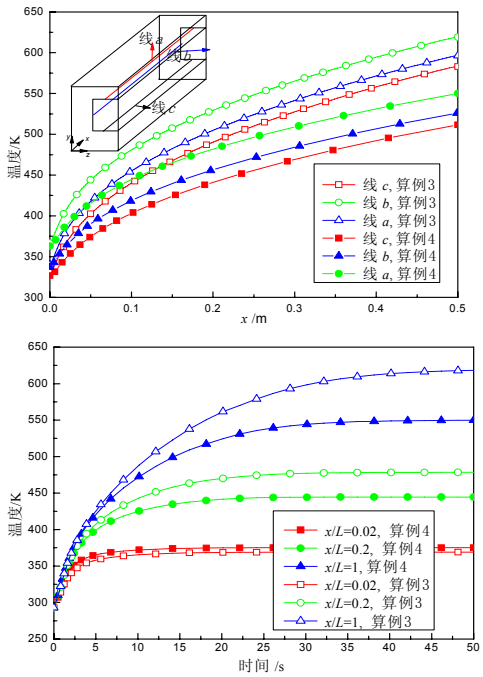


图 6 不同流速下界面处温度对比

Fig.6 Interface temperature distribution at different fluid velocity

时管道内壁面的界面温度较低，且沿流向温差逐渐变大；另外，在相同位置处加载初始阶段的温差很小，随着冷却过程的进行，下游处温差逐渐变大，而在靠近入口处温差变化基本保持不变。这说明流速大(即 Re 高)时，冷却液带走的热量更多，对结构起到的冷却作用更明显。

图 7 为温升稳定后管内流体不同位置横截面沿 y 方向的温度分布情况，由图看出两种液体在相应位置处的温升明显不同，水冷情况下靠近壁面附近的温度及温度梯度都低于油冷情况，且水冷时内壁面上下表面温度不对称性更明显。

图 8 为两种情况下包含流体和固体的整体计算域在不同位置处的稳态温度分布云图，由图看出，在热流输入的结构上表面温度最高，远离该面温度逐渐降低，且随着 x 的增大温度逐渐升高，但油冷情况下固体结构的整体温度都比水冷情况要高；流体温度远低于固体温度，所以在流固边界处都有较高的温度梯度。

图 9 为两种液体冷却情况下内壁面的上下表面不同时刻壁面热流沿流向分布情况。由图看出，对于内壁上表面(沿线 a)壁面热流随 x 的增大而减小，且水冷情况下热流明显大于油冷情况，即水冷情况下带走的热量更多，从而使固体结构温度更低，冷却效果更明显，与温度分布相对应；而内壁下表面

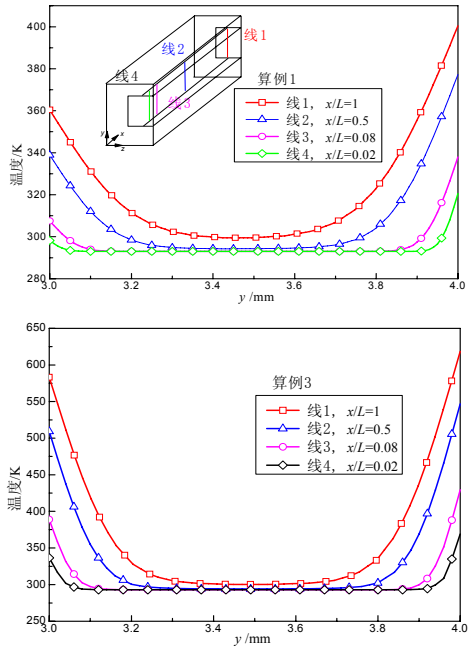
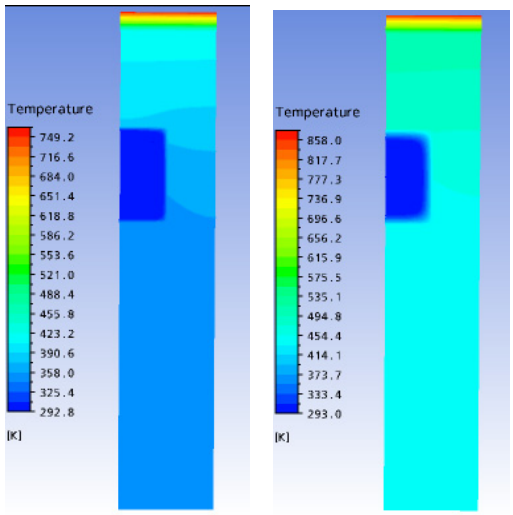
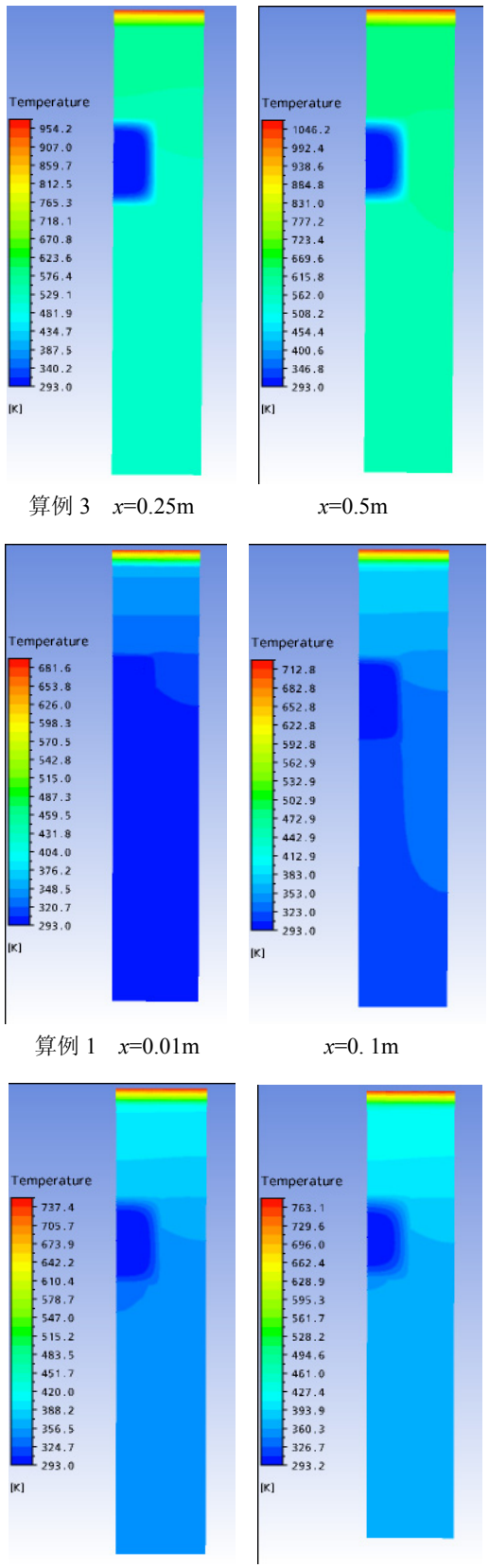


图 7 不同位置处管内液体横向温度分布曲线

Fig.7 Temperature distribution of the fluid across the transverse section



算例 3 x=0.01m x=0. 1m



算例 3　x=0.25m　　x=0.5m

算例 1　x=0.01m　　x=0. 1m

算例 1　x=0.25m　　x=0. 5m

图 8　流固整体横截面不同位置处稳态温度分布云图

Fig.8　Temperature contours of different transverse section

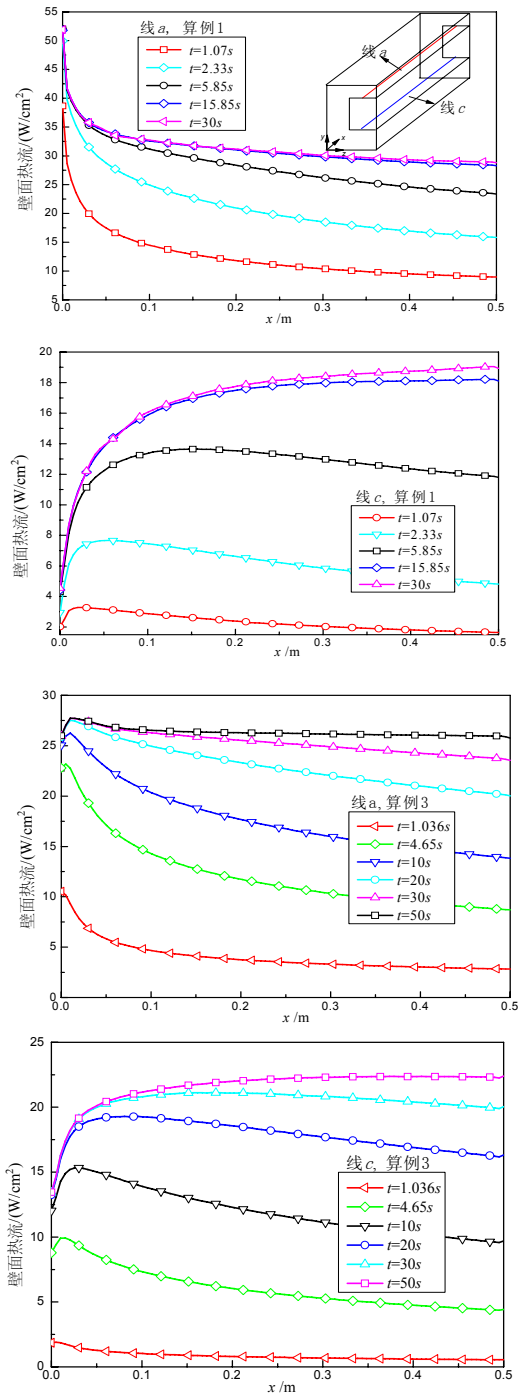


图 9　内壁面的上下表面不同时刻壁面热流沿流向分布曲线

Fig.9　Wall heat flux distribution at the inner surface

(沿线 c)壁面热流先随 x 增大而减小，然后变为沿流向逐渐上升，这是由于固体导热能力比流体强，随着时间的增加热流先通过固体结构传到下表面然后传递给液体带走的缘故。以上计算结果与文献[1－9]中的相应结果变化趋势基本相同，也与工程实际经验基本相符。

图 10 为管道中部(x=0.25m 处)沿 y 方向的应力分布情况，其中 SX、SY、SZ 分别代表 x、y、z 三个方向的应力分量。由图 10 中看出，应力在靠近热流输入面迅速上升，与图 8 所示温度分布相对应；且在管道的尖角处有应力集中现象，因此尖角处应力需要重点关注。

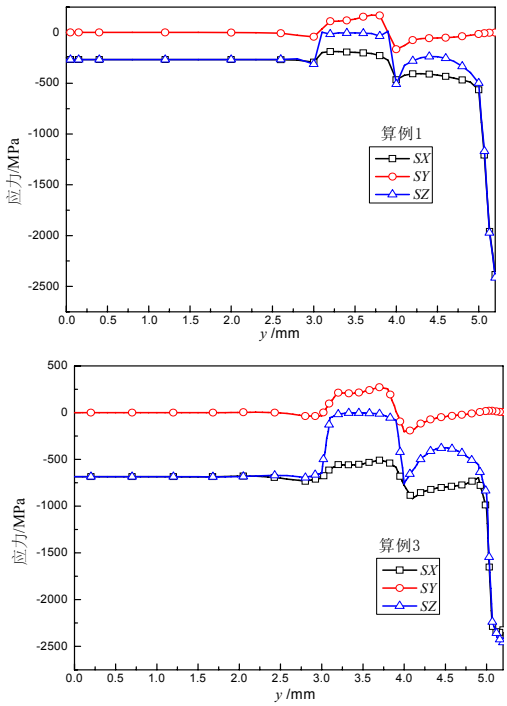
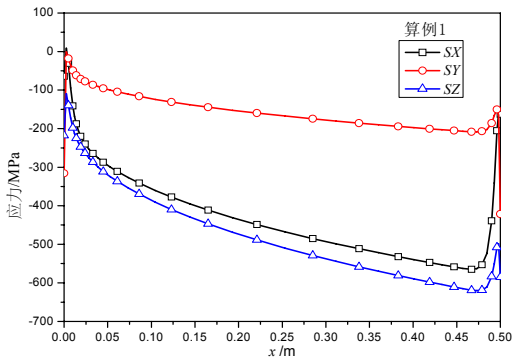


图 10 管道中部应力分布曲线

Fig.10 Stress distribution along y direction at the center of the tube

图 11 为管道内壁面尖角处沿流向应力分布曲线。由图看出流体为煤油时沿流向应力分布较均匀，且应力水平明显高于流体为水的情况。这主要是因为煤油情况下沿流向结构温度高于流体为水的情况。由于约束条件的影响，y 方向应力幅值明显低于其他两个方向，且在管道两端都有一定程度的应力释放。



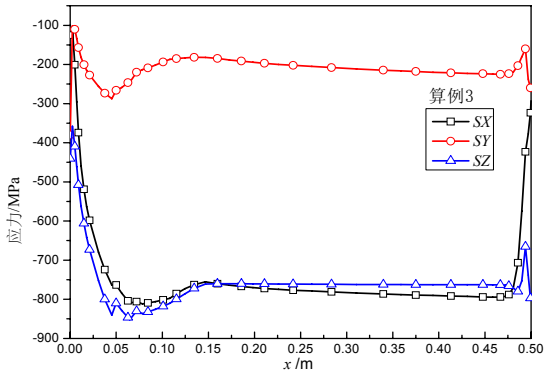


图 11 内壁面尖角处沿流向应力分布曲线

Fig.11 Stress distribution along flow direction at the corner of the tube

图 12 为涂层界面处剪切应力分布情况，其中 SXY、SYZ、SXZ 分别代表 x-y、y-z、x-z 平面内剪应力分量。由图可以看出 y-z 平面内的剪应力大于其它两个平面内的应力，说明在高温环境下管道内表面涂层容易发生剥落；且煤油情况的应力幅值远高于水的情况。以上计算结果与工程实际经验基本相符。

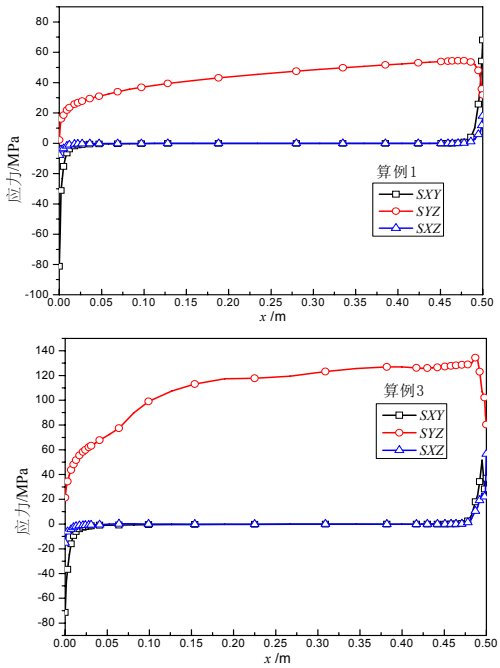


图 12 涂层界面剪应力分布曲线

Fig.12 Shear stress distribution at the interface of coating

5 结论

本文基于有限元法和计算流体动力学方法及软件，分析了均匀热流作用下三维冷却管道在两种不同冷却液体情况下的瞬态耦合传热问题。通过计算得到以下几点结论：

(1) 两种液体都能使受恒定均匀热流载荷作用的结构的温度达到稳定值，但由于液体热物理性质的差异，水冷时最高温度在 775K 左右而油冷时在 1100K 左右；油冷情况下温度达到稳态需要的时间长于水冷情况，且沿流向温度逐渐上升。

(2) 管道内壁面处温度分布及温度随时间的变化情况与热流加载面相同，但温度有明显降低；且在流固界面的流体壁面有较大的温度梯度。

(3) 管道内液体沿流向温度逐渐上升，管道内壁面上表面附近液体温度高于下表面液体温度，且达到稳态时壁面附近相应位置的水温都低于煤油的温度。

(4) 管道内壁面上下表面的壁面热流随时间变化情况不同，上表面沿流向逐渐降低，而下表面在加载开始时逐渐降低，随着外热流输入的进行变为沿流向壁面热流逐渐上升。

(5) 管道内液体为煤油时，结构应力水平都明显较高；在管道尖角处有应力集中现象出现；涂层界面处 y-z 平面内剪应力远高于其他两个面内的剪应力，因此容易发生剥落。

通过以上分析使我们了解到管流内部共轭传热过程中界面温度及热流条件的确定是一个关键因素，而这个条件往往事先无法知道。采用热流固耦合数值计算方法能很好的将流场与结构分析结合起来，实现管流的瞬态共轭传热、结构热力耦合及与流场的流固耦合分析，为工程实际中的冷却通道设计提供数值试验平台，并给出优化设计方向。

应当指出，管流的热流固耦合问题是一个非常复杂的问题，冷却液体在高温环境下的热物理性质变化带来的影响、流场的精确模拟等都需要后续进行进一步的研究，并结合试验不断加以改进和完善，为工程实际的应用打下基础。

参考文献：

[1] Chida K. Study on conjugate heat transfer by vectorial dimensional analysis [J]. International Journal of Heat Mass Transfer, 1976, 19: 453－460.

[2] Rizk T A, Kleinstreuer C, Ozisik M N. Analytic solution to the conjugate heat transfer problem of flow past a heated block [J]. International Journal of Heat Mass Transfer, 1992, 35(6): 1519－1525.

[3] Shome B, Jensen M K. Mixed convection laminar flow and heat transfer of liquids in isothermal horizontal circular ducts [J]. International Journal of Heat Mass Transfer, 1995, 38: 1945－1956.

[4] Al-Zaharnah I T, Yilbas B S, Hashmi M S J. Conjugate heat transfer in fully developed laminar pipe flow and thermally induced stresses [J]. Computer Methods Applied Mechanic Engineering, 2000, 190: 1091－1104.

[5] Luna N, Mendez F, Trevino C. Conjugated heat transfer in circular ducts with a power-law laminar convection fluid flow [J]. International Journal of Heat Mass Transfer, 2002, 45: 655－666.

[6] Bilir S. Transient conjugated heat transfer in pipes involving two-dimensional wall and axial fluid conduction [J]. International Journal of Heat Mass Transfer, 2002, 45: 1781－1788.

[7] Yapici H, Albayrak B. Numerical solutions of conjugate heat transfer and thermal stresses in a circular pipe externally heated with non-uniform heat flux [J]. Energy Conversion and Management, 2004, 45: 927－937.

[8] Chen Cha'o-Kuang, Wu Liwen, Yang Yue-Tzu. Estimation of unknown outer-wall heat flux in turbulent circular pipe flow with conduction in the pipe wall [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48: 3971－3981.

[9] Ghariban N, Haji-Sheikh A, You S M. Pressure drop and heat transfer in turbulent duct flow: A two-parameter variational method [J]. Journal of Heat Transfer, 1995, 117: 289－295.

[10] Li Ying, Yu Lixiao, Chen Hongyan. Application of liquid-solid coupled numerical simulation method in steady heat transfer calculation of an engine [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2007, 28: 19－27.

[11] Li Ying, Yu Lixiao, Chen Hongyan, Li Xiaolu. 3-D simulation of steady heat transfer of fluid-solid coupled system in engine coolant system [J]. Transactions of CSICE, 2007, 25: 252－257.

[12] Hu Zhihong, Chen Tingkuan, Luo Yushan, Zheng Jianxue. Heat transfer to kerosene at supercritical pressure in small-diameter tube with large heat flux [J]. Journal of Chemical Industry and Engineering, 2002, 53: 134－138.

[13] 中国航空材料手册编辑委员会. 中国航空材料手册[M]. 北京: 中国标准出版社, 1989.
The editing committee of aviation material application manual. Aviation material applied manual [M]. Beijing: China Standard Press, 1989. (in Chinese)

[14] Versteeg H K, Malalasekera W. An introduction to computational fluid dynamics [M]. America: Pearson Education Limited, 1995.

[15] Ozisik M N. Heat conduction [M]. New York: Wiley, 1980.

[16] Gatewood, Echols B. Thermal stresses [M]. Great Britain: McGraw-Hill, 1957.

[17] 周光坰. 流体力学(上、下册)[M]. 北京: 高等教育出版社, 2002.
Zhou Guangtong. Fluid mechanics [M]. Beijing: Higher Education Press, 2002. (in Chinese)