

文章编号: 1000-8055(2008)02-0317-06

准一维可压缩瞬变管流的有限体积模型 (II) 管壁温度场的有限体积模型

陈 阳, 高 芳, 张振鹏, 王海兴, 蔡国飙
(北京航空航天大学 宇航学院, 北京 100083)

摘 要: 在流场模型的基础上, 通过对圆柱坐标系下轴对称管道壁面划分的二维有限体积网格, 建立了一种计算管壁瞬变传热的有限体积模型, 可处理对流换热和辐射换热两种边界情况, 可处理具有包覆层或真空夹层结构的变物性管壁传热. 温度场模型是流场建模思想的自然延伸, 对二者的组合运用即为所发展的可仿真准一维可压缩流管内瞬变流动的有限体积模型, 一方面, 在流场仿真的体系内发展了传热计算的部分并最终扩展成为统一的流动/传热仿真体系, 另一方面, 结合阀芯节流模型, 从此模型出发可推导出管路系统常见元件的流场和温度场模型. 对某发动机试验台液氧贮箱增压系统的建模与仿真表明, 提出的模型体系具有很好的适用范围和良好的仿真精度.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 一维可压缩流; 瞬变管流; 管壁传热; 有限体积法; 系统动态仿真
中图分类号: V434 **文献标识码:** A

Finite volume model for quasi one-dimensional compressible transient pipe flow (II) Finite volume model of temperature field

CHEN Yang, GAO Fang, ZHANG Zhen-peng, WANG Hai-xing, CAI Guo-biao
(School of Astronautics,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: Based on the flow field model, a finite volume model suitable for simulating pipe wall transient heat transfer was established by employing two-dimensional finite control volume grids in axisymmetric cylindrical coordinates which can deal with two boundary heat transfer conditions including convection and radiation. Variable thermophysical properties of wall material and multilayer or vacuum sandwich structure of pipe wall were also considered. The temperature field model is a natural extension of flow field modeling method. The union of both forms the finite volume model (FVM) of quasi one-dimensional compressible transient pipe flow, which is a uniform numerical system of flow and heat transfer. Furthermore, combining with throttling model of valve core, the model can be further developed to establish the flow field and temperature field models of common components in pipe system. The modeling and simulation of a certain liquid rocket engine test-bed LO₂ tank pressurization system shows that the FVM has a wide scope of application and good simulation precision.

Key words: aerospace propulsion system; one-dimensional compressible flow; transient pipe flow; heat transfer of pipe wall; finite volume method; system dynamic simulation

收稿日期: 2007-01-15; 修订日期: 2007-03-28

作者简介: 陈阳(1979-), 男, 河南漯河人, 博士后, 主要从事液体火箭发动机系统动力学与仿真研究.

国内外液体火箭发动机系统的流场通用仿真已经达到了一个较高的水平,只是诸多软件在流固传热仿真上的功能相对流场仿真的功能比较薄弱^[1],无论是典型的集中参数研究思路,还是典型的分布参数研究思路^[2],通常只侧重于瞬变流场的建模,对管壁的传热往往采用内壁或外壁绝热假设^[3],例如刘昆等^[3-4]提出的有限元状态变量模型在处理管壁传热时引入了管壁外层绝热的假设,这样建立的管壁释热模型只考虑了管壁的热容,而忽略了环境对管壁的传热以及壁面的温度梯度,实质上可以称为零维传热模型。当流体温度与管壁以及外界环境差别不大并且流体沿管道轴向温度梯度较小时,这种处理方法是合适的,然而对于许多流体系统(例如具有分层现象的低温推进剂贮箱、氢氧火箭发动机的冷却夹套等),管壁与环境传热对瞬变流场的影响需要全面衡量。

国外已经开展了关于流动和传热耦合仿真的工作。文献[5]介绍了 NASA 的传热/流动分析器 SINDA/FLUINT,该软件最初的版本 SINDA 只提供了针对热网络的计算功能,FLUINT 是作为 SINDA 的功能扩展项目而开发出来的,扩展后形成的 SINDA/FLUINT 软件实现了流体网络和热网络的联合建模与仿真,可处理理想流体或真实流体,可同时处理瞬态两相流动和对壁面的传热。文献[6]介绍了一种通过在热分析程序 SINDA/G 和通用流体系统仿真程序 GFSSP 之间发展一种连接接口进行传热/流动耦合建模与仿真的方法,接口子程序的作用是把流体网络中的分支和固壁热网络中的内节点通过迎风格式的流固传热计算连接起来,该文随后通过一些稳态、准稳态应用实例验证了 SINDA/G-GFSSP 体系的有效性,由于两种程序在时间步长上的不同步,文献[6]的工作仅限于稳态耦合方针,后续工作将逐步扩展瞬态耦合仿真功能。文献[5-6]代表了流动/传热耦合仿真发展的两个方向:一是在流动(传热)仿真软件的体系内发展传热(流动)计算的部分最终扩展成为统一的流动/传热仿真体系;二是在现有成熟流动仿真软件与成熟传热仿真软件的基础上,谋求两者的结合。前者工作量较大,并且可能由于原有的流动建模方法并不适合建立传热模型而使扩展工作难以进行,但是这样的软件一旦开发成功,将在流场和温度场计算之间获得很好的融合,最终形成功能强大的统一的流动/传热网络数值仿真体系;后者工作量较小,难点在于如何把两套不同结构和功能的成熟软件结合成为

一个统一的体系,如果仅仅是把两个软件通过数据接口连接起来而不从内部进行衔接融合工作,将在瞬态仿真功能的扩展上遇到难题,最终形成的体系由于内部结构和数值算法并不统一,在计算效率、稳定性以及扩展能力方面不如前者。

综上,瞬态流动/传热耦合仿真会成为液体火箭发动机系统通用仿真发展的一个趋势。考虑到管路系统的管道多为等截面圆柱(内外为不同流体或者外层为真空夹层),本文发展了一种二维轴对称管壁传热有限体积模型,管壁导热采用轴对称圆柱坐标系下的非稳态导热模型,管壁内层边界按圆管内强制对流或自然对流换热处理,管壁外层边界按对流换热或辐射换热处理,这样的处理方法全面考虑了管壁温度场和流场的互相影响,并且考虑了环境对系统的影响。

1 二维轴对称温度场的有限体积模型

假设:1) 管路内筒管壁为长圆柱管,最多为二层壁,壁内热传导为轴对称的;

2) 如果为真空夹层结构,内筒管壁与外筒管壁之间只存在辐射换热,且外筒管壁温度恒定为环境温度(即 $T_{w_2} = T_{f_2}$);

3) 管路外环境介质温度为当地环境温度,与管壁之间只存在对流换热。

轴对称圆柱坐标系下的非稳态导热微分方程为

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \quad (1)$$

对流换热内边界条件

$$\dot{q}_{i,0} = -\lambda_{i,0} \frac{\partial T}{\partial r} = \alpha (T_{f_1} - T_{wall}) \quad (2)$$

对流换热外边界条件

$$\dot{q}_{i,n_w} = -\lambda_{i,n_w} \frac{\partial T}{\partial r} = \alpha (T_{ektexine} - T_{f_2}) \quad (3)$$

辐射换热外边界条件

$$\dot{q}_{i,n_w} = -\lambda_{i,n_w} \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_i} + \frac{S_{1,ektexine}}{S_2} \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right)} \sigma (T_{ektexine}^4 - T_{w_2}^4) = \epsilon_s \sigma (T_{ektexine}^4 - T_{w_2}^4) \quad (4)$$

其中, T, ρ, c_p, λ 分别为管壁微元体的温度、微元体材料的密度、比热容、导热系数。 $T_{wall}, T_{ektexine}, T_{w_2}$ 分别表示内筒管壁内层、外层温度和外筒管

壁温度(如果为真空夹层结构), T_{f1} , T_{f2} 分别表示管内和管外流体温度, α , α_e 分别表示管内流体、管外流体与管壁的对流换热系数, $S_{1\text{ektexine}}$, ε_1 , S_2 , ε 分别表示内筒管壁外表面积、黑度和外筒管壁内表面积、黑度, 黑体辐射常数 $\alpha_b = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K}^4)$, ε 称为系统黑度. 对流换热内边界条件中的 $q_{i,0}$ 就是管内流场状态单元对管壁的单位面积上的热流密度^[2].

管壁轴向采用与流场状态单元相同的有限体积网格划分, 管壁径向采用一维非交错网格, 格心的布置方式如图1所示.

从管壁温度场中取任一有限控制体积, 对非稳态导热微分方程经过空间离散后得到常微分方程形式的轴对称二维传热模型:

1) 对非边界单元

$i = 0, 1, \dots, n-1, k = 1, \dots, n_w - 1$ 且 $k \neq k_d$

$$\frac{dT_{i,k}}{dt} = \frac{1}{\rho_p} \left\{ \frac{\lambda_w}{\Delta x \Delta x_w} T_{i-1,k} + \frac{\lambda_e}{\Delta x \Delta x_e} T_{i+1,k} - \left[\frac{1}{\Delta x} \left(\frac{\lambda_w}{\Delta x_w} + \frac{\lambda_e}{\Delta x_e} \right) + \frac{1}{\Delta r} \left(\frac{\lambda_s}{\Delta r_s} + \frac{\lambda_n}{\Delta r_n} \right) \right] T_{i,k} + \left\{ \frac{\lambda_s}{\Delta r \Delta r_s} - \frac{\lambda}{r_{i,k}(\Delta r_s + \Delta r_n)} \right\} T_{i,k-1} + \left\{ \frac{\lambda_n}{\Delta r \Delta r_n} + \frac{\lambda}{r_{i,k}(\Delta r_s + \Delta r_n)} \right\} T_{i,k+1} \right\} \quad (5)$$

2) 对流换热内边界处 ($k = 0$)

$$\frac{dT_{i,0}}{dt} = \frac{1}{\rho_p} \left\{ - \left[\frac{1}{\Delta x} \left(\frac{\lambda_w}{\Delta x_w} + \frac{\lambda_e}{\Delta x_e} \right) + \frac{1}{\Delta r_0} \left(\alpha + \frac{\lambda_n}{\Delta r_n} \right) + \frac{\lambda}{r_0 \Delta r_n} \right] T_{i,0} + \frac{\lambda_w}{\Delta x \Delta x_w} T_{i-1,0} + \frac{\lambda_e}{\Delta x \Delta x_e} T_{i+1,0} + \right.$$

$$\left. \frac{\alpha}{\Delta r_0} T_{f1} + \frac{1}{\Delta r_n} \left(\frac{\lambda_n}{\Delta r_0} + \frac{\lambda}{r_0} \right) T_{i,1} \right\} \quad (6)$$

3) 对流换热外边界处 ($k = n_w$)

$$\frac{dT_{i,n_w}}{dt} = \frac{1}{\rho_p} \left\{ - \left[\frac{1}{\Delta x} \left(\frac{\lambda_w}{\Delta x_w} + \frac{\lambda_e}{\Delta x_e} \right) + \frac{1}{\Delta r_{n_w}} \left(\frac{\lambda_s}{\Delta r_s} + \alpha_e \right) - \frac{\lambda}{r_{n_w} \Delta r_s} \right] T_{i,n_w} + \frac{\lambda_w}{\Delta x \Delta x_w} T_{i-1,n_w} + \frac{\lambda_e}{\Delta x \Delta x_e} T_{i+1,n_w} + \frac{1}{\Delta r_s} \left(\frac{\lambda_s}{\Delta r_{n_w}} - \frac{\lambda}{r_{n_w}} \right) T_{i,n_w-1} + \frac{\alpha}{\Delta r_{n_w}} T_{f2} \right\} \quad (7)$$

4) 辐射换热外边界处 ($k = n_w$)

$$\frac{dT_{i,n_w}}{dt} = \frac{1}{\rho_p} \left\{ - \left[\frac{1}{\Delta x} \left(\frac{\lambda_w}{\Delta x_w} + \frac{\lambda_e}{\Delta x_e} \right) + \frac{\lambda}{\Delta r_{n_w} \Delta r_s} - \frac{\lambda}{r_{n_w} \Delta r_s} \right] T_{i,n_w} - \frac{\varepsilon \alpha_b}{\Delta r_{n_w}} T_{i,n_w}^4 + \frac{\lambda_w}{\Delta x \Delta x_w} T_{i-1,n_w} + \frac{\lambda_e}{\Delta x \Delta x_e} T_{i+1,n_w} + \frac{1}{\Delta r_s} \left(\frac{\lambda_s}{\Delta r_{n_w}} - \frac{\lambda}{r_{n_w}} \right) T_{i,n_w-1} + \frac{\varepsilon \alpha_b}{\Delta r_{n_w}} T_{w2}^4 \right\} \quad (8)$$

5) 两种材料分界面处 ($k = k_d$)

$$\frac{dT_{i,k_d}}{dt} = \frac{\Delta r_s + \Delta r_n}{\rho_p c_{ps} \Delta r_s + \rho_n c_{pn} \Delta r_n} \left\{ - \left[\frac{1}{\Delta x} \left(\frac{\lambda_w}{\Delta x_w} + \frac{\lambda_e}{\Delta x_e} \right) + \frac{\lambda_s}{\Delta r_s} \left(\frac{1}{\Delta r} - \frac{1}{2r_k} \right) + \frac{\lambda_n}{\Delta r_n} \left(\frac{1}{\Delta r} + \frac{1}{2r_k} \right) \right] T_{i,k_d} + \frac{\lambda_w}{\Delta x \Delta x_w} T_{i-1,k_d} + \frac{\lambda_e}{\Delta x \Delta x_e} T_{i+1,k_d} + \frac{\lambda_s}{\Delta r_s} \left(\frac{1}{\Delta r} - \frac{1}{2r_k} \right) T_{i,k_d-1} + \frac{\lambda_n}{\Delta r_n} \left(\frac{1}{\Delta r} + \frac{1}{2r_k} \right) T_{i,k_d+1} \right\} \quad (9)$$

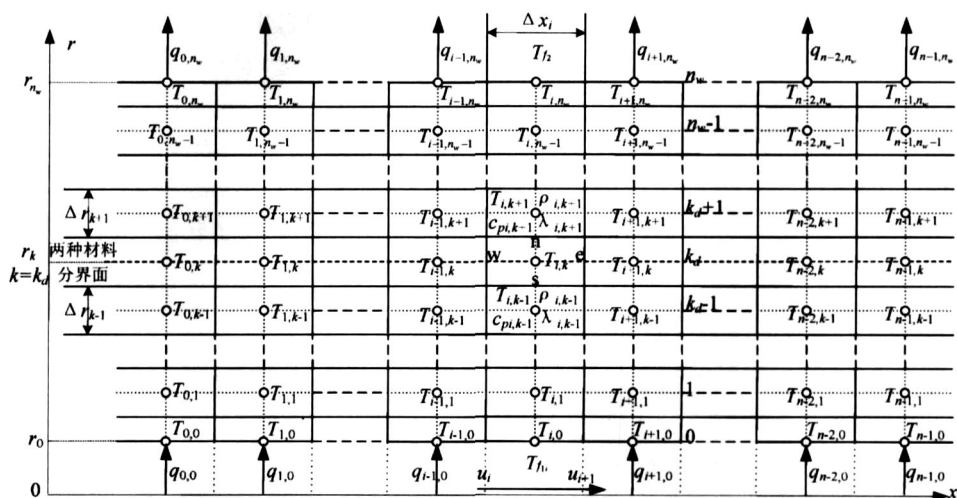


图1 轴对称二维管壁传热模型的网格划分

Fig. 1 Finite control volume grids of two-dimensional axial symmetric pipe wall heat transfer

6) 上述方程组对时间离散后即为传热模型的差分形式,根据差分模型和热力学第二定律,可得到传热模型的稳定性准则

$$\Delta \tau_{i,k} \leq \frac{\rho_p}{\frac{1}{\Delta x} \left(\frac{\lambda_w}{\Delta x_w} + \frac{\lambda_e}{\Delta x_e} \right) + \frac{1}{\Delta r} \left(\frac{\lambda_s}{\Delta r_s} + \frac{\lambda_n}{\Delta r_n} \right)},$$

$i = 0, 1, \dots, n-1, k = 1, 2, \dots, n_w-1$ 且 $k \neq k_d$

对于对流换热内边界条件

$$\Delta \tau_{i,0} \leq \rho_p / \left[\frac{1}{\Delta x} \left(\frac{\lambda_w}{\Delta x_w} + \frac{\lambda_e}{\Delta x_e} \right) + \frac{1}{\Delta r_0} \left(a + \frac{\lambda_n}{\Delta r_n} \right) + \frac{\lambda}{r_0 \Delta r_{ir}} \right]$$

对于对流换热外边界条件

$$\Delta \tau_{i,n_w} \leq \rho_p / \left[\frac{1}{\Delta x} \left(\frac{\lambda_w}{\Delta x_w} + \frac{\lambda_e}{\Delta x_e} \right) + \frac{1}{\Delta r_{n_w}} \left(\frac{\lambda_s}{\Delta r_s} + a \right) - \frac{\lambda}{r_{n_w} \Delta r_s} \right]$$

对于辐射换热外边界条件

$$\Delta \tau_{i,n_w} \leq \rho_p / \left[\frac{1}{\Delta x} \left(\frac{\lambda_w}{\Delta x_w} + \frac{\lambda_e}{\Delta x_e} \right) + \frac{1}{\Delta r_{n_w}} \left(\frac{\lambda_s}{\Delta r_s} + \varepsilon_s \sigma_0 T_{i,n_w}^3 \right) - \frac{\lambda}{r_{n_w} \Delta r_s} \right]$$

对于两种材料分界面处

$$\Delta \tau_{i,k_d} \leq \frac{\rho_s c_{p_s} \Delta r_s + \rho_n c_{p_n} \Delta r_n}{\Delta r_s + \Delta r_n} / \left[\frac{1}{\Delta x} \left(\frac{\lambda_w}{\Delta x_w} + \frac{\lambda_e}{\Delta x_e} \right) + \frac{\lambda_s}{\Delta r_s} \left(\frac{1}{\Delta r_s} - \frac{1}{2r_{k_d}} \right) + \frac{\lambda_n}{\Delta r_n} \left(\frac{1}{\Delta r} + \frac{1}{2r_{k_d}} \right) \right]$$

可以看出,当网格均分且常物性时 $\max\{\Delta \tau_{i,k}\} > \min\{\max\{\Delta \tau_{i,0}\}, \max\{\Delta \tau_{i,n_w}\}\}$, $k = 1, 2, \dots, n_w-1$ 且 $k \neq k_d$,在非均匀网格和变物性情况下可认为此条件仍然成立,则计算管壁传热的时间步长可取为

$$\Delta \tau = \frac{\min\{\Delta \tau_{i,0}, \Delta \tau_{i,n_w}, \Delta \tau_{i,k_d}\}}{1.2}, i = 0, \dots, n-1 \quad (10)$$

实际上,仿真研究表明,在瞬变管流中,根据稳定性准则确定的温度场时间步长通常大于流场时间步长 Δt ,因此动态仿真时通常可取 $\Delta \tau = \Delta t$,上述温度场准则可以作为验证条件。

式中, $r_k = r_0 + \sum_{j=1}^{k-1} \Delta r_j + \frac{\Delta r_k}{2}$, $k = 1, 2, \dots, n_w-1$, 注意 $\Delta r_0, \Delta r_{n_w}$ 为一般网格径向长度的一半。 i, k 分别表示管壁轴向和径向单元网格点, n, n_w 分别表示沿管壁轴向和径向划分的网格数。除 n_w, ε_s 之外,变量的下标 w, e, s, n 分别表示温度场网格单元的西、东、南、北边界,各网格单元边界处导热系数采用两边网格导热系数的调和平均

值^[7]。 $T_{-1,k}, T_{n,k}$ 为边界管壁温度,可以从上、下游元件管壁的边界网格取值,也可以简单的按 $T_{-1,k} = T_{0,k}, T_{n,k} = T_{n-1,k}$ 处理。

7) 对流换热系数的计算公式

按雷诺数将圆管内的对流换热划分为五个区域:

$Re \leq \sqrt{Gr/10}$ 为层流混合对流换热或自然对流换热区;

$\sqrt{Gr/10} < Re \leq 300$ 为层流换热区;

$2300 < Re \leq 10^4$ 为过渡换热区;

$10^4 < Re \leq 1.75 \times 10^5$ 为紊流换热区;

$Re > 1.75 \times 10^5$ 为超高雷诺数紊流换热区。

在每个区根据管道布置情况、 Pr 值、 Ra 值、流体相态、温差大小、冷却或加热情况选择合适的计算公式^[8-12]。

其中,普朗特数 $Pr = \mu_f c_{p_f} / \lambda_f$,格拉晓夫数 $Gr = g\beta |T_{wall} - T_{f1}| l^3 / \nu^2$,瑞利数 $Ra = Gr \cdot Pr$,运动粘性系数 $\nu = \mu_f / \rho_f$, g 为重力加速度, $\beta, \mu_f, c_{p_f}, \lambda_f$ 分别为流体的容积膨胀系数、动力粘度、定压比热、导热系数,特征尺度 l 对竖圆柱取高度、对横圆柱取直径。

2 模型验证

为验证所建立的准一维可压缩变截面管流瞬变流场和温度场有限体积模型的有效性,对如图2所示的液氧贮箱增压系统进行了分布参数数值建模与仿真。模块化建模^[1]时把此系统化为1个流体源(FS1)、24段气体管道(GP1~24)、1段一般可压缩流管道(CFP1)、5个气体容积(GVol1~5)、1个贮箱(Tank1)、11个气体阀门(GV1~11)、1个气体减压器(GPRR1)、1个气动薄膜调节阀(PDCV1),图中标出了各管道的长度(单位:m)、外径和厚度(单位:mm)。管道、贮箱元件流场网格分别划分为100,25 mm/grid。贮箱内筒壁面向径网格划分为1.67 mm/grid。阀门和气体容积沿管路走向的长度为2个网格单元。火药启动器点火时刻系统的初始状态根据试验数据和经验给定,流体源FS1边界条件的设置采用液氧质量流量 Q_{mL} 的试验测量数据。认为气体管流为一维理想气体流动,液体管流为一维可压缩流,管道壁面采用绝热模型,真空夹层结构的贮箱壁面采用本文发展的内筒管壁与外筒管壁之间存在辐射换热的轴对称二维传热模型,气体考虑变物性,液体视为常物性,壁面材料常温区域元件视为常物性、低温区域元件考虑变物性。

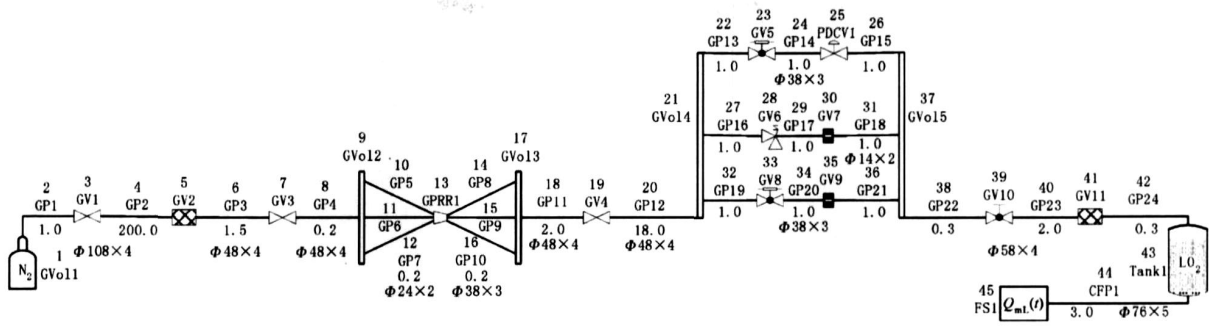


图 2 液氧贮箱增压系统的数值仿真模型

Fig. 2 Numerical simulation model of LO₂ tank pressurization system

图 3 为贮箱增压系统在发动机点火工作段的仿真结果与试验结果以及集中参数贮箱模型系统仿真结果^[13]的对比。从图 3(a), (b), (c) 可以看

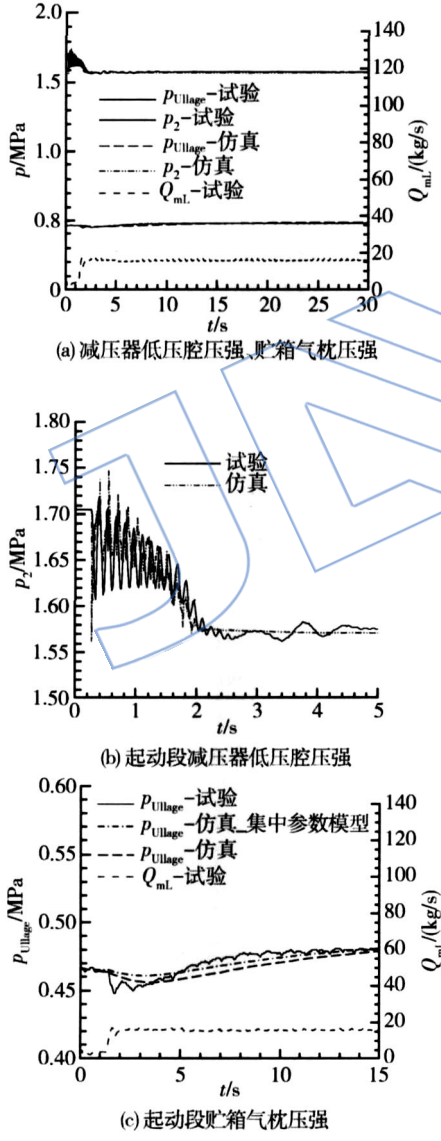


图 3 液氧贮箱增压系统数值仿真结果与试验结果以及集中参数贮箱模型系统仿真结果的对比

Fig. 3 Comparison between simulation results and test data of LO₂ tank pressurization system

出,分布参数贮箱模型系统仿真获得的减压器低压腔压强、贮箱气枕压强的开启和稳态特性曲线与试验测量结果获得了很好地一致,而集中参数贮箱模型由于没有考虑壁面与增压气体以及低温液体的传热作用从而导致箱压仿真曲线在起动段波动幅度明显小于试验曲线。

图 4 为贮箱入口增压气体流量仿真结果与经验公式^[13]计算出的增压气体流量以及集中参数贮箱模型系统仿真结果^[13]之间的对比,经验公式中 T_{Ullage} 按照工程经验取为 180 K^[13-14]。从图中可以看出,仿真得到的贮箱入口增压气体流量曲线与经验曲线符合得很好,集中参数贮箱模型由于未考虑传热对增压气体能量的消耗从而高估了增压气体在贮箱入口和气液界面处质量流量不平衡的不足在这里得到了改进。这说明分布参数贮箱模型对壁面与增压气体以及低温液体传热作用的建模是比较成功的。

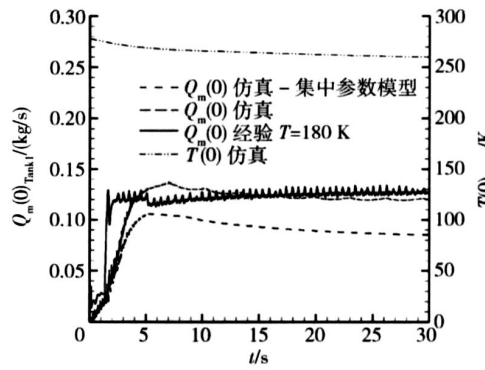


图 4 贮箱入口增压气体流量仿真结果与经验公式计算结果的对比

Fig. 4 Comparison between simulation results of tank inlet pressurant mass rate and experiential correlation prediction

图 5 揭示了贮箱流场和内筒壁面温度场的分层现象,可以看出,仿真很好地刻划了贮箱气枕部

分的温度分层现象.更为详细的讨论将在后续文章中进行.

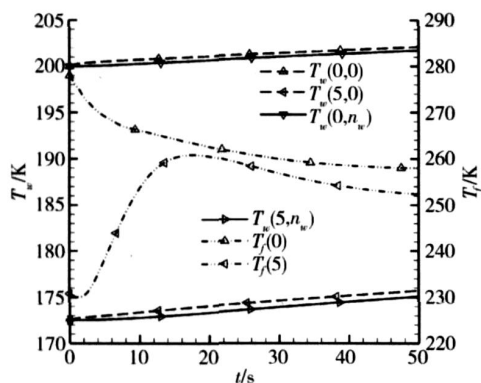


图5 贮箱中流场和温度场的热分层现象

Fig.5 Thermal stratification of flow field and temperature field in Tank1

3 结 论

本文在准一维可压缩变截面管流瞬变流场有限体积模型的基础上,通过对圆柱坐标系下轴对称管道壁面划分的二维有限体积网格,建立了一种计算管壁瞬变传热的有限体积模型.从模型的建模思想和建立过程可以得出如下结论:

(1) 本文模型是从轴对称圆柱坐标系下的非稳态导热微分方程出发离散得到的,可处理对流换热和辐射换热两种边界情况,可处理具有包覆层或真空夹层结构的变物性管壁传热.

(2) 温度场模型是流场建模思想的自然延伸,对二者的组合运用即为所发展的可仿真准一维可压缩流管内瞬变流动的有限体积模型,一方面在流场仿真的体系内发展了传热计算的部分并最终扩展成为统一的流动/传热仿真体系,另一方面,结合阀芯节流模型,从此模型出发可推导出管路系统常见元件的流场和温度场模型,解决了复杂管网系统的统一数值建模问题,其逻辑自治性具有一定的理论意义,在管路系统仿真领域具有较好的应用前景.

(3) 通过根据雷诺数将圆管内的对流换热划分为五个区域,给出了一种通用的计算管内流体与壁面对流换热的方案.

(4) 通过对某发动机试验台液氧贮箱增压系统的建模与仿真表明,提出的有限体积模型具有很好的适用范围和良好的仿真精度,在管路系统仿真领域具有较好的工程应用价值.

(5) 轴对称二维传热模型虽然准确全面,但

是温度场与流场的耦合迭代计算必然会大大减慢分布参数系统动态仿真的速度,因此,在流体沿管道轴向温度梯度不是很大的情况下,可以采用一维径向传热模型,在流体温度与管壁及环境温度相差不是很大或者管道绝热措施很好的情况下,也可以采用零维传热模型或者管壁绝热模型.

参考文献:

- [1] 陈阳.液体火箭发动机试验台气路系统通用模块化建模与仿真研究[D].北京:北京航空航天大学,2006.
- [2] 陈阳,高芳,张振鹏,等.准一维可压缩瞬变管流的有限体积模型(I)流场的有限体积模型[J].航空动力学报,2008,23(2):311-316.
CHEN Yang,GAO Fang,ZHANG Zhenpeng,et al. Finite volume model for quasi one-dimensional compressible transient pipe flow (I) Finite volume model of flow field[J]. Journal of Aerospace Power,2008,23(2):311-316.
- [3] 张育林,刘昆,程谋森.液体火箭发动机动力学理论与应用[M].北京:科学出版社,2005.
- [4] 刘昆,程谋森,张育林.低温推进剂供应管道系统充填过程的动力学模型[J].国防科技大学学报,2003,25(3):1-5.
LIU Kun,CHENG Mousen,ZHANG Yulin. Dynamic model of priming processes of cryogenic propellant feed lines[J]. Journal of National University of Defense Technology,2003,25(3):1-5.
- [5] Cullimore B A,Beer C M,Johnson D A. Propulsion applications of the NASA standard general purpose thermo-hydraulic analyzer[R]. AIAA2000-3723,2000.
- [6] Schallhorn P A,Palmiter C,Farmer J,et al. Interfacing the generalized fluid system simulation program with the SIN-DA/G thermal program[R]. AIAA2000-2504,2000.
- [7] (美)Partankar S V. 传热与流体流动的数值计算[M]. 张政,译.北京:科学出版社,1984.
- [8] 王补宣. 工程传热传质学[M]. 北京:科学出版社,1998.
- [9] (美)Karlekar B V,Desmond R M. 工程传热学[M]. 刘吉萱,译.北京:人民教育出版社,1981.
- [10] 杨世铭. 传热学[M]. 北京:高等教育出版社,1987.
- [11] 朱谷君. 工程传热传质学[M]. 北京:航空工业出版社,1989.
- [12] 钱滨江,伍贻文,常家芳,等. 简明传热手册[M]. 北京:高等教育出版社,1983.
- [13] 陈阳,张振鹏,瞿骞,等. 液体火箭发动机试验台贮箱增压系统数值仿真[J]. 航空动力学报,2007,22(1):96-101.
CHEN Yang,ZHANG Zhenpeng,QU Qian,et al. Numerical simulation for tank pressurization system of LRE test-bed[J]. Journal of Aerospace Power,2007,22(1):96-101.
- [14] 瞿骞. 高压、小气枕低温贮箱智能增压技术[J]. 低温工程,2005,(5):22-25.
QU Qian. An intelligence pressurization technology of high pressure and small ullage at low temperature Tank[J]. Cryogenics,2005,(5):22-25.