

DOI: 10.19666/j.rlfed.202212199

工业园区综合能源系统蒸汽 混合建模仿真研究

周懿^{1,2}, 李建训³, 王家乐⁴, 林小杰^{2,4}, 钟巍^{2,4}

(1.常州英集动力科技有限公司, 江苏 常州 213022;

2.浙江大学常州工业技术研究院, 江苏 常州 213000;

3.招远玲珑热电有限公司, 山东 招远 265400; 4.浙江大学能源工程学院, 浙江 杭州 310027)

[摘要] 针对目前工业园区综合能源系统中蒸汽建模缺乏动态建模与分析以及求解时采用数值法需要在精度和计算效率间平衡的问题, 基于蒸汽流动基本方程, 建立蒸汽流动过程的水力热力过程数学模型。通过解析与数值混合的方法进行水力热力建模, 并采用有限差分法求解热力模型。将该方法与商业仿真软件仿真数据相比: 求解误差在 0.43% 左右, 同时探究了不同求解条件对于热力过程的影响; 发现空间步长增大会使温度曲线的波动性增加; 随着管道内径增大, 温度传递变慢, 模型响应速度下降; 初始压力对模型的求解过程和精度并无太大影响。

[关键词] 蒸汽系统; 动态模型; 热力模型; 有限差分法; 向后差分

[引用本文格式] 周懿, 李建训, 王家乐, 等. 工业园区综合能源系统蒸汽混合建模仿真研究[J]. 热力发电, 2023, 52(8): 121-128. ZHOU Yi, LI Jianxun, WANG Jiale, et al. Simulation study on steam hybrid modeling of integrated energy system in industrial parks[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(8): 121-128.

Simulation study on steam hybrid modeling of integrated energy system in industrial parks

ZHOU Yi^{1,2}, LI Jianxun³, WANG Jiale⁴, LIN Xiaojie^{2,4}, ZHONG Wei^{2,4}

(1.Changzhou Engipower Technology Co., Ltd., Changzhou 213022, China;

2.Changzhou Industrial Technology Research Institute of Zhejiang University, Changzhou 213000, China;

3.Linglong Group ThermoElectron Corporation, Zhaoyuan 265400, China; 4.College of Energy Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: In view of the current lack of dynamic modeling and analysis of steam modeling in the integrated energy system of industrial parks, the numerical method needs to balance between accuracy and computational efficiency. Based on the basic equation of steam flow, this paper establishes a mathematical model of the hydrothermal process of steam flow. Hydrothermal model is carried out by using a mixture of analytical and numerical methods, and the thermal model is solved by finite difference method for simulation. Compared with the simulation data of commercial simulation software, the solution error of this method is about 0.43%, and the influence of different solution conditions on the thermal process is explored. It was found that an increase in spatial step size would increase the volatility of the temperature curve. As the inner diameter of the pipeline increases, the temperature transfer slows down and the response speed of the model decreases; The initial pressure does not have a significant impact on the solving process and accuracy of the model.

Key words: steam system; dynamic model; thermal model; finite difference method; backward differential

目前综合能源研究以工业园区综合能源为主, 划设计及优化调度已成为研究的热点^[1-5]。热网中蒸汽和热是综合能源研究主要方向, 其中热网蒸汽规 汽的输送十分关键, 工业用供热系统的 2/3 来自蒸

修回日期: 2022-12-07

基金项目: 国家自然科学基金项目(51806190); 国家重点研发计划项目(2019YFE0126000)

Supported by: National Natural Science Foundation of China (51806190); National Key Research and Development Program (2019YFE0126000)

第一作者简介: 周懿(1983), 女, 博士, 助理研究员, 主要研究方向为供热管网稳态分析与运行调控, zhouyi0122@zju.edu.cn。

通信作者简介: 林小杰(1992), 男, 博士, 副研究员, 主要研究方向为能源系统调度优化, xiaojie.lin@zju.edu.cn。

汽,但是蒸汽系统建模往往被忽略,目前石化领域考虑了蒸汽建模,但其建模方法较为独特难以整合进入综合能源系统。所以本文对热网中蒸汽的输送过程开展机理建模,为热网管网的有效规划及综合成本最小化打下理论基础。

田兆斐等^[6]基于质量守恒、能量守恒定律建立了两相箱体模型和流体网络模型。沈智鹏等^[7]采用混合建模法建立了大型集装箱船舶辅助锅炉的炉膛、汽包等数学模型。刘笑驰等^[8]利用半隐式差分法实现蒸汽管网水力、热力耦合的稳态求解。孙玉宝等^[9]基于节点方程法求解节点温度与节点压力,建立了蒸汽稳定流动数学模型。张增刚^[10]基于节点方程法,反复迭代计算求解压力和温度。

现有热力管网模型多为稳态模型,谢冬雷等^[11]基于管道压力变化公式、节点流量方程和节点压力连续方程,建立了管网水力计算模型。章金华^[12]建立了稳态水力计算模型,给出了压力、摩擦阻力、密度计算公式和流程图。郭永强^[13]优化了管道压力变化公式,并提升了模型精度。李祥立等^[14]基于分段积分法对蒸汽管网水力计算的逐段法作了改进,考虑了蒸汽密度变化对比摩阻的影响,建立了稳态水力模型。

但是蒸汽在管网中的流动往往处于不稳定工作状态,其参数持续随时间发生变化,所以建立蒸汽管网的动态模型尤为必要^[15]。刘斯斌等^[16]利用 APROS 软件研究了长输蒸汽供热管网动态延迟性及其影响因素。陆海^[17]和孙鑫南^[18]等利用 MODELICA 软件研究了单根蒸汽管道动态仿真模型及其延迟评估。高建强等^[19]借助 Gensystem 模型开发平台,构建了管网仿真动态模型。周守军^[20]基于节点和支路理论,建立了动态水力模型,通过改进平方根法求解。Chen 等人^[21]建立了动态水力模型,采用欧拉有限差分技术,引入虚拟节点求解。宋扬等^[22]采用稀疏矩阵法求解蒸汽供热管网的动态水力热力模型,减少了求解时间,加快了求解速度。胡宪法等^[15]建立了动态热力模型,准确定量刻画管网的蓄热、传热、耗散等关键过程。殷戈等^[23]以单管热力计算的迭代算法为基础,采用二叉树的结构,编制了支状管网的热力设计计算软件。王东^[24]利用相关的热力学公式建立了一套数学模型,由此简化了水力计算方法。

本文针对单管中蒸汽的输送过程,拟从蒸汽动态建模出发,将水力、热力模型分步求解,采用有限差分法中的显式差分格式对热力模型进行求解,

重点分析其输送过程的动态热力特性,以及离散步长、管道参数、初始压力对热力模型的影响。

1 单管动态物理模型

1.1 模型假设

本文针对单管蒸汽输送过程建立动态水力热力模型,实现对模型的求解和分析,从而得到管道参数的变化特性,以便蒸汽的合理调度和利用。

针对单管中过热蒸汽进行动态建模,首先,对蒸汽输送过程进行机理建模,假设如下:

- 1) 由于管道约束的存在,将蒸汽流动简化为沿管道的一维方向流动;
- 2) 假定蒸汽为理想气体,在压力较低、密度较低的情况下(分子间力可以忽略不计),气体可视为理想气体;
- 3) 蒸汽在管道内不发生相变,为单相可压缩气体流动过程;
- 4) 管道为水平管段,不考虑管道倾斜和垂直管段;
- 5) 不考虑管道热损失。

1.2 蒸汽流动水力热力模型

根据上述假设,基于蒸汽在单管中流动的质量守恒方程、流动方程和能量守恒方程,并加入气体状态方程和气体焓方程,建立单管中蒸汽流动的动态数学模型:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho v}{\partial x} = 0 \\ \frac{\partial \rho v}{\partial t} + \frac{\partial \rho v^2}{\partial x} + \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\lambda v^2}{2D} \rho = 0 \\ \frac{\partial \rho v h}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(u + \frac{v^2}{2} \right) \right] = 0 \\ \rho = \rho(p, T) \\ h = h(p, T) \end{cases} \quad (1)$$

式中: t 为时间, s; x 为空间距离, m; ρ 为蒸汽密度, kg/m^3 ; v 为蒸汽的流速, m/s ; p 为蒸汽压力, Pa; λ 为管道的沿程摩阻系数; D 为管道的内径, m; h 为蒸汽比焓, J/kg ; u 为蒸汽比内能, J/kg ; K 为传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; T 为蒸汽温度, K。

2 单管动态物理模型求解

本文中水力模型和热力模型之间存在耦合关系,动态水力模型和热力模型的耦合会大大增加模型求解过程中的计算难度和计算量,由于工业园区

综合能源系统热力学温度变化(5%~10%)较小^[25],且目前有关动态建模的文献也提出了水力与热力分离求解的思路^[15,22],所以本文采用平均温度的方法解耦,最终将水力模型与热力模型分离求解。即采用解析与数值结合的方法,利用平均温度求解水力模型,使用水力模型的求解结果利用数值法对热力模型进行求解。

2.1 水力模型求解

蒸汽在管道中的一维流动的动态水力模型为:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho v}{\partial x} = 0 \\ \frac{\partial \rho v}{\partial t} + \frac{\partial \rho v^2}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\lambda v^2}{2D} \rho = 0 \end{cases} \quad (2)$$

其中,当蒸汽流速远小于声速时,忽略对流项,即:

$$\frac{\partial \rho v^2}{\partial x} = 0 \quad (3)$$

并对摩擦力项中的速度平方项进行线性化处理:

$$\frac{\lambda \rho v^2}{2D} = \frac{\lambda \rho (2v v_a - v_a^2)}{2D} \quad (4)$$

式中: v_a 为管道中蒸汽流速的基值。

根据假设,蒸汽符合理想气体状态方程:

$$p = \rho RT \quad (5)$$

式中: R 为气体常数, $J/(kg \cdot K)$ 。

根据假设,蒸汽为单相流体,不发生相变,可得:

$$G = \rho v A \quad (6)$$

式中: G 为蒸汽的质量流量, kg/s ; A 为管道面积, m^2 。

将方程转化到频域求解,得蒸汽管道末端的流量和压力值分别为:

$$G_1 = \left(\frac{K_g G_0 - 2Y_g p_0}{2\sqrt{K_g^2 + 4Z_g Y_g}} + \frac{G_0}{2} \right) e^{\frac{\sqrt{K_g^2 + 4Z_g Y_g}}{2} l - \frac{K_g l}{2}} + \left(\frac{-K_g G_0 + 2Y_g p_0}{2\sqrt{K_g^2 + 4Z_g Y_g}} + \frac{G_0}{2} \right) e^{-\frac{\sqrt{K_g^2 + 4Z_g Y_g}}{2} l - \frac{K_g l}{2}} \quad (7)$$

$$p_1 = \left(\frac{-K_g p_0 - 2Z_g G_0}{2\sqrt{K_g^2 + 4Z_g Y_g}} + \frac{p_0}{2} \right) e^{\frac{\sqrt{K_g^2 + 4Z_g Y_g}}{2} l - \frac{K_g l}{2}} + \left(\frac{K_g p_0 + 2Z_g G_0}{2\sqrt{K_g^2 + 4Z_g Y_g}} + \frac{p_0}{2} \right) e^{-\frac{\sqrt{K_g^2 + 4Z_g Y_g}}{2} l - \frac{K_g l}{2}} \quad (8)$$

式中: G_1 为管道出口流量, kg/s ; G_0 为管道入口流量, kg/s ; p_1 为管道出口压力, Pa ; l 为管道长度, m ; p_0 为管道入口压力, Pa ; $z_g = j\omega L_g$, $R_g = \lambda v_b / AD$, R_g 为气阻, $(m^2 \cdot s)^{-1}$; L_g 为气感, $L_g = 1/A$, m^{-1} ; $Y_g = j\omega C_g$;

C_g 为气容, $C_g = A/RT$, $(kg \cdot m^2)/J$; K_g 为受控气压源, $K_g = -\lambda v_b^2 / 2RTD$, $(kg \cdot m)/(J \cdot s^2)$ 。

2.2 热力模型求解

针对蒸汽在管道中流动的热力模型,基于水力模型中压力和流量的计算结果,采用有限差分法进行求解。将能量方程以流量 G 和压力 p 的形式表示,根据假设,蒸汽视为理想气体,蒸汽的焓与内能均满足理想气体焓和内能公式:

$$dh = c_p dT \quad (9)$$

式中: c_p 为气体定压比热容, $J/(kg \cdot K)$,依据 IAPWS-IF97 计算公式查表得到。

$$du = c_v dT \quad (10)$$

式中: c_v 为气体定容比热容, $J/(kg \cdot K)$,依据 IAPWS-IF97 计算公式查表得到。

能量方程表示为:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = - \left(\frac{R^3 G^2 T^3}{2A^3 p^3 c_v} + \frac{(h-u)RT}{A p c_v} \right) \frac{\partial G}{\partial x} + \frac{GR^2 T^2}{A p^2 c_v} \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{c_p TRG}{A p c_v} \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\lambda R^3 G^3 T^3}{2A^3 D p^3 c_v} \quad (11)$$

对式(11)进行向后差分,由于流量、压力和温度值变化不大,且与温度有关参数的变化也不大,所以将温度有关的时间步长和空间步长项的系数看作常数 a :

$$a = \frac{c_p^n T_j^n R_j^n G_j^n}{A p_j^n c_{v,j}^n} \quad (12)$$

式中:在有限差分法中,设置 n 为时间项数, j 为空间项数。

将其余项当作温度的函数:

$$f(T_j^n) = \left(\frac{R_j^n G_j^n T_j^n}{2A^3 p_j^n c_{v,j}^n} + \frac{(h_j^n - u_j^n) R_j^n T_j^n}{A p_j^n c_{v,j}^n} \right) \frac{G_j^n - G_{j-1}^n}{\Delta x} - \frac{G_j^n R_j^n T_j^n}{A p_j^n c_{v,j}^n} \frac{p_j^n - p_{j-1}^n}{\Delta x} - \frac{\lambda R_j^n G_j^n T_j^n}{2A^3 D p_j^n c_{v,j}^n} \quad (13)$$

方程经过简化为:

$$\frac{T_j^{n+1} - T_j^n}{\Delta t} + a \frac{T_j^n - T_{j-1}^n}{\Delta x} + f(T_j^n) = 0 \quad (14)$$

当 $\Delta x \rightarrow 0$, $\Delta t \rightarrow 0$ 时,有限差分格式的截断误差为 $M(x, y)$:

$$M(x, t) = \frac{1}{2} \frac{\partial^2 T}{\partial t^2}(x, \eta) \Delta t - \frac{1}{2} a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}(\zeta, t) \Delta x \quad (15)$$

式中: η 为时间, s ; ζ 为空间, m 。

$M(x, t) \rightarrow 1$ 证明了向后差分格式与微分方程相容, 满足相容性条件。

假设方程差分格式的解为 T_j^n , 微分方程的解为 $T(x_j, t_n)$ (表示微分方程在 x_j 位置、 t_n 时刻的温度解), 差分格式解与微分方程解的误差为:

$$\begin{aligned} h_j^{n+1} &= T_j^{n+1} - T(x_j, t_{n+1}) \\ &= (1-a\theta)h_j^n + a\theta h_{n-1}^n - M(x_j, t_n)\Delta t \end{aligned} \quad (16)$$

式中: $\theta = \Delta t / \Delta x$, 称为网格比。

当满足 $1-a\theta \geq 0$ 条件时, 若 $\Delta x \rightarrow 0$, $\Delta t \rightarrow 0$ 时, 有 $h_j^{n+1} \rightarrow 0$, 则 $T_j^{n+1} \rightarrow T(x_j, t_{n+1})$, 向后差分格式收敛。

对差分格式稳定性进行分析, 当时间步长比较小时, 经数据分析可得, $f(T_j^n)\Delta t \approx 0$, 将其扩展到整个实轴, 并将两侧用傅里叶积分表示, 化简后可得:

$$T^{n+1} = \left[1 - a\theta(1 - e^{-ik\Delta t}) \right] T^n \quad (17)$$

式中 k 由傅里叶变换得到。

可得到增长因子项为:

$$|G(t, k)|^2 = 1 - 4a\theta(1-a\theta)\sin^2 \frac{k\Delta t}{2} \quad (18)$$

当 $1-a\theta \geq 0$ 时, $|G(t, k)|^2 \leq 1 \leq 1 + M(x, t)\Delta t$, 满足 von Neumann 条件, 故差分格式稳定。

总而言之, 向后差分格式满足相容性条件, 并且在 $1-a\theta \geq 0$ 时, 满足收敛性和稳定性条件, 可用于微分方程的求解。

3 模型验证与方法对比

3.1 研究对象

本文拟对长度为 6.0 km 的单管进行研究和分析, 以蒸汽入口压力、入口温度和出口流量作为条件输入。管道参数以及变量范围见表 1, 入口温度和出口流量随时间变化曲线如图 1 和图 2 所示, 以入口流量、出口压力以及管道 1.5、3.0、4.5、6.0 km 处的温度作为输出, 设置仿真时间为 6 h。

表 1 管道参数和输入变量范围

Tab.1 Scope of pipeline parameters and input variables

管道参数	数值	输入变量	数值
长度/km	6.0	入口压力/MPa	4.0~4.5
内径/mm	400~500	入口温度/K	578.15~588.15
沿程摩擦系数	0.03	出口流量/(kg·s ⁻¹)	7.9~8.2

3.2 模型求解及验证

3.2.1 模型求解条件

1) 不同空间步长 在其他条件相同的情况下,

设置管道入口压力为 4.5 MPa, 管道内径为 400 mm, 求解时间步长为 10 s, 空间步长分别为 6.0、10.0、12.0、20.0、30.0 m, 对热力模型求解结果分析。

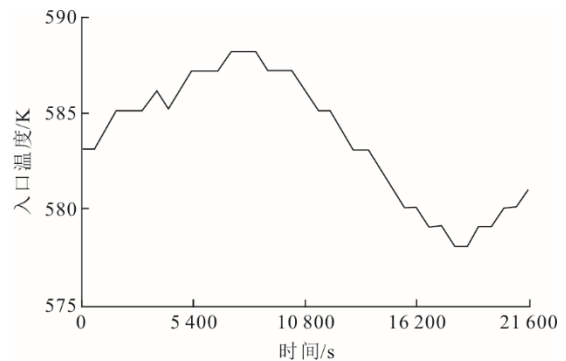


图 1 入口温度变化曲线
Fig.1 Inlet temperature change curve

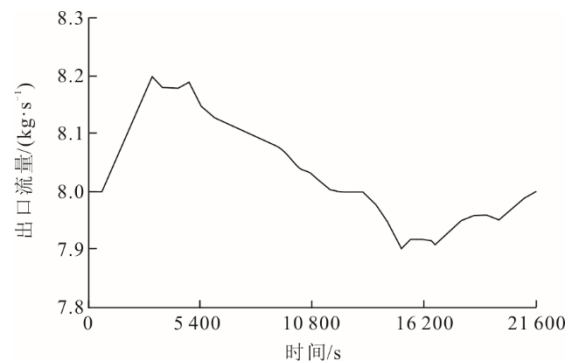


图 2 出口流量变化曲线
Fig.2 Egress flow variation curve

2) 不同管道内径 在其他条件相同情况下, 设置管道入口压力为 4.5 MPa, 求解时间步长 10 s, 空间步长为 6.0 m, 管道内径分别为 420、440、460、480、500 mm, 对热力模型求解结果分析。

3) 不同入口压力 在其他条件相同的情况下, 设置管道内径为 400 mm, 蒸汽管道时间步长 10 s, 空间步长为 6.0 m, 设置蒸汽管道入口压力分别为 4.0、4.1、4.2、4.3、4.4 MPa, 对热力模型求解结果分析。

3.2.2 模型验证

基于水力模型中压力和流量的计算结果, 对温度进行求解, 最终与 APROS 软件仿真数据进行对比, 从而得到不同条件下温度的求解误差, 从而验证模型的准确性。在设置的不同离散步长、管道内径和初始压力条件下, 运用仿真软件获得 1.5、3.0、4.5、6.0 km 处温度随时间的变化关系, 并与有限差分法在同样条件下相同位置处温度随时间的变化关系对比, 得到温度误差为:

$$e = \frac{|T_1 - T_2|}{T_1} \times 100\% \quad (19)$$

式中： e 为有限差分法求解误差。

将误差求和汇总，并除以总数，得到某一条件下有限差分法的平均误差：

$$E = \frac{\sum e}{N_0} \quad (20)$$

式中： E 为有限差分法求解平均误差； N_0 为参与误差计算的温度个数。

3.3 软件仿真

APROS 软件由 VTT 和 Fortum 联合开发，是一款多功能高级动态仿真软件，可用于热力发电厂电

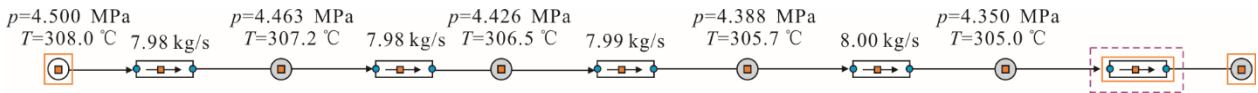


图 3 APROS 单管模型
Fig.3 APROS single-pipe model

3.4 结果对比与分析

流量压力误差曲线如图 4 所示。由图 4 可见，压力误差变化在 1.5% 以内，流量误差在 4% 以内，误差在压力流量发生变化时尤为明显。水力模型求解出的流量压力的动态特性与 APROS 软件仿真结果一致，误差在允许范围内，本文重点分析温度的求解结果。

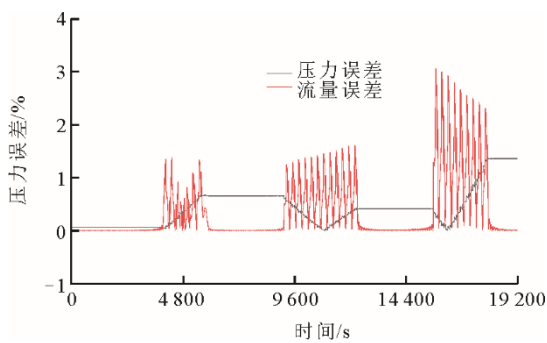


图 4 流量压力误差曲线
Fig.4 Error curves of flow and pressure

图 5 为不同步长误差曲线。由图 5 可见，求解温度误差在 0.44% 左右。空间步长增大时，模型求解时间减小，但温度曲线波动性增加，图像稳定性下降（图 6），误差增大。这是因为随空间步长的增大，单管中设置空间节点的数量减少，有限差分法划分的管段数量减少，划分管段长度增大，在管段内计算时，管段入口参数不能代表整个管道的参数参与计算，2 个参数间随空间步长的增大偏移更加

厂全生命周期的设计模拟、锅炉汽轮机仿真和供热管网输配性能动态仿真^[26]。APROS 软件基于物理建模的方法求解，可实现精确的动态仿真过程，其热力计算库包含一维水、水蒸气和气体均质流体模型及二维汽水两相流模型。本文利用一维水蒸气均质流体模型展开仿真，具体搭建过程为：在 APROS 软件 Symbols 中，利用 PRO Point and Node 中的节点 Point 与 PRO Pipes 中的管道 Pipe 搭建如图 3 所示的 APROS 单管模型。

设置单管两端为边界，并设置入口温度如图 1 所示曲线变化，入口压力范围为 4.0~4.5 MPa，出口流量如图 2 所示曲线变化，运行模型得到出口温度和入口流量变化曲线，并得到出口压力的值。

明显，所以误差随空间步长的增大而增大。

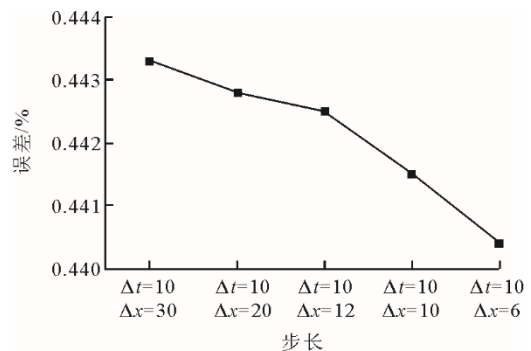


图 5 不同步长误差曲线
Fig.5 Error curves of different stepping lengths

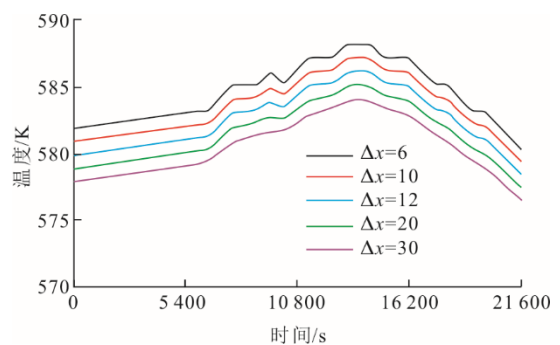


图 6 3 000 m 处不同步长温度随时间变化
Fig.6 Temperature changes with time at 3 000 m of different stepping lengths

图 7 为不同内径误差曲线。由图 7 可见，不同管道内径条件下求解温度误差在 0.43% 左右。随着

管道内径的增加,模型计算精度下降,模型误差增大明显。

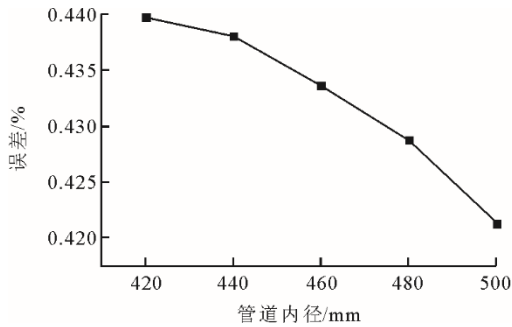


图 7 不同内径误差曲线

Fig.7 Error curves of different inner diameters

图 8 和图 9 分别为 10 800 s 和 3 000 m 处不同内径下温度随空间变化关系。由图 8、图 9 可见,距离管道入口越远,模型中温度变化的响应速度越慢,当管道内径逐渐增大时,由于管道内径改变而管道流量保持不变,使得管道中蒸汽流速下降,温度传递变慢,模型响应速度下降。

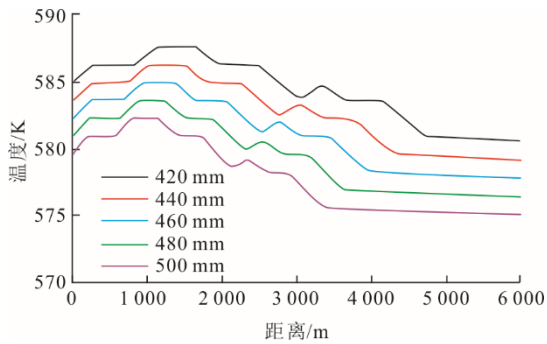


图 8 10 800 s 处不同内径下温度随空间变化关系
Fig.8 Temperature changes with space at 10 800 s of different inner diameters

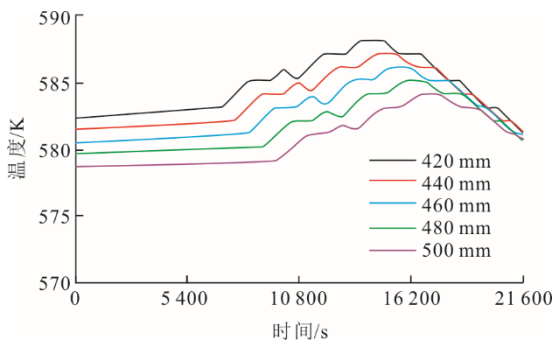


图 9 3 000 m 处不同内径下温度随时间变化关系
Fig.9 Temperature changes with time at 3 000 m of different inner diameters

有限差分格式中温度项为:

$$\frac{c_{pj}^n T_j^n R_j^n G_j^n}{A p_j^n c_{vj}^n} \frac{T_j^n - T_{j-1}^n}{\Delta x} \quad (21)$$

随着管道内径增加,管道横截面积增加,使得温度项系数减小,从而弱化了温度随空间的变化对下一时刻温度的影响,模型的响应时速度变慢。

图 10 为不同压力下误差曲线。由图 10 可见,不同入口压力条件下温度误差在 0.43% 左右,误差变化不明显,变化值在 0.001% 左右,可忽略不计。图 11 为 10 800 s 不同压力下温度随空间变化关系,图 12 为 3 000 m 处不同压力下温度随时间变化关系。由图 11 和图 12 可见,初始压力的变化对模型的求解过程和精度并无太大影响。

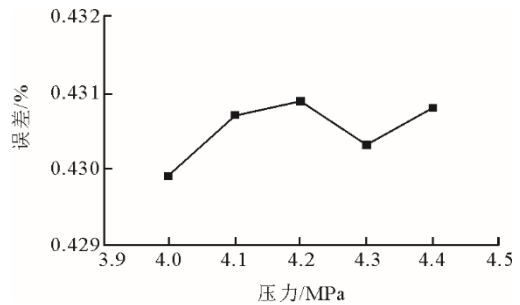


图 10 不同压力下误差曲线

Fig.10 Error curves of different pressure

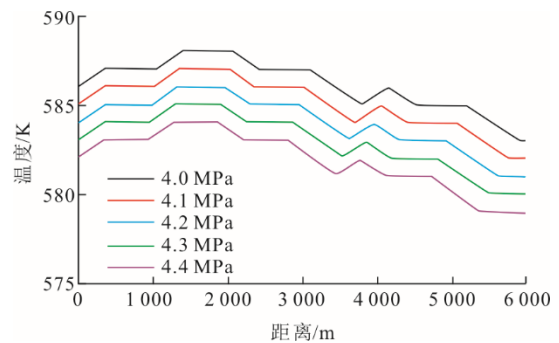


图 11 10 800 s 处不同压力下温度随空间变化关系
Fig.11 Temperature changes with space at 10 800 s of different pressure

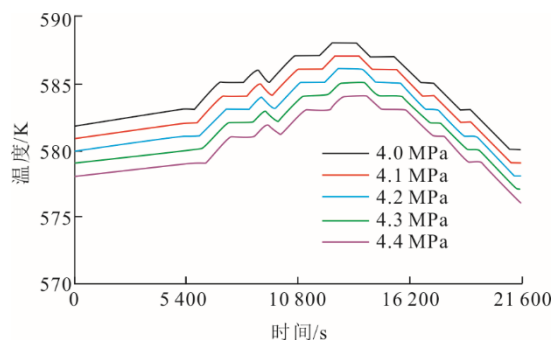


图 12 3 000 m 处不同压力下温度随时间变化关系
Fig.12 Temperature changes with time at 3 000 m of different pressure

图 11 显示差分格式求解出的模型在不同压力下温度随空间的变化趋势一致,并无太大影响。而

在时间维度上,温度随时间的变化随压力的增大发生延后。这是因为在热力模型的差分格式中,随着入口压力的增大,整个管道的压力提升,使得温度项系数减小,从而弱化了温度随空间的变化对下一时刻温度的影响,模型的响应速度变慢。

4 结 语

本文针对单管中蒸汽输配过程,建立蒸汽流动的水力模型和热力模型:

1) 提出了一种新型蒸汽输配过程动态水力热力模型求解方法,通过水力热力模型分离、解析数值联合的方法,即通过解析法求解水力模型,通过数值法(有限差分法向后差分格式)求解热力模型,两者结合共同解决蒸汽输配动态过程高阶偏微分方程组难以快速求解的问题。

2) 研究了离散步长、管道内径、初始压力的变化对热力模型的影响,总体误差在 0.43% 左右。空间步长的增大会导致温度曲线的波动性增加;管道内径的增大,使得温度传递变慢,模型响应速度下降;初始压力的变化对模型的求解过程和精度并无太大影响。

3) 为加快模型求解速度和精度,未来可将新型求解方法应用到工业园区综合能源系统蒸汽建模部分,可直接将蒸汽的热惯性显性包含于电蒸汽综合能源系统调度优化,有利于蒸汽的合理调度和利用,可支撑蒸汽系统故障分析等过程,通过电热互补提高工业园区综合能源系统的效率。

【参 考 文 献】

[1] 余晓丹,徐宪东,陈硕翼,等. 综合能源系统与能源互联网简述[J]. 电工技术学报, 2016, 31(1): 1-13.
YU Xiaodan, XU Xiandong, CHEN Shuoyi, et al. A brief review to integrated energy system and energy internet[J]. Transaction of China Electrotechnical Society, 2016, 31(1): 1-13.

[2] 贾宏杰,穆云飞,余晓丹. 对我国综合能源系统发展的思考[J]. 电力建设, 2015, 36(1): 1-2.
JIA Hongjie, MU Yunfei, YU Xiaodan, et al. Thought about the integrated energy system in China[J]. Electric Power Construction, 2015, 36(1): 1-2.

[3] 贾宏杰,王丹,徐宪东,等. 区域综合能源系统若干问题研究[J]. 电力系统自动化, 2016, 39(7): 1-2.
JIA Hongjie, WANG Dan, XU Xiandong, et al. Research on several issues of regional integrated energy system[J]. Automation of Electric Power Systems, 2016, 39(7): 1-2.

[4] 刘冲. 区域综合能源系统的建模仿真与潮流分析[D]. 西安: 西安理工大学, 2017: 1-8.
LIU Chong. Modeling simulation and load flow analysis for regional integrated energy system[D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2017: 1-8.

[5] 顾伟,陆帅,王珺,等. 多区域综合能源系统热网建模及系统运行优化[J]. 中国电机工程学报, 2017, 37(5): 1305-1314.
GU Wei, LU Shuai, WANG Jun, et al. Modeling of the heating network for multi-district integrated energy system and its operation optimization[J]. Proceedings of the CSEE, 2017, 37(5): 1305-1314.

[6] 田兆斐,张志俭. 船舶蒸汽系统管道仿真方法研究[J]. 系统仿真学报, 2006(4): 835-837.
TIAN Zhaofei, ZHANG Zhijian. Simulation for pipes of steam system of marine[J]. Journal of System Simulation, 2006(4): 835-837.

[7] 沈智鹏,张宁,王海伟,等. 大型集装箱船舶辅锅炉仿真系统的研究[J]. 系统仿真学报, 2014, 26(10): 2345-2349.
SHEN Zhipeng, ZHANG Ning, WANG Haiwei, et al. Research of large container ship auxiliary boiler simulation system[J]. Journal of System Simulation, 2014, 26(10): 2345-2349.

[8] 刘笑驰,蔡瑞忠,吕崇德. 大型蒸汽管网的在线仿真研究[J]. 系统仿真学报, 2002, 14(3): 397-402.
LIU Xiaochi, CAI Ruizhong, LYU Chongde, et al. Simulation investigation of large-scale steam heating network[J]. Journal of System Simulation, 2002, 14(3): 397-402.

[9] 孙玉宝. 蒸汽管网水力热力联合计算数学模型及应用方法的研究[J]. 水运工程, 2006(10): 242-246.
SUN Yubao. Research on model & method of steam networks' hydraulic and heating calculation[J]. Port & Waterway Engineering, 2006(10): 242-246.

[10] 张增刚,李继志,李永安. 城市蒸汽管网水力热力耦合系统及其应用[J]. 微计算机信息, 2008, 24(18): 207-209.
ZHANG Zenggang, LI Jizhi, LI Yong'an, et al. The urban steam pipe networks' hydraulic and heating coupling system and its application[J]. Microcomputer Information, 2008, 24(18): 207-209.

[11] 谢冬雷,刘晓华,赵家军,等. 蒸汽供热管网运行工况的水力计算与分析[J]. 节能, 2008, 27(1): 28-31.
XIE Donglei, LIU Xiaohua, ZHAO Jiajun, et al. Hydraulic calculation and analysis of operating conditions of steam heating pipe network[J]. Energy Conservation, 2008, 27(1): 28-31.

[12] 章金华. 室外蒸汽供热管网的水力计算[J]. 煤气与热力, 1999, 21(2): 162-163.
ZHANG Jinhua. Hydraulic calculation of outdoor steam heating pipe network[J]. Gas & Heat, 1999, 21(2): 162-163.

[13] 郭永强. 蒸汽供热管网水力计算的简易算法[J]. 节能, 2008, 27(9): 16-18.
GUO Yongqiang. A simple algorithm for hydraulic calculation of steam heating pipe network[J]. Energy Conservation, 2008, 27(9): 16-18.

[14] 李祥立,邹平华. 分段积分法蒸汽管网水力计算[J]. 煤气与热力, 2005, 25(3): 48-51.
LI Xiangli, ZOU Pinghua. Steam network hydraulic calculation by section integral method[J]. Gas & Heat, 2005, 25(3): 48-51.

[15] 胡宪法,张树卿,唐绍普,等. 计及工质流和热传导的热力管网能流动态建模[J]. 中国电机工程学报, 2021, 41(12): 4198-4207.
HU Xianfa, ZHANG Shuqing, TANG Shaopu, et al. Dynamic modeling of energy flow in heat supply network considering working fluid and heat conduction[J].

- Proceedings of the CSEE, 2021, 41(12): 4198-4207.
- [16] 刘斯斌, 周懿, 郭赉佳, 等. 长输蒸汽供热管网热力动态延迟特性研究[J]. 能源工程, 2020(5): 16-22.
LIU Sibin, ZHOU Yi, GUO Laijia, et al. Investigation of thermal delay of long-distance steam-based heating network[J]. Energy Engineering, 2020(5): 16-22.
- [17] 陆海, 罗恩博, 孙鑫南, 等. 蒸汽管道用户端热力水力响应仿真[J]. 煤气与热力, 2020, 40(3): 15-19.
LU Hai, LUO Enbo, SUN Xinnan, et al. Simulation of thermo-hydraulic response at the user end of a steam pipeline[J]. Gas & Heat, 2020, 40(3): 15-19.
- [18] 孙鑫南. 基于 Modelica 的蒸汽管网系统热工水力动态特性分析[D]. 杭州: 浙江大学, 2019: 45-46.
SUN Xinnan. Analysis of thermal hydraulic characteristic of steam pipe network system based on Modelica[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2019: 45-46.
- [19] 高建强, 曹浩, 危日光, 等. 供汽管网凝结水量及其影响因素仿真研究[J]. 热力发电, 2021, 50(3): 70-76.
GAO Jianqiang, CAO Hao, WEI Riguan, et al. Simulation study on condensation quantity of steam supply pipe network and its influence factors[J]. Thermal Power Generation, 2021, 50(3): 70-76.
- [20] 周守军. 基于管网动态模型的城市集中供热系统参数预测及运行优化研究[D]. 济南: 山东大学, 2012: 15-17.
ZHOU Shoujun. Operational parameters prediction and optimization research of district heating system based on pipe network dynamic model[D]. Shandong: Shandong University, 2012: 15-17.
- [21] CHEN Binbin, WU Wenchuan, LIN Chenhui. Improving flexibility for microgrids by coordinated optimization of electricity and steam networks[J]. IEEE Transactions on Sustainable Energy, 2021, 12: 314-324.
- [22] 宋杨, 程芳真, 蔡瑞忠, 等. 蒸汽供热管网的动态仿真建模[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2001, 41(10): 101-104.
SONG Yang, CHENG Fangzhen, CAI Ruizhong, et al. Steam heating network simulation[J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2001, 41(10): 101-104.
- [23] 殷戈, 葛斌, 王培红. 蒸汽管网热力系统的建模与软件开发[J]. 热力发电, 2008, 36(5): 24-28.
YIN Ge, GE Bin, WANG Peihong, et al. Modeling and software development of thermal system of steam pipe network[J]. Thermal Power Generation, 2008, 36(5): 24-28.
- [24] 王东. 蒸汽热网的水力计算[J]. 热力发电, 2000, 29(6): 48-49.
WANG Dong. Hydraulic calculation of steam heating network[J]. Thermal Power Generation, 2000, 29(6): 48-49.
- [25] 孙玉宝. 蒸汽管网水力热力联合计算数学模型及应用方法的研究[J]. 水运工程, 2006(10): 242-246.
SUN Yubao. Research on model & method of steam networks' hydraulic and heating calculation[J]. Port & Waterway Engineering, 2006(10): 242-246.
- [26] 许建, 夏际先, 王晓东, 等. 基于 APROS 的联合循环机组余热锅炉仿真模型[J]. 锅炉技术, 2018, 49(2): 1-7.
XU Jian, XIA Jixian, WANG Xiaodong, et al. APROS-based simulation model of a combined-cycle unit waste heat boiler[J]. Boiler Technology, 2018, 49(2): 1-7.

(责任编辑 杜亚勤)