

# 舰船普通排气系统的红外特性

林维德<sup>1)</sup> 邢平平<sup>2)</sup> 洪家琳<sup>1)</sup>

(<sup>1)</sup>上海交通大学应用物理系, 上海, 200030,

(<sup>2)</sup>上海交通大学图像所, 上海, 200030)

U664.86

**摘要** 采用  $k-\epsilon$  两方程模型和壁面函数法计算舰船普通排气系统缩比模型的湍流场和温度场分布, 经实验校模后利用自模化原理将数值模拟方法推广到实物装置上去, 在建立了观察点与系统有关区域间看视关系后, 利用 Hottel 的区域法可计算排气系统及其内部高温废气的红外辐射场的分布。

**关键词**  $k-\epsilon$  两方程模型, 壁面函数法, 红外特性模拟。

舰船排气系统

## INFRARED CHARACTERISTIC OF MARINE EXHAUST EDUCTOR SYSTEM

LIN Wei-De<sup>1)</sup> XING Ping-Ping<sup>2)</sup> HONG Jia-Ling<sup>1)</sup>

(<sup>1)</sup>Department of Applied Physics, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200030, China;

(<sup>2)</sup>Institute of Image Processing, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200030, China)

**Abstract** . The  $k-\epsilon$  two-equation model and wall function were chosen to simulate the turbulent flow and temperature field of normal marine exhaust system numerically. After experimental tests the self-simulation principle was used to develop the numerical simulation method to physical device. The Hottel method was used to calculate the distribution of infrared radiation after establishing the view-factor between viewpoint and device.

**Key words**  $k-\epsilon$  two-equation model, wall function, infrared characteristic simulation.

### 引言

舰船排气系统是整个舰船系统中最主要的红外热辐射源, 由于高温废气的影 响, 壁面温度高, 系统自身暴露面积又大, 所以排气系统的高温红外辐射在整个舰船系统的红外辐射中占最主要的地位, 以红外辐射强度的大小和导弹制导视角范围而言, 排烟道出口段往往是红外制导的主要目标。

在现代舰船中, 一般安装的排气系统有两种类型, 一种是没有红外抑制的普通的排气系统, 一种是具有红外抑制的排气系统<sup>[1-3]</sup>, 本文对没有红外抑制的排气系统缩比模型的湍流场和温度场分布进行数值计算, 并与实验数据加以比较, 然后再推广到实物装置上去。

### 1 舰船排气系统的数理模型

我们计算的系统结构简图如图 1 所示, 区域 I、II 内是流动的高温废气, 区域 III 是隔热材料, 区域 IV 是流动的冷却空气, 来源于安装在假烟囱上的百叶窗, AB 截面处有金属隔板, 对排气系统起固定作用, 区域 V 是排气系统金属外壳层, 区域 VI 是静止空气, 燃烧后的高温废气流入排气系统后在 2-2' 截面处开始处于稳定状态, 所以我们计算区域为 2-2' 截面到 4-4' 截面, 从图 1 中显见排气系统金属壳层外界区域的热交换状态在 AB 截面上下是不同的, 在 AB 截面以下的 III、VI 区域只存在热传导效应, 在 AB 截面以上的 IV 区域存在热传导效应对流换热效应, 因此我们以 AB 截面为界, 对 AB 面上下两个区域分别求解, 先求出 2-2'

截面至 AB 截面之间的流场和温度场,再求解 AB 面至 4-4' 截面之间的流场和温度场. 暂不考虑气体和系统壁面的热辐射效应,因为经估算在本例中,热辐射效应是一个较小的量.

排气系统具有结构上的对称性,本文计算是一个二维轴对称流场和温度场问题. 由于装置内温度变化范围不很大,装置内气体可看作是 不可压缩的牛顿流体. 根据装置内流体雷诺数大小,流动状态为湍流,可采用  $\kappa-\epsilon$  两方程湍流模型. 描述湍流运动规律的控制方程组包括:连续性方程,动量方程,能量方程,湍流脉动动能  $K$  方程和脉动动能耗散率  $\epsilon$  方程. 有关方程组见表 1:

表 1 中  $\mu$  是分子粘性系数; $\mu_t$  是湍流粘性系数. 它是空间坐标的函数,取决于湍流流动状态而不是物性参数; $P_r$  代表分子 Prandtl 数,可取 0.7.

标准  $\kappa-\epsilon$  模型有关各参数取值见表 2.

鉴于在壁面附近粘性支层内速度梯度和温度都很大,需布置相当多的节点. 为节省计算时间和内存,我们采用壁面函数法,湍流核中采用高  $Re$  数  $\kappa-\epsilon$  模型,即粘性支层内不布置任何节点,而把与壁面相邻的第

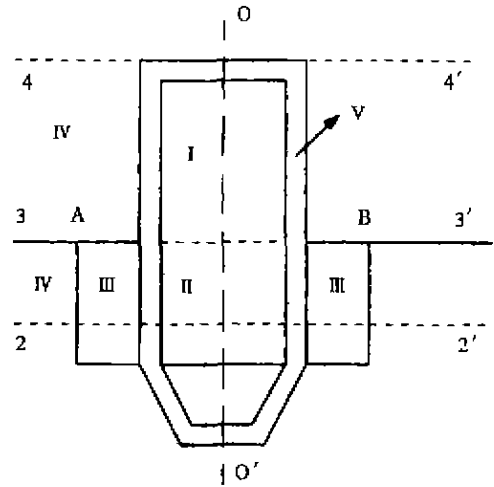


图 1 舰船排气系统结构简图  
Fig. 1 Schematic of marine exhaust system

一内节点  $p$  布置在旺盛湍流区域,或称为对数规律层. 壁面函数法的关键在于确定第一内节点  $P$  的有效扩散系数和  $\kappa, \epsilon$  的边界条件. 结合固体壁面条件有关的关系式有:

(1) 与壁面平行的流速  $u$ . 在壁面上,  $u_w = 0$ . 第一

表 1  $\kappa-\epsilon$  两方程湍流模型的控制方程组<sup>[4-10]</sup>

Table 1  $\kappa-\epsilon$  two-equation turbulent model control functions

坐标	通用形式, $\Phi = u, v, T, K, \epsilon$	源项
圆柱轴对称坐标系	$\frac{\partial(\rho u \Phi)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r \rho v \Phi)}{\partial \theta} = \frac{\partial}{\partial r} \left( \Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial r} \right) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( r \Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial \theta} \right) + S$	$u, S = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_t \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \mu_{t\theta} \frac{\partial v}{\partial r} \right)$
	对 $u, v, T, K, \epsilon$ 的扩散系数为:	$v, S = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_t \frac{\partial v}{\partial x} \right) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( r \mu_{t\theta} \frac{\partial v}{\partial r} \right) - \frac{2u_r v_r}{r^2}$
	$u, v, \Gamma = \mu + \mu_t$	$\mu_{t\theta} = \mu_t + \mu$
	$T, \Gamma = \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$	$T, S = 0$
	$K, \Gamma = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$	$K, S = G - \rho \epsilon$
	$\epsilon, \Gamma = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}$	$\epsilon, S = \frac{\epsilon}{K} (C_1 G - C_2 \rho \epsilon)$
	$\mu_t = C_u \frac{\rho K^2}{\epsilon}$	$G = \left\{ 2 \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 - \left( \frac{\partial v}{\partial \theta} \right)^2 + \left( \frac{v}{r} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right\}$
	$\mu_{t\theta} = \mu_t + \mu$	

表 2 标准  $\kappa-\epsilon$  模型有关系数

Table 2 parameters of standard  $\kappa-\epsilon$  model

$C_u$	$C_1$	$C_2$	$\sigma_k$	$\sigma_\epsilon$	$\sigma_f$
0.09	1.44	1.92	1.0	1.3	0.9~1.0

内节点  $p$  与壁面当量的扩散系数  $\Gamma_w = (u y_p^+) / [2.5 \ln(9 y_p^+)]$ . 式中  $y_p^+$  代表无因次离壁面法向距离, 定义为  $y_p^+ = (\rho K^{1/2} C_p^{1/4} y_p) / \mu$ . 采用壁面函数法时  $y_p^+$  应满足  $y_p^+ \geq 11.5 \sim 30$ . 壁面切应力  $\tau_w = \Gamma_w u_p / y_p$ .

(2) 与壁面垂直的速度  $v$ . 在壁面上  $v_w = 0$ . 第一内节点  $p$  与壁面当量扩散系数  $\Gamma_w = 0$ .

(3) 温度  $T$  在壁面函数法中定义为无量纲温度.  $T^+ = v_T [2.5 \ln(9 y_p^+) + R]$ ,  $R = 9(P_r / \sigma_T - 1)(P_r / \sigma_T)^{-1/4}$ . 壁面上的温度当量的扩散系数  $\Gamma_w = u_c y_p^+ / v_T [2.5 \ln(9 y_p^+) + R]$ . 热流密度  $q_w = \Gamma_w (T_p - T_w) / y_p$ .

(4) 紊流脉动耗散动能  $K$ .  $(\partial K / \partial y)_w = 0$ , 壁面上湍流脉动动能当量扩散系数  $\Gamma_w = 0$ .

(5) 脉动动能耗散率  $\epsilon$ . 在第一内节点上  $\epsilon_p = C_p^{3/4} K_p^{1/2} / 0.4 y_p$ . 壁面上湍流脉动动能耗散率的当量扩散系数  $\Gamma_w = 0$ .

对 AB 截面以上区域中金属壳层两侧的流体在壁面附近旺盛湍流区都采用壁面函数法. 鉴于该计算问题涉及多个不同的区域, 根据每一个区域热交换的情况我们采用扩展区域法.

首先我们将外边界假设在离装置对称轴约 5~6 倍管半径的地方, 并考虑到排气系统外有假烟囱, 因此在外边界区域有边界条件  $\partial u / \partial r = \partial v / \partial r = \partial T / \partial r = \partial P / \partial r = \partial K / \partial r = \partial \epsilon / \partial r = 0$ .  $u = v = k = \epsilon = 0, T = T_{\infty}$ .  $T_{\infty}$  代表大气温度或假烟囱外壁附近的气体温度.

其次, 对 AB 截面以下区域:

Ⅲ 区域(隔热材料), 温度扩散系数  $\Gamma$  取隔热材料传导系数, 令  $u = v = k = \epsilon = 0$ .

Ⅵ 区域(静止空气), 温度扩散系数  $\Gamma$  取静止空气热传导系数, 令  $u = v = k = \epsilon = 0$ .

对 AB 面以上 IV 区域(流动的冷却空气)流场虽同

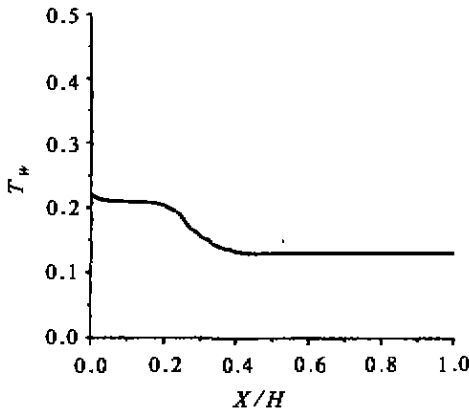


图2 0.2工况下模型内壁面的壁比温度图  
Fig. 2 Specific temperature distribution on wall (Model 0.2)

样采用  $\kappa - \epsilon$  两方程模型, 但此区域  $\rho$  和  $\mu$  都取  $T = T_{\infty}$  时的数值.

整个 V 区域(金属层)的温度扩散系数  $\Gamma$  取该材料的热传导系数, 令  $u = v = k = \epsilon = 0$  在所有区域交界面上都不置节点, 而置于离交界面很靠近的地方. 最终界面上的数值可通过界面两侧节点上的数值插值来获得.

采用上述处理方法后, 表 1 中所列的各方程适用于图 1 中所有区域. 这相当于将固体和静止空气都看作是粘性为无限大的流体.

在装置内 AB 面和装置出口处 4-4' 截面都按局部单向化方法处理,  $\partial u / \partial x = \partial v / \partial x = \partial T / \partial x = \partial P / \partial x = \partial K / \partial x = \partial \epsilon / \partial x = 0$ .

装置对称轴边界条件为:  $v = 0$ , 其它  $\partial u / \partial r = \partial v / \partial r = \partial T / \partial r = \partial P / \partial r = \partial K / \partial r = \partial \epsilon / \partial r = 0$ .

## 2 计算结果与分析

定义无量纲壁比温度  $T_w^* = (T_w - T_{\infty}) / (\bar{T}_{in} - T_{\infty})$ , 气流比温度  $T_{out}^* = (T_{out} - T_{\infty}) / (\bar{T}_{in} - T_{\infty})$ . 式中  $T_{\infty}$  代表外界气温,  $T_w$  代表壁面温度,  $T_{out}$  代表装置出口处气流温度,  $\bar{T}_{in}$  代表 2-2' 截面入口处平均温度, 定

$$\text{义为 } \bar{T}_{in} = \frac{\int_0^R \rho 2\pi r dr u_c T_{in}}{\int_0^R \rho 2\pi r dr u_c}$$

从计算结果可见:

(1) 将图 3 中计算值和实验值比较, 4-4' 截面的废气平均温度稍高于实验值, 相对误差约  $< 2\%$ . 稍高的原因之一在于我们没考虑排气系统外壁面的热辐射效应. 由于该类排气系统没有引射装置, 金属壁面温度相当高, 通过热辐射会向周围空气、假烟囱等散热. 工况愈大, 热辐射散热效应愈大.

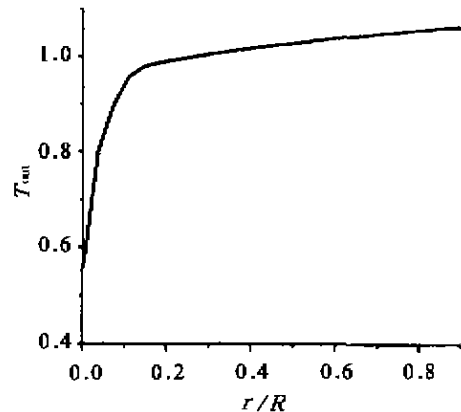


图3 0.2工况下模型出口处气流比温度图  
Fig. 3 Specific temperature distribution on outlet (Model 0.2)

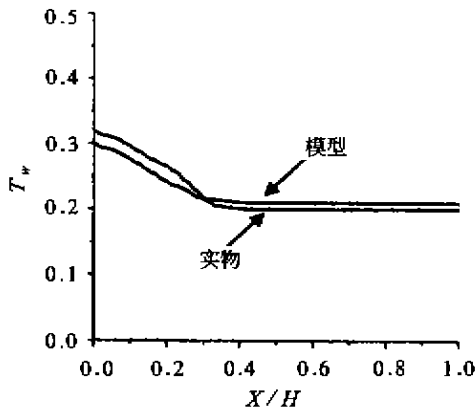


图4 1.0工况下模型、实物壁比温度图  
Fig.1 Specific temperature distribution on wall  
(Model 1.0, 1—model, 2—real object)

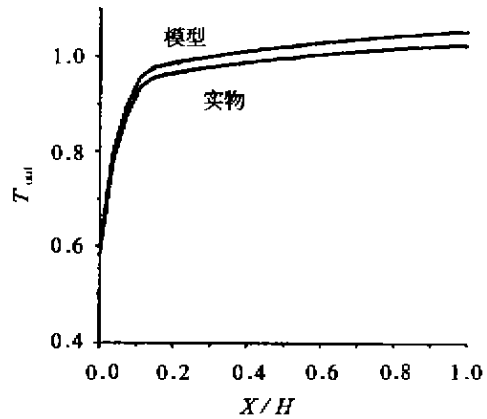


图5 1.0工况下模型、实物出口处气流比温度图  
Fig.5 Specific temperature distribution on outlet  
(Model 1.0, 1—model, 2—real object)

将图2、图3的结果与具有红外抑制装置的排气系统-引射系统的相应结果<sup>[1]</sup>比较,普通排气系统内废气温度和内外壁温明显高于具有红外抑制装置的排气系统,尤其是壁面温度,这充分说明了采用具有红外抑制装置排气系统的必要性。

(2) 对系统内AB截面处我们采用了局部单向化处理,这与该截面处实际流场情况有些不相符,对排气烟道外AB截面处温度,采用自然边界条件,初始速度值是根据船工况人为给定的,因为缺乏假烟囱内冷却空气的实验值,但我们发现在相同工况条件下,初始流速的大小对排气系统内内壁面温度分布和废气的温度基本上没有影响,仅对外壁面的温度约有2~3%的影响。

(3) 装置缩比模型和实物装置之间存在着几何相似、运动相似和动力相似,即除了模型雷诺数小于实验雷诺数外,其余参数皆相同。一般来讲装置缩比模型与实物装置之间在热交换效应方面不存在相似关系,但从图4、图5结果来看,模型和实物在相同工况情况下壁比温度和出口处气流比温度分布十分相近。而具有红外抑制排气系统模型与实物在相同工况情况下壁比温度和出口处气流比温度分布有比较明显的不同,这主要是因为后者装置中有多级引射流的存在,流量与热交换效应之间的关系远不是线性的。

(4) 在计算出排气系统有关温度场后,再通过其它有关计算可获得各工况情况下废气组份及废气成份中具有红外辐射特性全体极性分子的吸收系数 $\alpha_i$ (P、T、S)。在建立了观察点与排气系统有关区域看视关系后可利用Hottel的区域法原理计算出排气系统的红外辐射场,该部分内容将另文发表。

## REFERENCES

- [1] Birk A M, Davis W R. Suppression of the infrared signature of marine Gas turbines, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1988, **111**:123~129
- [2] Birk A M, VanDan D. Infrared signature suppression for marine gas turbines; comparison of sea trial and model test results for the DRES Ball IRSS system, *Transactions of the ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1994, **116**:75~81
- [3] LIN Wei-De, XIN Pin-Pin, et al. Numerically simulated infrared characteristic of marine exhaust eductor system, *J. Infrared Millim. Waves* (林维德、邢平等.数值模拟舰船排气引射装置的红外特性, *红外与毫米波学报*), 1998, **17**(2):107~112
- [4] CHENG Mao-Zhang. *Calculation for Viscous Liquid Dynamics & Turbulent Engineer*, Beijing: Beijing Aeronautics College Press(陈矛章.粘性流体动力学理论及紊流工程计算,北京:北京航空学院出版社),1986,293~350
- [5] Patankar S V. *Calculation for Conduction and Liquid Flow*, McGraw-hill Book Company, Hemisphere Publishing CO., 1980(S V.帕坦卡.传热与流体流动的数值计算,合肥:安徽科学技术出版社),1984,230~298
- [6] TAO Wen-Quan. *The Calculation for Conduction*, Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press(陶文铨.数值传热学,西安:西安交通大学出版社),1988,120~145,220~234
- [7] CHENG Han-Ping. *Calculation for Flow Mechanics*, Beijing: Hydraulic & Electric Power Press(陈汉平.计算流体力学,北京:水利电力出版社),1995,45~67
- [8] Launder B E, Spalding D B. The numerical computation of turbulent flow. *Comp. Methods Appl. Mech. Eng.* 1974, **3**:269~289
- [9] Patankar S V, Spalding D B. A calculation on procedure for heat mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows, *Int. J. Heat mass transfer*, 1972, **15**:67~86
- [10] Launder B E, Spalding D B. *Mathematical Models of Turbulence*, New York:Academic,1972