

引用格式:陈柏宇,周照春,孙燕,等.不同动量比对T型管冷热流体掺混及管道热疲劳的影响[J].北京化工大学学报(自然科学版),2021,48(5):94-101.

CHEN BaiYu, ZHOU ZhaoChun, SUN Yan, et al. Influence of different momentum ratios on the mixing of hot and cold fluids and thermal fatigue of a T-junction[J]. Journal of Beijing University of Chemical Technology (Natural Science), 2021, 48(5):94-101.

# 不同动量比对T型管冷热流体掺混及管道热疲劳的影响

陈柏宇<sup>1</sup> 周照春<sup>1</sup> 孙燕<sup>2</sup> 陈爽<sup>2</sup> 欧阳斌<sup>2</sup> 卢涛<sup>1\*</sup>

(1.北京化工大学机电工程学院,北京 100029; 2.中国核动力研究设计院,成都 610200)

**摘要:**为探究主管流体不同动量比对T型管道内冷热流体掺混过程及管道热疲劳程度的影响,通过对T型管内不同主管流体动量比工况下冷热流体的掺混过程进行大涡模拟(LES),计算得到管道壁面及管道内流体的温度波动情况,并使用同一套T型管网格模型进行了流固耦合计算,得到了动量比对T型管道热应力及热疲劳寿命的影响规律。计算结果表明,当动量比变化使得T型管内流体的搅混流型发生变化时,动量比对管道热疲劳的影响明显,其中,搅混流型为偏转流时,管道的热疲劳现象相较于搅混流型为壁面流的热疲劳现象得到明显的改善,预测热疲劳寿命从 $8.81 \times 10^{-4}$ 年提高到 $5.40 \times 10^{15}$ 年。因此,随着主管流体动量比的降低,流体搅混流型从壁面流转变为偏转流,管道的热疲劳寿命得到明显提高。

**关键词:**T型管;流固耦合;动量比;热疲劳

**中图分类号:**TQ055.8 **DOI:** 10.13543/j.bhxbzr.2021.05.012

## 引言

在核电管路系统中,T型管结构主管流体的温差会使得管道内流体在掺混时出现剧烈的温度波动,引发管道产生热应力,导致疲劳破坏的发生。改变主管流体的动量比可以使得管道内流体的掺混流型发生变化,进而改变管道内温度的波动区域,从而改善管道的热疲劳情况。Hosseini等<sup>[1]</sup>通过实验探究了在T型管主管上游有无弯管的情况下,不同主管流体动量比 $M_R$ 对管道内流体流动的影响,并根据动量比大小将流型分为壁面流( $M_R > 4$ )、再附着流( $1.35 < M_R < 4$ )、偏转流( $0.35 < M_R < 1.35$ )和冲击流( $M_R < 0.35$ )。单祖华等<sup>[2]</sup>通过数值模拟的方式,将重整化群(RNG) $k-\varepsilon$ 模型、Speziale-Sarkar-Gatski(SSG)雷诺应力模型和大涡模拟(LES)模型的计算结果与实验结果进行对比,证明了LES模型在冷热流体掺混区域能更好地表征流体的实际流动

状态。卢涛等<sup>[3]</sup>利用LES模型探究冷热流体掺混过程中流体速度波动与流体动量比变化之间的规律,获得了不同流型下的速度波动强度及波动位置。

对于流固耦合问题及热疲劳评估问题,国内外学者也进行了深入的研究。胡丽娜等<sup>[4]</sup>为探究在启、停堆工况下管道的热应力状态,在耦合计算时对三通管道施加突变的温度载荷,得到管道热疲劳寿命与支管入射角度之间的关系式。Hannink等<sup>[5]</sup>通过依次导入不同时刻下的管道温度场,计算出多个时刻下的管道热应力状态,并对计算结果进行了分析。Kumar等<sup>[6]</sup>研究了热分层引起的热应力及其对管道疲劳寿命的影响。Guo等<sup>[7]</sup>对水平T型管进行模拟试验和分析,设计了一个监测管路壁温的程序,能够通过测量外壁温度来监测水平T型管冷热流体混合时的壁温波动。Garrido等<sup>[8]</sup>通过生成随机的管内壁面温度,使之与流场计算得到的随机温度载荷类似,进而探究在非稳态载荷下T型管的热应力波动。

在目前的研究中,评估不同动量比对管道热疲劳影响的工作较少,而T型管内流体的搅混流型对管道的热疲劳又有直接影响。本文通过LES模型对T型管内流体的搅混状态进行瞬态模拟,在保证

收稿日期:2021-03-25

第一作者:男,1996年生,硕士生

\*通信联系人

E-mail: likesurge@sina.com

使用同一套计算网格模型的前提下,通过 CFD-post 软件导出固体温度载荷及内壁面压力载荷,基于 workbench 平台进行流固耦合计算,并评估管道的热疲劳情况,为研究 T 型管内动量比对管道热疲劳的影响提供了一定的数据支撑。

## 1 数学模型

### 1.1 LES 模型

本文将  $k-\varepsilon$  湍流模型计算得到的流场稳态解作为初始场,利用 LES 模型进行流场的瞬态计算。大涡湍流模型利用亚格子 (SGS) 尺度模型,以更好地捕捉瞬态流场中大尺度涡与小尺度涡之间的关系,SGS 模型通常采用涡-黏度模型表示

$$\tau_{ij} - \frac{\tau_{kk}\delta_{ij}}{3} = -2\mu_t \bar{S}_{ij} \quad (1)$$

式中,  $\tau$  为亚格子尺度应力,  $\delta_{ij}$  为克罗内克符号,  $\mu_t$  为 SGS 湍流黏度,  $\bar{S}_{ij}$  为求解的应变率张量。

亚格子雷诺应力  $\tau_{ij}$  可定义为

$$\tau_{ij} = \rho \overline{u_i u_j} - \rho \bar{u}_i \bar{u}_j \quad (2)$$

式中,  $\rho$  为流体密度,  $u$  为流体流动速度。

在亚格子 Smagorinsky-Lily 模型中, SGS 湍流黏度  $\mu_t$  可以定义为

$$\mu_t = \rho L_s^2 |\bar{S}|^2 \quad (3)$$

式中,  $L_s$  表示亚格子尺度的混合长度, 计算式为

$$L_s = \min(kd, C_s V^{1/3}) \quad (4)$$

其中,  $k$  为冯卡门常数, 取 0.41,  $d$  为第一层网格与壁面间距离,  $C_s$  为 Smagorinsky 常数, 取 0.1,  $V$  为计算单元体积。

### 1.2 应力计算理论模型

本文的应力计算基于 ANSYS 软件的有限元 (FEM) 分析理论进行, 理论模型为

$$\sigma = D \times (\varepsilon - \varepsilon_0) \quad (5)$$

式中,  $D$  为弹性矩阵,  $\varepsilon$  为节点形变, 可定义为

$$\varepsilon = B \cdot \delta^e \quad (6)$$

式中,  $B$  为应变矩阵,  $\delta^e$  为节点位移, 可定义为

$$K \cdot \delta^e = Q_T \quad (7)$$

式中,  $K$  为刚度矩阵,  $Q_T$  为载荷。

$\varepsilon_0$  为由温度变化引起的变形, 可定义为

$$\varepsilon_0 = \alpha T [1 \ 1 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0]^T \quad (8)$$

式中,  $\alpha$  为材料的线膨胀系数,  $T$  为温度变化量。

## 2 计算模型

T 型管的管道结构如图 1 所示。主、支管管径

分别为  $D_m$  与  $D_b$ , 主、支管流体流速分别为  $V_m$  与  $V_b$ , 主管流体动量为  $M_m$ , 支管流体动量为  $M_b$ , 主、支管流体动量比  $M_R$  计算式如式 (11) 所示, 其中,  $\rho_m$ 、 $\rho_b$  分别为主、支管流体的密度。

$$M_m = \rho_m \cdot D_m \cdot D_b \cdot V_m^2 \quad (9)$$

$$M_b = \rho_b \cdot \frac{\pi D_b^2}{4} \cdot V_b^2 \quad (10)$$

$$M_R = \frac{M_m}{M_b} = \frac{4\rho_m D_m V_m^2}{\pi\rho_b D_b V_b^2} \quad (11)$$

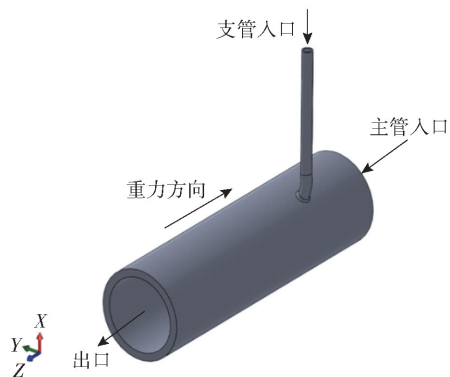


图 1 T 型管道结构模型

Fig. 1 Structural model of the T-junction

本文以液态水为工作介质, 主管内流体为热流体, 支管内流体为冷流体。  $T_m$  与  $T_b$  分别为主、支管流体温度, 为定量分析管道内流体温度的波动情况, 对流体温度进行无量纲归一化处理, 流体无量纲温度  $T_i^*$  定义为

$$T_i^* = \frac{T_i - T_{\text{cold}}}{T_{\text{hot}} - T_{\text{cold}}} \quad (12)$$

式中,  $T_i$  为流体温度,  $T_{\text{hot}}$  与  $T_{\text{cold}}$  分别为热流体与冷流体温度。

为表征流体时均温度大小, 定义无量纲时均温度  $T_{\text{mean}}^*$  为

$$T_{\text{mean}}^* = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n T_i^* \quad (13)$$

流体温度的波动情况由无量纲均方根温度  $T_{\text{rms}}^*$  表示, 其定义式为

$$T_{\text{rms}}^* = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (T_i^* - T_{\text{mean}}^*)^2} \quad (14)$$

在本文中, 主支管流体温差保持在 100 °C 不变, 通过改变主支管流经管径比或速度比的方式来改变流体的动量比, 具体的计算工况如表 1 所示。表中, case1、case2 及 case3 工况保持支管入口质量流量一致, 改变主支管管径比与速度比, 以实现主支管流体动量比的改变, 使得 T 型管内流体的搅混流型由偏

转流型转变为壁面流型;case4 工况则通过进一步增大主支管流体速度比,来研究动量比对管道热疲劳的影响。

表 1 不同主支管动量比的计算工况

工况	管径比	速度比	动量比	主管流体温差/℃
case1	33.63	0.13	0.67	100
case2	26.90	0.21	1.30	100
case3	8.68	2	38.72	100
case4	8.68	10	967.99	100

管道内监测点布置方案如图 2 所示,共布置如图所示的 P1 ~ P9 共 9 个监测面,面与面之间间隔 100 mm,每个监测面上有 L1 ~ L8 共 8 个监测方向,每个方向布有内壁面监测点以及距内壁面 1 mm 处的流体监测点。同时,管道主管交汇处内壁面与主管相交的相贯线为 PA 监测线,其上布置 PA1 ~ PA4 共 4 个应力监测点,与支管相交的相贯线为 PB 监测线,其上布置 PB1 ~ PB4 共 4 个应力监测点,用以监测主支管交汇区热应力的波动情况。为便于后续分析,以监测点 P3-L5-I/F 为例,其表示在 P3 监测面 L5 方向上,内壁面/近壁面流体的监测点。

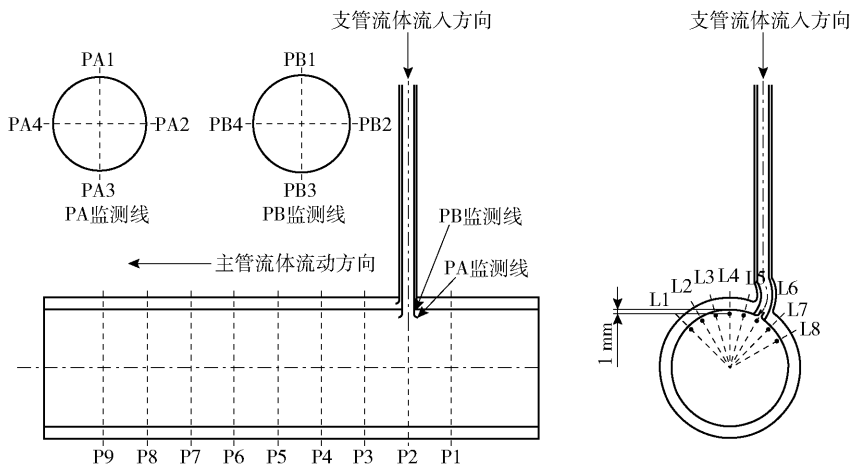


图 2 监测点布置示意图  
Fig. 2 Location of the monitoring points

为保证计算的准确性,对管道模型进行结构化网格划分。为满足大涡模拟的计算要求,划分网格时控制边界层第一层的网格高度,保证  $y^+$  值小于 5,同时进行网格无关性验证。网格划分方案如表 2 所示。

表 2 网格划分方案

网格编号	整体网格单元最大尺寸/mm	边界层内第一层网 格厚度/mm	边界层网 格增长 因子	边界层/壁厚网格 层数	网格 总数
mesh1	10	0.5	1.3	8/5	242 775
mesh2	8	0.3	1.3	8/5	433 058
mesh3	6	0.2	1.3	8/5	829 976

图 3 为在 case4 工况条件下,P3-L5-I 监测点的网格无关性验证结果。如图所示,相较于网格数量

最少的 mesh1 网格的数值计算结果,网格数量更多的 mesh2 与 mesh3 网格的数值计算结果相差更小。因此 mesh2 网格能在满足计算精度的同时提高计算效率,故选择该网格作为本文数值模拟的网格划分方案。

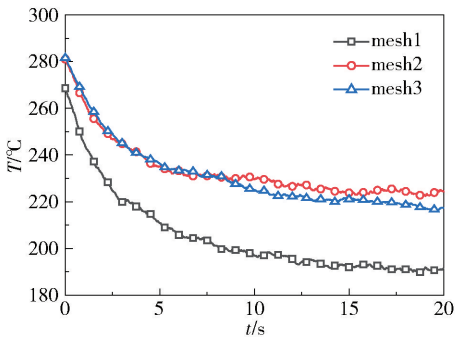


图 3 网格无关性验证结果  
Fig. 3 Results of the grid independence test

### 3 数值计算及结果分析

#### 3.1 CFD 计算

本文利用 Fluent 软件对 T 型管道进行数值模拟计算,通过标准  $k-\varepsilon$  湍流模型计算得到收敛的稳态结果,以该结果作为 LES 模型的初始场进行瞬态计算。求解选用 couple 耦合求解器及二阶迎风格式,主管入口均为速度入口(velocity inlet),出口为自由出流(outflow),管道外壁面为绝热壁面,内壁面为耦合无滑移边界。计算总时长为 20 s,时间步长为 0.005 s,数据监测频率为 200 Hz。由于瞬态计算结果在 10 s 后逐渐趋于稳定,故取 15 ~ 20 s 时间内的数据进行对比分析。

图 4 为 T 型管在不同动量比工况下支管入口截面的温度分布云图。由图可以看出,随着主管流体动量比逐渐增大,冷热流体混合区域逐渐向支管方向发展。在 4 例工况中,case1 与 case2 工况管道内的搅混流型为偏转流,两种工况管道壁面的温度几乎没有波动,case3 与 case4 为壁面流工况,其中 case3 工况管道温度波动范围最大。

为表征冷热流体掺混区域流体的流动状态,比较不同工况下 P3 截面位置的主管速度矢量分布图,结果如图 5 所示。由图 5 可以看出,在搅混流型为偏转流条件下,流体在主管内的掺混区域随着动量比的增大,从 case1 工况的 L6 方向发展到 case2 工况的 L5 方向;而在搅混流型为壁面流的 case3 与 case4 工况条件下,流体掺混发生在主管内部的 L4 方向上,该现象是由在主支管交汇处支管上游弯管产生的二次流造成的。对比近壁面流体速度矢量的大小可以发现,壁面流工况下近壁面流体的速度及掺混区域均明显大于偏转流工况。

由于支管上游弯管的影响,在弯管产生的二次流的作用下,掺混区域内流体从 L6 方向向 L5 方向旋转,故以 L5 方向为例,比较不同动量比工况下,近壁面流体的无量纲时均温度与无量纲均方根温度的分布曲线,如图 6、图 7 所示。

图 6 为不同动量比工况下, L5 方向近壁面流体在各监测点上的无量纲时均温度大小。如图 6 所示,偏转流工况(case1 与 case2)下在近壁面位置的无量纲时均温度均近似为 1,即冷热流体掺混主要发生在流体中心,近壁面流体温度保持不变;而壁面流工况(case3 和 case4)下近壁面流体的温度沿主管轴向先下降再升高,在 P3 截面位置最低,其中

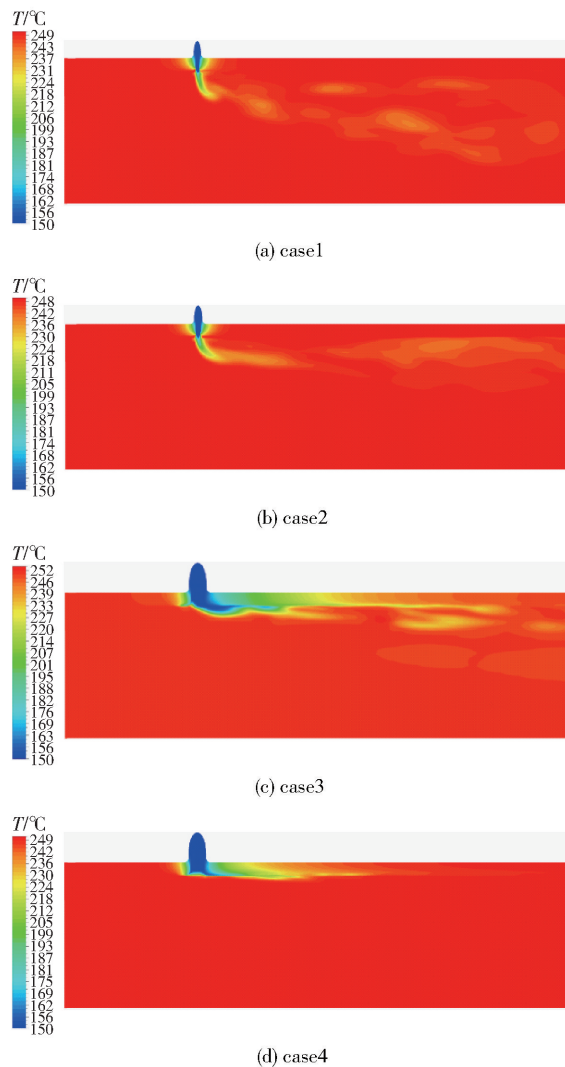


图 4 支管流体流入截面的温度分布云图

Fig. 4 Temperature distribution contours of the branch pipe fluid inflow section

case3 工况 P3 截面流体监测点的无量纲时均温度最低,为 0.42。

图 7 为不同动量比工况下, L5 方向近壁面流体在各监测点上的无量纲均方根温度大小。如图 7 所示,对于偏转流工况, case1 与 case2 工况近壁面流体的无量纲均方根温度近似为 0,即偏转流工况近壁面位置流体的温度波动很小。而在壁面流工况中, case3 与 case4 工况近壁面流体的无量纲均方根温度明显增大,且 case3 工况温度的波动程度要明显大于 case4 工况,其主要原因,在壁面流工况中,随着动量比逐渐增大,冷热流体掺混区域会逐渐靠近主管上壁面,使得近壁面流体温度的波动区域减小。无量纲均方根温度最大位置位于 case3 工况 P2 截面的流体监测点处,为 0.18。



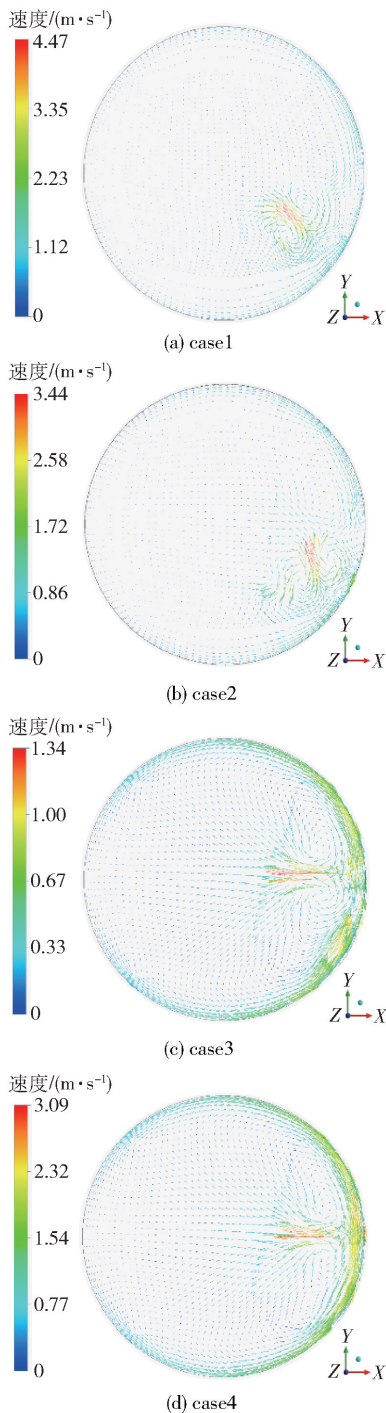


图5 P3截面速度矢量分布图

Fig.5 Velocity vector distribution of P3 section

本文中, case1、case2 及 case3 工况主支管流体温差及流量均未发生改变, 而 case4 工况相对于 case3 工况仅改变流体的速度比, 根据式(11)中对动量比的定义, 影响这 3 例工况动量比变化的主要因素为主支管流体的速度比, 随着速度比的增大, 主支管流体间动量比增大, 冷热流体的掺混区域逐渐靠近主管上壁面。

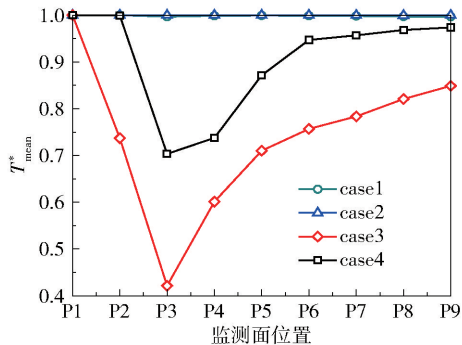


图6 各工况 L5 方向近壁面流体的无量纲时均温度曲线

Fig.6 Dimensionless time average temperature curves of the fluid near the wall in the L5 direction under various conditions

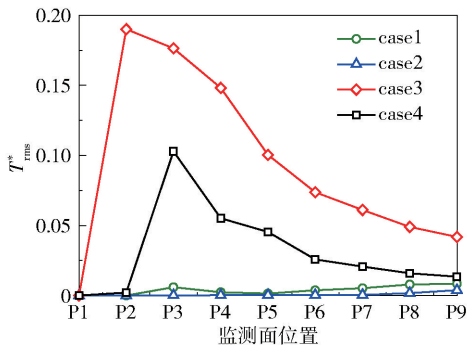


图7 各工况 L5 方向近壁面流体的无量纲均方根温度曲线

Fig.7 Dimensionless root mean square temperature curves of the fluid near the wall in the L5 direction under various conditions

### 3.2 CFD-FEM 流固耦合计算

在 T 型管结构中, 最易发生疲劳破坏的位置主要出现在主支管相贯区以及冷热流体掺混区域。在本文中, 冷热流体发生掺混的位置位于 T 型管相贯处, 故相贯区的 PA1 ~ PA4、PB1 ~ PB4 这 8 个监测点是应力计算时要重点关注的位置。

根据 Fluent 数值模拟的计算结果, 将 15 ~ 20 s 时间内管道的瞬时温度载荷与内壁面瞬时压力载荷导出, 通过 workbench 平台加载到固体计算域中, 固体计算域的约束条件及所施加的载荷如表 3 所示, 管道材料选用 316L 不锈钢。

本文采用第三强度理论将管道温度载荷与压力载荷带来的多轴应力转化为单轴应力, 第三强度理论的当量应力  $\sigma$  定义为

$$\sigma = \sigma_1 - \sigma_3 \quad (15)$$

式中,  $\sigma_1$  为第一主应力,  $\sigma_3$  为第三主应力。

为定量分析 T 型管相贯区的应力大小及应力波动情况, 计算相贯区内 8 个应力监测点在 15 ~

表 3 流固耦合计算边界条件

Table 3 Boundary conditions of the CFD-FEM simulation

边界名称	约束条件与载荷
主管入口端面	限制轴向位移 (Displacement, $Z=0$ )
支管入口端面	无摩擦约束 (Frictionless Support)
出口端面	限制轴向位移 (Displacement, $X=0, Y=0$ )
管道内壁面	导入瞬态面压力
管道内部	导入瞬态体温度
管道外壁面	101.3 kPa

20 s 内的时均应力  $\sigma_{\text{mean}}^*$  与均方根应力  $\sigma_{\text{rms}}^*$ , 其计算公式如式 (16)、(17) 所示。

$$\sigma_{\text{mean}}^* = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \sigma_i \tag{16}$$

$$\sigma_{\text{rms}}^* = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\sigma_i - \sigma_{\text{mean}}^*)^2} \tag{17}$$

式中,  $N$  为总的计算时间步数,  $\sigma_i$  为每个时间步计算得到的监测点应力。

相贯区各监测点的时均应力大小如图 8 所示。在相贯区与主管相交的 PA 监测线上, 除位于上游的 PA2 监测点处时均应力不随 T 型管内流体搅混流型的变化而出现明显改变外, 其余各监测点在壁面流工况下的时均应力均大于偏转流工况下的时均应力。其主要原因为壁面流工况下近壁面流体的温度波动大, 使得其内壁面温度波动增大, 时均应力大于偏转流工况, 其中, case4 工况 PA3 监测点的时均应力最大, 为 215.82 MPa。由于这 4 例工况冷热流体掺混区域主要集中在主管下游, 位于上游的 PA2 监测点的温度波动较小, 使得该位置的应力主要受主支管温度梯度大小的影响, 本文中各工况温差均为 100 ℃, 温度梯度分布相近, 故在 PA2 点的时均应力受流型的影响小。在

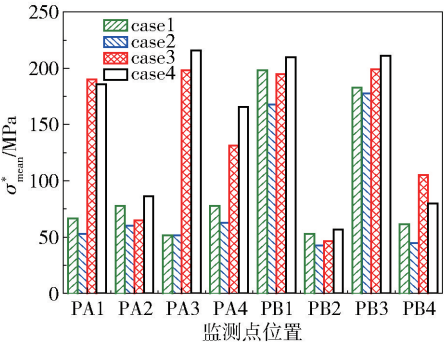


图 8 相贯区各监测点的时均应力

Fig. 8 Time average stress of each monitoring point in the intersecting area

相贯区与支管相交的 PB 监测线上, 由于 T 型管内没有湍流穿透现象发生, 支管温度波动小, 其时均应力主要受温度梯度的影响, 故各工况监测点的时均应力大小基本一致。

图 9 为各工况相贯区监测点的均方根应力图。如图 9 所示, case1 与 case2 工况在 PB 监测线上的应力波动大于 PA 监测线, case3 工况下 PA 监测线应力波动剧烈, 其中 PA1 监测点的应力波动最大, 为 31.66 MPa; case4 工况应力波动程度相比于其他各工况波动程度较小, 仅在 PA3 位置应力波动达到 6.77 MPa。即在 case3 工况下, 相贯区靠近主管位置的应力波动最大, 其原因是流体的温度波动主要发生在这一位置, 从而使得壁面温度的波动更剧烈, 应力波动也随之增大。

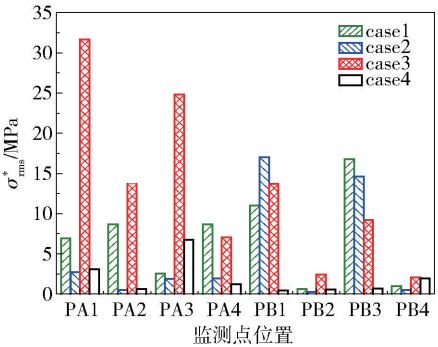


图 9 相贯区各监测点均方根应力

Fig. 9 Root mean square stress of each monitoring point in the intersecting area

3.3 热疲劳分析

根据有限元分析方法得到各点应力的波动信号后, 对应力信号进行预处理, 保留信号的峰值与谷值, 并对预处理信号进行雨流计数分析<sup>[9]</sup>, 统计在 15~20 s 时间段内, 不同平均应力下各交变应力幅的循环次数, 得到雨流矩阵  $N$ 。

由于计算得到的应力循环载荷为非对称循环载荷, 故本文利用 Goodman 平均应力修正曲线对应力载荷进行修正, 得到其等效的对称循环应力载荷, 如式 (18) 所示

$$\sigma_a = \sigma_{-1}^* \left( 1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_b} \right) \tag{18}$$

式中,  $\sigma_a$  为交变应力幅,  $\sigma_m$  为平均应力,  $\sigma_b$  为材料强度极限,  $\sigma_{-1}^*$  为等效对称循环应力, 本文中管道材料为 316L 不锈钢, 其强度极限为 520 MPa。

根据美国核管理委员会制订的 NUREG/CR-6909 文件<sup>[10]</sup>中的奥氏体不锈钢疲劳寿命  $S-N$  曲

线,求得在不同交变应力下管道的许用循环次数矩阵  $N_f$ 。雨流矩阵与许用循环次数矩阵相除即可求得管道的疲劳损伤矩阵。管道监测点上的疲劳损伤矩阵  $D$  定义为

$$D = \frac{N}{N_f}$$

(19)

根据线性累计疲劳损伤准则,将  $D$  中各元素相加可求得管道的累计疲劳损伤  $D$ ,当  $D$  大于 1 时,即可认为发生了疲劳损伤,故疲劳寿命  $L$  可定义为

$$L = \frac{\tau}{D}$$

(20)

式中, $\tau$  为总的计算时长, $\tau=5\text{ s}$ 。

管道的疲劳寿命由最先发生疲劳位置的寿命决定,通过对比各工况下所有应力监测点的寿命,找出最先发生疲劳的位置,以判断不同动量比工况下管道的疲劳寿命。各工况管道的疲劳寿命如表 4 所示。

表 4 各工况下的疲劳寿命

Table 4 Fatigue life for different calculation conditions

工况	监测点	累计疲劳损伤	疲劳寿命/年
case1	PB3	$2.15 \times 10^{-17}$	$1.47 \times 10^9$
case2	PB3	$5.87 \times 10^{-24}$	$5.40 \times 10^{15}$
case3	PA3	$3.60 \times 10^{-5}$	$8.81 \times 10^{-4}$
case4	PA3	$6.87 \times 10^{-7}$	$4.62 \times 10^{-2}$

在偏转流工况 case1 与 case2 中,管道的预测疲劳寿命分别为  $1.47 \times 10^9$  年和  $5.40 \times 10^{15}$  年,在正常使用时间内不会出现热疲劳现象,而在壁面流工况 case3 与 case4 中,管道的预测寿命分别为  $8.81 \times 10^{-4}$  年及  $4.62 \times 10^{-2}$  年。由此可知,降低主支管流体动量比,使搅混流型从壁面流转变为偏转流能有效改善管道的热疲劳现象,但在搅混流型相同时,通过降低动量比的方式并不能改善管道的热疲劳。

4 结论

(1)在偏转流工况条件下,T 型管内流体温度的波动区域相比于壁面流工况条件更接近主管中心,通过降低动量比,使 T 型管内流体搅混流型从壁面流发展为偏转流,能有效降低管道近壁面流体的温度波动程度。

(2)相较于壁面流工况,采用偏转流工况能通过减小近壁面流体的温度波动程度来降低管壁热应

力的波动程度,从而改善 T 型管道的热疲劳现象,提高管道的热疲劳寿命。

(3)只有当动量比降低至 T 型管内流体的搅混流型发生变化,即由壁面流型发展为偏转流型后,管道的热疲劳现象才能得到改善,流型未发生改变时,调整动量比并不能改善管道的热疲劳现象。

参考文献:

[1] HOSSEINI S M, YUKI K, HASHIZUME H. Classification of turbulent jets in a T-junction area with a 90-deg bend upstream [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008, 51: 2444 – 2454.

[2] 单祖华, 赵云淦, 蒲勇, 等. 上游带弯头的 T 型管内混合流动数值模拟的湍流模型评价[J]. 原子能科学技术, 2013, 47(10): 1729 – 1734.  
SHAN Z H, ZHAO Y G, PU Y, et al. Assessment of turbulence models on numerical simulation of mixing flows in T-pipe junction with upstream elbow[J]. Atomic Energy Science and Technology, 2013, 47(10): 1729 – 1734. (in Chinese)

[3] 卢涛, 刘素梅. 主支管动量比对 T 型管道流体混合过程影响[J]. 热科学与技术, 2012, 11(1): 13 – 19.  
LU T, LIU S M. Influence of momentum ratio of main duct to branch duct on fluids mixing in T-junction[J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2012, 11(1): 13 – 19. (in Chinese)

[4] 胡丽娜, 余华金, 王月英. 核一级三通管热疲劳研究[J]. 核技术, 2013, 36(4): 040637.  
HU L N, YU H J, WANG Y Y. Study on the thermal fatigue of tee in the first loop of nuclear reactor[J]. Nuclear Techniques, 2013, 36(4): 040637. (in Chinese)

[5] HANNINK M H C, BLOM F J. Numerical methods for the prediction of thermal fatigue due to turbulent mixing [J]. Nuclear Engineering and Design, 2011, 241(3): 681 – 687.

[6] KUMAR R, JADHAV P A, GUPTA S K, et al. Evaluation of thermal stratification induced stress in pipe and its impact on fatigue design [J]. Procedia Engineering, 2014, 86: 342 – 349.

[7] GUO Z C, ZOU J Q, CHEN Y Q, et al. Monitoring of wall temperature fluctuations for thermal fatigue in a horizontal mixing T-junction pipe [J]. Progress in Nuclear Energy, 2018, 104: 298 – 305.

[8] GARRIDO O C, SHAWISH S E, CIZELJ L. Uncertainties in the thermal fatigue assessment of pipes under turbulent fluid mixing using an improved spectral loading ap-

proach[J]. International Journal of Fatigue, 2016, 82: 550 – 560.

[9] NIESLONY A. Determination of fragments of multiaxial service loading strongly influencing the fatigue of machine components[J]. Mechanical Systems and Signal Process-

ing, 2009, 23(8): 2712 – 2721.

[10] CHOPRA O, STEVENS G L. Effect of LWR water environments on the fatigue life of reactor materials [ R ]. Washington D. C.: Unites States Nuclear Regulatory Commission, 2018.

## Influence of different momentum ratios on the mixing of hot and cold fluids and thermal fatigue of a T-junction

CHEN BaiYu<sup>1</sup>   ZHOU ZhaoChun<sup>1</sup>   SUN Yan<sup>2</sup>   CHEN Shuang<sup>2</sup>   OUYANG Bin<sup>2</sup>   LU Tao<sup>1\*</sup>

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029;  
2. Nuclear Power Institute of China, Chengdu 610200, China)

**Abstract:** In order to explore the influence of different momentum ratios of the main and branch fluid on the mixing process of cold and hot fluid and the thermal fatigue of a T-junction, large eddy simulations (LES) have been used to simulate the mixing process of hot and cold fluids in a T-junction for different momentum ratios of the main and branch pipes. The temperature fluctuation of the fluid and pipe wall was calculated, the fluid solid interaction (FSI) calculation was then carried out with the same T-junction grid model, and the influence of the momentum ratio on the thermal stress and thermal fatigue life of the T-junction was thus obtained. The results show that when the momentum ratio changes cause the fluid jet flow in the T-junction to change, it has a significant effect on the thermal fatigue of the pipe. When the jet flow is the deflected flow, the thermal fatigue phenomenon of the pipe is obviously improved compared with when the jet flow is the wall flow, and the predicted thermal fatigue life increases from  $8.81 \times 10^{-4}$  years to  $5.40 \times 10^{15}$  years. Therefore, the momentum ratio of the main and branch pipes decreases, the jet flow of the fluid gradually changes from wall flow to deflection flow, and the thermal fatigue life of pipes can be significantly improved.

**Key words:** T-junction; fluid solid interaction; momentum ratio; thermal fatigue

(责任编辑:吴万玲)