

# 核电站主蒸汽隔离阀气流诱发振动与噪声的数值分析

徐 峥<sup>1</sup>, 王德忠<sup>1</sup>, 王志敏<sup>2</sup>, 张继革<sup>1</sup>, 陈汉平<sup>1</sup>

(1. 上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200240; 2. 中核苏阀科技实业股份有限公司, 江苏 苏州 215129)

**摘要:**核电站主蒸汽隔离阀技术要求严、安全系数高,是核电装备国产化进程中的重点攻关项目之一。某些核电站在运行过程中其主蒸汽隔离阀出现过气流诱发振动与噪声,最终导致阀门部件磨损的现象。本文通过数值方法对主蒸汽隔离阀内三维湍流流场进行模拟分析,研究找出产生振动与噪声的流场诱因。本工作的数值分析结果与现场的测量结果相符。

**关键词:**主蒸汽隔离阀;数值模拟;流动特性;振动与噪声

**中图分类号:** TL353      **文献标志码:** A      **文章编号:** 1000-6931(2010)01-0048-06

## Numerical Analysis for Vibration and Noise Due to Airflow of Main Steam Isolation Valve in Nuclear Power Station

XU Zheng<sup>1</sup>, WANG De-zhong<sup>1</sup>, WANG Zhi-min<sup>2</sup>, ZHANG Ji-ge<sup>1</sup>, CHEN Han-ping<sup>1</sup>

(1. *College of Machine and Power Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China;*  
2. *CNNC SUFA Technology Industry Co., Ltd., Suzhou 215129, China*)

**Abstract:** The main steam isolation valve (MSIV) in nuclear power station is one of the most important items of nuclear equipments in Localization Process project, which requires strict technical standard and high safety coefficient. During the operation of some nuclear power stations, MSIV gets the problem of vibration and noise due to airflow, which leads to the damage of valve accessory. In order to find the reason of vibration and noise, the method of numerical simulation to calculate the inner 3D on flow field of MSIV was used. The results of numerical analysis match with the on-site measurements.

**Key words:** main steam isolation valve; numerical simulation; flow characteristics; vibration and noise

主蒸汽隔离阀位于压水堆核电厂二回路主蒸汽系统,其功能是防止蒸汽发生器至主蒸汽隔离阀之间某一主蒸汽管道破裂造成的安全壳

超压及主系统冷却。其内部结构复杂,流道具有典型的缩颈特征。阀内蒸汽的高速湍流是诱发振动与噪声的主要原因。湍流由 N-S 方程

分析,但目前直接求解该方程尚有困难。一种解决办法是时均化处理,这种求解的方法已获得了长足的发展,它给出的时均压力、速度、旋涡强度分布对湍流诱发振动与噪声的分析有重要意义,但时均化也丢失了流场参数中与振动噪声紧密相关的时域和频率信息。另一种解决办法是在一定的简化条件下直接求解 N-S 方程,大涡模拟(Large Eddy Simulation, LES)方法就是其中之一。该方法将湍流场中的旋涡分为大涡和小涡两类,小涡采用时均化处理,大涡保留与时间相关直接求解。大涡模拟所得的湍流解包含了丰富的频率信息,以便诱发振动与噪声的分析<sup>[1]</sup>。本文基于这两种湍流数值方法进行主蒸汽隔离阀(MSIV)气流诱发振动与噪声的分析,试图找出诱发阀门振动与噪声的定量规律,为产品自主研发提出设计建议。

## 1 计算域三维建模与网格划分

某典型核电站主蒸汽隔离阀组件包括主汽阀、管系和安全阀(图 1)。计算域取在主汽阀的喉口区域,因此处蒸汽流速变化剧烈、旋涡丛生,是流动损失、振动与噪声集中发生处。

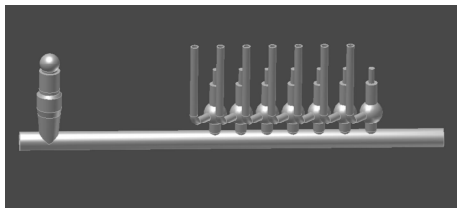


图 1 主汽阀及其管系安全阀组的三维造型  
Fig. 1 3D model of MSIV and safety valves on steam pipe system

计算域以主汽阀喉口为中心向蒸汽管段上游和下游延伸。由于主汽阀流道左右对称,为提高计算效率,计算域建模只取其中一半,喉口上游为入口段,此处蒸汽流动较为平稳,只截取较短的管段纳入计算域。喉口下游流动变化剧烈,为保证出口满足充分发展条件,保留了较长的下游管段以提高计算的准确性。最终选取的计算域由 Pro/e 软件完成三维造型,结果示于图 2。

计算域内部网格划分在 Gambit 软件平台上完成。进口和出口管段用六面体网格,阀门

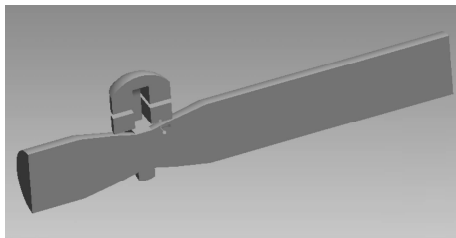


图 2 计算域三维造型  
Fig. 2 3D model of calculation zone

缩颈处及上部阀腔形状激变区域采用四面体网格,以改善逼近边界的灵活能力。喉口缩颈处及整个出口管段是旋涡发生、发展的地方,为提高计算精度,这些区域均实施网格细化处理。完成网格划分的计算域如图 3 所示。

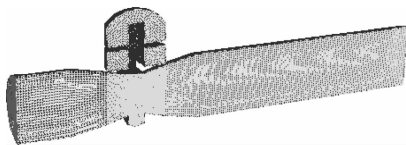


图 3 计算域网格划分  
Fig. 3 Grid of calculation zone

## 2 基于时均处理的湍流诱发振动与噪声分析

计算在 Fluent 软件平台上采用 Simple 算法和  $\kappa\epsilon$  两方程湍流模型完成。所用的几何和气动参数均按电站实际条件给定。其中,主汽阀入口流量为 1 724 t/h,折合为入口流速为 31.49 m/s,压力为 6.75 MPa,入口蒸汽温度为 286 °C,相应的工质密度为 34.553 kg/m<sup>3</sup>、粘性系数为  $1.9 \times 10^{-5}$  kg/(m·s),由水蒸气性质表确定。经估算,计算域内最高汽流马赫数低于 0.3,故全部计算按不可压工质处理。计算得到的时均湍流流场示于图 4,其中工质压力和速度的变化及涡强峰值区域为气激振动、噪声强弱程度分析及其发源地位置的确定提供了重要信息。

图 4a、b 示出主汽阀流道内压力和速度的分布。阀门流道外径 739 mm,内径 465 mm,缩颈比达 0.629,最高速度出现在喉部,在缩口处蒸汽流速达到最大(89.2 m/s),其雷诺数  $Re = ud/\nu = 7.767 \times 10^7$ ,远大于湍流评定值 12 000,流动呈强烈湍流状态。图 4c、d 示出主

汽阀流道内旋涡强度的分布。由于喉部下游管段截面扩大,蒸汽呈喷射状流出,从图中可看出,在喷射流四周出现较多涡流,之后沿流动方向逐渐减弱。湍流喷射是一种带不规则旋转的高度复杂的三维湍流,流体的各种物理参数如速度、压力等均随时间、空间发生显著变化<sup>[2]</sup>,正是这种强烈的非定常流动特征成为振动与噪声的根源<sup>[3-5]</sup>。计算给出的湍流信息为阀门气流诱发振动与噪声分析提供了重要依据,但也存在明显的局限。

以湍流激振为例,时均湍流分析结果显示,喉口下游喷射流四周涡流较多,涡强度高。涡强的高低给出了诱发振动强弱的相对比较指标,同时指出具有较强湍流的下游管段应是气流诱发振动与噪声的重点区域。但时均分析并不能给出湍流的频谱信息和气流的频率特性。根据湍流激振原理,当湍流流过主汽阀时,将在阀体结构内表面产生表面压力波动,如果流体的脉动作用力与结构某阶频率相同,将诱发结构在这个频率上的放大响应,缺乏湍流频谱信息就难以深入分析。

以声共振为例,在喉口下游的管道内湍流喷射形成一系列旋涡和不规则的压力脉动,进而产生声波。声波可沿各方向传播,甚至可沿管壁以及向主汽阀外部空间传播。主汽阀中间的阀体腔室及其进出口锥形管组成了类似声共振腔的结构,当声波的主要频率与结构某阶固有声学频率相同或相近时,将产生声共振,且声压将得到放大。

常用的湍流时均分析软件能够给出气流诱发的声强分布趋势(图5),但它仅反映声源能量分布的强弱趋势。比较图5与图4c、d不难发现,这里的声强其实是通过涡强来描述的。湍流时均分析不能给出声源的频率信息,因而在声共振分析中同样存在缺陷。

### 3 基于大涡模拟的湍流诱发振动与噪声分析

大涡模拟计算利用前面湍流时均计算的结果作为流场初始值,边界条件为:速度入口 31.49 m/s,压力出口 -33 kPa(参考压力

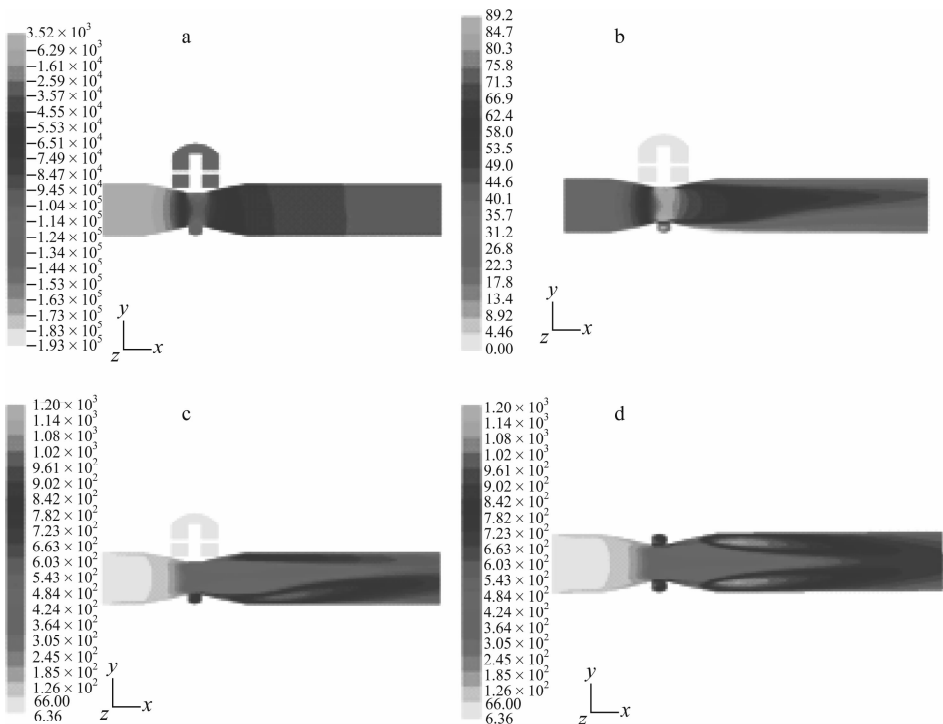


图4 基于时均方程的主汽阀流场计算结果

Fig. 4 Calculation results of MSIV flow field based on time-average equation

a——对称面压力分布(Pa); b——对称面速度分布(m/s); c——对称面涡强度分布(%); d——横切面涡强度分布(%)

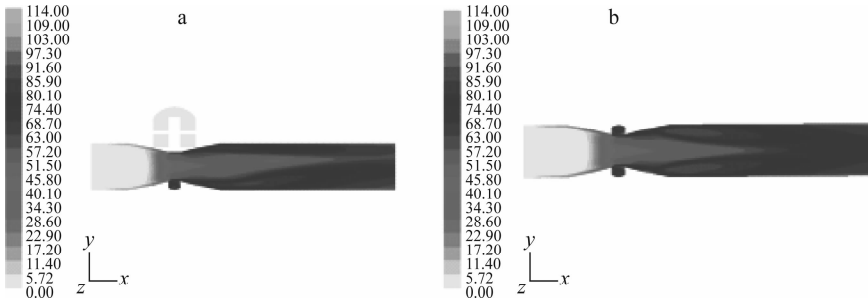


图5 声源强度分布

Fig. 5 Distributions of noise source intension

a——对称面声源强度分布(dB);b——横切面声源强度分布(dB)

6.75 MPa的相对值),时间步长设为0.000 5 s。大涡模拟的计算结果示于图6。由于保留了时间项,输出数据量极大。图中示出的是第300个时间步,即计算开始后的第0.15 s时刻的数据。

从 $t=0.15$  s压力梯度分布和速度矢量图可看出:蒸汽射流从缩口处喷出进入到下游管段,由于扩容喷流与管壁间形成回流,产生许多大小不一的旋涡。随着管道的延伸,流速逐渐降低,离缩口2~3个缩径处流动耗散突然加剧,形成较大的漩涡,然后沿流动方向慢慢耗散

成小涡,流动逐渐趋于平稳。为更加清楚地说明这一现象,以缩口中心为起始点,绘出 $x$ 轴(即蒸汽流动方向)蒸汽工质静压、速度和涡强的变化(图7)。

从图7可看出,距离原点约1.1 m(2.5倍缩径)处存在分界点。分界点左边压力值逐渐平稳增大,速度值逐渐减小,分界点右边压力和速度均开始呈现强烈的不规则的跳变,涡粘度的跳跃更为明显。其它时刻采集的流场信息也有类似现象。这就说明在距离缩口中心约2.5倍缩径处喷射流四周存在的小尺度不规则漩涡

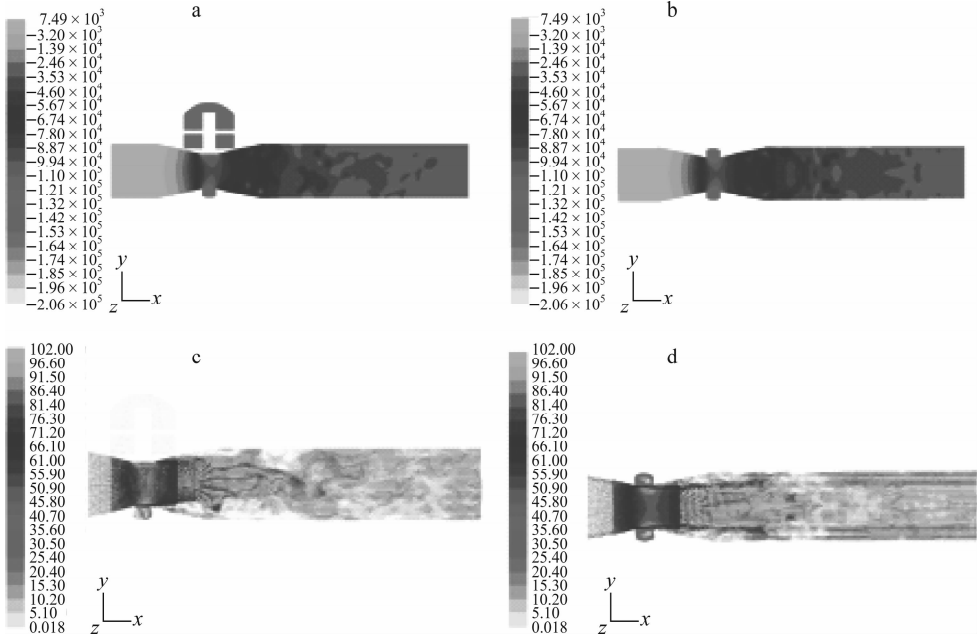


图6 在 $t=0.15$  s时的湍流大涡模拟流场计算结果

Fig. 6 Calculation results of flow field for LES at time of 0.15 s

a——对称面瞬态压力分布(Pa);b——横切面瞬态压力分布(Pa);

c——对称面瞬态速度矢量分布(m/s);d——横切面瞬态速度矢量分布(m/s)

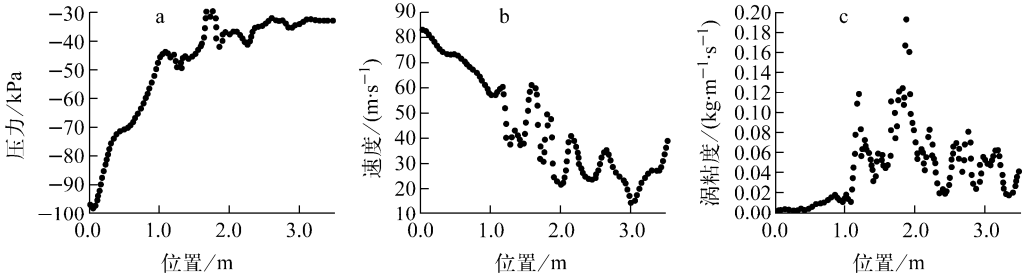


图7  $x$ 轴上工质压力(a)、速度(b)和涡粘度(c)分布

Fig. 7 Distributions of medium pressure (a), velocity (b) and turbulent viscosity (c) on  $x$ -axis

出现大幅耗散,形成类似卡门涡街的尺度较大的涡流,并沿蒸汽流动方向逐渐减弱。这一区域流动变化最剧烈,正是振动与噪声的源头所在。此外,瞬态速度矢量图还显示缩口周边闸板滑道腔室内也存在明显涡流,但由于此处蒸汽压力和流速相对较小,所以,影响不如上述强烈。

为进一步观察主要振源区域内湍流的参数特征,设置专门的观测点,通过软件输出这些点上的压力脉动数据。观测点分布在6个截面上,其轴向位置  $x=0.3\text{ m}$ 、 $0.5\text{ m}$ 、 $0.8\text{ m}$ 、 $1.2\text{ m}$ 、 $1.7\text{ m}$ 、 $2.3\text{ m}$ ,每个截面布置6个输出点(图8)。

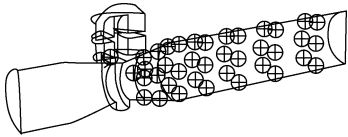


图8 流场压力监测点位置示意图

Fig. 8 Scheme for pressure monitor point in flow field

作为实例,图9a示出 $0.15\sim 0.5\text{ s}$ 间 $x=0.3\text{ m}$ 截面上靠近上方管壁一点上的压力

脉动计算结果。利用傅里叶变换将其转换成声压频谱(图9b),即可充分显示湍流喷注固有的宽频特性。在低频区可发现几个相对明显的主频率,转换成1/3频带谱(图9c)后更清晰地看出低频区域75和110 Hz为其主要频率,声压幅值超过了160 dB。以同样方式对场内其他监测点进行频谱分析,将得到的频谱数据进行对比和统计,得出声压级超过150 dB的频率主要集中在20、40、70、90、120 Hz这几个频率附近。高频段声压级下降较快,可作为次要频率处理。在 $x=0.8\text{ m}$ 、 $1.2\text{ m}$ 两个截面上声压最大,个别达到170 dB。

比较湍流分析的两种方法,在可比较范围内频谱分析与湍流时均分析给出一致的结论,但频谱分析提供了更多信息,尤其是与时间相关的重要信息。

#### 4 计算结果的试验验证

为验证计算分析的有效性,本文将计算结果与实测数据进行了比较。实测对象是从安全壳外连接到厂房内主蒸汽管道及安装在主蒸汽

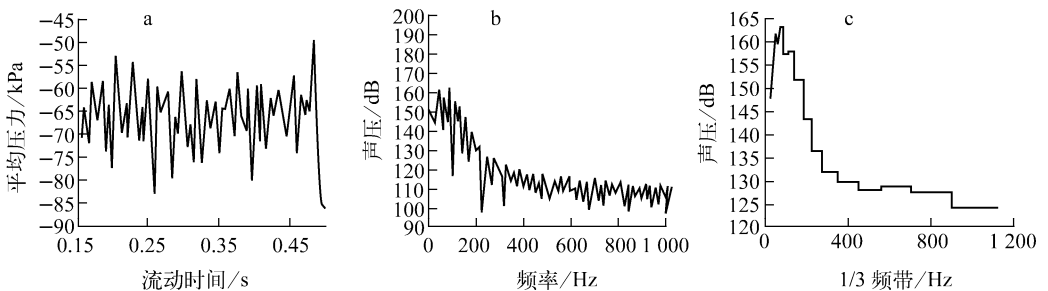


图9 截面 $x=0.3\text{ m}$ 周边一点上的压力脉动与声压频谱

Fig. 9 Pressure pulse and sound pressure spectra of one point on peripheral of section  $x=0.3\text{ m}$

a——压力脉动监测图;b——声压频谱图;c——1/3频带谱图

管道上的主汽阀和安全阀的实际装置,与计算对象完全一致。测量参数主要为振动频率,测量结果列于表 1。表中数据均为隔离阀 100% 开度下测得的频率, V 代表铅垂方向, H1 代表主蒸汽管轴向, H2 代表与 V 和 H1 垂直的方向。另外,还在满功率试验时用敲击法对主蒸汽管道进行了固有频率测量,得到主蒸汽管垂直方向 V 的固有频率为 15 Hz, H2 方向为 15.3 Hz。

表 1 主蒸汽管线振动频率测量结果  
Table 1 Frequency measurement results  
of main steam pipe line Hz

主蒸汽管			安全阀		隔离阀		
V	H1	H2	H1	H2	V	H1	H2
17.5	125	17.5	17.5	17.5	125	250	250
125	250	250	250	250	250	375	375
250	375	375	375	375	375		
375							

实测发现,在 100% 功率运行工况下存在两种类型的振动: 1) 15~20 Hz 的低频振动,它在位移幅值谱中占主要成分; 2) 125、250 和 375 Hz 为主的高频振动,属于很有规律的谐波频率,仅在加速度幅值谱中占主要成分。主蒸汽管系实测一阶固有频率约为 15 Hz,该频率与流场仿真分析大涡模拟得到的压力脉动低频值 20 Hz 较为接近。在不同的阀板开度位置时,喷注噪声频率有所不同,当频率与管系固有频率一致或足够接近时,会激励管系的一阶固有频率,形成较大幅值的振动。

以上实测结果与图 9 计算预测的数据基本

一致。

## 5 结语

本文在 Fluent 软件平台上完成了主蒸汽隔离阀湍流诱发振动与噪声的数值分析。分析结果表明,由于主汽阀存在缩颈,蒸汽在扩口处产生湍流喷注,出口管段形成强烈湍流,不规则的涡流群不断生成、发展和消失,正是这些非定常流动因素成为诱发振动与噪声的主要根源。大涡模拟算法可揭示湍流的频谱特性,对于湍流激振和声共振分析具有重要价值。

## 参考文献:

- [1] 王福军. 计算流体动力学分析[M]. 北京:清华大学出版社,2006.
- [2] 马大猷. 湍流喷注噪声定律的发展[J]. 声学学报,1987,12(5):322-327.  
MA Dayou. Development of the law of turbulent jet noise[J]. Acta Acustica, 1987, 12(5): 322-327(in Chinese).
- [3] 吴介之,马晖扬,周明德. 涡动力学引论 [M]. 北京:高等教育出版社,1993.
- [4] 李笑天,厉日竹,何树延. 核反应堆流体诱发振动问题综述[J]. 工程力学,2002,19(4):155-158.  
LI Xiaotian, LI Rizhu, HE Shuyan. Flow induced vibration in nuclear reactors [J]. Eng Mech, 2002, 19(4): 155-158(in Chinese).
- [5] 徐鹏远. 主汽管噪声原因分析及处理对策[J]. 电力环境保护,2006,22(5):43-44.  
XU Pengyuan. Analysis and countermeasures of main steam piping noise[J]. Power Environmental Protection, 2006, 22(5): 43-44(in Chinese).