

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2016.06.013

10 MW 工业汽轮机速关阀与调阀内流动 和噪声计算分析*

朱子奇,何大江

(杭州汽轮机股份有限公司,浙江 杭州 310022)

摘要:针对改进进汽段的设计、提高机组经济性、降低机组噪声的目的,用数值方法研究了 10 MW 给水泵汽轮机组速关阀和调阀系统的全开工况下的流动和噪声。求解了全三维 N-S 方程和 $k-\varepsilon$ 湍流模型得到进汽系统内部的稳态流场,从流场的速度分布云图、湍动能分布云图和涡量分布云图出发,分析了压力损失产生的原因,将瞬态分析得到的流体边界压力随时间的脉动通过傅里叶变换,转换成频域下的声压值,得到进汽系统内各个壁面的二级子噪声源的分布云图,并分析了调阀喉部处各频率下的声压大小。研究表明,进汽系统内的总压损达 6.06%,其中速关阀部分产生的压损为 1.98%,调阀部分产生的压损为 4.08%,调阀喉部及折弯处为气动噪声辐射的主要位置,噪声辐射能量最大的频率为 30 Hz。

关键词:工业汽轮机;喷嘴调节;调阀;流场;噪声

中图分类号:TK414.1⁺8;TH134

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2016)06-0709-05

Numerical analysis of flow field and noise generation within the quick-closing valve and governing valves of 10 MW industrial steam turbine

ZHU Zi-qi, HE Da-jiang

(Hangzhou Steam Turbine Co., Ltd., Hangzhou 310022, China)

Abstract: Aiming to improve the design of the steam intake segment, increase the efficiency of the unit, reduce the production of the noise, flow conditions and noise emissions of a certain 10 MW industrial steam turbine's quick-closing valve and governing valves system at the point of full-opening is studied by numerical simulation. The steady flow distribution have been analyzed by a 3-dimensional calculation method of solving 3-dimensional Navier-Stokes equations together with $k-\varepsilon$ turbulence model. By analyzing the velocity contour, turbulence kinetic energy contour and vorticity contour, the reason of pressure loss is discussed. Using Fourier transform on the fluid boundary's pressure fluctuation obtained by transient analysis, dipole noise emission source contour within the intake system is obtained. The results indicate that the total pressure drop within the intake system flow passage amounts to 6.06%. The pressure drop within the quick-closing valve and the governing valves amounts to 1.98% and 4.08% respectively. The results indicate that the throat and band segment of the governing valves are the main noise emission location, and the frequency of the largest noise emission is 30 Hz.

Key words: industrial steam turbine; nozzle governing; governing valve; flow field; noise

0 引 言

高温高压蒸汽进入汽轮机做功前必须经过速关阀和调节阀等复杂部件,蒸汽流经过这些流道所引起的

压力损失会降低机组的效率,并产生噪声。API612 对汽轮机周围噪声有所限制,所以,改善进汽段的设计、提高机组经济性、降低机组的噪声是一项重要的工作。随着机组容量的增大,尤其是超临界机组的应用,蒸汽

收稿日期:2016-01-12

基金项目:浙江省科技厅优先主题重大工业项目(2008C01063)

作者简介:朱子奇(1985-),男,浙江杭州人,博士,高级工程师,主要从事汽轮机、燃气轮机方面的研究. E-mail:zhuziqi@zju.edu.cn

流量和流速等参数的提高对阀内流动损失的影响很大。对于采用喷嘴调节的工业汽轮机来说,跟采用节流调节的大型发电机组相比,通过调阀的压力损失更大。因此,针对工业汽轮机机组进汽系统内流动损失和气动噪声的研究十分必要。和节流调节的大型发电机组不同,喷嘴调节的工业汽轮机进汽阀门系统通常由速关阀和多个调节阀组成。

针对蒸汽阀门内流动及其相关影响因素的研究较多。M. BIELECKI 等^[1]模拟了调节阀阀门中启动过程中的瞬态流场。Mazur 等^[2]研究了阀内气-固两相流,并分析了两相流对阀的特性的影响。屠珊等^[3]研究了 GX-1 型调节阀内的蒸汽流动,并将试验结果和计算结果进行了比,讨论了喉部的流动特性。杨定国^[4]采用大涡模拟计算直筒笼式阀的流场速度、压力脉动,计算直筒笼式阀在不同开度、不同流量下的流场信息,应用声学有限元、声学边界元方法,计算直筒笼式阀内部和外部声压、频谱特性。刘利杰^[5]通过对阀内流场的数值模拟发现,阀内速度最高点出现在阀碟和阀座形成的环形通道内。李建波等^[6-7]以 600 MW 亚临界凝汽式汽轮机组的主调阀门系统为研究对象,对额定工况时不同阀门管理方式下的内部流场进行了数值模拟,分析了不同阀门管理方式对机组运行经济性的影响,并提出了当一个阀组中的一个阀门开度较大而另一个阀门开度较小时,要让 A 阀取得较大的开度。王炜哲等^[8]求解了某 1 000 MW 超临界机组主调阀门系统在全开工况下的蒸汽流动,得到了调阀系统内的总压损,预测了阀内流场中气动噪声辐射源幅度的分布。相晓伟等^[9]对两种不同进汽方式的调节阀在全工况运行参数下进行了三维流场特性的数值模拟,表明环形通道是主控通流能力、流动特性和稳定性的关键部分,其流场变化最为剧烈。

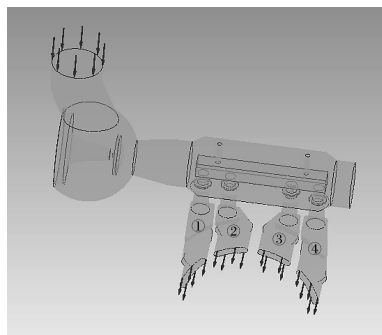
以往的研究主要集中在节流调节的发电机组上,对采用喷嘴调节的工业汽轮机的研究比较少。节流调节往往是一个主汽阀对应一个调阀,而工业汽轮机有多个调阀,往往是一个或两个速关阀对应多个调阀,对工业汽轮机进汽系统的研究将填补这方面的空白。

本研究针对某 10 MW 给水泵汽轮机组速关阀和调阀系统的全开工况^[10],求解全三维 N-S 方程和 $k-\varepsilon$ 湍流模型得到进汽系统内部的稳态流场;从流场的速度分布云图、湍动能分布云图和涡量分布云图出发,分析压力损失产生的原因。

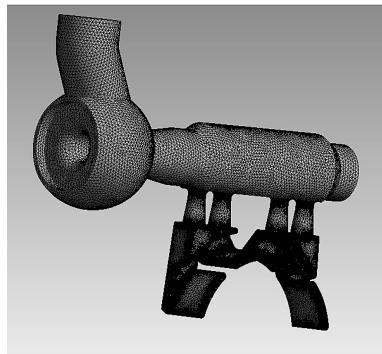
1 计算模型

某 10 MW 给水泵汽轮机组的进汽段是由 1 个速

关阀和 4 个调节阀构成的阀组系统。本研究首先用 SolidWorks 软件建立了整个进汽流道系统的三维几何模型,从速关阀前开始到调节级喷嘴前结束,如图 1 (a)所示。然后,应用 ICEM 软件对蒸汽流道进行了非结构化网格生成,边界层采用三棱柱网格,第一层网格厚度取 0.1 mm,其余部分采用四面体网格,如图 1 (b)所示,节点总数 921 332,网格总数 2 721 681。阀门蒸汽流道中湍流流场的数值模拟用 CFX 软件完成,计算全三维 N-S 方程和 $k-\varepsilon$ 湍流模型,计算收敛标准为最大残差小于 10^{-3} 。阀门进口蒸汽热参数为:入口总压 1.01 MPa,入口总温 366.4 °C,4 个阀出口蒸汽流量均为 3.765 75 kg/s。蒸汽工质的热力性质参数采用了水蒸汽性质计算模型(基于 IAPWS IF97)。



(a) 进汽系统几何模型



(b) 流道计算网格

图 1 进汽系统几何模型和流道计算网格

本研究计算了流体边界的二级子气动噪声源,计算方法为:通过瞬态流场计算得到汽体边界的压力的脉动值,将这些时域的压力值通过傅里叶变换,从而得到流场中气动噪声源幅度的分布。瞬态计算取 1 000 个时间步,步长为 0.000 1 s。对气动噪声源的幅度分布特征进行分析,可对流场各处的噪声辐射水平进行相对比较。

2 计算结果和分析

阀内流动损失和噪声辐射水平是与流道内的蒸汽流动情况紧密相关的。速关阀和调阀中心与转子轴向

垂直的纵剖面的速度云图如图 2(a)所示,4 个调阀中心与汽轮机总剖面图平行的纵剖面的速度云图如图 2(b~e)所示。图 1(a)调阀从左至右依次编号为 1、2、3、4。从图 2 可以看到流场的流动特点。主蒸汽从左侧的速关阀流入,绕速关阀阀碟后节流,绕过四个调节阀的阀梁和阀杆后进入调阀,最后经过一个折弯段进入调节级喷嘴。

从图 2(a)可以看出,蒸汽从主管道进入速关阀腔室,在阀内膨胀,横截面积迅速增大,流速有所降低,在该阶段,蒸汽的动能转化为压能。速关阀阀碟的左侧空间由于受到阀碟阻挡,形成旋涡和流动死区,该区域流速较小,静压较大。旋涡和流动死区主要由进入阀腔内的一部分气流直接冲撞到阀杆套筒壁上引起汽流滞止形成。另一部分绕流到套筒后部,流速从 40 m/s 左右降至 20 m/s 左右。主蒸汽绕过阀碟后进入阀的喉部,喉部截面积较小,此处汽流有一个加速过程,从速关阀喉部流出的汽流速度最高达 130 m/s。速关阀后横截面的总压为 0.990 MPa,从入口到速关阀后的压损为 1.98%。

从图 2 可以看出,速关阀后的汽流主要从调阀调

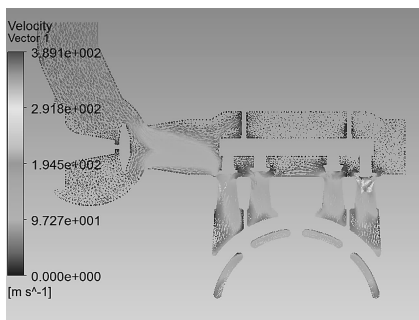
梁下部通过,阀梁上部绝大多数区域的汽流速度在 20 m/s 以下,很多区域在 10 m/s 以下。1、2、3 号调阀内的汽流速度比较接近,最大流速均在 200 m/s 以下,4 号调阀的汽流速度最大,最大流速达 389 m/s。这是因为,4 个调阀由同一个阀梁控制,打开调阀时,4 个阀相继打开,顺序为 2 号、3 号、1 号、4 号。4 号阀最后打开,所以喉部的通流截面积最小,再加上设置边界条件时,4 个调阀出口质量流量相等,所以 4 号阀内的流速最大。1 号阀出口总压为 0.947 MPa,压损为 4.34%;2 号阀出口总压为 0.959 MPa,压损为 3.13%;3 号阀出口总压为 0.960 MPa,压损为 3.03%;4 号阀出口总压为 0.929 MPa,压损为 6.16%。2、3 号阀喉部截面大,且折弯段距离短,所以压损小;1、4 号阀喉部截面小,且折弯段距离长,所以跟阀 2、3 相比压损大。所以在真实情况下,若出口压力相等,2、3 阀的流量大于 1、4 阀的流量,这也是设计成 2、3 阀比 1、4 阀先打开的原因之一。

各阀压力损失如表 1 所示。

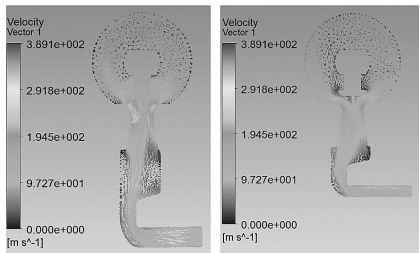
表 1 各阀压力损失

各调节阀	总压损失
速关阀	1.98%
1 号调阀	4.34%
2 号调阀	3.13%
3 号调阀	3.03%
4 号调阀	6.16%

整个纵剖面的湍动能分布如图 3(a)所示,2 号调阀纵剖面的湍动能分布如图 3(b)所示。

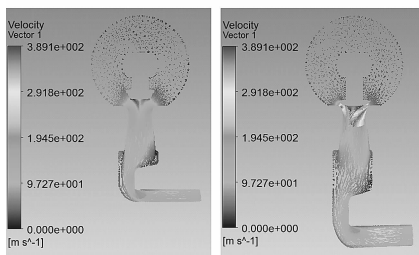


(a) 进汽道



(b) 1号调阀

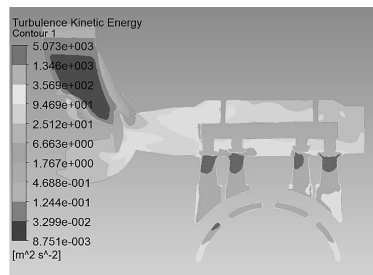
(c) 2号调阀



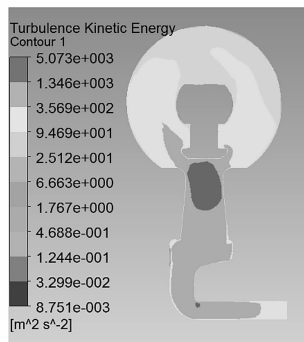
(d) 3号调阀

(e) 4号调阀

图 2 纵剖面速度云图



(a) 进汽系统



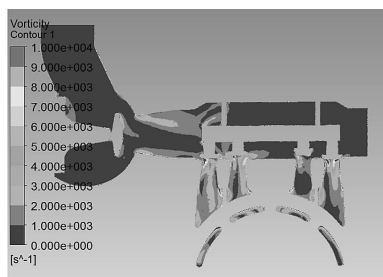
(b) 2号调阀

图 3 纵剖面湍动能云图

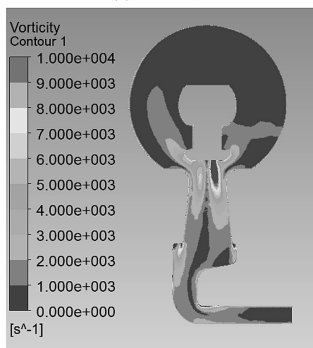
从图中明显可以看出,湍动能最大的区域为 4 个调阀的喉部及喉部下游区域,速关阀处的湍动能相比

而言非常小。因为跟速关阀的喉部截面相比,调阀的喉部截面小得多。蒸汽从阀腔室进入阀喉部时,经历了通流面积迅速减小的过程,速度大大提升,且流动方向发生巨大变化,由水平方向转变为竖直方向,垂直于来流方向的速度梯度大,形成旋涡,使得阀喉部位的流场呈现出强烈的脉动。在调节阀喉部的下游,节流造成的高速蒸汽在中间汇合并扩张到整个流道,此处为一个碰撞和扩张过程,速度变化剧烈,湍流脉动相当大,造成巨大的压损,强烈的湍流脉动成为巨大的噪声源。调阀的折弯部分湍动能次之,因为此处蒸汽的流动再一次转变方向,由竖直接流动转变为水平流动。

整个纵剖面的涡量分布如图 4(a) 所示,2 号调阀纵剖面的涡量分布如图 4(b) 所示。



(a) 进汽系统



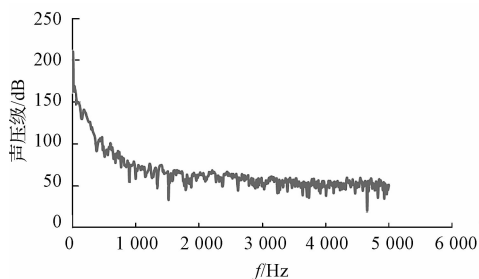
(b) 2号调阀

图 4 纵剖面涡量云图

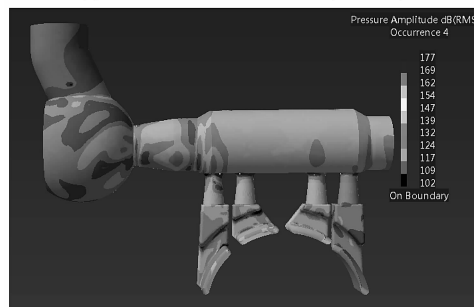
由图 4 可知,涡量较强的区域主要集中在调阀的喉部、折弯处的流动死区及速关阀喉部下游迅速扩张的区域,大涡量伴随大的噪声辐射水平。

2 号阀喉部一个点的频率-声压级图如图 5(a) 所示,可以看到,除了第一个 10 Hz 不准确的点以外,30 Hz 时的声压级最大,为 169.44 dB。进汽段 30 Hz 二级子噪声辐射源分布云图如图 5(b) 所示。最大的

噪声辐射源产生在调阀的喉部,因为此处流场的湍动能和涡量最大。其余较大的噪声辐射源都产生在截面突变处,如速关阀出口膨胀段、调阀的折弯段等。4 号阀折弯段的噪声辐射大于其他 3 个阀,这跟 4 号阀蒸汽速度最大是相一致的。



(a) 2号阀喉部的频率-声压级图(dB标尺)



(b) 二级子噪声辐射源分布云图(30 Hz, dB标尺)

图 5 噪声源辐射水平

3 结束语

本研究用数值方法研究了 10 MW 给水泵汽轮机组速关阀和调阀系统的全开工况下的流动和噪声,求解了全三维 N-S 方程和 $k-\varepsilon$ 湍流模型得到进汽系统内部的稳态流场。研究表明,由于要兼顾变工况时的机组效率,全开工况下,喷嘴调节的压损高出节流调节许多。10 MW 的工业汽轮机进汽阀系统的压损高达 6.06%,与 100 MW 汽轮机节流调节的 1.38% 相比,高出 3 倍以上。调阀产生的压力损失明显大于速关阀产生的压力损失。因为调阀处流道通流截面小,蒸汽速度高,最高的 4 号阀喉部处高达 398 m/s,又有流动方向的两个 90° 大拐弯,导致湍动能和涡量都很大,造成大量的能量损失,相应地,二级子噪声辐射水平也最强。

(下转第 717 页)

本文引用格式:

朱子奇,何大江. 10 MW 工业汽轮机速关阀与调阀内流动和噪声计算分析[J]. 机电工程,2016,33(6):709-712,717.

ZHU Zi-qi, HE Da-jiang. Numerical analysis of flow field and noise generation within the quick-closing valve and governing valves of a 10 MW industrial steam turbine[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2016,33(6):709-712,717.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>