低频、强声气动发声器中阀门的设计计算及研制*

吴建星† 白春华 马雨祥

(北京理工大学爆炸科学与技术国家重点实验室 北京 100081)

摘要 本文研制了一种启闭频率高达10Hz的气动发声阀门。利用了流体动力学数值仿真软件(FLUENT)对其内部流场先进行数值仿真，并通过改变均衡进气孔参数，优化了阀门内部流场分布情况。

关键词 气动阀门，强声发声器，数值仿真，优化设计

Development of a pneumatic valve for low frequency, high intensity sound generator

WU Jian-Xing BAI Chun-Hua MA Yu-Xiang

(*National Key Lab of Explosion Science and Technology, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081*)

Abstract The pneumatic Valve of a high intensity sound generator whose open frequency is 10Hz is developed. Numerical simulation of the inner flow field of the pneumatic valve is carried out using FLUENT software. Distribution of the inner flow field of the pneumatic valve is optimized by adjusting parameters of the inlet.

Key words Pneumatic valve, High intensity sound generator, Numerical simulation, Optimizing design

1 引言

目前采用气流扰动法强声发声器的有振腔哨(哈特曼发声器)、旋涡哨、喷注边棱哨(簧片哨)、单孔喷注旋转阀、多孔喷注旋转阀以及旋笛等。此外在工业锅炉清灰方面也大量利用气体扰动声波发声器。这类发声器的特点是效率高、声功率大，在300Hz左右时声强可达到150dB~160dB[1,2]。而我们要研究气动发声阀门的目标是要达到能产生频率更低而且单一的

2004-10-19 收稿; 2005-06-24 定稿

* 国防重点预研基金项目

作者简介：吴建星 (1964-)，男，湖北武汉人，高级工程师，博士研究生，主要从事安全技术研究。

白春华 (1959-)，男，辽宁葫芦岛人，教授、博士生导师，马雨祥 (1975-)，男，北京人，硕士研究生。

† 通讯联系人 Email: Wujx@BIT.edu.cn, Wu_jx@126.com

(C)1994-2021 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.ne

高强声波。

2 阀体结构

气动发声阀门是用来扰动气流进行发声的关键部件，主要技术要求：阀门启闭频率高达十几次每秒、气体入口压力达到 0.6MPa 、气体流量高达 $12m^3/min$ 。如果气动发声阀体内部流场压力、流速分布均匀，发出声波的频谱就较集中、单一性较好。

阀门的主要部件是阀体、阀座以及活塞体，而关键部件是阀体和活塞体，也就是气阀的启闭主要依靠活塞体在阀体中的快速运动来实现(见图 1)。因此，设计关键就是活塞体的尺寸、材料、开启间距以及与阀体之间的配合等。为了研究高压气流在阀门内流场分布，以及对活塞体的影响，我们利用目前常用的流体计算软件 —Fluent 来对阀内部结构进行优化设计。

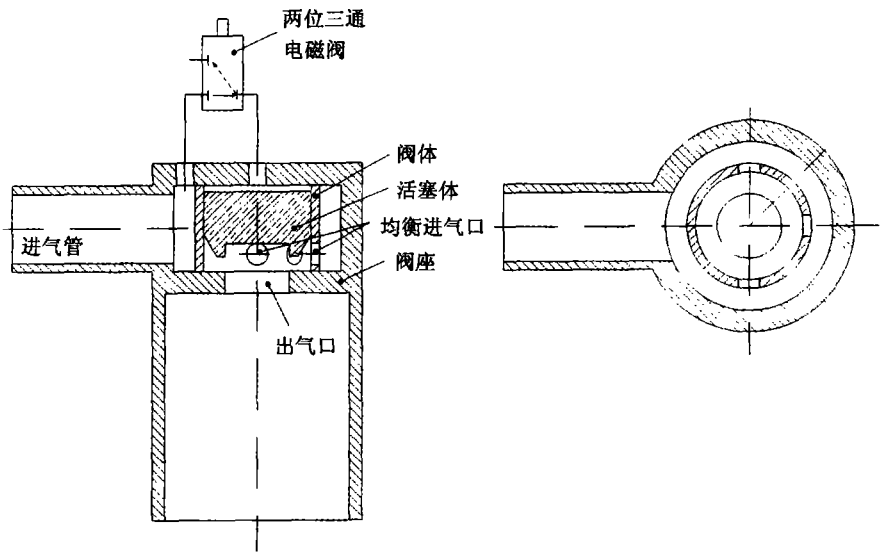

图 1 气动发声阀原理图

3 阀体数值仿真

本文所研究气阀主要用于气动发声，需要稳定流场和较大流量，所以其经过气阀在管道内形成稳定流场对发声至关重要。如何得到稳定流场呢？这就涉及到阀体本身的原理及结构设计。

由于气动发声阀的结构比较复杂，本文首先简化了物理模型，使其适合于网格的划分和计算；其次采用了 CFD 软件提供的适应于求解复杂流动区域的非结构网格技术，以及它对应的有限体积数值计算方法。具体的模型和算法如下：

3.1 物理模型

气动阀门的工作原理是通过阀体内外的压差，由一个快速两位三通电磁阀控制阀体内外气体压差的交替变化，从而推动阀体中的活塞体快速移动达到启闭气流的目的。图 2 用于 Fluent 数值计算的气动阀门物理模型图。

3.2 湍流模型

本文的计算应用了最广泛的双方程标准 k-ε 模型 [3,4] 。

(C)1994-2021 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.ne

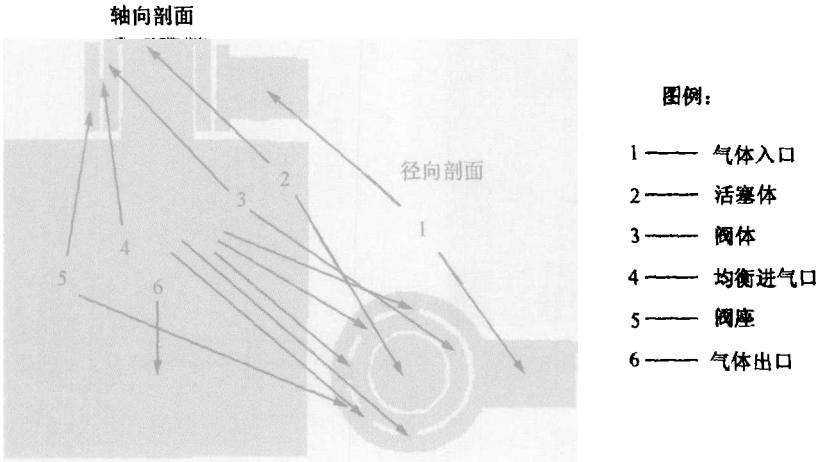

图 2　气动发声阀门物理模型图

3.3　控制方程

描述阀体和导管流场的控制方程包括：连续方程、动量方程、能量方程、湍流模型方程和 N-S 方程，控制方程由下列方程组成：

湍流动能 k 方程

$$\rho\frac{Dk}{Dt}=\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_i}\right]+G_k+G_b-\rho\varepsilon \quad (1)$$

湍流动能耗散率 ε 方程：

$$\rho\frac{Dk}{Dt}=\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i}\right]+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(G_k+C_{3\varepsilon}G_b)-C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2)$$

对可压缩流动密度可以用理想气体定律：

$$\rho=\frac{p_{op}+p}{RT} \quad (3)$$

其中 p_{op} 为操作压强，p 是相对压强 (也称为表压强)。

在求解非结构网格下的 Navier-Stokes 方程采用了有限体积方法：

$$\frac{\partial}{\partial t}\int_V\rho\Phi dV+\int_A\rho\Phi V dA=\int_A\Gamma\rho\Phi dA+\int_V S_\Phi dV \quad (4)$$

压力项和速度项的耦合采用 Simple 方法，动量方程采用一阶迎风格式离散。另外采用了多重网格法来加快计算的收敛速度。

3.4　划分网格

由于气阀的结构比较复杂，本文采用了 FLUENT 软件提供的适合于求解复杂流动区域的非结构网格技术，以及它对应的有限体积数值计算方法。按照简化的物理模型划分网格，在阀体内部的一些衔接点处划密网格；活塞体划成移动网格，由自定义函数控制移动网格的移动位置和方向；考虑到计算机的速度和容量限制，进气管和出气的气体导管网格相对较疏。我们采用的非结构面网格，在阀体和动壁面网格画的密些，在阀体到导管处由密渐稀，然后定义整个体的网格，体网格为四面体。网格总数为 12 万，并且只画到谐振管 0.2 米处 (见图 3)，如果按实际的谐振管长度 7 米，网格总数将超过 100 多万，计算机耗时巨大，无法短时间计算得到结果。网格生成后，为进一步提高网格质量，对生成的网格进行优化，其最常用的方法是 Laplacain 迭代法，这种方法将内部节点移到该节点三角元所组成多边形形心处，可对网格起光滑作用 [3,4]。

3.6　边界条件及相关参数

(1) 湍流烈度率

$$I\equiv\frac{u'}{u_{avg}}=0.16\sqrt[8]{R_{eDH}} \quad (5)$$

(C)1994-2021 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.ne

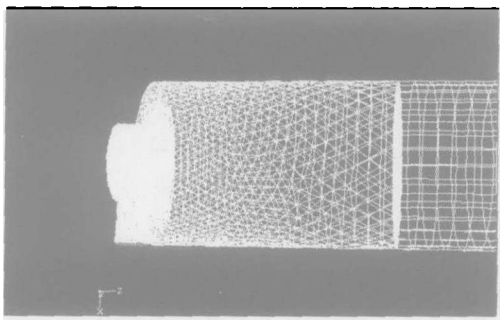

图 3 阀体网格分布图

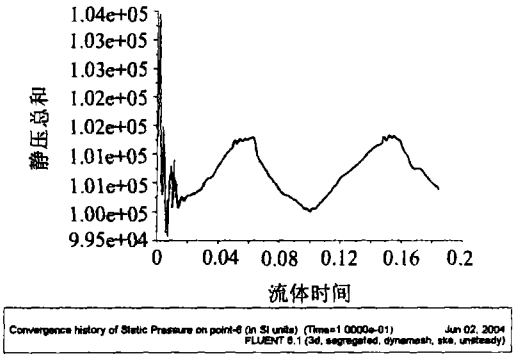

图 4 输出端口静压曲线图

其中 R_{eD_H} 为雷诺数，经计算得到 $I = 1\%$ 。由于阀体是周期性运动，且入口压力比较高，因此计算是在非定常情况下可压粘性流动模式下进行，流体是可压缩理想空气。

(2) 采用解算器

由于要用到动网格技术，同时考虑网格数比较多，需要内存大特点，因此只能采用需要内存小的分离隐式解算器。

(3) 入口、出口、动壁面边界

阀体和导管的数值模拟是在有限区域内进行的，所以在区域边界上需要给定边界条件。阀体和导管的边界条件如下：压力入口边界条件为 5 个大气压、压力出口边界条件为 1 个大气压的动壁面边界条件，动壁面边界条件是由自定义函数 (UFD) 给定的 10Hz 频率周期运动，动壁面最大位移量为 5mm 。计算中存在着计算区域之间的相对运动，利用滑移网格来模拟物体之间的相对运动。

3.6 数值仿真结果

数值仿真的结果见图 4 和图 5 。图 4 是输出端口静压曲线图，图 5 为阀内速度等值线分布图。从图 4 可以看出压力曲线的变化周期为 0.1 秒，即为 10Hz 与气动发声阀启闭周期一致。从图 5 上可以看出阀内流场的流体速度分布十分均匀。

从图 6 和图 7 所示的速度等值线图可以看出，流体速度等值线发生了偏移，只有图 5 所示五个均衡进气孔模型的速度等值线分布效果最好。

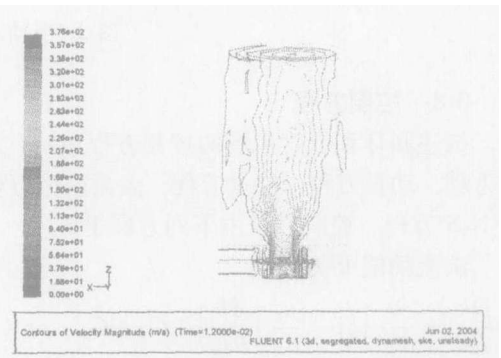

图 5 五均衡进气孔模型下速度等值线分布图

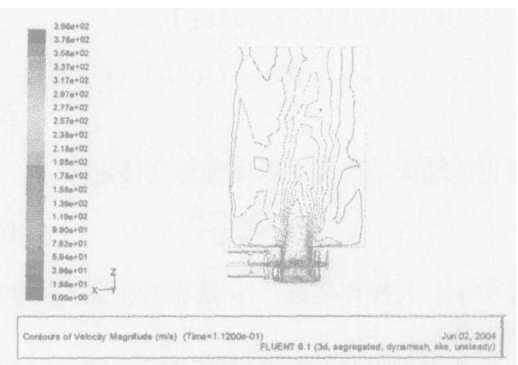

图 6 六均衡进气孔模型速度等值线图

4 气动发声阀实验结果

根据数值仿真结果我们选择五个均衡进气孔的模型加工了气动发声阀，进行实验测试，得到了比较好的结果，见图 8 和图 9 。

(C)1994-2021 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.ne

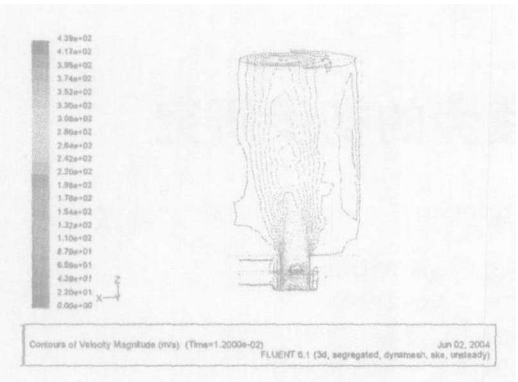

图 7　无均衡进气孔模型速度等值线图

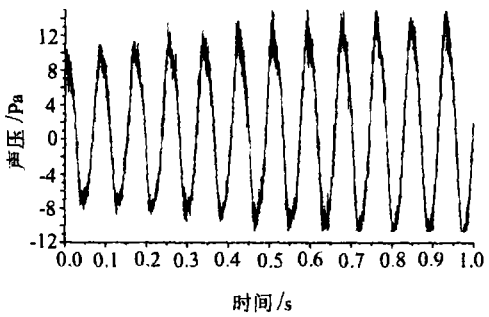

图 8　气压随时间变化曲线

波形的变化周期与控制周期完全一致，只不过在峰峰值上有所不同：实验值最大为 26Pa(峰峰值)，数值模拟为 1000Pa 。这是由于数值模拟的测点在管长 0.2m 管中点处，而实验测点在管长 7m 斜 45° 处；由于管内气流中声波衰减，所以幅值有差别，对此我们没有详细讨论。但是我们得到了气动发声阀门内流场的变化趋势是一致的，它达到了产生均衡气流发声的效果，并且阀门启闭周期在 10Hz 内连续可调。

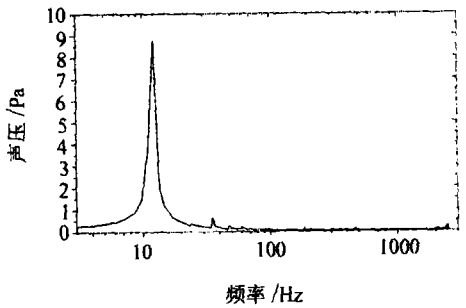

图 9　气压 Fourier 谱曲线

5　结论

利用流体力学计算软件 (Fluent) 仿真计算初选的几种设计方案，然后进行优化，选出最优方案进行设计加工，气动发声阀内部流场均衡，通过 5 个小孔分布均衡地进入阀体，其发声的单一性很好，作为低频气动发声源十分有效。通过数值仿真初步设计优化，再进行加工完善的方法是减小气动发声阀门设计周期，减小制造成本的有效手段。

参　考　文　献

1　谷嘉锦. 声学技术，1997, **16**(1):9~13.

2　马大猷. 物理学报，1974, **23**:1.

3　马大猷. 声学手册，修订版，北京：科学出版社，2004. 211~216.

4　韩占忠，王敬，兰小平. Fluent- 流体工程仿真计算实例与应用，北京理工大学出版社，2004.264~285.

(C)1994-2021 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.ne