

## 基于扩张室消声器的座便器噪声控制研究

黎巍<sup>†</sup> 刘子建 李静波

(湖南大学机械与汽车工程学院 长沙 410082)

**摘要** 本文以虹吸式座便器为研究对象,将扩张室消声器应用于座便器管道结构设计中,采用 CFD (Computational Fluid Dynamics) 软件对加装不同长度扩张室消声器的座便器模型进行了冲水过程数值模拟。在研究座便器噪声产生机理及扩张室消声器声学性能的基础上,进行座便器冲洗性能试验及噪声测量试验,分别研究了冲水量与冲洗噪声、冲水量与冲洗性能之间的关系。研究表明,安装扩张室消声器,不仅可以提高座便器的冲洗性能,还可以降低冲洗噪声,达到降噪节水的目的。

**关键词** 座便器, 扩张室消声器, 流体动力学, 噪声

## Application of an expansion cavity type muffler to toilet noise control

LI Wei LIU Zi-Jian LI Jing-Bo

(College of Mechanical and Automotive Engineering, Hunan University, Changsha 410082)

**Abstract** The siphonic toilet is researched as the investigated subject in this paper, and an expansion cavity type muffler is applied to the structure design of toilet's pipeline. Different length of expansion cavity type mufflers are added to the toilet model, and the flushing process is simulated using the CFD software. Based on the mechanism of toilet noise and the acoustic performance of the expansion cavity type muffler, experiments on toilet's flushing performance and noise measure are performed, the relationships of water demands and flushing noise, water demands and flushing performance are obtained. The result shows that the structure of expansion cavity type muffler improves the flushing performance of the toilet and reduces the flushing noise, the purposes of reducing noise and water-conserved are attained.

**Key words** Toilet, Expansion cavity type muffler, Fluid dynamics, Noise

2007-07-09 收稿; 2007-10-24 定稿

作者简介: 黎巍 (1983-), 男, 湖北孝感人, 硕士研究生, 研究方向为噪声控制。

刘子建 (1953-), 男, 湖南大学教授, 博士生导师。李静波 (1981-), 男, 硕士研究生。

<sup>†</sup> 通讯联系人 E-mail: lwhndx@yahoo.com.cn

## 1 引言

座便器噪声来源于虹吸管的结构振动噪声和流体噪声两部分。虹吸管的结构振动噪声主要是当管内介质穿越管路弯头、异径管时,在激励力作用下,管路产生响应,形成机械振动,甚至共振。流体噪声是由于流体中的压力变化引起空气振动而产生的噪声;座便器的流体噪声主要包括如下几个方面:水在座便器水圈内流动的噪声;水冲出水圈及落在座便器内壁上产生的噪声;水在座便器内壁上流动的噪声;水在座便器内旋转的噪声;排污后期虹吸被破坏时的噪声。研究发现,流体噪声是冲水过程中座便器的主要噪声。

据了解,在居民生活中,座便器的用水量占到日常用水总量的40% - 50%。目前,我国普遍采用6升水的座便器,水资源浪费仍然十分严重。因此对水资源十分匮乏、人口众多的我国来说,设计冲洗性能优良的节水型座便器势在必行。

在管路中安装液体消声器是管路流体噪声控制中应用最广泛的一种方法<sup>[1~2]</sup>,原因如下:

(1) 可以直接吸收和衰减管路中的压力脉动;

(2) 可以改变流体的流动状态,达到消声的目的;

(3) 可以通过改变消声器的安装位置,得到较小的系统输入阻抗;

(4) 消声器结构简单、制造容易、造价低廉。

目前,我国从事相关方面的研究比较少,对管道的振动、压力脉动和噪声的特性预报模型都未建立起来,声学环境的模拟进行的很少<sup>[3]</sup>,并且,还没有软件可以直接预测液体流动产生的噪声。为了不影响座便器的流体动力性能,本文将单节扩张室消声器安装在虹吸管上,从理论上分析单节扩张室的消声量,并通过试验对比加装扩张室前、后座便器的噪声及

冲洗性能,来验证改进后的座便器具有降噪节水功能。

## 2 座便器内部流场分析

座便器冲洗过程是座便器水箱内的水在大气压和重力作用下从水箱出水口流出,经座便器两夹层内复杂流道从喷射口射入盆腔,盆腔内水位急剧上升,在虹吸出水管中形成虹吸,最后经过虹吸管把污物和水排出。座便器各部分结构如图1所示。

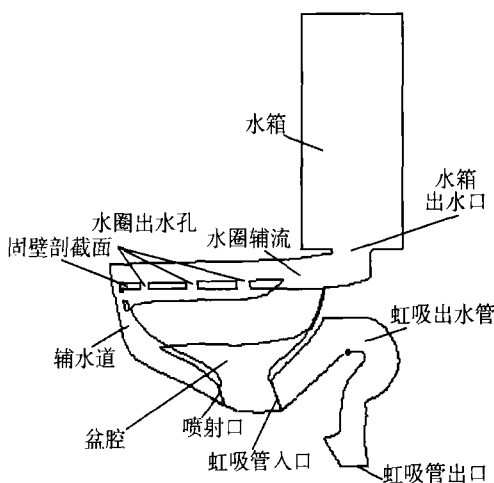


图1 虹吸式座便器的结构示意图

### 2.1 数学模型

流体在管路中的流动过程满足伯努利方程<sup>[4]</sup>:

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{\alpha_1 u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{\alpha_2 u_2^2}{2g} + \sum h_l \quad (1)$$

式中:  $p_1$  和  $p_2$  分别为两断面的压强;  $z_1$  和  $z_2$  分别为两断面的位置水头;  $\alpha_1$  和  $\alpha_2$  分别为两断面的动能修正系数,对于湍流均取1,对于层流均取2;  $u_1$  和  $u_2$  分别为两断面的流速;  $\sum h_l$  为两断面的总流水头损失。

流体流动噪声满足广义 Lighthill 方程:

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - c_0^2 \nabla^2 \rho = \frac{\partial Q(x, t)}{\partial t} - \frac{\partial F_i(x, t)}{\partial t} + \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} \quad (2)$$

式中： $\rho$  为流体密度， $t$  为时间； $\nabla$  为拉普拉斯算子， $\nabla = i \frac{\partial}{\partial x_1} + j \frac{\partial}{\partial x_2} + k \frac{\partial}{\partial x_3}$ ； $x_1, x_2, x_3$  为直角坐标； $i, j, k$  为 3 个坐标方向的单位向量； $Q(x, t)$  为简单声源强度，等于在点  $x(x_1, x_2, x_3)$  和时刻  $t$  处每单位体积每单位时间增加的流体质量； $F_i(x, t)$  为外加作用力的  $x_i$  分量； $T_{ij}$  为 Lighthill 应力张量。

方程 (2) 右边第 1 项代表单极子源，第 2 项代表偶极子源，第 3 项代表四极子源。座便器的冲洗噪声声源包括简单声源、固体声源和湍流声源，分别与上面三项相对应。其中，简单声源与水的流量变化率有关，而流量与管的截面面积和流速有关，简单声源的频谱表现为低频特性；固体声源与座便器管路几何形状和结构有密切关系，其频谱表现为中高频特性；湍流声源必须采用微时间尺度来研究，其频谱表现为高频特性 [5]。

座便器的噪声主要为低频和中频，低频和中频的噪声主要与流体的压力和流速有关，而影响这两个量的主要因素是座便器的结构。所以，改进座便器的结构是最有效的降低其噪声的方法。

### 2.2 扩张室消声器性能分析

扩张室消声器是由管和室组成的消声器，最常见的是单节扩张室消声器，其结构形式如图 2 所示。

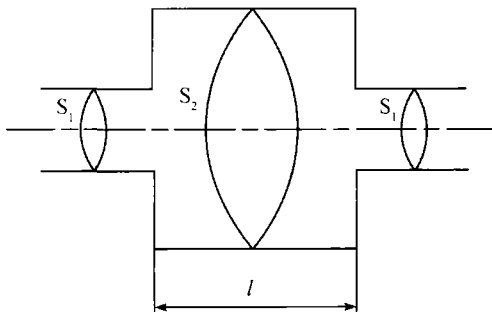


图 2 单节扩张室消声器

消声器的性能可以用消声量来表示。对于图 2 所示的单节扩张室消声器，消声量可由下

式计算 [6]：

$$\Delta L = 10 \lg [1 + \frac{1}{4} (m - \frac{1}{m})^2 \cdot \sin^2(kl)] \quad (3)$$

式中： $m$  为扩张比， $m = \frac{S_2}{S_1}$ ， $S_1$  为入口管截面面积， $S_2$  为扩张室截面面积； $l$  为扩张室长度； $k$  为波数， $k = \frac{\omega}{c} = \frac{2\pi}{\lambda}$  ( $\lambda$  为声波波长， $k$  值变化相当于频率变化)。

根据公式 (3) 可以发现，消声量的大小由扩张比  $m$  决定，消声频率特性由扩张部分的长度  $l$  决定，因为  $\sin kl$  为周期函数，所以消声量也随着频率作周期性变化。本文中，扩张室长度  $l$  和扩张室截面面积  $S_2$  还受座便器的结构限制。图 3 为加装扩张室后座便器的剖截面图。

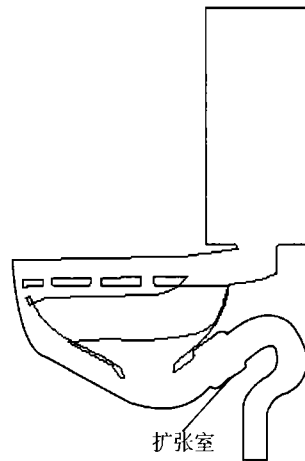


图 3 加扩张室后座便器剖截面图

插入损失 ( $L_{IR}$ ) 是在系统之外某定点分别测量系统中接入消声器前、后的声压级 [7]，二者之差即为插入损失。插入损失的数学表达式为：

$$L_{IR} = SPL_1 - SPL_2 \quad (4)$$

式中： $L_{IR}$  为消声器的插入损失，单位为 dB； $SPL_1$  为系统接入消声器前某定点测得的声压级，单位为 dB； $SPL_2$  为系统接入消声器后某定点测得的声压级，单位为 dB。

由于受到测量环境和测量工具的限制，本文选择插入损失作为消声器消声量的度量方

法。在座便器使用的前位置,距离座便器 1m 处,测量系统接入消声器前后的声压级。

研究发现,扩张室截面直径为 75mm,长度为 70mm,入口管直径为 55mm 时,根据公式(3)可得单节扩张室的消声量与频率的关系如图 4 所示。

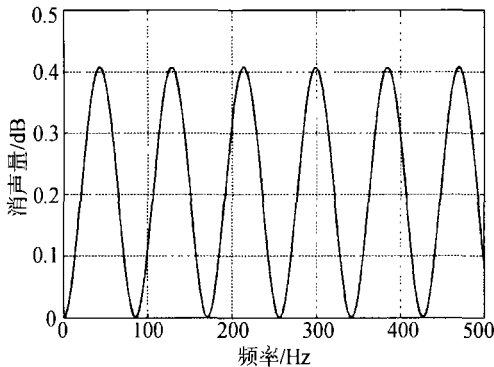


图 4 消声量与频率的关系图

分析可知,  $\Delta L$  随  $m$  的增大而增大,当  $l$  增大时,消声器的最大消声量向低频移动。考虑到座便器噪声主要为低、中频噪声,因此扩张室长度在满足流体动力性能足够好且不影响座便器结构的前提下,应该尽量大。

### 2.3 座便器流体动力性能仿真研究

本文运用 VOF (Volume of Fluid) 多相流模型、RNG  $k-\epsilon$  紊流模型对座便器进行了冲水过程的数值模拟,仿真分析加装不同长度扩张室结构的座便器模型,并比较了加装扩张室前、后虹吸管入口的质量流速(单位时间内流体流过管道单位截面的质量)和压强。图 5、图 6 分别为扩张室长度为 70mm 时,虹吸管入口的质量流速曲线图和压强曲线图。

分析图 5、图 6 可以发现,加装扩张室消声器结构后,虹吸管入口的质量流速曲线的最大值明显大于未加装扩张室消声器结构的虹吸管入口的质量流速曲线。而且,虹吸管入口的压强曲线的最大值也较未加装扩张室消声器结构的虹吸管入口的压强小,更有利于虹吸现象产生。可见,加装扩张室结构后,虹吸式座便器的冲洗性能得到了提高,这一结论还将在冲

洗性能试验中得到证实。

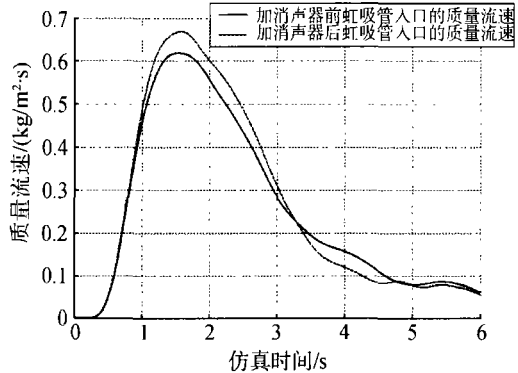


图 5 虹吸管入口质量流速曲线

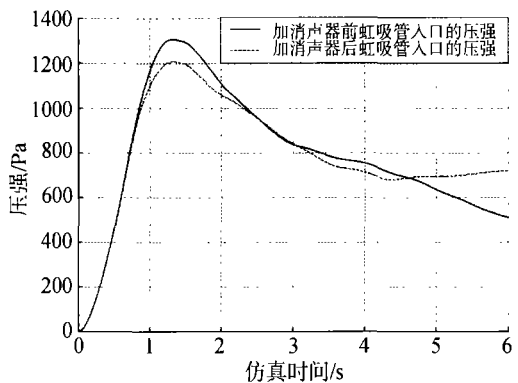


图 6 虹吸管入口的压强曲线

## 3 试验研究

### 3.1 座便器冲洗性能试验

为了验证 CFD 仿真计算结果的准确性和可靠性,本文从试验的角度研究加装扩张室结构后,座便器的冲洗性能情况。根据国家座便器冲洗性能行业标准<sup>[8]</sup>,分别对改进后的座便器进行冲排聚丙烯球试验和冲排乒乓球试验。

#### 3.1.1 冲排聚丙烯球试验

本试验的冲洗方法是将 100 个聚丙烯球(也叫 PP 球,直径为 19mm,密度为  $(0.85\sim 0.90)\text{g/cm}^3$ )投入座便器中进行冲洗试验,重复进行三次,取三次冲出聚丙烯球数量的平均值,如果该值不小于 85,则该项试验满足国家要求。本文对加装了 70mm 扩张室消声器前、后的虹吸式座便器进行冲排聚丙烯球试

验, 结果如表 1 所示。

### 3.1.2 冲排乒乓球试验

本试验的冲洗方法是将 6 个乒乓球一次投入座便器中进行冲洗试验, 重复进行三次, 取三次冲出乒乓球数量的平均值, 如果该值不小于 5, 则该项试验满足国家要求。本文对加装了 70mm 扩张室消声器前、后的虹吸式座便器进行冲排乒乓球试验, 结果如表 2 所示。

分析表 1、表 2 数据可以发现, 对同一型号的虹吸式座便器, 其冲洗能力与冲水量有关。冲水量越大, 座便器的冲洗能力越好。加装了扩张室消声器后, 虹吸式座便器的冲洗能力得到了提高。由表 1 可知, 加装扩张室消声器的座便器用 2.5L 水即可完成未加装扩张室消声器的座便器用 4.5L 水冲排聚丙烯球的数量。加装扩张室消声器的座便器 2.5L 水的冲排能力就达到了国家要求, 可以比未加装扩张室消声器的座便器节约 2L 水。

由表 2 可知, 冲水量为 3.5L 时, 加装扩张室消声器的座便器的冲排乒乓球能力就达到了国家要求, 而未加装扩张室消声器的座便器要达到国家要求则需要冲水 4.5L。综合分析可知, 达到冲出 85 个聚丙烯球和 5 个乒乓球的国家标准, 加装扩张室消声器的座便器与未加装扩张室消声器的座便器相比, 每次冲洗可节约 1L 水。本文 2.3 节的仿真研究也表明, 加装扩张室消声器后, 虹吸管入口的质量流速相对增大, 入口压强相对减小, 虹吸效果较明显, 座便器冲排污物能力得到增强, 完成同样的冲

排污物功能, 用水量也相对减少。

### 3.2 座便器噪声测量试验

本文选取某公司的某款座便器, 用有机玻璃制成 1:1 的实际管道, 对座便器的冲水过程进行噪声测量, 并与该座便器加装扩张室结构后试验测量数据进行对比分析。

A 声级是利用具有 A 计权网络的声压计测量得到的声压级。A 声级能够很好地反映人耳对噪声的主观感觉, 对于一个连续的稳定噪声, 它是一种较好的评价方法。但对于起伏的或不连续的噪声, 很难确定 A 声级的大小。由于座便器冲水过程中产生的是非连续、非稳定的噪声, 所以采用 A 声级的评价方法是不准确的。为此我们提出用噪声能量平均的方法来评价噪声对人的影响, 这就是时间平均声级或等效连续声级, 用  $L_{eq}$  表示<sup>[9]</sup>。

实际测量噪声是通过不连续的采样进行测量, 如果采样时间相等, 则:

$$L_{eq} = 10 \lg \left( \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n 10^{0.1L_{Ai}} \right) \quad (4)$$

式中:  $N$  为测量的声级总个数;

$L_{Ai}$  为采样的第  $i$  个 A 声级。

对加装扩张室消声器前、后的座便器, 在其前位置分别测量两次冲水的等效连续声级值, 记录两次测量结果中较大的值, 测量结果如表 3 所示。

根据公式 (4), 结合表 3 可以得出表 4:

通过表 3 和表 4 可知, 冲水量大于 4.5L

表 1 冲排聚丙烯球对照表

冲水量(L)	2.5	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6
加装扩张室前冲球(个)	10	36	66	72	100	100	100	100
加装扩张室后冲球(个)	100	100	100	100	100	100	100	100

表 2 冲排乒乓球对照表

冲水量(L)	2.5	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6
加装扩张室前冲球(个)	0	0	3	4	5	6	6	6
加装扩张室后冲球(个)	3	3	5	6	6	6	6	6

表3 冲水量与等效连续声级对照表

冲水量(L)	2.5	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6
加装扩张室前的测量结果(dBA)	44	46.2	47.1	50.4	51.6	52.9	54.1	54.5
加装扩张室后的测量结果(dBA)	45	47.1	50.3	52.1	52.2	52.4	52.8	53.7

表4 冲水量与插入损失对照表

冲水量(L)	2.5	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6
插入损失(dBA)	-1	-0.9	-3.2	-1.7	-0.6	-0.5	1.3	0.8

后,同样的冲水量,加装扩张室结构的座便器的等效连续声级明显小于未加装扩张室结构的座便器的等效连续声级,原因在于扩张室消声器起到了降噪功能。噪声在虹吸管内传播的过程中,在扩张室内发生了发射、折射和衍射,造成了部分能量损失,从而达到了降噪的效果。

冲水量小于等于4.5L时,同样的冲水量,加装扩张室结构的座便器的等效连续声级却明显大于未加装扩张室结构的座便器的等效连续声级。试验中发现,冲洗噪声和虹吸效果是有关系的,虹吸效果好,冲洗噪声大。当冲水量小于等于4.5L时,加装扩张室结构的座便器相比于未加装扩张室结构的座便器,冲洗性能得到了改善,虹吸效果较明显,冲洗噪声也较大。

## 4 结论

(1) 将扩张室消声器安装于座便器上,是一个具有原创性的尝试。通过对加装扩张室结构座便器的声学性能和流体动力性能的研究可知,对于同一款座便器,虹吸现象明显与冲水量有关,座便器冲洗噪声的大小是与虹吸效果有关的,虹吸效果好,虹吸负压变化大,而压力变化引起空气振动产生流体噪声,从而导致冲洗噪声大。

(2) 当冲水量足够大,可以产生良好的虹吸效果时,加装扩张室结构后,座便器的声压级明显降低(如表3中5L、5.5L和6L水的两组测量数据);当冲水量较小,不足以产生良好的虹吸效果时,加装扩张室结构后,座便器的冲洗性能得到改善(如表2中2.5L、3L、

3.5L、4L、4.5L水的两组测量数据)。完成同样的冲排污物的能力,加装扩张室结构的座便器低噪节水。

(3) 在简化物理模型的基础上,利用FLUENT软件的多相流模型模拟了座便器的流场流动情况。数值模拟研究表明,冲水量对座便器的速度场和排污能力有重要影响。

(4) 本文采用插入损失来度量座便器内扩张室消声器的消声量,试验验证该方法简单可行。

(5) 确定最优的扩张室长度及扩张比,获得节水具体参考值将是本文继续研究的方向。

## 参 考 文 献

- [1] Morfey C L. Acoustic Energy in Non-uniform Flows. *Journal of Sound and Vibration*, 1971, 14(2): 157-170.
- [2] Munjal M L. *Acoustic of Ducts and Mufflers*. New York: Wiley-interscience, 1987. 13-15.
- [3] 封海波. 海水管路系统中阀门动态特性和噪声控制的研究. 哈尔滨工程大学硕士学位论文, 2003.
- [4] 张鸿雁, 张志政, 王元. *流体力学*. 北京: 科学出版社, 2004. 15-84.
- [5] 张英堂, 沈寿林, 李国章. 发动机气门漏气故障的振动诊断研究. *车用发动机*, 1999, 5(5): 1-2.
- [6] 马大猷. *噪声与振动控制工程手册*. 北京: 机械工业出版社, 2002. 508-511.
- [7] 方丹群, 王文奇, 孙家麒. *噪声控制*. 北京: 北京出版社, 1986. 604-938.
- [8] 咸阳陶瓷研究设计院, 中国建筑装饰协会建筑五金委员会. GB6952-2005 《卫生陶瓷》国家标准. 北京: 中国标准出版社, 2005. 12-14.
- [9] 张绍栋, 熊文波. *噪声和振动测量技术*. 杭州: 杭州爱华仪器有限公司, 2005. 11-16.