

文章编号: 1001- 2486(2008) 03- 0043- 05

流体动力式强声源研究*

龚昌超, 曾新吾, 赵 云, 许 伟

(国防科技大学 光电科学与工程学院, 湖南 长沙 410073)

摘要: 针对现代强声学技术研究的需要, 从声压级的角度, 对所设计的流体动力式强声发生器的性能参数开展了实验研究, 得到了工作压力、簧片与喷口之间的距离以及簧片的劈角对该强声发生器辐射声场声压级的初步影响规律。实验结果表明, 在较优的工况条件下, 该强声发生器出口处可实现 140dB(最大声压级)以上声辐射输出。

关键词: 实验研究; 声压级; 强声发生器; 流体

中图分类号: O39 **文献标识码:** A

A Research on the Fluid-induced Intense Sound Generator

GONG Chang-chao, ZENG Xin-wu, ZHAO Yun, XU Wei

(College of Opto-electronic Science and Engineering, National Univ. of Defense Technology, Changsha 410073, China)

Abstract: For the need of modern intense acoustics technology research, the performance parameters of a hydrodynamic intense sound generator are investigated experimentally. The rules of the influences of the operating pressure, the distance between the reed and nozzle, and the angle of the reed on the SPL(sound pressure level) in the acoustic radiation field are explored and obtained. The results show that, under the optimal circumstance, the SPL in the outlet of the generator can be larger than 140dB.

Key words: experimental research; sound pressure level(SPL); intense sound generator; fluid

在现代强声学的研究中需要使用各种形式的强声发生器, 从强声(一般认为出口声压级大于 140dB)产生的方式来看, 主要有爆炸发声、电发声和流体发声三大类。

爆炸发声是利用爆炸产生强声波, 从理论上讲, 以爆炸方式产生的强声波, 其强度(在空气中)可达 230dB 以上。但是爆炸所释放的能量主要以冲击波的形式存在, 其衰减后才形成声波。爆炸所产生的声波一般为瞬时的、多频段混频噪声, 难以控制和形成持续的强声波, 在实际应用中作为强声源较为困难。

电发声是目前应用较为广泛的一种强声源, 尤其是在功率超声中。但电发声的主要局限在于其中心工作频率较高, 最低也有几百 Hz。其次, 在电发声的过程中, 空气的振动需要通过振动膜片来传递, 要产生较低频率、高强度的声波时, 对振膜的要求相当高。此外, 若要以电发声的方式产生高功率(万声瓦级)的强声输出, 则需要大功率电源装置, 从而导致整个发声装置的体积与重量庞大、能耗成本高, 且能量转换效率低, 这是目前制约以电发声方式产生高功率强声的主要原因。

而流体发声是指在一定的压力下, 将压缩空气、高压蒸汽或高压燃气等流体有控制地排出并激发周围媒质的振动, 形成所需频段与强度的连续声波。其特点是结构简单, 直接在流体中产生强声, 避免了振动膜的使用; 体积较小, 可移动性好, 坚固耐用及其动力源方便; 能量转换效率高(15% 以上), 功率大, 具有较大的实用价值^[1]。如在石油工业, 可用于油井的解堵增注、石油的除蜡降粘等^[2]; 在其他行业可用于节能、除尘防垢、驱鸟、驱雾等。但如何改善流体动力式声发生器的声学特性, 研制大功率的强声发生器以满足各种特殊要求, 仍是目前亟待解决的首要问题^[3-4]。

* 收稿日期: 2008- 01- 30

作者简介: 龚昌超(1969—), 男, 博士生。

1 实验系统

1.1 强声实验装置

强声实验装置中的强声发生器的基本结构如图1所示,主要由喷口和簧片组成,喷口设计成一长方形光滑窄缝(出口处长16.0mm,宽1.0mm),与簧片保持正对位置,并处于同一轴线上,是强声发生器的流致发声的动力源。簧片是强声发生器中的共振部件,其一端固定,另一端可自由振动,实验中所采用的簧片有效振动长度 L 为27.6mm,材质为黄铜,其尖端与喷口间的距离 d 可通过置于导轨上的支撑滑块前后移动进行调节,为减少流体流动时的能量损失,簧片的前端设计成具有一定角度的尖劈(见图2),实验中所设计簧片的几何尺寸列于表1。

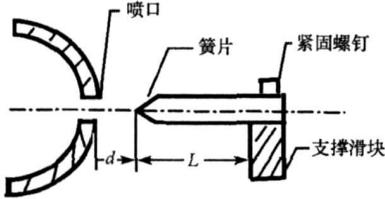


图1 强声发生器结构图

Fig. 1 Geometry of the intense sound generator

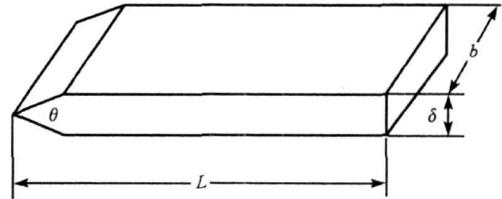


图2 簧片示意图

Fig. 2 Diagrammatic sketch of the reed

表1 簧片设计参数表

Tab. 1 Design parameter of the reed

簧片编号	劈角 $\theta(^{\circ})$	有效长度 L (mm)	厚度 δ (mm)	宽度 b (mm)
1 [#]	30	27.6	2.0	32.0
2 [#]	60	27.6	2.0	32.0
3 [#]	90	27.6	2.0	32.0

整个实验装置主要由动力系统(包括高压气罐、减压阀、集气罐和电磁阀)与强声发生器两部分组成(图3),强声发生器上的压力表用于读取工作压力,其实物照片如图4。其工作原理是:当动力系统提供的压缩空气从喷口喷出后,形成流速较快的射流,并和周围静止空气相互摩擦,在射流轴线两侧产生两串涡旋,涡旋在窄缝两边轮流发出,旋转方向相反,从而产生宽带噪声。在喷口前放置一个共振簧片,就会产生强烈的边棱音,并形成声辐射。声波的频率可用下式估算^[7]:

$$f = 1.03 \frac{\delta}{L^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}}$$

其中, δ 是簧片的平均厚度; L 为簧片的长度(有效振动长度); E 是簧片材料的杨氏模量; ρ 为簧片的密度。由于此种强声发生器的发声过程所涉及的物理过程相当复杂,其发声机理仍有不同的说法,目前其辐射声场的强度还没有公认的计算公式^[5-7]。

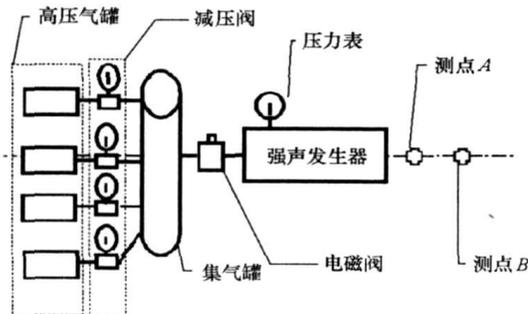


图3 实验装置示意图

Fig. 3 Diagrammatic sketch of the experimental facility

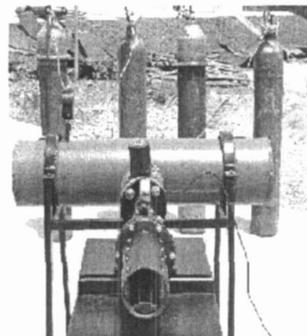


图4 实验装置实物图

Fig. 4 Photograph of the experimental facility

1.2 声压级测试系统

实验中采用的测试仪器包括: AW5661C 声级计 2 台; 分别与一台 AWA5721 型倍频程滤波器和一台 AWA6221 型分数倍频程滤波器相连接, 构成 2 套带有倍频滤波功能的声压级测量装置。如图 3 所示, 为避免气流对声压级测量值的影响, 测试过程中两套声压级测试装置分别架设于测点 A (距强声发生器出口处 1.0m, 反推至出口处的声压级时应增加约 20dB^[8-9]) 和测点 B (距强声发生器出口处 3.0m, 反推至出口处的声压级时应增加约 29.6dB), 并通过串行端口与电脑相连, 其数据采集软件为基于 C 语言自行开发的程序, 该程序可对测量模式和采样间隔进行设置, 并能实时显示和保存实验测量数据, 在实验之前, 利用 AWA6221 型声级校准器对以上的声压级测试装置进行了严格的标定和校准。

2 实验结果及分析

实验时将滤波器置于全通(AP) 状态, 测点 A 和 B 的声压级测试装置的量程开关均置为高, 数据采集软件测量模式设置为瞬态声压级测量模式。对于同一簧片, 采取了保持工作压力不变, 改变簧片与喷口之间的距离和固定簧片与喷口之间的距离, 改变强声发生器的工作压力的实验方案, 分别对不同工况下强声发生装置辐射声场声压级变化规律进行了测试。

2.1 1# 簧片的测试结果及分析

图 5~ 6 分别为测点 A (1.0m 处)、测点 B (3.0m 处) 实测的声压级变化趋势图。由图中可以看出, 在相同的工作压力下, 声压级随簧片距喷口距离的变化而出现较大波动, 且在 20.0mm 附近强声发生器轴线上的声压级存在一个极大值。于是将簧片与喷口之间的间距 d 取为 21.0mm, 得到了强声发生装置的声压级随工作压力变化关系图 (图 7 与图 8)。从图 7 和图 8 可以发现, 在固定 d 保持不变的实验条件下, 1.0m 和 3.0m 处的实测声压级是随着强声发生器的工作压力的增大而呈整体上升趋势。当工作压力由 1.5kg/cm² 变化到 2.8kg/cm² 时, 1.0m 和 3.0m 处所测得的声压级曲线迅速上升。而在工作压力为 3.0kg/cm² 时, 两条曲线上的实测声压级出现了下降的现象, 随后随着工作压力的增大而迅速上升并达到一个极大值, 但随着工作压力的继续增大, 声压级又略有下降, 曲线可近似视为一条直线, 其数值基本保持在 118dB 左右。也就是说, 对于 1# 簧片, 当强声发生器的工作压力大于 5.0kg/cm² 时, 其辐射声场声压级的大小与压力之间的关系变得不敏感。根据以上分析, 对于劈角为 30° 的 1# 簧片, 若仅从声压级的角度来考虑, 其较优的工作条件应该可以认为: 工作压力为 5.0kg/cm², $d = 21.0$ mm。

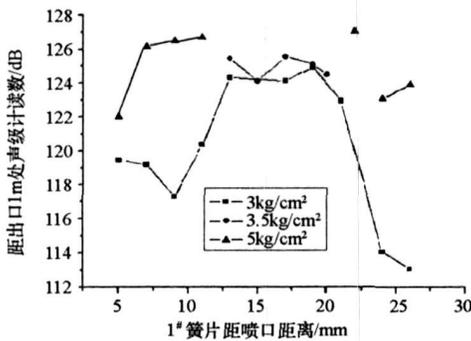


图 5 1# 簧片 1.0m 处声压级变化曲线

Fig. 5 SPL variation curve of the 1# reed (1.0m)

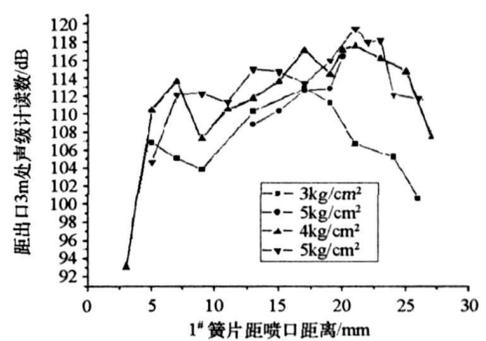


图 6 1# 簧片 3.0m 处声压级变化曲线

Fig. 6 SPL variation curve of the 1# reed (3.0m)

2.2 2# 簧片的测试结果及分析

由 1# 簧片的实验数据分析可知, 1.0m 和 3.0m 处的实测声压级曲线的变化趋势是一致的, 所以在以下的测试结果及分析中仅对 1.0m 处测点实测的声压级数据进行讨论。图 9 为采用 2# 簧片、强声发生器的工作压力分别为 3kg/cm² 和 4kg/cm² 时, 1.0m 处实测声压级随簧片距喷口距离 d 变化曲线。当 d 从 5.0mm 增至 9.0mm 时, 实测声压级变化趋势是一致的, 且在 $d = 7.0$ mm 处存在一个极大值; 且 4.0kg/cm² 曲线位于 3.0kg/cm² 曲线的上方, 即前者所产生的声压级大于后者所产生的声压级, 并在 $d =$

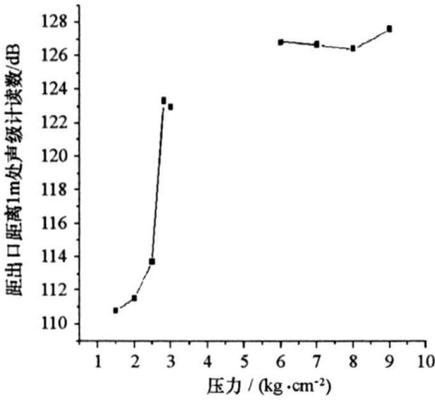


图 7 1# 簧片声压级随压力变化曲线($d = 21\text{mm}$, 1m 处)

Fig. 7 SPL variation vs pressure of the 1[#] reed ($d = 21.0\text{mm}$, 1.0m)

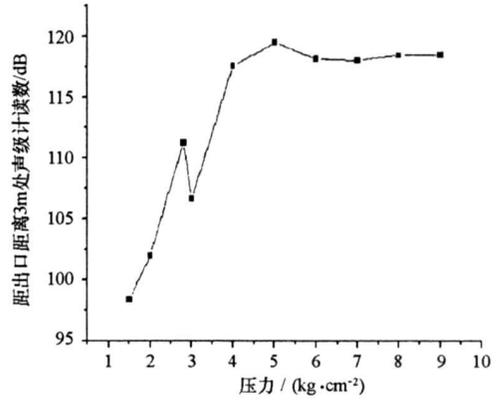


图 8 1# 簧片声压级随压力变化曲线($d = 21\text{mm}$, 3m 处)

Fig. 8 SPL variation vs pressure of the 1[#] reed ($d = 21.0\text{mm}$, 3.0m)

20.0mm 附近强声发生器轴线上 1.0m 处的声压级存在一个最大值。图 10 是当 $d = 19.0\text{mm}$ 时 1.0m 处所测的声压级随压力变化曲线, 最大声压级出现在 $4.0\text{kg}/\text{cm}^2$ 处。由此可以看出, 对于劈角为 60° 的 2[#] 簧片, 其较优的工作条件应该可以认为: 工作压力为 $4.0\text{kg}/\text{cm}^2$, $d = 20.0\text{mm}$ 左右。与 1[#] 簧片相比, 此差异可能是由簧片劈角增大的原因所致。

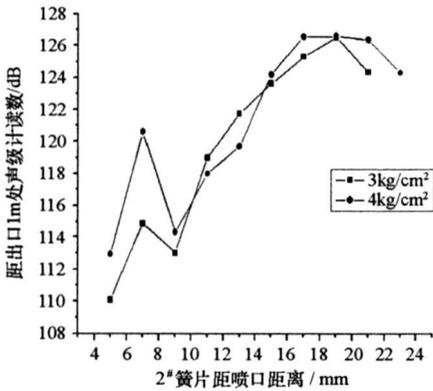


图 9 2# 簧片 1.0m 处声压级变化曲线

Fig. 9 SPL variation curve of the 2[#] reed(1.0m)

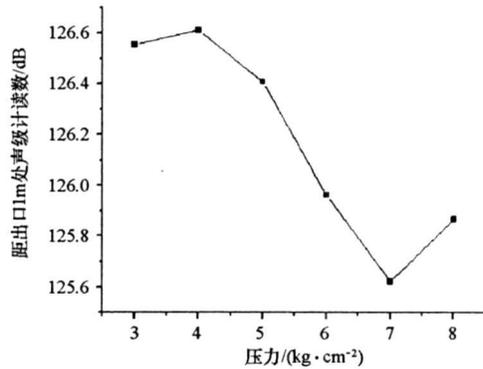


图 10 2# 簧片声压级随压力变化曲线($d = 19\text{mm}$, 1.0m 处)

Fig. 10 SPL variation vs pressure of the 2[#] reed($d = 19\text{mm}$, 1.0m)

2.3 3# 簧片的测试结果及分析

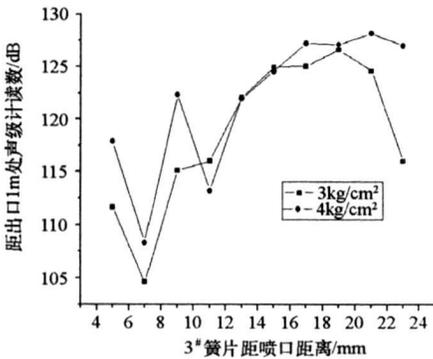


图 11 3# 簧片 1.0m 处声压级变化曲线

Fig. 11 SPL variation curve of the 3[#] reed(1.0m)

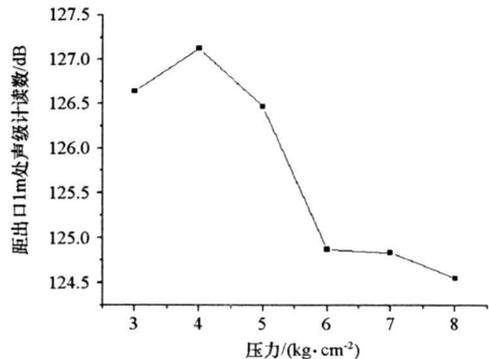


图 12 3# 簧片声压级随压力变化曲线($d = 19\text{mm}$, 1.0m 处)

Fig. 12 SPL variation vs pressure of the 3[#] reed($d = 19\text{mm}$, 1.0m)

图 11 是 1.0m 处声压级在工作压力为 $3.0\text{kg}/\text{cm}^2$ 和 $4.0\text{kg}/\text{cm}^2$ 时 3[#] 簧片随喷嘴距离变化曲线, 其变

化规律与 2[#] 簧片十分相近(除 $d = 5.0\text{mm}$ 时的数据点外)。图 12 是当 $d = 19.0\text{mm}$ 时 1.0m 处所测的声压级随压力变化曲线, 最大声压级与 2[#] 簧片一样出现在 4.0kg/cm^2 处。即对于劈角为 90° 的 3[#] 簧片, 其较优的工况条件也基本相同, 随着劈角的增大(与 2[#] 簧片相比), 1.0m 处实测的最大声压级有所增加, 但其增幅不是太大。

此外, 利用 AW5661C 声级计对强声发生器出口处的最大声压级进行了实测, 在较优的工况条件下, 其最大声压级均在 140dB 以上, 其中采用 3[#] 簧片时达到了 148.2dB, 说明了所设计的强声发生器声场声压级的变化符合球面波典型衰减规律。

3 结论

(1) 所设计的流体动力式强声发生系统, 在较优的工况条件下, 其出口处的最大声压级均可达到 140dB 以上, 对于同一簧片, 在簧片与喷口距离 d 保持不变的情况下, 声压级与工作压力不是线性关系, 而是存在一个较佳的工作压力, 在此工作压力下, 声压级可以达到最大。同样在工作压力不变的情况下, 声压级和簧片距喷口距离也存在类似的关系, 其曲线变化是一个起伏振荡的过程, 从中可得到某一较优值使声压级达到最大。

(2) 随着簧片劈角的增大, 对声压级的影响不是太大, 但可降低强声发生器的工作压力。

(3) 本实验中设计的强声发生器换能机理及其所涉及的数学物理模型相当复杂^[2, 10-12], 尽管目前该类型的强声发生器在工业应用上已显示出强大的生命力, 但由于它涉及的数学处理非常困难, 需进一步加强相关理论研究工作, 以对其进行优化设计和更深入的实验研究提供理论指导。

参考文献:

- [1] 马大猷. 调制气流声源的原理[J]. 物理学报, 1974, 23: 1.
- [2] 路斌, 张建国, 等. 流体动力式声波防蜡降粘技术[J]. 石油钻采工艺, 2002, 24: 44-47.
- [3] 路斌. 流体动力式发声器在采油工业中的应用研究[J]. 物理学和高新技术, 2004, 21: 281.
- [4] 路斌, 等. 高声强流体动力式声源的研究现状与展望[J]. 石油机械, 2002, 30: 45-48.
- [5] 马大猷, 等. 声学手册[M]. 北京: 科学出版社, 2004: 211-218.
- [6] Chapman C J, Glendinning A G. A Theoretical Analysis of Compressed Air Loudspeaker [J]. Journal of Sound and Vibration, 1990, 138: 3-5.
- [7] 应崇福. 超声学[M]. 北京: 科学出版社, 1993: 495.
- [8] 蔡志明, 等. 水声建模与仿真[M]. 北京: 电子工业出版社, 2005: 73.
- [9] 何琳, 等. 声学理论与工程应用[M]. 北京: 科学出版社, 2006: 16-17.
- [10] Singer B A, et al. Computational Aeroacoustic Analysis of Slat Training-edge Flow [J]. Journal AIAA, 2000, 38: 1558-1564.
- [11] Sarkar S, et al. Computation of the Acoustic Radiation from Bounded Homogeneous Flows [J]. Computational Aeroacoustics, Springer, 1993: 335-349.
- [12] Tam C K W. On the Failure of Acoustic Analogy Theory to Identify the Correct Noise Source [J]. AIAA Paper, 2001-2117, 2001.