

全封闭制冷压缩机吸气消声器消声特性分析

戴竟雄 李华军 叶海

(黄石东贝电器股份有限公司 435006)

摘要: 分别对不同结构的间接吸气消声器的固有频率以及声场进行数值模拟, 对其振动特性和声学性能进行了对比分析。并通过试验进一步验证方案的有效性。研究成果可用于预测消声器的消音能力, 为压缩机消声器的选型、设计及结构优化提供理论依据。

关键词: 消声器; 消音能力; 结构优化;

Performance Analysis of Reciprocating compressor with Different Suction Muffler

Dai jingxiong Li huajun Ye hai

(Huangshi Donper Electrical Appliance Co. Ltd. 435006)

Abstract: Numerical simulation was applied to the natural frequency and sound field of indirect suction muffler with different structure. The vibration characteristics and acoustic performance were analyzed contrastively. And through the test verified verification scheme. The research achievements can be adopted to predict the synthesis property of mufflers, which could provide theoretical foundation for the design, selection and structural optimization of mufflers.

Keywords: Muffler; Muffling capacity; Structural optimization;

1 引言

噪声是衡量冰箱品质的重要指标之一, 随着社会的发展消费者对冰箱的噪声要求越来越高。压缩机是冰箱的心脏, 同时也是影响冰箱噪音的主要因素之一, 在压缩机噪声成分中有很大部分是流体噪声, 因此降低压缩机噪声的有效途径之一是对消声器的结构进行优化设计。流体噪声主要产生在压缩机的进排气端, 一般以吸气噪声为主, 通常采用吸气消声器来降低吸气噪声^[1-3]。

传递损失是衡量消声器性能的一个重要指标, 计算方法主要包括有限元法和传递矩阵法, 由于消声器结构形状比较复杂, 而传递矩阵法的使用范围仅限于平面波传播, 只能对消声器内部声场做近似的理论分析。随着计算机技术的快速发展, 数值模拟(有限元和边界元)被广泛应用于各种工程问题。有限元法是通过变分原理求解数学物理问题的一种工具, 比较适合应用与具有任意形状的消声器系

第一作者简介: 戴竟雄 男 本科, 毕业于西安交通大学压缩机专业, 高级工程师, 享受国务院特殊津贴专家, 现任黄石东贝电器股份有限公司总工程师, 主要从事制冷压缩机的研究开发工作。

统。由于消声器声场结构比较复杂,在建立消声器声场有限元模型时必须进行合理的假设,并在声场边界上加上相应的边界条件,计算出消声器入口和出口的声压,进而求得消声器的传递损失^[4]。此外,还可以结合传递矩阵与有限元两种方法,即利用有限元求解传递矩阵参数,然后再计算传递损失^[5]。本文采用 Solidworks 软件建模,ICEM 软件划分网格,LMS 进行声场分析,分析了不同的结构参数对消声器的消声特性的影响,并结合试验进行验证,为压缩机消声器的选型、设计及结构优化提供理论依据。

2 模型建立

2.1 物理模型

本文研究的间接吸气消声器(图 a)为两级扩张室消声器,空腔截面形状不规则,且进出口截面积不等。间接消声器具有单通道连通器(图 b)和双通道连通器(图 c),单通道多孔流道的结构(图 d)。

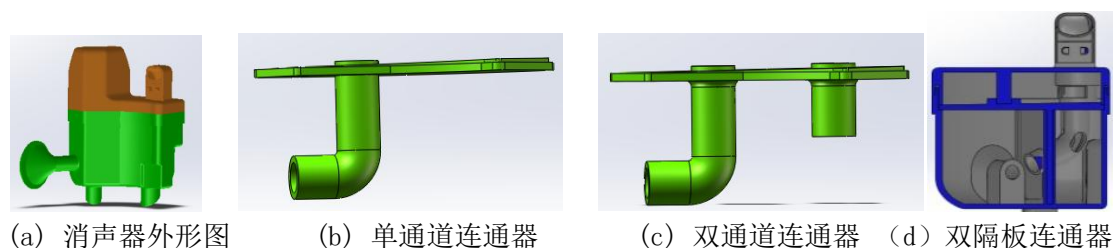


图 1 消声器结构示意图

以上三种结构为例,分析不同消声器流道结构对压缩机噪音的影响分析,得出压缩机消声器设计过程中不同消声特性,同步验证不同结构消声器对压缩机性能影响程度。

3 数值计算

3.1 声场计算

消声器为抗性消声器,在基本假设的前提下,认为内部声场是均匀理想流体媒质的小振幅声波波动,且无热交换以及能量损失。基于这些假设,直角坐标系下声传播的波动方程为^[6]:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (1)$$

式中, p ——声压, t ——时间, c ——声速。

利用 Galerkin 方法或变分原理,可以得到有限元法的系统方程:

$$[\mathbf{K} + i\omega\mathbf{C} - \omega^2\mathbf{M}]\mathbf{p} = \mathbf{F}_A \quad (2)$$

式中， \mathbf{K} ——刚度矩阵； \mathbf{C} ——阻尼矩阵； \mathbf{M} ——质量矩阵； \mathbf{p} ——声压向量； \mathbf{F}_A ——节点上作用的与声有关的力。

求解上述方程组，可以得到每个节点的声压值，由此可以获得消声器的内部声场。

3.2 计算模型

消声器的声学性能通常用传递损失 TL 来度量。其定义为消声器进口的噪声能量（入射声声功率级）与出口能量（透射声声功率级）之差^[7]，其数学表达式如下：

$$TL = 10\lg \frac{W_{in}}{W_{out}} = L_{W_{in}} - L_{W_{out}} = 10\lg \left[\frac{S_{in}}{S_{out}} \left(\frac{p_{in}}{p_{out}} \right)^2 \right] \quad (3)$$

根据声学基础理论和传递损失原理可将上式变为：

$$TL = 10\lg \left[\frac{S_{in}}{S_{out}} \left(\frac{p_1 + \rho c v_1}{2p_2} \right)^2 \right] \quad (4)$$

式中， p_1 、 p_2 分别为入口和出口声压， v_1 为入口处的质点振速， ρ 、 c 分别为制冷剂的密度和声速， S_{in} 、 S_{out} 分别为入口和出口面积。

3.3 边界条件

消声器内部介质为 R600a，密度为： $\rho = 1.68\text{kg/m}^3$ ，声速为： $c = 222.5\text{m/s}$ 。

(1) 进口边界条件

假设入射波为平面波，在入口处施加单位速度。

(2) 出口边界条件

假设出口端接一个无限长的直管，其声阻抗率为 $Z = \rho c$ 。

(3) 内壁边界条件

不考虑壁面吸收，认为是刚性壁。

4 结果分析

4.1 声场分析

4.1.1 声学模态分析

设激发频率为 f_{ex} ，气柱固有频率为 f ，当 $f_{ex} = f$ 时，气柱发生共振。实际上，通常定义共振区为 $0.8f \sim 1.2f$ 之间，即认为：当 f_{ex} 处在 $0.8f \sim 1.2f$ 范围内时，发生共振。通过 LMS 软件进行计算，可以得到不同间接吸气消声器的前十阶声学

固有频率，分别如表 1 和表 2 所示。

本文中压缩机转速为 2950rpm，因此激励频率为： $f_{ex}=48.7\text{Hz}$ ，共振区间为：38.9Hz~58.4Hz。从表 1 和表 2 可知，双通道吸气消声器的声学固有频率都避开了共振区间，而单通道吸气消声器的第一阶固有频率非常靠近共振区间，容易引起声学共鸣。

4.1.2 传递损失计算

图 2 为单通道消声器与双通道消声器传递损失对比，可以看出，双通道消声器在 550Hz~1500Hz、2200~2300Hz、3800~4100Hz、4800~4950Hz、5600~5800Hz 频率处具有较大的消声量，而在其他频率范围内消声器的消声量则很低。总的来看，双通道消声器在有效消声频率范围内的消声效果比较好，尤其 550Hz~1500Hz 低频率范围内以及 5600~5800Hz 高频率范围内的消声效果明显优于单通道消声器。这是由于排气噪声功率与压力降的高次方成正比，使用适当通流截面，使高压气体通过流道时，压力都能最大限度地降低到临界值。在临界流速下，不产生激波噪声，压力在最大限度地降到临界值，使消音器获得较好的消声效果。

因此，双通道消声器对于低频率点或高频率范围内的压缩机噪声比较有效。然而单通道消声器的中频率选择性比较强，从图中可以看出，在 550Hz~1500Hz 及 5100~5800Hz 频率范围内双通道消声器的消声效果比单通道消声器的好；而在其它频段内，尤其是在 2800Hz~3870Hz 频率范围内，单通道消声器的消声效果反而比双通道消声器好。因此，在实际应用中应根据压缩机的噪声特性选择合适的消声器。

表 1 单通道消声器的前十阶声学固有频率

阶次	频率 (Hz)	阶次	频率 (HZ)
1	38.45	6	3012.47
2	357.12	7	3358.14
3	2232.85	8	3489.57
4	2288.45	9	3635.53
5	2897.21	10	3698.85

表 2 双通道消声器的前十阶声学固有频率

阶次	频率 (Hz)	阶次	频率 (HZ)
1	29.78	6	2042.74
2	209.45	7	2255.53
3	1004.16	8	2336.28
4	1822.71	9	2577.42
5	1953.45	10	3088.56

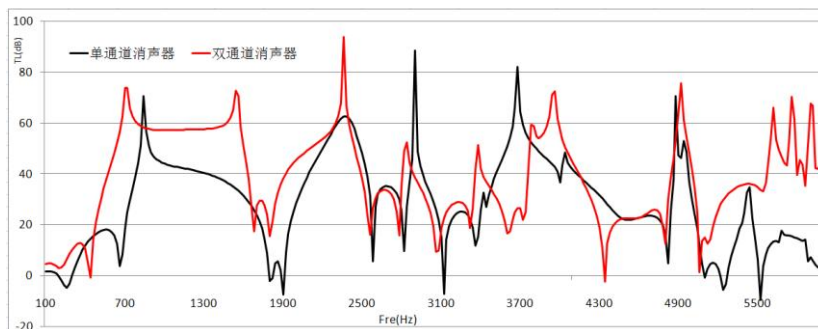


图 2 单通道消声器与双通道消声器传递损失对比

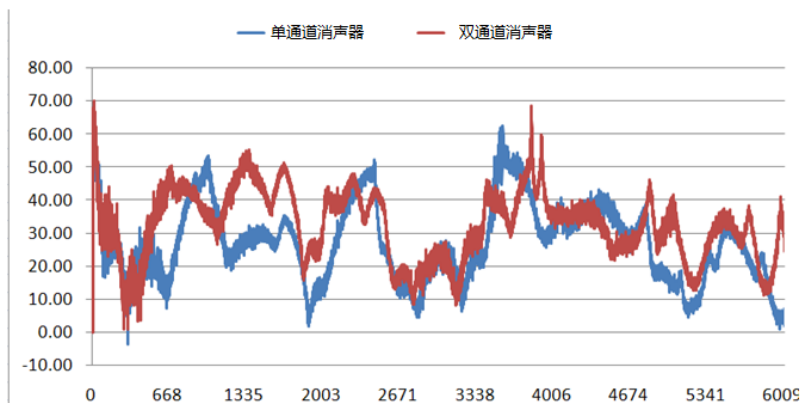


图 3 单通道消声器与双通道消声器插入损失对比

4.2 试验验证

图 3 为单通道消声器与双通道消声器的插入损失曲线图。由图可知双通道消声器在 630Hz~770Hz、1100~2100Hz、3800~4100Hz、4800~5100Hz、5500~5700Hz、5800~6000Hz 频率处具消音效果相对比较明显，这与模拟结果大体一致，在一定程度上，模拟数据能为消音器设计优化提供大致参考方向。

(1) 采用 LMS 软件对消声器声学性能进行数值仿真，获得了消声器的传递损失曲线。从中可以看出：在不同频段范围内，单连通消声器与双连通消声器的消声性能不同，实际应用中应根据压缩机的噪声特性选择合适的消声器；

(2) 通过试验途径对不同消音器进行试验验证，得到消声器的插入损失曲线。从中可以看出：曲线的变化趋势与模拟结果大体相同，在一定程度上，模拟数据

能为消音器设计优化提供大致方向。

随着压缩机技术的发展，冰箱企业对压缩机的噪音要求更加高，现在压缩机厂家也是想尽办法降噪，压缩机吸气消音腔的设计就更加关注，一个好的消音腔设计不仅可以降低噪音，对压缩机的性能也是一个至关重要的环节。

降低压缩机气流脉动的有效方法是在其吸、排气口处设置消声器。目前，在往复式冰箱压缩机中，普遍采用扩张式消声器，它的消声原理是利用管道截面的突然扩张或者收缩，造成通道内声阻抗突变，使沿管道传播的某些频率的声波通不过消声器而反射回声源去，从而达到消声的目的。

5.设计改进

5.1 多腔室消音腔设计

图 1 所示为某款消声器，该消声器分上下两层，下层进口经过一图 1 左下角所示扩张声学腔，再进入连通器管，经过图 1 右下角所示共鸣声学腔，上层为用 2 个隔板隔开的前后声学共鸣腔。将此消声器安装在某一型号压缩机上，在半消声室进行声功率测试，得如图 2 所示噪声频谱，总噪声幅值为 36.4 dB(A)，用户要求对其噪声进行改进。

图 2 所示噪声频谱，主要在 630Hz~1200Hz、400Hz~5000Hz 频率附近产生峰值噪声，根据先前研究可知，800HZ 频率附近噪声主要为压缩机进气端气流脉动噪声，4000HZ 频率附近噪声主要为压缩机壳体辐射噪声^[3]，为降低此型号压缩机在 800Hz 附近噪声值，可试图对吸气消声器进行改进设计。

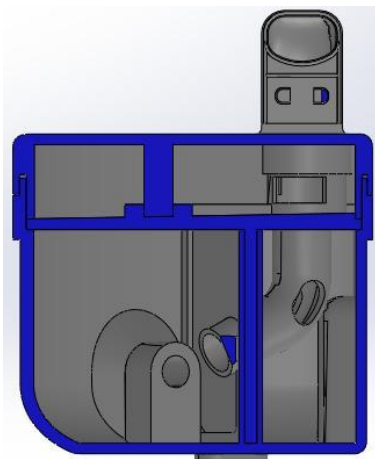


图 1 改进前消声器模型

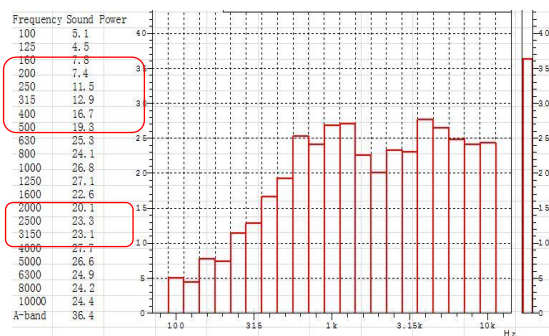


图 2 改进前消声器装机测试噪声频谱图

5.2 消声器结构优化设计

扩张式消声器是抗性消声器中最常用的结构形式，是利用管道横断面的扩张和收缩引起声波反射与干涉来进行消声，扩张式消声器由管和室两种基本元件组

成，声波在管道中传播时，横断面的突变会引起声波传播方向的改变，使透射声波减弱，从而达到消声目的^[4]。常用的抗性消声器主要有扩张室式和共振腔式两大类，如图 3 所示为一单节扩张式消声器模型，其消声量计算公式如下公式 1 所示，当 $\sin^2 kl=1$ 时，获得最大消声量，此时有最大消声量的频率计算公式 2。

$$T_{NR}=10 \lg \left[1 + \left(\frac{m_{21} - m_{12}}{2} \right)^2 \times \sin^2 kl \right] \quad (\text{dB}) \quad (\text{式 1})$$

$$f_{\max} = (2n - 1) \frac{c}{4l} \quad (\text{式 2})$$

抗性消声器中的赫姆霍兹共振消声器结构简单，且有较好的低频消声性能^[5]，赫姆霍兹共振式消声器共振频率的计算公式如公式 3。本文根据此款压机产品的噪声特性，对改进前消声器的扩张腔及共振腔进行改进计算，考虑到实际工艺的要求，设计了如图 4 所示改进后消声器，此消声器上层改为扩张声学腔，下层共振腔口的开口根据公式 3 计算调整。

$$f = \frac{c}{2 \times 3.14} \sqrt{\frac{G}{V}} = \frac{c}{2 \times 3.14} \sqrt{\frac{S_0 n}{V(t + 0.8d)}} \quad (\text{式 3})$$

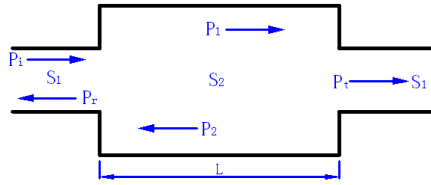


图 3 抗性单节扩张腔式消声器模型

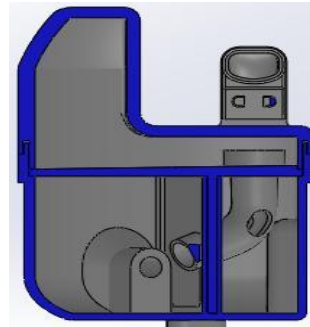


图 4 改进后消声器模型

5.3 消声器数值仿真分析

目前，国内外评价消声器性能主要使用两个指标，即消声量和空气动力性能，评价消声量常用传递损失，评价空气动力性能常用压力损失。消声器传递损失 L_{TL} 定义为消声器入口和出口处的声功率级之差，即^[4]：

$$L_{TL} = 10Lg \frac{W_1}{W_2} = L_{W1} - L_{W2} \quad (\text{式 4})$$

式中 W_1 、 W_2 为消声器入口和出口的声功率， L_{W1} 、 L_{W2} 为入口和出口的声功率级。传递损失反映了消声器入口的入射声能与出口的透射声能之比，其反映的是消声器自身的声学特性，不受测量环境和应用场合的影响。消声器的压力损失为气流通过消声器前后所产生的压力降低量，也就是消声器前、后气流管道内的平均总压之差值。

本文利用 ANSYS FLUENT 软件与 Virtual.Lab 软件分别对改进前、后消声器进行压力损失与传递损失仿真计算，得改进后消音器的网格模型如图 5 所示，共划分了 77875 个节点与 389817 个网格单元，流体工质为 R600a 制冷剂，经仿真计算，得改进前、后吸气消声器的压力损失与传递损失分别如表 1、如图 6 所示：

表 1 改进前、后吸气消声器压力损失仿真计算结果

消声器 类型	静压 (Pa)		总压(Pa)		静压差 (Pa)	总压差 (Pa)
	进口	出口	进口	出口		
改进前	-29818.4	-30000	-29689.1	-29934.6	181.6	245.5
改进后	-29823.3	-30000	-29725.3	-29928.1	176.7	202.8

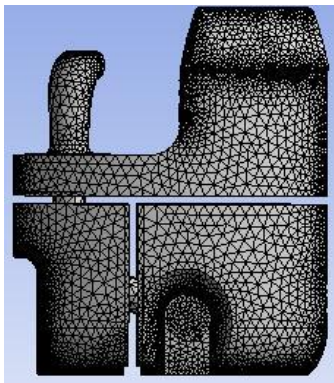


图 5 改进后消声器网格模型

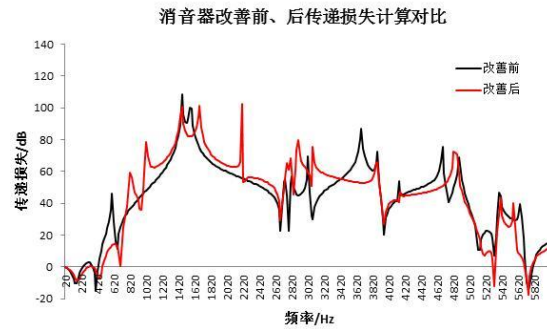


图 6 改进前、后消声器传递损失仿真对比

从传递损失的仿真结果可以看出：改进后多通道消声器对 800Hz~1250Hz 附近消声效果有明显改善，且对 3000Hz 频率以下均有一定改善；从压力损失仿真结果看：改进后消声器静压损失与总压损失均小于改进前结构，可以预测对压缩机的性能有一定提高。

5.4 改进后消声器装机测试

制作改进后消声器，与改进前消声器各装机 4 台进行噪声性能测试，得 8 台压缩机的噪声频谱，图 7 所示为改进后消声器装机试验中 8#样机噪声频谱图。对改进前、后各 4 台压缩机测试的频谱取均值统计，得如图 8 所示改进前、后吸气消声器装机压机与冰箱噪音测试频谱噪声对比，同时对性能进行了对比测试：

项目	1#	2#	3#	4#	平均	5#	6#	7#	8#	平均
制冷量/W	95.6	94.8	95.2	95.3	95.2	96.5	95.8	96.2	96.8	96.3
COP	1.84	1.83	1.84	1.85	1.84	1.85	1.84	1.85	1.86	1.85
单机噪音/dB(A)	36.5	36.8	36.1	36.2	34.5	34.6	33.8	34.7	34.4	34.4
箱体噪音/dB(A)	38.7	38.9	38.4	38.5	38.6	37.7	36.9	37.1	37.1	37.2
方案	改进前消音腔					改进后消音腔				

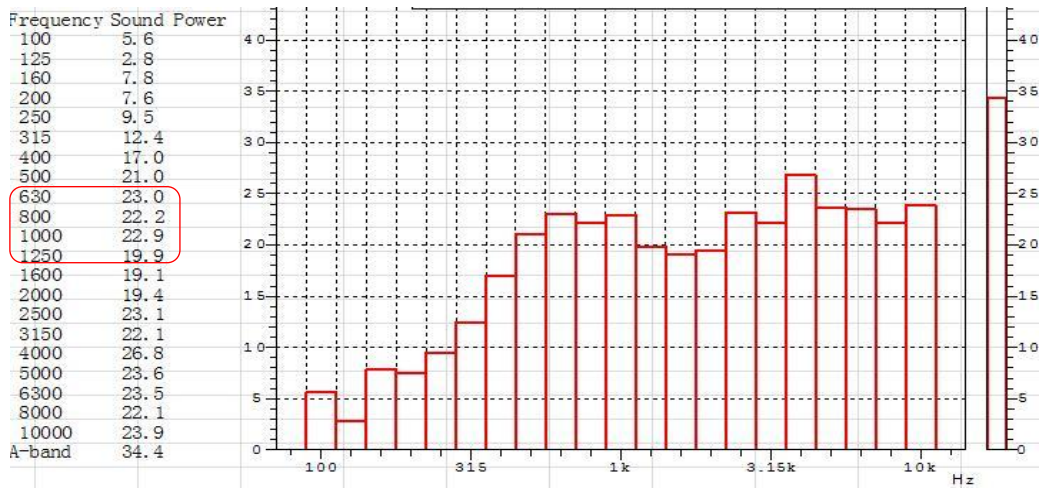


图7 改进后消声器装机测试噪声频谱图

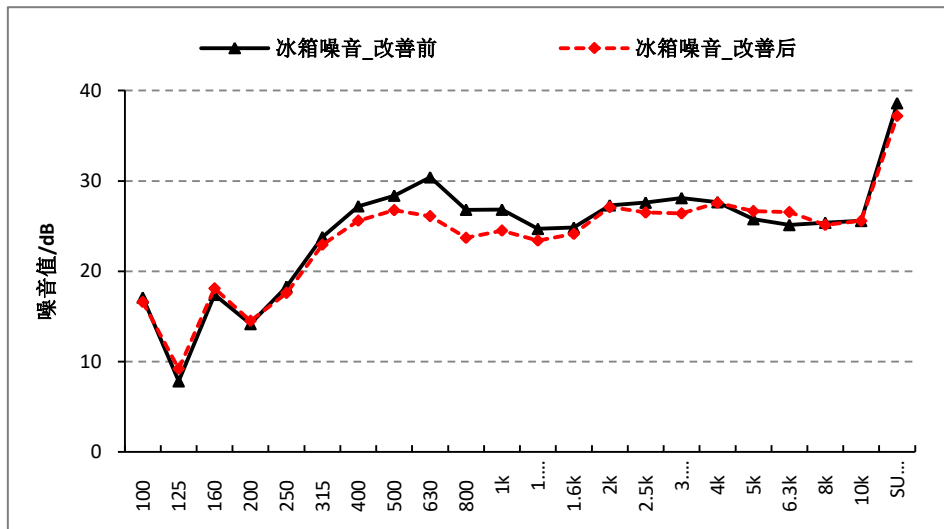
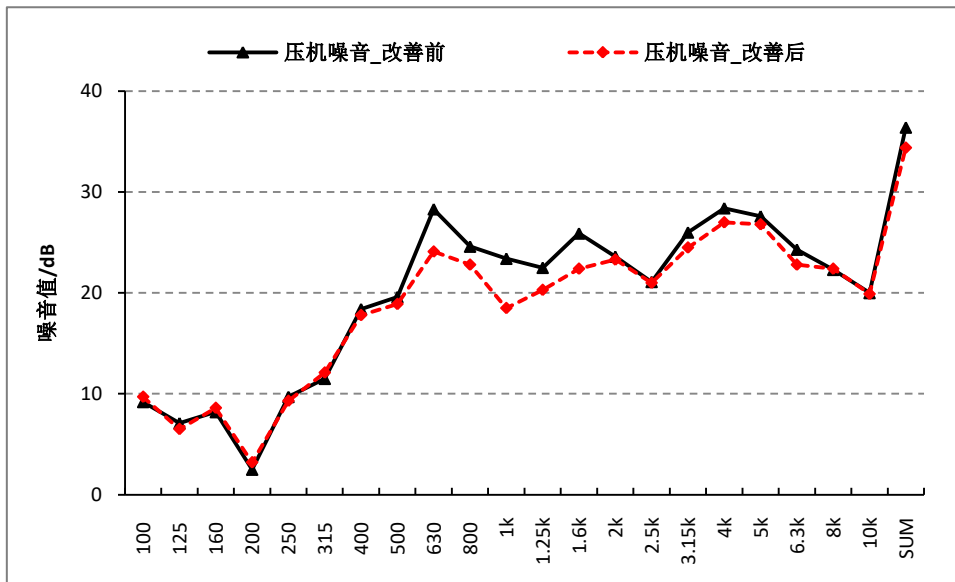


图8 改进前、后消声器装机测试压机及冰箱噪声均值频谱对比

从装机试验结果看：改进后消声器装机试验测试的压机与冰箱噪声值在630Hz~1250Hz 附近均有较大降低，压机噪声总值从改进前的 36.4dB(A)降到了34.4dB(A)，冰箱噪声总值从改进前的 38.6dB(A)降到了 37.2dB(A) 。改进后消音器装的 4 台压缩机的 COP 均值为 1.85W/W，比改进前消音器装的 4 台压机 COP 均值 1.84 高 0.01W/W，实践证明改进后消音器对压机性能有小量提升。

6 结论

本文对某款压缩机的噪声频谱特点进行分析，对其消声器进行了改进设计及仿真分析，验证了改进后消声器对 630Hz~1250Hz 频率噪声均有较大改善。最后通过装机对比测试，进一步验证了改进后消音腔对 630Hz~1250Hz 频率噪声均约降低了 3.0dB(A)，压机噪声值降低了 2.0 dB(A)，冰箱噪声值降低了 1.4dB(A)，同时通过对压缩机性能测试对比，验证了改进后消音器对压机 COP 有小量提升。

参考文献

- [1] F. Pan, J. D. Jones. Gas path sound transmission in spherically-shaped reciprocating compressor theory and experiment. *Journal of Vibration and Acoustics*, 1999, 121(1): 8-17.
- [2] R. Barbieri, N. Barbieri. Finite element acoustic simulation based shape optimization of a muffler. *Applied Acoustics*, 2006, Vol.67(4):P346-357.
- [3] S. Bilawchuk, K. R. Fyfe. Comparison and implementation of the various numerical methods used for calculating transmission loss in silencer systems. *Applied Acoustics*, 2003, 64: 903-916.
- [4] MUNJAL M L. Analysis and Design of Mufflers an Overview of Research at the Indian Institute of Science[J]. *Journal of Sound and vibration*,1998,211(3):425-433.
- [5] WU T W,ZHANG P,CHENG C Y R. Boundary Element Analysis of Mufflers with an Improved Method for Deriving the Four-Pole Parameters[J]. *Journal of Sound and vibration*,1998,217(4):767-779.
- [6] 马大猷. 现代声学理论基础. 北京：科学出版社，2004.
- [7] 刘红，郭蓓等. 冰箱压缩机消声器声学特性的数值分析. *噪声与振动控制*，2009（2）：123-126
- [8] 季晓明,孟晓宏,金涛.往复式冰箱压缩机噪声分析及控制方法综述[J].*噪声与振动控制*,2007,(1): 17-20.
- [9] 吴业正，李红旗，张华.制冷压缩机[M].北京：机械工业出版社,2011.
- [10] 韩睿.全封闭往复式压缩机整机降噪的研究[D].天津:天津大学,2004.
- [11] 徐磊,刘正士,毕嵘.结构参数对扩张式消声器消声性能影响的数值分析[J].*汽车科技*,2010,(1): 26-29.
- [12] 范钱旺,沈颖刚,翁家庆,张韦,陈贵升.赫姆霍兹共振消声器结构参数对消声性能的影响[J].*噪音与振动控制*,2007,(4): 116-119.